

明 細 書

熱 搬 送 装 置

〔 技術分野 〕

本発明は、熱搬送装置に係り、例えば、空気調和装置の冷媒回路などとして利用可能な熱搬送装置であって、特に、ポンプ等の駆動源を必要とすることなしに熱搬送媒体を循環させて熱搬送を行うようにした熱搬送装置に関する。

〔 背景技術 〕

従来より、空気調和装置の冷媒回路には、例えば、特開昭62-238951号公報に開示されているように、2系統の冷媒回路を備えたものが知られている。この種の冷媒回路は、圧縮機、第1熱源側熱交換器、減圧機構及び第1利用側熱交換器が冷媒配管によって順に接続されて成る1次側冷媒回路と、ポンプ、第2熱源側熱交換器及び第2利用側熱交換器が冷媒配管によって順に接続されて成る2次側冷媒回路とを備えている。

そして、1次側冷媒回路の第1利用側熱交換器と2次側冷媒回路の第2熱源側熱交換器との間で熱交換を行うと共に、第2利用側熱交換器は、空調する室内に配置されている。

この冷媒回路において、室内の冷房運転時には、第1利用側熱交換器で冷媒が蒸発し、第2熱源側熱交換器で冷媒が凝縮する。この凝縮冷媒は、第2利用側熱交換器において室内空気と熱交換して蒸発する。これにより室内を冷房する。

一方、室内の暖房運転時には、第1利用側熱交換器で冷媒が凝縮し、第2熱源側熱交換器で冷媒が蒸発する。この蒸発冷媒は、第2利用側熱交換器において室内空気と熱交換して凝縮する。これにより室内を暖房する。

このようにして、1次側冷媒回路の配管長の短縮化を図り、冷凍能力の向上を図っている。

ところが、このような構成では、2次側冷媒回路において冷媒を循環させるための個別の駆動源としてのポンプが必要であった。この結果、消費電力の増大等を招く

ことになる。また、この駆動源を要することによって故障が発生する要因箇所が増え、装置全体としての信頼性が劣るという不具合があった。

これらの課題を解消するための冷媒回路としては、2次側冷媒回路に駆動源を備えない、いわゆる無動力の熱搬送方式の熱搬送装置がある。この熱搬送装置には、特開昭63-180022号公報に開示されているものがある。この熱搬送装置における2次側冷媒回路は、加熱器と凝縮器と密閉容器とが冷媒配管によって順に接続されて構成され、密閉容器が加熱器よりも高い位置に配置されている。更に、加熱器と密閉容器とは、開閉弁を備えた均圧管によって接続されている。

このような構成により、室内の暖房運転時には、先ず、開閉弁を閉状態にし、加熱器で加熱されたガス冷媒を凝縮器で凝縮させて液化した後、この液冷媒を密閉容器に回収する。その後、開閉弁を開口して均圧管により加熱器と密閉容器とを均圧状態にし、加熱器よりも高い位置にある密閉容器から液冷媒を加熱器に戻している。

この動作を繰り返し、2次側冷媒回路にポンプ等の駆動源を設けることなしに冷媒の循環を可能としている。

－解決課題－

しかしながら、このような熱搬送装置では、凝縮器から密閉容器にガス冷媒が流入した場合、この密閉容器内の圧力が上昇し、良好な冷媒の循環動作が行えなくなる虞れがある。このため、凝縮器からガス冷媒が流出しないように、該凝縮器において冷媒を過冷却状態にしておく必要があった。

また、上記熱搬送装置は、密閉容器内の構造を改良することにより、密閉容器内の圧力上昇を抑制するようにしているが、十分な信頼性が得られているとは言えないものであった。

また、このように密閉容器に液冷媒を確実に導入させるためには、凝縮器を密閉容器よりも高い位置に配置しておく必要があり、各機器の配設位置の制約が多く、大規模なシステムや長配管システムに対して適用することは難しかった。

本発明は、この点に鑑みて成されたものであって、駆動源を必要としない無動力

の熱搬送方式の熱搬送装置において、機器の配設位置の制約を小さくすると共に、高い信頼性及び汎用性を得ることを目的とする。

[発明の開示]

上記の目的を達成するために、本発明は、利用側冷媒回路の冷媒に圧力を与え、この圧力を利用して該利用側冷媒回路で冷媒を循環させる。また、利用側熱交換手段の所定動作が行われるように冷媒循環方向を規制する。

具体的に、本発明が講じた第1の解決手段は、図1に示すように、先ず、熱源側熱交換手段(1)と利用側熱交換手段(3)とがガス配管(6)及び液配管(7)により冷媒循環が可能に接続されて成り、上記熱源側熱交換手段(1)が熱源手段(A)との間で熱交換を行う冷媒回路(B)を備えている。

そして、上記液配管(7)に連通し、液冷媒を貯留するタンク手段(T)を備えている。更に、該タンク手段(T)の内部圧力を上昇させる加圧動作と、内部圧力を下降させる減圧動作とを交互に行う圧力調節手段(18)を備えている。

加えて、該圧力調節手段(18)の加圧動作時には上記タンク手段(T)から蒸発器となる熱交換手段への液冷媒の供給のみを許容する一方、減圧動作時には凝縮器となる熱交換手段からタンク手段(T)への液冷媒の回収のみを許容し、冷媒回路(B)の冷媒を循環させて利用側熱交換手段(3)に吸熱又は放熱を行わせる冷媒制御手段(H)を備えている。

この第1の解決手段では、圧力調節手段(18)の加圧動作時に、タンク手段(T)から蒸発器となる熱交換手段へ液冷媒が供給される。一方、圧力調節手段(18)の減圧動作時には、凝縮器となる熱交換手段からタンク手段(T)へ液冷媒が回収される。これにより、熱源側熱交換手段(1)と利用側熱交換手段(3)との間で所定方向の冷媒循環が行われて、利用側熱交換手段(3)の吸熱若しくは放熱が行われる。

このように、圧力調節手段(18)からタンク手段(T)に作用する圧力により冷媒を循環させる。また、凝縮器となる熱交換手段からタンク手段(T)への液冷媒の回収は、タンク手段(T)内に発生する低圧によって行われる。

したがって、この第1の解決手段によれば、液配管(7)に接続されたタンク手

段（Ｔ）の内部を高圧状態と低圧状態とに交互に切換え、この圧力を利用して熱源側熱交換手段（１）と利用側熱交換手段（３）との間で冷媒を循環させるようにしたために、冷媒を循環するための冷媒循環用ポンプ等の特別な搬送手段が必要なくなる。この結果、消費電力の低減、故障が発生する要因箇所の削減、装置全体としての信頼性の確保を図ることができる。

また、凝縮器となる熱交換手段の液冷媒をタンク手段（Ｔ）の低圧によって吸引するので、タンク手段（Ｔ）を熱交換手段よりも下方に配置するといった従来のような機器の配設位置の制約がなくなり、実用性の向上を得ることができる。

また、冷媒回路（Ｂ）における冷媒循環の動作が安定的に行われるので、この回路全体を大型にしても冷媒循環が良好に行われることになり、システムの拡大化が可能になる。

本発明が講じた第２の解決手段は、図１に示すように、上記第１の解決手段において、先ず、利用側熱交換手段（３）は吸熱を行う蒸発器としたものである。冷媒制御手段（Ｈ）は、圧力調節手段（１８）の加圧動作時、タンク手段（Ｔ）から利用側熱交換手段（３）への液冷媒の供給を許容すると共に、タンク手段（Ｔ）から熱源側熱交換手段（１）への液冷媒の供給を阻止する一方、圧力調節手段（１８）の減圧動作時、熱源側熱交換手段（１）からタンク手段（Ｔ）への液冷媒の回収を許容すると共に、利用側熱交換手段（３）からタンク手段（Ｔ）への液冷媒の回収を阻止する。

この第２の解決手段では、利用側熱交換手段（３）の吸熱運転時、タンク手段（Ｔ）から利用側熱交換手段（３）へ液冷媒が供給され、この液冷媒が利用側熱交換手段（３）で蒸発する。そして、このガス冷媒は熱源側熱交換手段（１）で凝縮した後、タンク手段（Ｔ）へ回収されることになる。このため、利用側熱交換手段（３）で蒸発する冷媒により吸熱動作が得られる。

したがって、この第２の解決手段によれば、圧力調節手段（１８）の加圧動作時にはタンク手段（Ｔ）から利用側熱交換手段（３）への液冷媒の供給のみを許容し、圧力調節手段（１８）の減圧動作時には熱源側熱交換手段（１）からタンク手段（Ｔ）への液冷媒の回収のみを許容することにより、利用側熱交換手段（３）の吸熱運転を行わせるようにしたために、利用側熱交換手段（３）の吸熱運転を確実に行うことがで

き、装置の信頼性の向上を図ることができる。

本発明が講じた第3の解決手段は、図7に示すように、上記第1の解決手段において、先ず、利用側熱交換手段(3)は放熱を行う凝縮器としたものである。冷媒制御手段(H)は、圧力調節手段(18)の加圧動作時、タンク手段(T)から熱源側熱交換手段(1)への液冷媒の供給を許容すると共に、タンク手段(T)から利用側熱交換手段(3)への液冷媒の供給を阻止する一方、圧力調節手段(18)の減圧動作時、利用側熱交換手段(3)からタンク手段(T)への液冷媒の回収を許容すると共に、熱源側熱交換手段(1)からタンク手段(T)への液冷媒の回収を阻止する。

この第3の解決手段では、利用側熱交換手段(3)の放熱運転時、タンク手段(T)から熱源側熱交換手段(1)へ液冷媒が供給され、熱源側熱交換手段(1)では、この液冷媒が蒸発する。そして、このガス冷媒は利用側熱交換手段(3)で凝縮した後、タンク手段(T)へ回収されることになる。このため、利用側熱交換手段(3)で凝縮する冷媒により放熱動作が得られる。

したがって、この第3の解決手段によれば、圧力調節手段(18)の加圧動作時にはタンク手段(T)から熱源側熱交換手段(1)への液冷媒の供給のみを許容し、圧力調節手段(18)の減圧動作時には利用側熱交換手段(3)からタンク手段(T)への液冷媒の回収のみを許容することにより、利用側熱交換手段(3)の放熱運転を行わせるようにしたために、利用側熱交換手段(3)の放熱運転を確実に行うことができ、装置の信頼性の向上を図ることができる。

本発明が講じた第4の解決手段は、図4及び図5に示すように、上記第1、第2又は第3の解決手段において、圧力調節手段(18)は、加圧動作時、タンク手段(T)の冷媒に熱を与えて該タンク手段(T)の内圧を上昇させる一方、減圧動作時、タンク手段(T)の冷媒から熱を奪って該タンク手段(T)の内圧を下降させる構成としている。

この第4の解決手段では、このようにタンク手段(T)の冷媒を直接的に加熱及び冷却してタンク手段(T)の内圧を変化させて冷媒の搬送を行う。

したがって、この第4の解決手段によれば、タンク手段(T)の冷媒を圧力調節

手段(18)によって直接的に加熱及び冷却してタンク手段(T)の内圧を変化させるようにしたために、比較的熱ロスの小さい機構でもってタンク手段(T)の内圧を変化させることができ、冷媒搬送の高効率化を図ることができる。

本発明が講じた第5の解決手段は、図4に示すように、上記第4の解決手段において、圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)に隣接され、タンク手段(T)の冷媒に熱を与える加熱動作と、タンク手段(T)の冷媒から熱を奪う冷却動作とを切換えて行う熱交換手段(18b)で構成したものである。

また、本発明が講じた第6の解決手段は、図5に示すように、上記第4の解決手段において、圧力調節手段(18)は、圧縮機(D1)と第1熱交換器(D3)と減圧機構(D4)と第2熱交換器(D5)と圧縮機(D1)の吐出側に対する第1熱交換器(D3)及び第2熱交換器(D5)の接続状態を交互に切換える切換え手段(D2)とを有する冷媒回路(D)を備えたものである。そして、上記第1熱交換器(D3)が、タンク手段(T)との間で熱交換し、切換え手段(D2)の切換え動作に伴ってタンク手段(T)の冷媒を加熱及び冷却する。

この第5及び第6の解決手段では、圧力調節手段の構成を具体的に得ることができることになる。

したがって、この第5及び第6の解決手段によれば、圧力調節手段の構成を具体化したことにより、装置自体の実用性の向上を図ることができ、また、タンク手段(T)の内圧の調整を正確に行え、運転動作の信頼性の向上を図ることもできる。

本発明が講じた第7の解決手段は、図2、図3及び図6に示すように、上記第1、第2又は第3の解決手段において、圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)に圧力管(19)を介して連結された圧力発生手段(18a, 18c, 19c)を備え、加圧動作時、圧力発生手段(18a, 18c, 19c)からタンク手段(T)の内部に高圧を作用させる一方、減圧動作時、圧力発生手段(18a, 18c, 19c)からタンク手段(T)の内部に低圧を作用させる構成としている。

したがって、この第7の解決手段によれば、タンク手段(T)に作用させる圧力の発生源である圧力発生手段(18a, 18c, 19c)を圧力管(19)によりタンク手段(T)

に連結したために、この圧力発生源をタンク手段（Ｔ）に近接して配置する必要がなくなり、配設位置の自由度の向上を図ることができる。

本発明が講じた第８の解決手段は、図２に示すように、上記第７の解決手段において、先ず、圧力発生手段は、液冷媒が貯留可能な貯留容器（１８ａ）としたものである。圧力調節手段（１８）は、加圧動作時、貯留容器（１８ａ）の液冷媒に熱を与えて該液冷媒を蒸発させ、該貯留容器（１８ａ）の内圧を上昇させる一方、減圧動作時、貯留容器（１８ａ）のガス冷媒から熱を奪って該ガス冷媒を凝縮させ、該貯留容器（１８ａ）の内圧を下降させる。

また、本発明が講じた第９の解決手段は、図３に示すように、上記第７の解決手段において、先ず、圧力発生手段は、圧縮機（１８ｃ）としたものである。圧力管（１９）の圧縮機（１８ｃ）に対する接続状態が、切換え手段（Ｉ）によって圧縮機（１８ｃ）の吐出側と吸入側とに切換わる。更に、圧力調節手段（１８）は、切換え手段（Ｉ）の切換え動作により、加圧動作時に圧力管（１９）を圧縮機（１８ｃ）の吐出側に接続する一方、減圧動作時に圧力管（１９）を圧縮機（１８ｃ）の吸入側に接続する。

また、本発明が講じた第１０の解決手段は、図６に示すように、上記第７の解決手段において、先ず、圧力発生手段は、冷媒が貯留可能な熱交換器（１９ｃ）としたものである。圧力調節手段（１８）は、加圧動作時に熱交換器（１９ｃ）の冷媒に熱を与えて該熱交換器（１９ｃ）の内圧を上昇させる一方、減圧動作時に熱交換器（１９ｃ）の冷媒から熱を奪って該熱交換器（１９ｃ）の内圧を下降させる。

また、本発明が講じた第１１の解決手段は、図６に示すように、上記第１０の解決手段において、圧力調節手段（１８）は、圧縮機（Ｄ１）と第１熱交換器（Ｄ３）と減圧機構（Ｄ４）と第２熱交換器（Ｄ５）と圧縮機（Ｄ１）の吐出側に対する第１熱交換器（Ｄ３）及び第２熱交換器（Ｄ５）の接続状態を交互に切換える切換え手段（Ｄ２）とを有する冷媒回路（Ｄ）を備えたものである。そして、上記第１熱交換器（Ｄ３）が、熱交換器（１９ｃ）との間で熱交換し、切換え手段（Ｄ２）の切換え動作に伴って熱交換器（１９ｃ）の冷媒を加熱及び冷却する。

この第８～第１１の解決手段では、タンク手段（Ｔ）に対して加圧動作及び減圧動作を行うための圧力発生源となる圧力発生手段（１８ａ、１８ｃ、１９ｃ）の構成を具体的に

得ることができる。

したがって、この第8～第11の解決手段によれば、圧力発生手段(18a, 18c, 19c)の構成を具体化することができるので、装置自体の実用性の向上を図ることができる。

本発明が講じた第12の解決手段は、図8に示すように、上記第2の解決手段において、冷媒制御手段(H)は、液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と熱源側熱交換手段(1)との間に設けられ、圧力調節手段(18)の加圧動作時に閉鎖し、減圧動作時に開口する第1の電磁弁(SV-A)と、液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と利用側熱交換手段(3)との間に設けられ、圧力調節手段(18)の加圧動作時に開口し、減圧動作時に閉鎖する第2の電磁弁(SV-B)とによって構成されたものである。

また、本発明が講じた第13の解決手段は、図8に示すように、上記第3の解決手段において、冷媒制御手段(H)は、液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と熱源側熱交換手段(1)との間に設けられ、圧力調節手段(18)の加圧動作時に開口し、減圧動作時に閉鎖する第1の電磁弁(SV-A)と、液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と利用側熱交換手段(3)との間に設けられ、圧力調節手段(18)の加圧動作時に閉鎖し、減圧動作時に開口する第2の電磁弁(SV-B)とによって構成されたものである。

また、本発明が講じた第14の解決手段は、図1に示すように、上記第2の解決手段において、冷媒制御手段(H)は、液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と熱源側熱交換手段(1)との間に設けられ、熱源側熱交換手段(1)からタンク手段(T)への液冷媒の流通のみを許容する第1の逆止弁(CV1)と、液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と利用側熱交換手段(3)との間に設けられ、タンク手段(T)から利用側熱交換手段(3)への液冷媒の流通のみを許容する第2の逆止弁(CV2)とによって構成されたものである。

また、本発明が講じた第15の解決手段は、図7に示すように、上記第3の解決手段において、冷媒制御手段(H)は、液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と熱源側熱交換手段(1)との間に設けられ、タンク手段(T)から熱源側熱

交換手段（１）への液冷媒の流通のみを許容する第１の逆止弁（CV３）と、液配管（７）におけるタンク手段（Ｔ）の接続位置と利用側熱交換手段（３）との間に設けられ、利用側熱交換手段（３）からタンク手段（Ｔ）への液冷媒の流通のみを許容する第２の逆止弁（CV４）とによって構成されたものである。

この第１２～第１５の解決手段では、冷媒制御手段（H）の構成を具体的に得ることができる。

したがって、この第１２～第１５の解決手段によれば、冷媒流通制御手段（H）の構成を具体的に得ることができるので、利用側熱交換手段（３）に吸熱若しくは放熱運転を行わせるための冷媒循環方向の設定を正確に行うことができ、これによっても運転動作の信頼性の向上及び実用性の向上を図ることができる。

本発明が講じた第１６の解決手段は、複数のタンク手段（T1、T2）を設けることにより、利用側熱交換手段（３）の放熱運転若しくは吸熱運転が連続的に行えるようにした。

具体的には、図１０及び図１２などに示すように、先ず、熱源側熱交換手段（１）と利用側熱交換手段（３）とがガス配管（６）及び液配管（７）により冷媒循環が可能に接続されて成り、上記熱源側熱交換手段（１）が熱源手段（A）との間で熱交換を行う冷媒回路（B）を備えている。

そして、上記液配管（７）に互いに並列に接続され、液冷媒を貯留する１以上の第１タンク手段（T1）及び１以上の第２タンク手段（T2）を備えている。

更に、該第１タンク手段（T1）の内部圧力を上昇させると共に第２タンク手段（T2）の内部圧力を下降させる第１圧力状態と、第１タンク手段（T1）の内部圧力を下降させると共に第２タンク手段（T2）の内部圧力を上昇させる第２圧力状態とに交互に切替える圧力調節手段（18）を備えている。

加えて、該圧力調節手段（18）の第１圧力状態時には、第１タンク手段（T1）から蒸発器となる熱交換手段に液冷媒を供給すると共に、凝縮器となる熱交換手段から第２タンク手段（T2）に液冷媒を回収する一方、第２圧力状態時には、第２タンク手段（T2）から蒸発器となる熱交換手段に液冷媒を供給すると共に、凝縮器となる熱交換手段から第１タンク手段（T1）に液冷媒を回収し、冷媒回路（B）の冷媒を循環さ

せて利用側熱交換手段（３）に吸熱又は放熱を連続して行わせる冷媒制御手段（H）を備えている。

この第１６の解決手段では、圧力調節手段（18）の第１圧力状態と第２圧力状態とを交互に切換えながら、冷媒制御手段（H）による冷媒の流通を阻止することで、一方の熱交換手段に液冷媒を供給するタンク手段と、他方の熱交換手段から冷媒を回収するタンク手段とが交互に切換えられることになる。このため、利用側熱交換手段（３）の吸熱運転若しくは放熱運転が連続的に行われる。

したがって、この第１６の解決手段によれば、第１タンク手段（T1）に高圧を作用させ且つ第２タンク手段（T2）に低圧を作用させる動作と、第２タンク手段（T2）に高圧を作用させ且つ第１タンク手段（T1）に低圧を作用させる動作とを交互に行うようにしたために、利用側熱交換手段（３）の吸熱運転若しくは放熱運転を連続的に行うことができるので、装置全体の性能及び実用性の向上を図ることができる。

また、本解決手段においても、上述した第１の解決手段と同様に、熱源側熱交換手段（１）と利用側熱交換手段（３）との間で冷媒を循環するための特別な搬送手段が必要ないため、消費電力の低減、故障が発生する要因箇所の削減、装置全体としての信頼性の確保を図ることができる。

また、機器の配設位置の制約が小さくすることができ、汎用性の向上を図ることができる。

本発明が講じた第１７の解決手段は、図１２に示すように、上記第１６の解決手段において、まず、利用側熱交換手段（３）は吸熱を行う蒸発器としたものである。そして、冷媒制御手段（H）は、圧力調節手段（18）の第１圧力状態時、第１タンク手段（T1）から利用側熱交換手段（３）へ液冷媒を供給すると共に、熱源側熱交換手段（１）から第２タンク手段（T2）へ液冷媒を回収する一方、圧力調節手段（18）の第２圧力状態時、第２タンク手段（T2）から利用側熱交換手段（３）へ液冷媒を供給すると共に、熱源側熱交換手段（１）から第１タンク手段（T1）へ液冷媒を回収するように液配管（７）における冷媒流通状態を切換える。

この第１７の解決手段では、第１タンク手段（T1）から利用側熱交換手段（３）に液冷媒を供給しながら熱源側熱交換手段（１）から第２タンク手段（T2）に液冷媒

を回収する状態と、第2タンク手段(T2)から利用側熱交換手段(3)に液冷媒を供給しながら熱源側熱交換手段(1)から第1タンク手段(T1)に液冷媒を回収する状態とが交互に行われる。この結果、利用側熱交換手段(3)の吸熱運転が連続的に行われる。

また、本発明が講じた第18の解決手段は、図13に示すように、上記第16の解決手段において、先ず、利用側熱交換手段(3)は放熱を行う凝縮器としたものである。そして、冷媒制御手段(H)は、圧力調節手段(18)の第1圧力状態時、第1タンク手段(T1)から熱源側熱交換手段(1)へ液冷媒を供給すると共に、利用側熱交換手段(3)から第2タンク手段(T2)へ液冷媒を回収する一方、圧力調節手段(18)の第2圧力状態時、第2タンク手段(T2)から熱源側熱交換手段(1)へ液冷媒を供給すると共に、利用側熱交換手段(3)から第1タンク手段(T1)へ液冷媒を回収するように液配管(7)における冷媒流通状態を切替える。

この第18の解決手段では、第1タンク手段(T1)から熱源側熱交換手段(1)に液冷媒を供給しながら利用側熱交換手段(3)から第2タンク手段(T2)に液冷媒を回収する状態と、第2タンク手段(T2)から熱源側熱交換手段(1)に液冷媒を供給しながら利用側熱交換手段(3)から第1タンク手段(T1)に液冷媒を回収する状態とが交互に行われる。この結果、利用側熱交換手段(3)の放熱運転が連続的に行われる。

したがって、この第17の解決手段によれば、各タンク手段(T1, T2)に対する圧力作用状態を交互に切替えることで、利用側熱交換手段(3)の吸熱運転を連続的に行うことができる。また、第18の解決手段によれば、同様にして各タンク手段(T1, T2)に対する圧力作用状態を交互に切替えることで、利用側熱交換手段(3)の放熱運転を連続的に行うことができる。このため、例えば、利用側熱交換手段(3)を室内に設置し、室内を冷房或いは暖房して空気調和を行う場合、室内の空気調和状態を常に良好に維持することができる。

また、本発明が講じた第19の解決手段は、図10～図12に示すように、上記第16、第17又は第18の解決手段において、圧力調節手段(18)は、各タンク手段(T1, T2)に圧力管(19d, 19e)を介して連結された圧力発生手段(18A, 18B, D1, E

1, E2) を備え、該圧力発生手段 (18A, 18B, D1, E1, E2) により、第1圧力状態時、第1タンク手段 (T1) の内部に高圧を作用させ、第2タンク手段 (T2) の内部に低圧を作用させる一方、第2圧力状態時、第2タンク手段 (T2) の内部に高圧を作用させ、第1タンク手段 (T1) の内部に低圧を作用させる構成としたものである。

したがって、この第19の解決手段によれば、利用側熱交換手段 (3) の吸熱運転若しくは放熱運転を連続的に行わせるものにおいても、上述した第7の解決手段と同様に、各タンク手段 (T1, T2) に作用させる圧力の発生源を各タンク手段 (T1, T2) に近接して配置する必要がなくなり、配設位置の自由度の向上を図ることができる。

本発明が講じた第20の解決手段は、図10に示すように、上記第19の解決手段において、先ず、圧力発生手段を、第1タンク手段 (T1) に接続されて液冷媒が貯留可能な第1の貯留容器 (18A) 及び第2タンク手段 (T2) に接続されて液冷媒が貯留可能な第2の貯留容器 (18B) で構成したものである。

そして、圧力調節手段 (18) は、第1圧力状態時、第1の貯留容器 (18A) の液冷媒に熱を与えて該液冷媒を蒸発させ、該貯留容器 (18A) の内圧を上昇させると共に、第2の貯留容器 (18B) のガス冷媒から熱を奪って該ガス冷媒を凝縮させ、該貯留容器 (18B) の内圧を下降させる一方、第2圧力状態時、第2の貯留容器 (18B) の液冷媒に熱を与えて該液冷媒を蒸発させ、該貯留容器 (18B) の内圧を上昇させると共に、第1の貯留容器 (18A) のガス冷媒から熱を奪って該ガス冷媒を凝縮させ、該貯留容器 (18A) の内圧を下降させる。

また、本発明が講じた第21の解決手段は、図11に示すように、上記第19の解決手段において、先ず、圧力発生手段を圧縮機 (D1) で構成したものである。そして、第1タンク手段 (T1) 及び第2タンク手段 (T2) の圧縮機 (D1) に対する接続状態の切換えが、切換え手段 (I) によって圧力管 (19d, 19e) を圧縮機 (D1) の吐出側と吸入側とに切換えて行う。

加えて、圧力調節手段 (18) は、第1圧力状態時、圧縮機 (D1) の吐出側を第1タンク手段 (T1) に接続し、圧縮機 (D1) の吸入側を第2タンク手段 (T2) に接続する一方、第2圧力状態時、圧縮機 (D1) の吐出側を第2タンク手段 (T2) に接続し、圧縮機 (D1) の吸入側を第1タンク手段 (T1) に接続する。

また、本発明が講じた第22の解決手段は、図12に示すように、上記第19の解決手段において、先ず、圧力発生手段を、第1タンク手段(T1)に接続されて冷媒が貯留可能な第1の熱交換器(E1)及び第2タンク手段(T2)に接続されて冷媒が貯留可能な第2の熱交換器(E2)で構成したものである。

そして、圧力調節手段(18)は、第1圧力状態時、第1の熱交換器(E1)の冷媒に熱を与えて該熱交換器(E1)の内圧を上昇させると共に、第2の熱交換器(E2)の冷媒から熱を奪って該熱交換器(E2)の内圧を下降させる一方、第2圧力状態時、第2の熱交換器(E2)の冷媒に熱を与えて該熱交換器(E2)の内圧を上昇させると共に、第1の熱交換器(E1)の冷媒から熱を奪って該熱交換器(E1)の内圧を下降させる。

また、本発明が講じた第23の解決手段は、図12に示すように、上記第22の解決手段において、先ず、圧力調節手段(18)は、圧縮機(D1)と第1熱交換器(D3)と減圧機構(D4)と第2熱交換器(D5)と圧縮機(D1)の吐出側に対する第1熱交換器(D3)及び第2熱交換器(D5)の接続状態を交互に切替える切替え手段(I)とを有する冷媒回路(D)を備えている。

そして、第1熱交換器(D3)が第1タンク手段(T1)に接続された第1の熱交換器(E1)との間で熱交換し、第2熱交換器(D5)が第2タンク手段(T2)に接続された第2の熱交換器(E2)との間で熱交換し、切替え手段(I)の切替え動作に伴って第1圧力状態と第2圧力状態とに切替わる。

また、本発明が講じた第24の解決手段は、図16に示すように、上記第19の解決手段において、先ず、圧力発生手段を、加熱用熱交換器(D3)によって加熱される加圧用熱交換器(E2)と、冷却用熱交換器(D5)によって冷却される減圧用熱交換器(E1)とによって構成したものである。

そして、圧力調節手段(18)は、第1圧力状態時、加圧用熱交換器(E2)を第1タンク手段(T1)に接続すると共に、減圧用熱交換器(E1)を第2タンク手段(T2)に接続する一方、第2圧力状態時、加圧用熱交換器(E2)を第2タンク手段(T2)に接続すると共に、減圧用熱交換器(E1)を第1タンク手段(T1)に接続する。

また、本発明が講じた第25の解決手段は、図16に示すように、上記第24の解決手段において、圧力調節手段(18)は、圧縮機(D1)と加熱用熱交換器(D3)と減圧機構(D4)と冷却用熱交換器(D5)とが冷媒配管によって順に接続されて成る冷

媒回路（D）を備えたものである。

したがって、この第20～第25の解決手段によれば、上述した第19の解決手段の効果を発揮させることができる圧力発生手段の具体構成を得ることができる。この結果、実用性の更なる向上を図ることができる。

本発明が講じた第26の解決手段は、図22に示すように、上記第1の解決手段において、圧力調節手段（18）は、タンク手段（T）の内部圧力を上昇させて該タンク手段（T）の液冷媒を液配管（7）に押出す加圧動作を行う加圧手段（50）と、タンク手段（T）の内部圧力を下降させて液配管（7）から該タンク手段（T）へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段（60）とを備えている。

そして、上記減圧手段（60）は、タンク手段（T）に接続され且つ冷媒を凝縮することによってタンク手段（T）の内部圧力を下降させる循環用凝縮器（61）を備え、該循環用凝縮器（61）の凝縮圧力が、凝縮器となる熱交換手段の凝縮圧力より低く設定されている。

この第26の解決手段では、循環用凝縮器（61）での冷媒の凝縮により、タンク手段（T）の内部が低圧になる。そして、この圧力は凝縮器となる熱交換手段の凝縮圧力より低くなっているので、この凝縮器内の液冷媒はタンク手段（T）に吸引されることになる。

したがって、この第26の解決手段によれば、タンク手段（T）に接続された減圧手段（60）の循環用凝縮器（61）での冷媒の凝縮によって、凝縮器からタンク手段（T）に液冷媒を回収するための低圧を発生させるようにしたために、この場合にも、タンク手段（T）を凝縮器よりも低い位置に配置するといった制約を受けることなく、各機器を設置することができる。

また、減圧手段（60）とタンク手段（T）との連通状態と非連通状態とを切換えるのみでタンク手段（T）の内圧を変化させることが可能となるので、減圧手段（60）及びタンク手段（60）の開回路に電磁弁などを採用するようにすれば、これを開閉するのみで冷媒の循環動作を行わせることができ、高い信頼性と故障が発生する要因箇所の低減を図ることができる。

本発明が講じた第27の解決手段は、図23に示すように、上記第1の解決手段において、先ず、圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)の内部圧力を上昇させて該タンク手段(T)の液冷媒を液配管(7)に押出す加圧動作を行う加圧手段(50)と、タンク手段(T)の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段(T)へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備えている。

そして、上記加圧手段(50)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を蒸発することによってタンク手段(T)の内部圧力を上昇させる循環用蒸発器(51)を備え、該循環用蒸発器(51)の蒸発圧力が、蒸発器となる熱交換手段の蒸発圧力より高く設定されている。

この第27の解決手段では、循環用蒸発器(51)での冷媒の蒸発により、タンク手段(T)の内部が高圧になる。そして、この圧力は蒸発器となる熱交換手段の蒸発圧力より高くなっているので、この蒸発器に対してタンク手段(T)から液冷媒が供給されることになる。

したがって、この第27の解決手段によれば、タンク手段(T)に接続された加圧手段(50)の循環用蒸発器(51)での冷媒の蒸発によって、タンク手段(T)から蒸発器に液冷媒を供給するための高圧を発生させるようにしたために、タンク手段(T)と蒸発器との配設位置に制約を受けるといったことがなくなる。

また、本発明にあっても加圧手段(50)とタンク手段(T)との連通状態と非連通状態とを切替えるのみでタンク手段(T)の内圧を変化させることが可能となり、高い信頼性と故障が発生する要因箇所の低減を図ることができる。

本発明が講じた第28の解決手段は、図26に示すように、上記第27の解決手段において、先ず、循環用蒸発器(51)の上方には補助タンク手段(ST)が設けられている。そして、減圧手段(60)による減圧動作時、補助タンク手段(ST)を減圧手段(60)及び液配管(7)にそれぞれ連通させて液配管(7)の液冷媒を補助タンク手段(ST)に回収する一方、加圧手段(50)による加圧動作時、補助タンク手段(ST)を加圧手段(50)に連通させて補助タンク手段(ST)の液冷媒を循環用蒸発器(51)に落下供給させる切換え手段(I)が設けられている。

この第28の解決手段では、比較的小型の補助タンク手段(ST)を循環用蒸発器

(51) の上方に配置しておけば循環用蒸発器 (51) への液冷媒の供給が可能となり、循環用蒸発器 (51) の内部に液冷媒が無くなって冷媒の循環が不能になるといったことがなくなる。

したがって、この第28の解決手段によれば、循環用蒸発器 (51) の上方に補助タンク手段 (ST) を設け、循環用蒸発器 (51) に供給するための液冷媒を補助タンク手段 (ST) に一時的に貯留させるようにしたために、タンク手段 (T) と循環用蒸発器 (51) との配設高さ位置に制約を受けることなく循環用蒸発器 (51) に十分な液冷媒を供給することができる。

本発明が講じた第29の解決手段は、図27に示すように、上記第27の解決手段において、まず、循環用蒸発器 (51) の上方には、1以上の第1補助タンク手段 (ST1) 及び1以上の第2補助タンク手段 (ST2) が設けられている。そして、第1補助タンク手段 (ST1) を減圧手段 (60) 及び液配管 (7) にそれぞれ連通させて液配管 (7) の液冷媒を該第1補助タンク手段 (ST1) に回収させると共に、第2補助タンク手段 (ST2) を加圧手段 (50) に連通させて該第2補助タンク手段 (ST2) の液冷媒を循環用蒸発器 (51) に落下供給させる第1切換え状態と、第2補助タンク手段 (ST2) を減圧手段 (60) 及び液配管 (7) にそれぞれ連通させて液配管 (7) の液冷媒を該第2補助タンク手段 (ST2) に回収させると共に、第1補助タンク手段 (ST1) を加圧手段 (50) に連通させて該第1補助タンク手段 (ST1) の液冷媒を循環用蒸発器 (51) に落下供給させる第2切換え状態とに切換える切換え手段 (I) が設けられている。

この第29の解決手段では、一方の補助タンク手段に対して液冷媒が回収され、他方の補助タンク手段からは循環用蒸発器 (51) に液冷媒が供給される状態が同時に行われる。このため、個々の補助タンク手段 (ST1, ST2) に対し液冷媒の回収動作と供給動作とを繰り返す頻度を低減できることになる。

したがって、この第29の解決手段によれば、複数の補助タンク手段 (ST1, ST2) を設け、一方の補助タンク手段に液冷媒を回収させ、他方の補助タンク手段から循環用蒸発器に液冷媒を供給させるようにしたために、補助タンク手段 (ST1, ST2) の動作をタンク手段 (T) に対する加圧減圧動作に同期させて切換える必要がなくなる。

このため、個々の補助タンク手段 (ST1, ST2) に対し液冷媒回収動作と供給動作とを繰り返す頻度を低減できることになり、その長寿命化を図ることができる。

本発明が講じた第30の解決手段は、図24に示すように、上記第16の解決手段において、先ず、圧力調節手段 (18) は、第1タンク手段 (T1) 及び第2タンク手段 (T2) に対し、一方のタンク手段の内部圧力を上昇させて該タンク手段の液冷媒を液配管 (7) に押出す加圧動作を行う加圧手段 (50) と、他方のタンク手段の内部圧力を下降させて液配管 (7) から該タンク手段へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段 (60) とを備えている。

そして、上記減圧手段 (60) は、各タンク手段 (T1, T2) に接続され且つ冷媒を凝縮することによって各タンク手段 (T1, T2) の内部圧力を下降させる循環用凝縮器 (61) を備え、該循環用凝縮器 (61) の凝縮圧力が、凝縮器となる熱交換手段の凝縮圧力より低く設定されている。

更に、上記圧力調節手段 (18) は、第1圧力状態時に、第1タンク手段 (T1) を加圧手段 (50) により加圧すると共に第2タンク手段 (T2) を減圧手段 (60) により減圧する一方、第2圧力状態時に、第2タンク手段 (T2) を加圧手段 (50) により加圧すると共に第1タンク手段 (T1) を減圧手段 (60) により減圧する。

この第30の解決手段では、利用側熱交換手段 (3) の吸熱運転若しくは放熱運転を連続的に行うことができる冷媒回路において、各タンク手段 (T1, T2) を凝縮器よりも低い位置に配置することがなく、この凝縮器からタンク手段 (T1, T2) へ液冷媒が回収される。

したがって、この第30の解決手段によれば、利用側熱交換手段 (3) の吸熱運転若しくは放熱運転を連続的に行うことができる冷媒回路において、各タンク手段 (T1, T2) を凝縮器よりも低い位置に配置するといった制約を受けることがなく、この凝縮器からタンク手段 (T1, T2) へ液冷媒を回収することができ、冷媒を循環させることができる。

本発明が講じた第31の解決手段は、図25に示すように、上記第16の解決手段において、先ず、圧力調節手段 (18) は、第1タンク手段 (T1) 及び第2タンク手

段 (T2) に対し、一方のタンク手段の内部圧力を上昇させて該タンク手段の液冷媒を液配管 (7) に押出す加圧動作を行う加圧手段 (50) と、他方のタンク手段の内部圧力を下降させて液配管 (7) から該タンク手段へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段 (60) とを備えている。

そして、上記加圧手段 (50) は、各タンク手段 (T1, T2) に接続され且つ冷媒を蒸発することによって各タンク手段 (T1, T2) の内部圧力を上昇させる循環用蒸発器 (51) を備え、該循環用蒸発器 (51) の蒸発圧力が、蒸発器となる熱交換手段の蒸発圧力より高く設定されている。

更に、上記圧力調節手段 (18) は、第1圧力状態時に、第1タンク手段 (T1) を加圧手段 (50) により加圧すると共に第2タンク手段 (T2) を減圧手段 (60) により減圧する一方、第2圧力状態時に、第2タンク手段 (T2) を加圧手段 (50) により加圧すると共に第1タンク手段 (T1) を減圧手段 (60) により減圧する。

この第31の解決手段では、利用側熱交換手段 (3) の吸熱運転若しくは放熱運転を連続的に行うことができる冷媒回路において、各タンク手段 (T1, T2) の蒸発器に対する配設位置に制約を受けることがなく、タンク手段 (T1, T2) から蒸発器へ液冷媒が供給される。

したがって、この第31の解決手段によれば、利用側熱交換手段 (3) の吸熱運転若しくは放熱運転を連続的に行うことができる冷媒回路において、各タンク手段 (T1, T2) の蒸発器に対する配設位置に制約を受けることがなく、タンク手段 (T1, T2) から蒸発器への液冷媒の供給を可能にすることができる。

本発明が講じた第32の解決手段は、図30、図33及び図36などに示すように、上記第31の解決手段において、先ず、循環用蒸発器 (51) の上方には、1以上の第1補助タンク手段 (ST1) 及び1以上の第2補助タンク手段 (ST2) が設けられている。

そして、該第1補助タンク手段 (ST1) を減圧手段 (60) 及び液配管 (7) にそれぞれ連通させて液配管 (7) の液冷媒を該第1補助タンク手段 (ST1) に回収させると共に、第2補助タンク手段 (ST2) を加圧手段 (50) に連通させて該第2補助タンク手段 (ST2) の液冷媒を循環用蒸発器 (51) に落下供給させる第1切換え状態と、

第2補助タンク手段(ST2)を減圧手段(60)及び液配管(7)にそれぞれ連通させて液配管(7)の液冷媒を該第2補助タンク手段(ST2)に回収させると共に、第1補助タンク手段(ST1)を加圧手段(50)に連通させて該第1補助タンク手段(ST1)の液冷媒を循環用蒸発器(51)に落下供給させる第2切換え状態とに切換える手段(I)が設けられている。

したがって、この第32の解決手段によれば、複数の補助タンク(ST1, ST2)を設けたことにより、上述した第29の解決手段の効果と同様の効果が発揮され、利用側熱交換手段(3)の吸熱運転若しくは放熱運転を連続的に行うことができる冷媒回路において、個々の補助タンク手段(ST1, ST2)に対し液冷媒回収動作と供給動作とを繰り返す頻度を低減できて、その長寿命化を図ることができる。

本発明が講じた第33の解決手段は、図22に示すように、上記第26又は第30の解決手段において、先ず、熱源手段(A)は、熱源側熱交換手段(1)との間で熱交換を行う第1の熱交換手段(12)と、循環用凝縮器(61)との間で熱交換を行う第2の熱交換手段(72)とを備えている。

そして、利用側熱交換手段(3)の吸熱運転時における第1の熱交換手段(12)と第2の熱交換手段(72)との蒸発温度は同一である一方、上記第2の熱交換手段(72)を流れる冷媒の流量に対する循環用凝縮器(61)の容量の比は、第1の熱交換手段(12)を流れる冷媒の流量に対する熱源側熱交換手段(1)の容量の比よりも大きく設定されている。

この第33の解決手段では、循環用凝縮器(61)の凝縮圧力を、凝縮器となる熱源側熱交換手段(1)の凝縮圧力より低く設定するための構成が具体的に得られることになる。

また、本発明が講じた第34の解決手段は、図23に示すように、上記第27又は第31の解決手段において、先ず、熱源手段(A)は、熱源側熱交換手段(1)との間で熱交換を行う第1の熱交換手段(12)と、循環用蒸発器(51)との間で熱交換を行う第2の熱交換手段(71)とを備えている。

そして、利用側熱交換手段(3)の放熱運転時における第1の熱交換手段(12)と第2の熱交換手段(71)の凝縮温度は同一である一方、上記第2の熱交換手段(71)

を流れる冷媒の流量に対する循環用蒸発器（51）の容量の比は、第1の熱交換手段（12）を流れる冷媒の流量に対する熱源側熱交換手段（1）の容量の比よりも大きく設定されている。

この第34の解決手段では、循環用蒸発器（51）の蒸発圧力を、蒸発器となる熱源側熱交換手段（1）の蒸発圧力より高く設定するための構成が具体的に得られることになる。

したがって、この第33の解決手段によれば、循環用凝縮器（61）の凝縮圧力を、凝縮器となる熱源側熱交換手段の凝縮圧力より低く設定するための具体構成が、また、第34の解決手段によれば、循環用蒸発器（51）の蒸発圧力を、蒸発器となる熱源側熱交換手段の蒸発圧力より高く設定するための具体構成がそれぞれ得られることになる。このため、タンク手段（T）に所定の圧力を確実に作用させることができ、装置の信頼性の向上を図ることができる。

本発明が講じた第35の解決手段は、図23に示すように、上記第26又は第30の解決手段において、先ず、減圧手段（60）は、タンク手段（T）の上端部と循環用凝縮器（61）のガス側とを接続するガス回収管（62）と、タンク手段（T）の下端部と循環用凝縮器（1）の液側とを接続する液供給管（63）とを備えている。そして、上記液供給管（63）は、液配管（7）とは独立してタンク手段（T）の下端部に接続されている。

したがって、この第35の解決手段によれば、減圧手段（60）の液供給管（63）を液配管（7）とは独立してタンク手段（T）の下端部に接続し、循環用凝縮器（61）及び凝縮器となる熱交換器をそれぞれ個別にタンク手段（T）に接続したために、各配管（63, 7）にその配管径に応じた口径の逆止弁をそれぞれ配設することができ、特に、液供給管（63）においては、圧損を低く設定することが可能な逆止弁の適用が可能になり、この減圧手段（60）における冷媒の循環を円滑に行うことができる。

本発明が講じた第36の解決手段は、図30及び図33に示すように、上記第1又は第16の解決手段において、先ず、圧力調節手段（18）は、タンク手段（T）の内部圧力を上昇させて該タンク手段（T）の液冷媒を液配管（7）に押出す加圧動作

を行う加圧手段(50)と、タンク手段(T)の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段(T)へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備えている。

そして、上記減圧手段(60)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を凝縮することによってタンク手段(T)の内部圧力を下降させる循環用凝縮器(61)を備え、上記加圧手段(50)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を蒸発することによってタンク手段(T)の内部圧力を上昇させる循環用蒸発器(51)を備えている。

更に、熱源手段(A)は、圧縮機(11)、熱源側熱交換手段(1)の間で熱交換を行う第1の熱交換手段(12)と、循環用凝縮器(61)の間で熱交換を行う第2の熱交換手段(72)と、循環用蒸発器(51)の間で熱交換を行う第3の熱交換手段(71)とを備え、利用側熱交換手段(3)の放熱運転時、圧縮機(11)から吐出したガス冷媒を、第3の熱交換手段(71)において循環用蒸発器(51)との間で熱交換を行って顕熱変化させた後、第1の熱交換手段(12)において熱源側熱交換手段(1)との間で熱交換を行って凝縮させ、更に、第2の熱交換手段(72)において循環用凝縮器(61)との間で熱交換を行って蒸発させる。

また、本発明が講じた第37の解決手段は、図36に示すように、上記第1又は第16の解決手段において、先ず、圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)の内部圧力を上昇させて該タンク手段(T)の液冷媒を液配管(7)に押出す加圧動作を行う加圧手段(50)と、タンク手段(T)の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段(T)へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備えている。

そして、上記減圧手段(60)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を凝縮することによってタンク手段(T)の内部圧力を下降させる循環用凝縮器(61)を備え、上記加圧手段(50)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を蒸発することによってタンク手段(T)の内部圧力を上昇させる循環用蒸発器(51)を備えている。

更に、熱源手段(A)は、圧縮機(11)、熱源側熱交換手段(1)の間で熱交換を行う第1の熱交換手段(12)と、循環用凝縮器(61)の間で熱交換を行う第2の熱交換手段(72)と、循環用蒸発器(51)の間で熱交換を行う第3の熱交換手段(71)とを備え、利用側熱交換手段(3)の放熱運転時、圧縮機(11)から吐出したガス冷媒を、第3の熱交換手段(71)及び第1の熱交換手段(12)に分流し、第3の熱交換

手段(71)において循環用蒸発器(51)との間で熱交換を行って凝縮させると共に、第1の熱交換手段(12)において熱源側熱交換手段(1)との間で熱交換を行って凝縮させ、その後、凝縮冷媒を、第2の熱交換手段(72)において循環用凝縮器(61)との間で熱交換を行って蒸発させる。

したがって、この第36及び第37の解決手段によれば、加圧手段(50)と減圧手段(60)とによってタンク手段(T)を加減圧して冷媒を循環させる回路に対して適用可能な熱源手段(A)となる冷媒回路を得ることができ、装置全体の構成の具体化を図ることができる。

[図面の簡単な説明]

図1は、第1実施形態における冷媒回路の全体構成を示す図である。

図2は、加減圧機構を示す図である。

図3は、加減圧機構の第1の変形例を示す図である。

図4は、加減圧機構の第2の変形例を示す図である。

図5は、加減圧機構の第3の変形例を示す図である。

図6は、加減圧機構の第4の変形例を示す図である。

図7は、第2実施形態における図1相当図である。

図8は、冷媒流通制御手段の変形例を示す図である。

図9は、第3実施形態における図1相当図である。

図10は、第4実施形態における図2相当図である。

図11は、第4実施形態の変形例を示す図3相当図である。

図12は、第5実施形態における2次側冷媒回路を示す図である。

図13は、第6実施形態における2次側冷媒回路を示す図である。

図14は、第7実施形態における2次側冷媒回路を示す図である。

図15は、第8実施形態における図1相当図である。

図16は、第9実施形態における図1相当図である。

図17は、第9実施形態における冷房運転動作を示す図である。

図18は、第9実施形態における暖房運転動作を示す図である。

図19は、第10実施形態における図1相当図である。

- 図20は、第10実施形態における冷房運転動作を示す図である。
図21は、第10実施形態における暖房運転状態を示す図である。
図22は、第11実施形態における図1相当図である。
図23は、第12実施形態における図1相当図である。
図24は、第13実施形態における2次側冷媒回路を示す図である。
図25は、第14実施形態における2次側冷媒回路を示す図である。
図26は、第15実施形態における2次側冷媒回路を示す図である。
図27は、第16実施形態における2次側冷媒回路を示す図である。
図28は、第17実施形態における図1相当図である。
図29は、第18実施形態における2次側冷媒回路を示す図である。
図30は、第19実施形態における図1相当図である。
図31は、第19実施形態における冷房運転動作を示す図である。
図32は、第19実施形態における暖房運転状態を示す図である。
図33は、第20実施形態における図1相当図である。
図34は、第20実施形態における冷房運転動作を示す図である。
図35は、第20実施形態における暖房運転状態を示す図である。
図36は、第21実施形態における図1相当図である。
図37は、第21実施形態における冷房運転動作を示す図である。
図38は、第21実施形態における暖房運転状態を示す図である。

[発明を実施するための最良の形態]

次に、本発明の実施形態を図面に基いて説明する。本各実施形態は、1次側冷媒回路と2次側冷媒回路との2系統の冷媒回路を備えている。そして、本各実施形態は、1次側冷媒回路と2次側冷媒回路との間で熱交換を行って室内の空気調和を行う空気調和装置の冷媒回路に本発明を適用したものである。

－第1実施形態－

先ず、第1実施形態について図1を用いて説明する。

本実施形態は、冷房専用の空気調和装置を構成し、1次側冷媒回路(A)が熱源

手段を構成している。そして、図1は、本実施形態に係る熱搬送装置全体の冷媒回路を示している。

先ず、室内の空気との間で熱交換を行って室内の冷房を行う2次側冷媒回路(B)について説明する。

この2次側冷媒回路(B)は、空調用室内に配置された利用側熱交換手段としての室内熱交換器(3, 3)と、1次側冷媒回路(A)との間で熱の授受を行う熱源側熱交換手段としての2次側熱源熱交換器(1)とがガス配管(6)及び液配管(7)によって接続され、冷媒の循環が可能な閉回路に構成されている。各室内熱交換器(3, 3)は、互いに並列に接続され、液配管(7)には、各室内熱交換器(3, 3)に対応して室内電動膨張弁(EV1, EV1)が設けられている。

本実施形態の特徴として、液配管(7)には液冷媒が貯留されたタンク(T)が接続されている。このタンク(T)は、その下端部が接続管(17)によって液配管(7)に接続されている。

この液配管(7)における接続管(17)の接続位置と2次側熱源熱交換器(1)との間には、該2次側熱源熱交換器(1)からタンク(T)への液冷媒の流通のみを許容する第1逆止弁(CV1)が設けられている。また、この液配管(7)における接続管(17)の接続位置と室内熱交換器(3, 3)の間には、タンク(T)から室内熱交換器(3, 3)への液冷媒の流通のみを許容する第2逆止弁(CV2)が設けられている。これら逆止弁(CV1, CV2)により冷媒制御手段(H)が構成されている。

上記タンク(T)の上端部には、圧力調節手段としての加減圧機構(18)が圧力管である加減圧管(19)によって接続されている。この加減圧機構(18)は、例えば、図2に示すように、液冷媒を貯留する圧力発生手段としての貯留容器(18a)と、該貯留容器(18a)を加熱又は冷却する熱交換手段としての熱交換ユニット(18b)とで構成されている。つまり、この熱交換ユニット(18b)によって貯留容器(18a)を加熱すると該貯留容器(18a)内で蒸発する冷媒によって内圧が上昇する一方、冷却すると該貯留容器(18a)内で凝縮する冷媒によって内圧が下降する。

次に、この2次側冷媒回路(B)との間で熱交換を行う1次側冷媒回路(A)について説明する。

この1次側冷媒回路(A)は、圧縮機(11)、室外熱交換器(14)、室外電動膨張弁(EV2)、1次側熱源熱交換器(12)が冷媒配管(16)によって順に接続されて構成されている。そして、圧縮機(11)の吐出側が室外熱交換器(14)に、また、吸入側が1次側熱源熱交換器(12)にそれぞれ接続されている。

また、上記各電動弁(EV1, EV2)はコントローラ(C)によって開閉制御される。尚、図1における(F)は室内ファンである。

次に、上述の如く構成された本冷媒回路(A, B)における室内の冷房運転時について説明する。

この冷房運転開始時、1次側冷媒回路(A)においては、圧縮機(11)が駆動し、図1に実線で示す矢印のように、圧縮機(11)から吐出した高温高圧のガス冷媒が、室外熱交換器(14)において外気との間で熱交換を行って凝縮した後、室外電動膨張弁(EV2)において減圧され、1次側熱源熱交換器(12)において2次側熱源熱交換器(1)との間で熱交換を行い、該2次側熱源熱交換器(1)の冷媒から熱を奪って蒸発し、圧縮機(11)に吸入される。この循環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路(B)にあっては、加減圧機構(18)の貯留容器(18a)が熱交換ユニット(18b)によって加熱され、該貯留容器(18a)内で冷媒が蒸発し、その内圧が上昇する。この圧力は、図1に破線の矢印で示すように、加減圧管(19)によってタンク(T)内に作用し、該タンク(T)内の液冷媒の液面を押し下げながら、該液冷媒を接続管(17)を経て液配管(7)に押し出す。この押し出された液冷媒は、液配管(7)を室内熱交換器(3, 3)に向って流れ、室内電動膨張弁(EV1, EV1)によって減圧された後、各室内熱交換器(3, 3)において室内空気との間で熱交換を行い、蒸発して室内空気を冷却する。このガス冷媒は、ガス配管(6)を介して2次側熱源熱交換器(1)に流れ、1次側熱源熱交換器(12)との間で熱交換を行って凝縮する。

このような動作の後、加減圧機構(18)の貯留容器(18a)を熱交換ユニット(18b)によって冷却すると、該貯留容器(18a)内で冷媒が凝縮し、その内圧が下降する。この圧力は、図1に一点鎖線の矢印で示すように、加減圧管(19)によってタンク(T)内に作用し、該タンク(T)の内圧が低下する。これにより、2次側熱

源熱交換器（１）で凝縮した液冷媒は、液配管（７）を経てタンク（Ｔ）内に回収される。

以上のように、加減圧機構（１８）のタンク（Ｔ）に対する加圧及び減圧が繰り返されることにより、加圧時にはタンク（Ｔ）から液冷媒が押し出され、減圧時にはタンク（Ｔ）に液冷媒が回収される。この結果、２次側冷媒回路（Ｂ）において冷媒が循環し、室内を冷房する。

したがって、本実施形態の熱搬送装置では、２次側冷媒回路（Ｂ）にポンプ等の機械的な駆動源を設けることなく、該２次側冷媒回路（Ｂ）において熱搬送を行うことができる。このため、消費電力の低減、故障が発生する要因箇所の削減、装置全体としての信頼性の確保を図ることができる。

また、タンク（Ｔ）内に発生する吸引力によって２次側熱源熱交換器（１）の液冷媒を回収するようにしているので、タンク（Ｔ）を２次側熱源熱交換器（１）よりも低い位置に設置する必要がなくなり、機器の配設位置の制約が小さくでき、汎用性の向上を図ることができる。

また、冷媒圧力を利用することで、２次側冷媒回路（Ｂ）での冷媒循環が安定的に行われるので、この２次側冷媒回路（Ｂ）を大型にしても冷媒循環が良好に行われることになり、システムの拡大化が可能になり、また、高い信頼性が得られる。

－加減圧機構の変形例－

次に、上述した２次側冷媒回路（Ｂ）に適用可能な加減圧機構（１８）の変形例について説明する。

図３は第１の変形例を示し、加減圧機構（１８）は、加減圧用の圧縮機（１８ｃ）を備えている。詳しくは、加減圧管（１９）が第１及び第２の２本の分岐管（１９ａ、１９ｂ）に分岐され、第１分岐管（１９ａ）が圧縮機（１８ｃ）の吐出側に、第２分岐管（１９ｂ）が圧縮機（１８ｃ）の吸入側にそれぞれ接続されている。各分岐管（１９ａ、１９ｂ）には第１及び第２の電磁弁（SV1、SV2）が設けられている。

これら各分岐管（１９ａ、１９ｂ）及び電磁弁（SV1、SV2）が切換え手段（Ｉ）を構成している。尚、この加減圧用の圧縮機（１８ｃ）は１次側冷媒配管（Ａ）の圧縮機（１１）

と兼用してもよい。

上記タンク (T) から液配管 (7) に液冷媒を押し出す際には第1電磁弁 (SV1) を開口すると共に、第2電磁弁 (SV2) を閉鎖してタンク (T) 内に高圧を作用させる。一方、タンク (T) に液配管 (7) から液冷媒を回収する際には第2電磁弁 (SV2) を開口すると共に、第1電磁弁 (SV1) を閉鎖してタンク (T) 内を低圧状態にする。

このタンク (T) に対する加圧及び減圧を繰り返し、上記実施形態と同様に、タンク (T) から液冷媒が押し出される状態と回収される状態とが交互に行われ、2次側冷媒回路 (B) において冷媒を循環させながら室内を冷房する。

図4は加減圧機構 (18) の第2の変形例を示し、該加減圧機構 (18) は、タンク (T) を直接的に加熱及び冷却することによって該タンク (T) の内圧を変化させるものである。

つまり、タンク (T) に隣接して上記実施形態と同様の熱交換ユニット (18b) が配設されている。この熱交換ユニット (18b) によってタンク (T) を加熱すると該タンク (T) で蒸発する冷媒によってタンク内圧が上昇する一方、冷却すると凝縮する冷媒によってタンク内圧が下降する。

このタンク (T) に対する加熱及び冷却を繰り返し、2次側冷媒回路 (B) において冷媒を循環させながら室内を冷房する。

図5は加減圧機構 (18) の第3の変形例を示し、該加減圧機構 (18) は、タンク (T) を直接的に加熱及び冷却する加減圧用の冷媒回路 (D) を備えている。

この冷媒回路 (D) は、圧縮機 (D1)、四路切換弁 (D2)、第1熱交換器 (D3)、膨張弁 (D4)、第2熱交換器 (D5) が冷媒配管 (D6) によって接続されて構成されている。該第1熱交換器 (D3) のガス側は、四路切換弁 (D2) を介して圧縮機 (D1) の吸入側と吐出側とに切換え可能に接続されている。この第1熱交換器 (D3) は、タンク (T) に隣接されて該タンク (T) との間で熱交換する。

上記タンク (T) から液配管 (7) に液冷媒を押し出す際には、四路切換弁 (D2) が実線側に切換えられ、圧縮機 (D1) の吐出ガス冷媒が第1熱交換器 (D3) の流れ、

タンク（Ｔ）内の冷媒に熱を与えて凝縮した後、膨張弁（Ｄ４）で減圧され、第２熱交換器（Ｄ５）で蒸発して圧縮機（Ｄ１）に戻る。この第１熱交換器（Ｄ３）の冷媒から熱を受けたタンク（Ｔ）の冷媒は蒸発し、これによって該タンク（Ｔ）内が高圧になり、この圧力により該タンク（Ｔ）から液配管（７）に液冷媒が押し出される。

逆に、タンク（Ｔ）に液配管（７）から液冷媒を回収する際には、四路切換弁（Ｄ２）が破線側に切換えられ、圧縮機（Ｄ１）の吐出ガス冷媒が第２熱交換器（Ｄ５）で凝縮し、膨張弁（Ｄ４）で減圧された後、第１熱交換器（Ｄ３）に流れ、タンク（Ｔ）内の冷媒から熱を奪って蒸発した後、圧縮機（Ｄ１）に戻る。この第１熱交換器（Ｄ３）の冷媒により熱を奪われたタンク（Ｔ）の冷媒は凝縮し、これによってタンク（Ｔ）内が低圧になり、この圧力により該タンク（Ｔ）に液配管（７）から液冷媒が回収される。

このタンク（Ｔ）に対する加熱及び冷却を繰り返し、２次側冷媒回路（Ｂ）において冷媒を循環させながら室内を冷房する。

図６は加減圧機構（１８）の第４の変形例を示し、該加減圧機構（１８）は、上記の加減圧用の冷媒回路（Ｄ）を備えている。タンク（Ｔ）に接続される加減圧管（１９）には熱交換器（１９ｃ）が接続され、この熱交換器（１９ｃ）と冷媒回路（Ｄ）の第１熱交換器（Ｄ３）との間で熱交換が行われる。

上記四路切換弁（Ｄ２）の切換え状態を交互に切換えると、熱交換器（１９ｃ）が高圧状態と低圧状態とに交互に切換わり、これによって、熱交換器（１９ｃ）の圧力がタンク（Ｔ）に作用して、液冷媒のタンク（Ｔ）からの液冷媒の押出しと、タンク（Ｔ）への回収とが交互に行われる。

このタンク（Ｔ）に対する加圧及び減圧を繰り返し、２次側冷媒回路（Ｂ）において冷媒を循環させながら室内を冷房する。

－第２実施形態－

次に、本発明の第２実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第１実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の冷媒回路は、暖房専用の空気調和装置を構成し、１次側冷媒回路

(A) の構成及び液配管 (7) に設けられる逆止弁が上述した第 1 実施形態のものと異なっている。

図 7 に示すように、1 次側冷媒回路 (A) は、圧縮機 (11)、1 次側熱源熱交換器 (12)、室外電動膨張弁 (EV2)、室外熱交換器 (14) が冷媒配管 (16) によって順に接続されて構成されている。該圧縮機 (11) の吐出側は 1 次側熱源熱交換器 (12) に、また、吸入側は室外熱交換器 (14) にそれぞれ接続されている。

一方、2 次側冷媒回路 (B) には、第 3 逆止弁 (CV3) と第 4 逆止弁 (CV4) が設けられている。該第 3 逆止弁 (CV3) は、液配管 (7) における接続管 (17) の接続位置と 2 次側熱源熱交換器 (1) との間に設けられ、タンク (T) から 2 次側熱源熱交換器 (1) への液冷媒の流通のみを許容する。上記第 4 逆止弁 (CV4) は、液配管 (7) における接続管 (17) の接続位置と室内熱交換器 (3, 3) との間に設けられ、室内熱交換器 (3, 3) からタンク (T) への液冷媒の流通のみを許容する。

尚、本実施形態の加減圧機構 (18) は、上述した第 1 実施形態のものと同様である。

次に、上述の如く構成された本冷媒回路 (A, B) における室内の暖房運転時について説明する。

この暖房運転開始時、1 次側冷媒回路 (A) においては、圧縮機 (11) が駆動し、図 7 に実線で示す矢印のように、圧縮機 (11) から吐出した高温高圧のガス冷媒が、1 次側熱源熱交換器 (12) において 2 次側熱源熱交換器 (1) との間で熱交換を行い、該 2 次側熱源熱交換器 (1) の冷媒に熱を与えて凝縮した後、室外電動膨張弁 (EV2) において減圧され、室外熱交換器 (14) において外気との間で熱交換を行って蒸発し、圧縮機 (11) に戻る。この循環動作を繰り返す。

一方、2 次側冷媒回路 (B) にあっては、加減圧機構 (18) の貯留容器 (18a) が熱交換ユニット (18b) によって加熱され、該貯留容器 (18a) の冷媒が蒸発し、その内圧が上昇する (図 2 参照)。この圧力は、図 7 に破線の矢印で示すように、加減圧管 (19) によってタンク (T) に作用し、該タンク (T) 内の液冷媒の液面を押し下げながら、該液冷媒を接続管 (17) を経て液配管 (7) に押し出す。この押し出された液冷媒は、液配管 (7) を 2 次側熱源熱交換器 (1) に向かって流れ、該 2 次側

熱源熱交換器（１）において１次側熱源熱交換器（１２）の冷媒と熱交換を行い、蒸発した後、ガス配管（６）を経て室内熱交換器（３、３）において室内空気と熱交換し、凝縮して室内空気を加熱する。

この動作の後、加減圧機構（１８）の貯留容器（１８ａ）を熱交換ユニット（１８ｂ）によって冷却すると、該貯留容器（１８ａ）の冷媒が凝縮し、その内圧が下降する。この圧力は、図７に一点鎖線の矢印で示すように、加減圧管（１９）によってタンク（Ｔ）に作用し、該タンク（Ｔ）の内圧が低下する。これにより、室内熱交換器（３）で凝縮した液冷媒が液配管（７）を経てタンク（Ｔ）内に回収される。

上記加減圧機構（１８）のタンク（Ｔ）に対する加圧及び減圧を繰り返し、２次側冷媒回路（Ｂ）の冷媒が循環し、室内を暖房する。このように、本実施形態の熱搬送装置にあっても、２次側冷媒回路（Ｂ）にポンプ等の駆動源を設けることなく、該２次側冷媒回路（Ｂ）において熱搬送を行うことができる。

また、本第２実施形態の暖房専用の冷媒回路における加減圧機構（１８）に対しても上述した各変形例で示した構成を適用することができる。

尚、上記第１実施形態及び第２実施形態における液配管（７）の逆止弁（ＣＶ１～ＣＶ４）に代えて、図８に示すように、開閉自在な電磁弁（ＳＶ－Ａ、ＳＶ－Ｂ）を設け、た構成とし、加減圧機構（１８）から作用する圧力状態に応じて各電磁弁（ＳＶ－Ａ、ＳＶ－Ｂ）の開閉状態を切換えるようにしてもよい。

－第３実施形態－

次に、本発明の第３実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第２実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の冷媒回路は、室内の冷房及び暖房を選択的に行えるいわゆるヒートポンプの空気調和装置を構成するものである。

具体的に、図９に示すように、２次側冷媒回路（Ｂ）は、第３電磁弁（ＳＶ３）と第４電磁弁（ＳＶ４）が設けられている。該第３電磁弁（ＳＶ３）は、液配管（７）における第４逆止弁（ＣＶ４）と室内熱交換器（３、３）との間に設けられ、室内の暖房運転

時に開口し、冷房運転時に閉鎖する。上記第4電磁弁(SV4)は、液配管(7)における第3逆止弁(CV3)と2次側熱源熱交換器(1)との間に設けられ、室内の暖房運転時に開口し、冷房運転時に閉鎖する。

上記液配管(7)における第3電磁弁(SV3)と室内熱交換器(3, 3)との間には供給側冷房液配管(34)の一端が接続され、該供給側冷房液配管(34)の他端は、液配管(7)における第3逆止弁(CV3)と第4電磁弁(SV4)との間に接続されている。この供給側冷房液配管(34)には冷房運転時に開口し、暖房運転時に閉鎖する第5電磁弁(SV5)が設けられている。

上記液配管(7)における第4逆止弁(CV4)と第3電磁弁(SV3)の間には回収側冷房液配管(35)の一端が接続され、該回収側冷房液配管(35)の他端は、液配管(7)における第4電磁弁(SV4)と2次側熱源熱交換器(1)との間に接続されている。この回収側冷房液配管(35)には冷房運転時に開口し、暖房運転時に閉鎖する第6電磁弁(SV6)が設けられている。

一方、1次側冷媒回路(A)は、1次側熱源熱交換器(12)によって2次側熱源熱交換器(1)を加熱及び冷却する。具体的に、圧縮機(11)、四路切換弁(22)、室外熱交換器(14)、室外電動膨張弁(EV2)、1次側熱源熱交換器(12)が冷媒配管(16)によって接続されている。上記1次側熱源熱交換器(12)のガス側は、四路切換弁(22)を介して圧縮機(11)の吸入側と吐出側とに切換わる。

以下、室内の冷房及び暖房運転時について説明する。

冷房運転時には、まず、1次側冷媒回路(A)の四路切換弁(22)を実線側に切換え、2次側冷媒回路(B)の第5電磁弁(SV5)及び第6電磁弁(SV6)を開口し、第3電磁弁(SV3)及び第4電磁弁(SV4)を閉鎖する。この状態で、1次側冷媒回路(A)にあっては、上述した第1実施形態の場合と同様に、図9に実線の矢印で示す如く、圧縮機(11)から吐出した高温高压のガス冷媒が、室外熱交換器(14)において外気と熱交換を行って凝縮した後、室外電動膨張弁(EV2)において減圧され、1次側熱源熱交換器(12)において2次側熱源熱交換器(1)との間で熱交換を行い、該2次側熱源熱交換器(1)の冷媒から熱を奪って蒸発し、圧縮機(11)に戻る。こ

の循環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路（B）にあっては、図9に実線の矢印で示すように、加減圧機構（18）から加減圧管（19）を経てタンク（T）に高圧が作用すると、該タンク（T）内の液冷媒の液面が押し下げられ、該液冷媒が接続管（17）を経て液配管（7）に押し出される。この押し出された液冷媒は、液配管（7）から供給側冷房液配管（34）を経て室内熱交換器（3, 3）に向って流れ、室内電動膨張弁（EV1, EV1）によって減圧された後、室内熱交換器（3, 3）において室内空気と熱交換を行い、蒸発して室内空気を冷却する。その後、このガス冷媒は、ガス配管（6）を介して2次側熱源熱交換器（1）に流れ、1次側熱源熱交換器（12）との間で熱交換を行って凝縮する。

この動作の後、加減圧機構（18）からタンク（T）に低圧を作用させ、該タンク（T）の内圧が低下すると、図9に破線の矢印で示すように、2次側熱源熱交換器（1）の液冷媒が、液配管（7）から回収側冷房液配管（35）を経てタンク（T）に回収される。

この加減圧機構（18）のタンク（T）に対する加圧及び減圧を繰り返し、2次側冷媒回路（B）の冷媒が循環し、室内を冷房する。

次に、室内の暖房運転時について説明する。

この暖房運転時には、先ず、1次側冷媒回路（A）の四路切換弁（22）を破線側に切換え、2次側冷媒回路（B）の第3電磁弁（SV3）及び第4電磁弁（SV4）を開口し、第5電磁弁（SV5）及び第6電磁弁（SV6）を閉鎖する。この状態で、1次側冷媒回路（A）にあっては、上述した第2実施形態の場合と同様に、図9に一点鎖線の矢印で示す如く、圧縮機（11）から吐出した高温高圧のガス冷媒が、1次側熱源熱交換器（12）において2次側熱源熱交換器（1）との間で熱交換を行い、該2次側熱源熱交換器（1）の冷媒に熱を与えて凝縮した後、室外電動膨張弁（EV2）において減圧され、室外熱交換器（14）において外気と熱交換を行って蒸発し、圧縮機（11）に戻る。この循環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路（B）にあっては、図9に一点鎖線の矢印で示すように、加減圧機構（18）から加減圧管（19）を経てタンク（T）に高圧が作用すると、該タ

ンク (T) 内の液冷媒の液面が押し下げられ、該液冷媒を接続管 (17) を経て液配管 (7) に押し出す。この押し出された液冷媒は、液配管 (7) を 2 次側熱源熱交換器 (1) に向って流れ、該 2 次側熱源熱交換器 (1) において 1 次側熱源熱交換器 (12) の冷媒と熱交換を行い、蒸発した後、ガス配管 (6) を経て室内熱交換器 (3, 3) において室内空気と熱交換を行い、凝縮して室内空気を加熱する。

この動作の後、加減圧機構 (18) からタンク (T) に低圧を作用させ、該タンク (T) の内圧が低下すると、図 9 に二点鎖線の矢印で示すように、室内熱交換器 (3) で凝縮した液冷媒が液配管 (7) を経てタンク (T) に回収される。

この加減圧機構 (18) のタンク (T) に対する加圧及び減圧を繰り返し、2 次側冷媒回路 (B) の冷媒が循環し、室内を暖房する。

— 第 4 実施形態 —

次に、本発明の第 4 実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第 1 実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の冷媒回路は、室内の空調運転を連続的に行うように 2 次側冷媒回路 (B) を構成したものであって、上述した第 1 ～ 第 3 の何れの実施形態の 2 次側冷媒回路 (B) にも適用可能である。

具体的には、図 10 に示すように、液配管 (7) の一部が第 1 及び第 2 の分岐配管 (7a, 7b) に分岐され、それぞれに接続管 (17a, 17b) により第 1 及び第 2 のタンク (T1, T2) が接続されている。つまり、各タンク (T1, T2) は液配管 (7) に対して並列に接続されている。

上記各タンク (T1, T2) の上端部には、それぞれ個別の第 1 及び第 2 の加減圧機構 (18A, 18B) が加減圧管 (19d, 19e) により接続されている。この各加減圧機構 (18A, 18B) は、一方の加減圧機構 (18A) が接続するタンク (T1) に対して高圧を作用させている際には、他方の加減圧機構 (18B) は接続するタンク (T2) に対して低圧を作用させ、このような高圧及び低圧の作用状態が交互に切換えられる。

また、各分岐配管 (7a, 7b) における接続管 (17a, 17b) の接続位置の両側には、加減圧機構 (18A, 18B) から作用する圧力状態に応じて切換え制御される電磁弁 (SV 7 ～ SV10) が設けられている。

次に、空調運転動作について説明する。

例えば、室内の暖房運転時にあっては、第1タンク (T1) から液冷媒を押し出し、第2タンク (T2) に液冷媒を回収する際には、第1分岐配管 (7a) では、熱源熱交換器 (1) 側に位置する電磁弁 (SV7) を開口し、室内熱交換器 (3) 側に位置する電磁弁 (SV8) を閉鎖する。一方、第2分岐配管 (7b) では、熱源熱交換器 (1) 側に位置する電磁弁 (SV9) を閉鎖し、室内熱交換器 (3) 側に位置する電磁弁 (SV10) を開口する。この状態で、第1加減圧機構 (18A) から第1タンク (T1) に高圧を、第2加減圧機構 (18B) から第2タンク (T2) に低圧をそれぞれ作用させ、2次側冷媒回路 (B) の冷媒循環が行われる。

このような運転状態が所定時間継続され、第1タンク (T1) 内の液冷媒の殆どが排出されると、第2タンク (T2) から液冷媒を排出し、第1タンク (T1) に液冷媒を回収する運転状態に切換えられる。この運転時には、第1分岐配管 (7a) では、熱源熱交換器 (1) 側に位置する電磁弁 (SV7) を閉鎖し、室内熱交換器 (3) 側に位置する電磁弁 (SV8) を開口する。一方、第2分岐配管 (7b) では、熱源熱交換器 (1) 側に位置する電磁弁 (SV9) を開口し、室内熱交換器 (3) 側に位置する電磁弁 (SV10) を閉鎖する。この状態で、第2加減圧機構 (18B) から第2タンク (T2) に高圧を、第1加減圧機構 (18A) から第1タンク (T1) に低圧をそれぞれ作用させ、2次側冷媒回路 (B) の冷媒循環が行われる。

このような各加減圧機構 (18A, 18B) から各タンク (T1, T2) への圧力導入状態及び各電磁弁 (SV7~SV10) の開閉状態が交互に切換えられることにより、室内の空調運転が連続的に行われる。尚、室内の冷房運転時には、上記各電磁弁 (SV7~SV10) の開閉動作が逆になる。

－加減圧機構の変形例－

次に、上述した第4実施形態の2次側冷媒回路 (B) に適用可能な加減圧機構 (18) の変形例を図11を用いて説明する。

この変形例では、加減圧用の圧縮機 (D1) を備えている。詳しくは、各タンク (T1, T2) から延びる加減圧管 (19d, 19e) に四路切換弁 (D2) を介して圧縮機 (D1)

を接続し、この四路切換弁 (D2) の切換え動作によって、第1タンク (T1) が圧縮機 (D1) の吐出側に、第2タンク (T2) が圧縮機 (D1) の吸入側にそれぞれ接続した状態 (図11に破線で示す切換え状態) と、第1タンク (T1) が圧縮機 (D1) の吸入側に、第2タンク (T2) が圧縮機 (D1) の吐出側にそれぞれ接続した状態 (図11に実線で示す切換え状態) とが切換わる。

この四路切換弁 (D2) の切換え動作により、上述した第4実施形態と同様に、各タンク (T1, T2) への圧力導入状態が交互に切換えられることになり、これによって室内の空調運転が連続的に行われる。

尚、本変形例では、上述した第4実施形態での各電磁弁 (SV7~SV10) に代えて逆止弁 (CV7~CV10) を使用している。つまり、この図11に示すものは暖房用の回路であって、冷房専用の回路にあっては、これら逆止弁として冷媒流通許容方向が逆のものが設けられる。

—第5実施形態—

次に、上述した第4実施形態の如く、複数のタンク (T1, T2) を設け、連続した空調運転を行う空気調和装置の具体的な2次側冷媒回路 (B) について説明する。

図12に示すものは、冷房専用の空気調和装置を構成している。本2次側冷媒回路 (B) は、各タンク (T1, T2) から延びる加減圧管 (19d, 19e) に第1及び第2の駆動用熱交換器 (E1, E2) が接続されると共に、加減圧用の冷媒回路 (D) を備えている。この冷媒回路 (D) と駆動用熱交換器 (E1, E2) との間で熱交換を行うことによって各タンク (T1, T2) に対して冷媒循環用の圧力を作用させる。

この冷媒回路 (D) について説明すると、圧縮機 (D1)、第1駆動用熱交換器 (E1) との間で熱交換が可能な第1熱交換器 (D3)、膨張弁 (D4)、第2駆動用熱交換器 (E2) との間で熱交換が可能な第2熱交換器 (D5) が冷媒配管 (D6) によって接続されている。詳しくは、第1熱交換器 (D3) のガス側配管 (D3-G) は分岐され、圧縮機 (D1) の吐出側及び吸入側にそれぞれ接続されている。この分岐配管のうち圧縮機 (D1) の吐出側の配管 (D3-G1) には第1吐出側電磁弁 (SV-01) が、吸入側の配管 (D3-G2) には第1吸入側電磁弁 (SV-I1) がそれぞれ設けられている。

同様に、第2熱交換器 (D5) のガス側配管 (D5-G) も分岐され、圧縮機 (D1) の

吐出側及び吸入側にそれぞれ接続され、圧縮機 (D1) の吐出側の配管 (D5-G1) には第2吐出側電磁弁 (SV-02) が、吸入側の配管 (D5-G2) には第2吸入側電磁弁 (SV-I2) がそれぞれ設けられている。更に、各熱交換器 (D3, D5) の液側同士は、液配管 (D6-L) により上記膨張弁 (D4) を介して互いに連結されている。

各駆動用熱交換器 (E1, E2) には、駆動用の冷媒を貯留する貯留器 (20, 21) が接続されている。上記液配管 (7) の第1分岐配管 (7a) における接続管 (17a) の接続位置と2次側熱源熱交換器 (1) との間には、該2次側熱源熱交換器 (1) から第1タンク (T1) への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁 (CV1-A) が設けられている。上記第1分岐配管 (7a) における接続管 (17a) の接続位置と室内熱交換器 (3, 3) との間には、第1タンク (T1) から室内熱交換器 (3, 3) への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁 (CV2-A) が設けられている。

一方、液配管 (7) の第2分岐配管 (7b) における接続管 (17b) の接続位置と2次側熱源熱交換器 (1) との間には、該2次側熱源熱交換器 (1) から第2タンク (T2) への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁 (CV1-B) が設けられている。上記第2分岐配管 (7b) における接続管 (17b) の接続位置と室内熱交換器 (3, 3) との間には、第2タンク (T2) から室内熱交換器 (3, 3) への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁 (CV2-B) が設けられている。

その他の構成は上述した第1実施形態の1次側及び2次側冷媒回路 (A, B) と同様である。

次に、室内の冷房運転動作を説明する。

まず、加減圧用の冷媒回路 (D) にあっては、第1吐出側電磁弁 (SV-01) 及び第2吸入側電磁弁 (SV-I2) を開口し、第1吸入側電磁弁 (SV-I1) 及び第2吐出側電磁弁 (SV-02) を閉鎖し、圧縮機 (D1) を駆動する。この圧縮機 (D1) から吐出した高温高压のガス冷媒は、図12に実線の矢印で示すように、ガス側配管 (D3-G1) を経て第1熱交換器 (D3) に流れ、この第1熱交換器 (D3) において第1駆動用熱交換器 (E1) との間で熱交換を行い、該第1駆動用熱交換器 (E1) の冷媒に熱を与えて凝縮する。その後、液冷媒は、液配管 (D6-L) において膨張弁 (D4) で減圧され、第2熱交換器 (D5) において第2駆動用熱交換器 (E2) との間で熱交換を行い、該第2

駆動用熱交換器 (E2) の冷媒から熱を奪って蒸発し、ガス側配管 (D5-G2) を経て圧縮機 (D1) に戻る。この循環動作を繰り返す。

この冷媒循環動作により、第1 駆動用熱交換器 (E1) では冷媒が蒸発して内部が高圧になる一方、第2 駆動用熱交換器 (E2) では冷媒が凝縮して内部が低圧になる。このため、第1 タンク (T1) には高圧が、第2 タンク (T2) には低圧がそれぞれ作用し、上述した第4 実施形態のような第1 タンク (T1) からの液冷媒の排出動作と、第2 タンク (T2) への液冷媒の回収動作とが同時に行われ、2 次側冷媒回路 (B) の冷媒循環が行われる。

この運転状態が所定時間継続された後、加減圧用の冷媒回路 (D) の各電磁弁の開閉状態を切替える。つまり、第1 吐出側電磁弁 (SV-01) 及び第2 吸入側電磁弁 (SV-I2) を閉鎖し、第1 吸入側電磁弁 (SV-I1) 及び第2 吐出側電磁弁 (SV-02) を開口する。これにより、図1 2 に破線で示す矢印のように冷媒が流れ、第1 駆動用熱交換器 (E1) では冷媒が凝縮して内部が低圧になる一方、第2 駆動用熱交換器 (E2) では冷媒が蒸発して内部が高圧になる。このため、第1 タンク (T1) には低圧が、第2 タンク (T2) には高圧がそれぞれ作用して、第2 タンク (T2) からの液冷媒の排出動作と、第1 タンク (T1) への液冷媒の回収動作とが同時に行われ、2 次側冷媒回路 (B) の冷媒循環が行われる。

この各タンク (T1, T2) への圧力導入状態が交互に切換えられることにより、室内の冷房運転を連続して行わせることができる。また、低圧が作用する側のタンク (T2) から駆動用熱交換器 (E2) に回収されたガス冷媒は、該駆動用熱交換器 (E2) で凝縮して一時的に貯留器 (21) に溜められる。そして、各電磁弁 (SV-01~SV-I2) の開閉状態が切換えられた際には、この冷媒が駆動用熱交換器 (E2) において蒸発してタンク (T2) に高圧を作用させる。

—第6 実施形態—

次に、複数のタンク (T1, T2) を備えて連続運転を行う空気調和装置であって、暖房専用の空気調和装置の場合について説明する。尚、本実施形態では上述した第5 実施形態との相違点について説明する。

図1 3 に示すように、本2 次側冷媒回路 (B) は、液配管 (7) の各分岐配管

(7a, 7b) に設けられている逆止弁の構成が上述した第5実施形態のものと異なっている。

つまり、液配管(7)の第1分岐配管(7a)における接続管(17a)の接続位置と2次側熱源熱交換器(1)との間には、第1タンク(T1)から2次側熱源熱交換器(1)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV3-A)が設けられている。この第1分岐配管(7a)における接続管(17a)の接続位置と室内熱交換器(3, 3)の間には、室内熱交換器(3, 3)から第1タンク(T1)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV4-A)が設けられている。

一方、液配管(7)の第2分岐配管(7b)における接続管(17b)の接続位置と2次側熱源熱交換器(1)との間には、第2タンク(T2)から2次側熱源熱交換器(1)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV3-B)が設けられている。この第2分岐配管(7b)における接続管(17b)の接続位置と室内熱交換器(3, 3)の間には、室内熱交換器(3, 3)から第2タンク(T2)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV4-B)が設けられている。

その他の構成は上述した第5実施形態の2次側冷媒回路と同様である。

次に、暖房運転動作について説明する。

上述した第5実施形態のように、加減圧用の冷媒回路(D)の各電磁弁の切換え動作が行われる。つまり、第1吐出側電磁弁(SV-01)及び第2吸入側電磁弁(SV-I2)を開口し、第1吸入側電磁弁(SV-I1)及び第2吐出側電磁弁(SV-02)を閉鎖する状態と、第1吐出側電磁弁(SV-01)及び第2吸入側電磁弁(SV-I2)を閉鎖し、第1吸入側電磁弁(SV-I1)及び第2吐出側電磁弁(SV-02)を開口した状態とが交互に繰り返される。これにより、第1タンク(T1)に高圧が、第2タンク(T2)に低圧がそれぞれ作用される運転状態と、第1タンク(T1)に低圧が、第2タンク(T2)に高圧がそれぞれ作用される運転状態とが交互に繰り返される。そして、一方のタンク(T1)から液配管(7)に排出された液冷媒が2次側熱源熱交換器(1)で蒸発した後、室内熱交換器(3, 3)で凝縮して室内空気を加熱する。その後、この液冷媒が他方のタンク(T2)に回収される。この冷媒循環動作を繰り返し、室内の暖房運転が連続して行われる。

－第7実施形態－

次に、本発明の第7実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第6実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の2次側冷媒回路(B)は、ヒートポンプの空気調和装置に適用したものである。

具体的には、図14に示すように、液配管(7)における室内熱交換器(3)側の各分岐配管(7a, 7b)の分岐点と室内熱交換器(3, 3)との間には、室内の暖房運転時に開口し、冷房運転時に閉鎖する第3電磁弁(SV3)が設けられている。上記液配管(7)における2次側熱源熱交換器(1)側の各分岐配管(7a, 7b)の分岐点と2次側熱源熱交換器(1)との間には、室内の暖房運転時に開口し、冷房運転時に閉鎖する第4電磁弁(SV4)が設けられている。

また、液配管(7)における第3電磁弁(SV3)と室内熱交換器(3, 3)の間には供給側冷房液配管(34)の一端が接続され、該供給側冷房液配管(34)の他端が第1分岐配管(7a)における第3逆止弁(CV3-A)の下流側に接続されている。この供給側冷房液配管(34)には、冷房運転時に開口し、暖房運転時に閉鎖する第5電磁弁(SV5)が設けられている。

上記液配管(7)における第4電磁弁(SV4)と2次側熱源熱交換器(1)の間には回収側冷房液配管(35)の一端が接続され、該回収側冷房液配管(35)の他端が第2分岐配管(7b)における第4逆止弁(CV4-B)の上流側に接続されている。この回収側冷房液配管(35)には、冷房運転時に開口し、暖房運転時に閉鎖する第6電磁弁(SV6)が設けられている。

その他の構成は上記第6実施形態と同様である。また、本実施形態における1次側冷媒回路は上述した第3実施形態のものが使用される。

以下、室内の冷房及び暖房運転時について説明する。

冷房運転時には、上述した第5実施形態の場合と同様に、加減圧用の冷媒回路(D)の各電磁弁の切換え動作により、図14に実線の矢印で示す如く、一方のタンク(T1)から分岐配管(7a)に排出された液冷媒が供給側冷房液配管(34)を経て室

内電動膨張弁 (EV1, EV1) で減圧された後、室内熱交換器 (3, 3) で蒸発して室内空気を冷却する。その後、このガス冷媒は、2次側熱源熱交換器 (1) で凝縮された後、回収側冷房液配管 (35) を経て他方のタンク (T2) に回収される。この冷媒循環動作を繰り返し、液冷媒を排出するタンクと回収するタンクとが交互に切り替わり、室内の冷房運転が連続して行われる。

一方、室内の暖房運転時には、上述した第6実施形態の場合と同様に、加減圧用の冷媒回路 (D) の各電磁弁の切り換え動作により、図14に破線の矢印で示す如く、一方のタンク (T1) から液配管 (7) に排出された液冷媒が、液配管 (7) を2次側熱源熱交換器 (1) に向かって流れ、該2次側熱源熱交換器 (1) において1次側熱源熱交換器 (12) の冷媒と熱交換を行い、蒸発した後、ガス配管 (6) を経て室内熱交換器 (3, 3) において室内空気との間で熱交換を行い、凝縮して室内空気を加熱する。その後、室内熱交換器 (3) で凝縮した液冷媒は液配管 (7) を経て他方のタンク (T2) 内に回収される。この冷媒循環動作を繰り返し、液冷媒を排出するタンクと回収するタンクとが交互に切り替わり、室内の暖房運転が連続して行われる。

—第8実施形態—

次に、本発明の第8実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第6実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の2次側冷媒回路 (B) も、ヒートポンプの空気調和装置に適用したものであり、1次側冷媒回路 (A) の構成は、上述した第3実施形態のものと同様であるので説明を省略する。

図15に示すように、2次側冷媒回路 (B) は、液配管 (7) に四路切換弁 (10) を備えている。この四路切換弁 (10) は、2次側熱源熱交換器 (1) の液側から延びる第1の液配管 (7A) と、液配管 (7) の各分岐配管 (7a, 7b) の両端の第1及び第2の分岐部 (X, Y) (尚、Xは2次側熱源熱交換器 (1) 側の分岐部、Yは室内熱交換器 (3) 側の分岐部) からそれぞれ延びる第2及び第3の液配管 (7B, 7C) と、室内熱交換器 (3, 3, 3) からタンク (T1, T2) に向かって延びる第4の液配管 (7D) とがそれぞれ接続されている。

上記四路切換弁 (10) は、2次側熱源熱交換器 (1) の液側及び室内熱交換器

(3, 3, 3) の液側と、各分岐配管 (7a, 7b) の各分岐部 (X, Y) との接続状態を切替える。つまり、2次側熱源熱交換器 (1) の液側が第1の分岐部 (X) に接続され、室内熱交換器 (3, 3, 3) の液側が第2の分岐部 (Y) に接続される状態 (図15に実線で示す切替え状態) と、2次側熱源熱交換器 (1) の液側が第2の分岐部 (Y) に接続され、室内熱交換器 (3, 3, 3) の液側が第1の分岐部に (X) 接続される状態 (図15に破線で示す切替え状態) とに切替わる。

また、本実施形態の2次側冷媒回路 (B) は室内熱交換器 (3) を3台備えている。その他の構成は、上述した第6実施形態のものと同様である。尚、図15における (28) はアキュムレータである。

以下、室内の冷房及び暖房運転動作について説明する。

先ず、冷房運転時には、1次側冷媒回路 (A) では、四路切換弁 (22) が実線側に切換えられる一方、2次側冷媒回路 (B) では、四路切換弁 (10) が破線側に切換えられる。この状態で、1次側冷媒回路 (A) の圧縮機 (11) 及び2次側冷媒回路 (B) の加減圧用冷媒回路 (D) の圧縮機 (D1) を共に駆動する。

これにより、上述した第5実施形態の場合と同様に、加減圧用の冷媒回路 (D) の各電磁弁の切換え動作により、図15に実線の矢印で示す如く、一方のタンク (T1) から排出された液冷媒が第2液配管 (7B) を経て四路切換弁 (10) 及び第4液配管 (7D) を流れた後、室内電動膨張弁 (EV1, EV1) で減圧され、室内熱交換器 (3, 3) で蒸発して室内空気を冷却する。その後、このガス冷媒は、ガス配管 (6) を経て2次側熱源熱交換器 (1) で凝縮した後、第1液配管 (7A)、四路切換弁 (10) 及び第3液配管 (7C) を経て他方のタンク (T2) に回収される。この冷媒循環動作を繰り返し、液冷媒を排出するタンクと回収するタンクとが交互に切替わり、室内の冷房運転が連続して行われる。

一方、室内の暖房運転時には、1次側冷媒回路 (A) では、四路切換弁 (22) が破線側に切換えられる一方、2次側冷媒回路 (B) では、四路切換弁 (10) が実線側に切換えられる。この状態で、1次側冷媒回路 (A) の圧縮機 (11) 及び2次側冷媒回路 (B) の加減圧用冷媒回路 (D) の圧縮機 (D1) を共に駆動する。

これにより、上述した第6実施形態の場合と同様に、加減圧用の冷媒回路（D）の各電磁弁の切換え動作により、図15に破線の矢印で示す如く、一方のタンク（T1）から排出された液冷媒が第2液配管（7B）を経て四路切換弁（10）及び第1液配管（7A）を流れた後、2次側熱源熱交換器（1）において1次側熱源熱交換器（12）の冷媒と熱交換を行い蒸発する。このガス冷媒は、ガス配管（6）を経て室内熱交換器（3, 3）に導入され室内空気との間で熱交換を行い、凝縮して室内空気を加熱する。その後、室内熱交換器（3）で凝縮した液冷媒は第4液配管（7D）、四路切換弁（10）及び第3液配管（7C）を経て他方のタンク（T2）内に回収される。この冷媒循環動作を繰り返し、液冷媒を排出するタンクと回収するタンクとが交互に切換わり、室内の暖房運転が連続して行われる。

－第9実施形態－

次に、本発明の第9実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第8実施形態との相違点について説明する。本実施形態の2次側冷媒回路（B）も、ヒートポンプの空気調和装置に適用したものであり、1次側冷媒回路（A）の構成は、上述した第3実施形態のものと同様であるので説明を省略する。また、本実施形態は加減圧機構（18）の構成が上述した第8実施形態のものと異なっているので、この加減圧機構（18）についてのみ説明する。

図16に示すように、2次側冷媒回路（B）は、各タンク（T1, T2）から延びる第1及び第2の加減圧管（19d, 19e）に第1及び第2の駆動用熱交換器（E1, E2）が接続されると共に、加減圧用の冷媒回路（D）を備えている。この冷媒回路（D）と駆動用熱交換器（E1, E2）との間で熱交換を行うことによって各タンク（T1, T2）に対して冷媒循環用の圧力を作用させる。

詳しくは、第1タンク（T1）の上端部に接続されている第1加減圧管（19d）は、第1駆動用熱交換器（E1）に繋がる第1加減圧分岐管（19d-A）と、第2駆動用熱交換器（E2）に繋がる第2加減圧分岐管（19d-B）とに分岐されている。この第1加減圧分岐管（19d-A）には第1加減圧用電磁弁（SV-1）が、第2加減圧分岐管（19d-B）には第2加減圧用電磁弁（SV-2）がそれぞれ設けられている。

一方、第2タンク（T2）の上端部に接続されている第2加減圧管（19e）は、上

記第1加減圧分岐管(19d-A)における第1加減圧用電磁弁(SV-1)と第1駆動用熱交換器(E1)との間に繋がる第3加減圧分岐管(19e-A)と、第2加減圧分岐管(19d-B)における第2加減圧用電磁弁(SV-2)と第2駆動用熱交換器(E2)との間に繋がる第4加減圧分岐管(19e-B)とに分岐されている。この第3加減圧分岐管(19e-A)には第3加減圧用電磁弁(SV-3)が、第4加減圧分岐管(19e-B)には第4加減圧用電磁弁(SV-4)がそれぞれ設けられている。

また、冷媒回路(D)について説明すると、圧縮機(D1)、第2駆動用熱交換器(E2)との間で熱交換が可能な第2熱交換器(D3)、膨張弁(D4)、第1駆動用熱交換器(E1)との間で熱交換が可能な第1熱交換器(D5)が冷媒配管(D6)によって順に接続されている。

各駆動用熱交換器(E1, E2)には、駆動用の冷媒を貯留する貯留器(20, 21)が逆止弁(CV-1, CV-2)及び電磁弁(SV-5~SV-8)を介して接続されている。詳しくは、第1駆動用熱交換器(E1)は、その下端部が各貯留器(20, 21)の下端部に対して、第1駆動用熱交換器(E1)から各貯留器(20, 21)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV1, CV1)を介して接続されている。第2駆動用熱交換器(E2)は、その下端部が各貯留器(20, 21)の下端部に対して、各貯留器(20, 21)から第2駆動用熱交換器(E2)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV2, CV2)を介して接続されている。

第1の貯留器(20)の上端部は、第5電磁弁(SV-5)を介して第1加減圧分岐管(19d-A)に、また、第6電磁弁(SV-6)を介して第2加減圧分岐管(19d-B)にそれぞれ接続されており、第2の貯留器(21)の上端部は、第7電磁弁(SV-7)を介して第1加減圧分岐管(19d-A)に、また、第8電磁弁(SV-8)を介して第2加減圧分岐管(19d-B)にそれぞれ接続されている。

その他の構成は上述した第8実施形態の1次側及び2次側冷媒回路(A, B)と同様である。

以下、室内の冷房及び暖房運転動作について説明する。

先ず、冷房運転時には、1次側冷媒回路(A)では、四路切換弁(22)が実線側に切換えられる一方、2次側冷媒回路(B)では、四路切換弁(10)が破線側に切換

えられる。また、加減圧機構 (18) にあっては、第 2 電磁弁 (SV-2)、第 3 電磁弁 (SV-3)、第 6 電磁弁 (SV-6) 及び第 7 電磁弁 (SV-7) を開口する一方、第 1 電磁弁 (SV-1)、第 4 電磁弁 (SV-4)、第 5 電磁弁 (SV-5) 及び第 8 電磁弁 (SV-8) を閉鎖する。

この状態で、1 次側冷媒回路 (A) の圧縮機 (11) 及び 2 次側冷媒回路 (B) の加減圧用冷媒回路 (D) の圧縮機 (D1) を共に駆動する。そして、加減圧用冷媒回路 (D) では、圧縮機 (D1) から吐出した冷媒が、図 17 に実線の矢印で示すように、第 1 熱交換器 (D3) に流れ、この第 1 熱交換器 (D3) において第 2 駆動用熱交換器 (E2) との間で熱交換を行い、該第 2 駆動用熱交換器 (E2) の冷媒に熱を与えて凝縮する。その後、膨張弁 (D4) で減圧され、第 2 熱交換器 (D5) において第 1 駆動用熱交換器 (E1) との間で熱交換を行い、該第 1 駆動用熱交換器 (E1) の冷媒から熱を奪って蒸発し、圧縮機 (D1) に戻る。この循環動作を繰り返す。

この冷媒循環動作により、第 2 駆動用熱交換器 (E2) では冷媒が蒸発して内部が高圧になる一方、第 1 駆動用熱交換器 (E1) では冷媒が凝縮して内部が低圧になる。このため、第 1 タンク (T1) には第 2 加減圧分岐管 (19d-B) より高圧が、第 2 タンク (T2) には第 3 加減圧分岐管 (19e-A) より低圧がそれぞれ作用し、上記第 4 実施形態のような第 1 タンク (T1) からの液冷媒の排出動作と、第 2 タンク (T2) への液冷媒の回収動作とが同時に行われ、2 次側冷媒回路 (B) の冷媒循環が行われる。

つまり、図 17 の破線で示す矢印のように、第 1 タンク (T1) から排出された液冷媒が第 2 液配管 (7B) を経て四路切換弁 (10) 及び第 4 液配管 (7D) を流れた後、室内電動膨張弁 (EV1, EV1, ...) で減圧され、室内熱交換器 (3, 3, ...) で蒸発して室内空気を冷却する。その後、このガス冷媒は、ガス配管 (6) を経て 2 次側熱源熱交換器 (1) で凝縮された後、第 1 液配管 (7A)、四路切換弁 (10) 及び第 3 液配管 (7C) を経て第 2 タンク (T2) に回収される。この冷媒循環動作を繰り返す。

このとき、第 2 タンク (T2) から第 3 加減圧分岐管 (19e-A) を経て第 1 駆動用熱交換器 (E1) に回収されたガス冷媒は、凝縮して第 2 の貯留器 (21) に溜る。第 2 駆動用熱交換器 (E2) は、第 1 の貯留器 (20) に均圧され、該貯留器 (20) 内の液冷媒が第 2 駆動用熱交換器 (E2) に供給される。

このような冷媒循環動作が所定時間行われた後、各電磁弁の切換え動作が行われ

る。つまり、第1電磁弁(SV-1)、第4電磁弁(SV-4)、第5電磁弁(SV-5)及び第8電磁弁(SV-8)を開口する一方、第2電磁弁(SV-2)、第3電磁弁(SV-3)、第6電磁弁(SV-6)及び第7電磁弁(SV-7)を閉鎖する。

このように各電磁弁が切換えられると、第2タンク(T2)には第4加減圧分岐管(19e-B)より高圧が、第1タンク(T1)には第1加減圧分岐管(19d-A)より低圧がそれぞれ作用し、第2タンク(T2)からの液冷媒の排出動作と、第1タンク(T1)への液冷媒の回収動作とが同時に行われ、2次側冷媒回路(B)の冷媒循環が行われる。

つまり、図17の一点鎖線で示す矢印のように、第2タンク(T2)から排出された液冷媒が第2液配管(7B)を経て四路切換弁(10)及び第4液配管(7D)を流れた後、室内電動膨張弁(EV1, EV1, ...)で減圧され、室内熱交換器(3, 3, ...)で蒸発して室内空気を冷却する。その後、このガス冷媒は、ガス配管(6)を経て2次側熱源熱交換器(1)で凝縮された後、第1液配管(7A)、四路切換弁(10)及び第3液配管(7C)を経て第1タンク(T1)に回収される。この冷媒循環動作を繰り返す。

このとき、第1タンク(T1)から第1加減圧分岐管(19d-A)を経て第1駆動用熱交換器(E1)に回収されたガス冷媒は、凝縮して第1の貯留器(20)に溜る。第2駆動用熱交換器(E2)は、第2の貯留器(21)に均圧し、該貯留器(21)の液冷媒が第2駆動用熱交換器(E2)に供給される。

このようにして液冷媒を排出するタンクと回収するタンクとが交互に切替わり、室内の冷房運転が連続して行われる。

一方、室内の暖房運転時には、1次側冷媒回路(A)では、四路切換弁(22)が破線側に切換えられる一方、2次側冷媒回路(B)では、四路切換弁(10)が実線側に切換えられる。そして、加減圧機構(18)にあっては、上述した冷房運転時の場合と同様に、第2電磁弁(SV-2)、第3電磁弁(SV-3)、第6電磁弁(SV-6)及び第7電磁弁(SV-7)を開口する一方、第1電磁弁(SV-1)、第4電磁弁(SV-4)、第5電磁弁(SV-5)及び第8電磁弁(SV-8)を閉鎖する。この結果、第1タンク(T1)に高圧が、第2タンク(T2)に低圧がそれぞれ作用する状態になる。

また、第1電磁弁(SV-1)、第4電磁弁(SV-4)、第5電磁弁(SV-5)及び第8

電磁弁 (SV-8) を開口する一方、第2電磁弁 (SV-2)、第3電磁弁 (SV-3)、第6電磁弁 (SV-6) 及び第7電磁弁 (SV-7) を閉鎖する。この結果、第2タンク (T2) に高圧が、第1タンク (T1) に低圧がそれぞれ作用する状態になる。この2つの状態が交互に切替わる。

これにより、図18に破線及び一点鎖線で示す矢印のように、一方のタンク (T1) から排出された液冷媒が第2液配管 (7B) を経て四路切換弁 (10) 及び第1液配管 (7A) を流れた後、2次側熱源熱交換器 (1) において1次側熱源熱交換器 (12) の冷媒と熱交換を行い蒸発する。このガス冷媒は、ガス配管 (6) を経て室内熱交換器 (3, 3) に導入され室内空気との間で熱交換を行い、凝縮して室内空気を加熱する。その後、室内熱交換器 (3) で凝縮した液冷媒は第4液配管 (7D)、四路切換弁 (10) 及び第3液配管 (7C) を経て他方のタンク (T2) 内に回収される。この冷媒循環動作を繰り返し、液冷媒を排出するタンクと回収するタンクとが交互に切替わり、室内の暖房運転が連続して行われる。

－第10実施形態－

次に、本発明の第10実施形態について図19～図21を用いて説明する。本実施形態は、上述した第9実施形態の2次側冷媒回路 (B) と略同様の回路に組合せる1次側冷媒回路 (A) の変形例である。また、本実施形態は、冷房及び暖房を行うヒートポンプ回路としたものである。

まず、1次側冷媒回路 (A) について説明する。

この1次側冷媒回路 (A) は、圧縮機 (11)、四路切換弁 (22)、室外熱交換器 (14)、室外電動膨張弁 (EVW)、1次側熱源熱交換器 (12) が冷媒配管 (16) によって接続されて構成されている。この1次側熱源熱交換器 (12) のガス側は、四路切換弁 (22) を介して圧縮機 (11) の吸入側と吐出側とに切替わる。

室外熱交換器 (14) と室外電動膨張弁 (EVW) との間には、該室外電動膨張弁 (EVW) から室外熱交換器 (14) への冷媒の流通のみを許容する逆止弁 (CV-1) が設けられている。この1次側冷媒回路 (A) は、2次側冷媒回路 (B) との間で熱交換を行うための加熱用熱交換器 (D3) 及び冷却用熱交換器 (D5) を備えている。

加熱用熱交換器 (D3) の一端 (図19における下端) は、逆止弁 (CV-2) を備え

た第1冷房液ライン (CL-1) により上記室外熱交換器 (14) と逆止弁 (CV-1) との間の冷媒配管 (16) に接続され、他端 (図19における上端) は、第2冷房液ライン (CL-2) により上記室外電動膨張弁 (EVW) と逆止弁 (CV-1) との間の冷媒配管 (16) に接続されている。

この第2冷房液ライン (CL-2) には、冷房時に開口し、暖房時に閉鎖する第1電磁弁 (SV-1) が設けられている。上記第2冷房液ライン (CL-2) における加熱用熱交換器 (D3) と第1電磁弁 (SV-1) との間には暖房ガスライン (WGL) の一端が接続され、該暖房ガスライン (WGL) の他端は圧縮機 (11) の吐出側に接続されている。この暖房ガスライン (WGL) には、暖房時に開口し、冷房時に閉鎖する第2電磁弁 (SV-2) が設けられている。

第1冷房液ライン (CL-1) と1次側熱源熱交換器 (12) との間には暖房液ライン (WLL) が接続され、この暖房液ライン (WLL) には、暖房時に開口し、冷房時に閉鎖する第3電磁弁 (SV-3) が設けられている。更に、冷却用熱交換器 (D5) の一端 (図19における下端) は、吸入ガスライン (IGL) により圧縮機 (11) の吸入側に接続され、他端 (図19における上端) は、冷却用液ライン (CLL) により上記第1冷房液ライン (CL-1) に接続されている。この冷却用液ライン (CLL) には電動弁 (D4) が設けられている。

一方、2次側冷媒回路 (B) は、上記1次側熱源熱交換器 (12) との間で熱交換する2次側熱源熱交換器 (1) と室内熱交換器 (3, 3, 3) とがガス配管 (6) 及び液配管 (7) によって接続されている。液配管 (7) の一部は、第1及び第2の分岐配管 (7a, 7b) に分岐され、それぞれに液冷媒を貯留した第1及び第2のタンク (T1, T2) が接続管 (17a, 17b) により接続されている。液配管 (7) の第1分岐配管 (7a) における接続管 (17a) の接続位置と2次側熱源熱交換器 (1) との間には、第1タンク (T1) から2次側熱源熱交換器 (1) への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁 (CV3-A) が設けられている。この第1分岐配管 (7a) における接続管 (17a) の接続位置と室内熱交換器 (3, 3) との間には、室内熱交換器 (3, 3) から第1タンク (T1) への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁 (CV4-A) が設けられている。

一方、液配管 (7) の第2分岐配管 (7b) における接続管 (17b) の接続位置と

2次側熱源熱交換器(1)との間には、第2タンク(T2)から2次側熱源熱交換器(1)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV3-B)が設けられている。この第2分岐配管(7b)における接続管(17b)の接続位置と室内熱交換器(3, 3)の間には、室内熱交換器(3, 3)から第2タンク(T2)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV4-B)が設けられている。

各接続管(17a, 17b)の2箇所の接続部(X, Y)のうち、2次側熱源熱交換器(1)側の接続部(X)と2次側熱源熱交換器(1)の間には第4電磁弁(SV-4)が、室内熱交換器(3, 3, 3)側の接続部(Y)と室内熱交換器(3, 3, 3)の間には第5電磁弁(SV-5)がそれぞれ設けられている。

上記2次側熱源熱交換器(1)と第4電磁弁(SV-4)の間には、液冷媒回収管(LR1)の一端が接続されている。該液冷媒回収管(LR1)は、他端が逆止弁(CV4-B)の上流側に接続されると共に、第6電磁弁(SV-6)が設けられている。上記室内熱交換器(3, 3, 3)と第5電磁弁(SV-5)の間には、液冷媒供給管(LS1)の一端が接続されている。該液冷媒供給管(LS1)は、他端が逆止弁(CV3-A)の下流側に接続されると共に、第7電磁弁(SV-7)が設けられている。

上記各タンク(T1, T2)の上端部には、加減圧機構(18)が第1及び第2の加減圧管(19d, 19e)により接続されている。この加減圧機構(18)は、一方のタンク(T1)に対して高圧を作用させている際には、他方のタンク(T2)に対して低圧を作用させ、この状態を交互に切替えるものである。詳しくは、第1及び第2の加減圧管(19d, 19e)に第1及び第2の駆動用熱交換器(E1, E2)が接続されている。この駆動用熱交換器(E1, E2)は上記加熱用及び冷却用熱交換器(D3, D5)との間で熱交換を行うことによって各タンク(T1, T2)に対して冷媒循環用の圧力を作用させる。

つまり、第1タンク(T1)の上端部に接続されている第1加減圧管(19d)は、第1駆動用熱交換器(E1)に繋がる第1分岐管(19d-A)と、第2駆動用熱交換器(E2)に繋がる第2分岐管(19d-B)とに分岐されている。第1分岐管(19d-A)には第8電磁弁(SV-8)が設けられ、第2分岐管(19d-B)には、第1タンク(T1)から第2駆動用熱交換器(E2)への冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV-5)と第9電磁弁(SV-9)とが設けられている。

一方、第2タンク(T2)の上端部に接続されている第2加減圧管(19e)は、分

岐され、一方の第1分岐管(19e-A)は、第10電磁弁(SV-10)を介して上記第1分岐管(19d-A)における第8電磁弁(SV-8)と第1駆動用熱交換器(E1)との間に接続されている。他方の第2分岐管(19e-B)は、逆止弁(CV-6)を介して上記第2分岐管(19d-B)における第9電磁弁(SV-9)と第2駆動用熱交換器(E2)との間にそれぞれ接続されている。

また、2次側冷媒回路(B)は、一対の貯留器(20, 21)を備え、第1の貯留器(20)の上端に接続する配管は分岐され、一方が第2分岐管(19d-B)における逆止弁(CV-5)と第9電磁弁(SV-9)との間に、他方が第11電磁弁(SV-11)を介して第1分岐管(19d-A)における第8電磁弁(SV-8)と第1駆動用熱交換器(E1)との間にそれぞれ接続されている。この第1の貯留器(20)の下端に接続する配管は、分岐されて第1駆動用熱交換器(E1)及び第2駆動用熱交換器(E2)に接続され、それぞれ分岐管には、貯留器(20)から第1駆動用熱交換器(E1)への冷媒流のみを許容する逆止弁(CV-8)と、第2駆動用熱交換器(E2)から貯留器(20)への冷媒流のみを許容する逆止弁(CV-7)とが設けられている。

第2の貯留器(21)の上端に接続する配管は分岐され、一方が第12電磁弁(SV-12)を介して第2分岐管(19d-B)における第9電磁弁(SV-9)と第2駆動用熱交換器(E2)との間に、他方が第13電磁弁(SV-13)を介して第1分岐管(19d-A)における第8電磁弁(SV-8)と第1駆動用熱交換器(E1)との間にそれぞれ接続されている。この第2の貯留器(21)の下端に接続する配管も、分岐されて第1駆動用熱交換器(E1)及び第2駆動用熱交換器(E2)に接続され、それぞれ分岐管には、貯留器(21)から第1駆動用熱交換器(E1)への冷媒流のみを許容する逆止弁(CV-8)と、第2駆動用熱交換器(E2)から貯留器(21)への冷媒流のみを許容する逆止弁(CV-7)とが設けられている。

上記ガス配管(6)と第2分岐管(19d-B)の間には第1バイパス管(BPL-1)が接続されている。該第1バイパス管(BPL-1)は、第14電磁弁(SV-14)を備え、ガス冷媒の一部をガス配管(6)にバイパスさせる。上記ガス配管(6)と第2加減圧管(19e)の間には第2バイパス管(BPL-2)が接続されている。該第2バイパス管(BPL-2)は、第15電磁弁(SV-15)を備え、ガス冷媒の一部をガス配管(6)にバイパスさせる。上記液配管(7)と各駆動用熱交換器(E1, E2)の間には第3

バイパス管 (BPL-3) が接続されている。該第3バイパス管 (BPL-3) は、逆止弁 (CV-9) を備え、各駆動用熱交換器 (E1, E2) に液冷媒をバイパスさせる。

次に、冷房運転動作について説明する。

1次側冷媒回路 (A) では、四路切換弁 (22) が実線側に切換えられ、第1電磁弁 (SV-1) を開口し、第2及び第3電磁弁 (SV-2, SV-3) を閉鎖する。そして、図20に実線の矢印で示すように、圧縮機 (11) から吐出した冷媒が、室外熱交換器 (14) で凝縮した後、その一部が加熱用熱交換器 (D3) に、他部が減圧弁 (D4) により減圧されて冷却用熱交換器 (D5) にそれぞれ供給される。この加熱用熱交換器 (D3) に供給された冷媒は、第1駆動用熱交換器 (E1) に熱を与えて過冷却状態となり、その後、加熱用熱交換器 (12) において2次側熱源熱交換器 (1) の冷媒から熱を奪って蒸発した後、圧縮機 (11) に戻る。一方、冷却用熱交換器 (D5) に供給された冷媒は、第2駆動用熱交換器 (E2) から熱を奪って蒸発した後、圧縮機 (11) に戻る。

この冷媒循環動作により、第1駆動用熱交換器 (E1) では冷媒が蒸発して内部が高圧になる一方、第2駆動用熱交換器 (E2) では冷媒が凝縮して内部が低圧になる。この状態で、第6, 第7, 第8, 第11, 第12電磁弁 (SV-6, SV-7, SV-8, SV-11, SV-12) を開口し、第4, 第5, 第9, 第10, 第13電磁弁 (SV-4, SV-5, SV-9, SV-10, SV-13) を閉鎖する。

この結果、第1タンク (T1) には高圧が、第2タンク (T2) には低圧がそれぞれ作用し、第1タンク (T1) からの液冷媒の排出動作と、第2タンク (T2) への液冷媒の回収動作とが同時に行われ、図20の破線で示す矢印のように、2次側冷媒回路 (B) の冷媒循環が行われる。また、第2タンク (T2) から第2駆動用熱交換器 (E2) に回収されたガス冷媒は凝縮して第2の貯留器 (21) に溜り、第1の貯留器 (20) は第1駆動用熱交換器 (E1) に均圧して該第1駆動用熱交換器 (E1) に液冷媒を供給する。

この冷媒循環動作が所定時間行われた後、各電磁弁を切換え、第6, 第7, 第9, 第10, 第13電磁弁 (SV-6, SV-7, SV-9, SV-10, SV-13) を開口し、第4, 第5, 第8, 第11, 第12電磁弁 (SV-4, SV-5, SV-8, SV-11, SV-12) を閉鎖する。

この結果、第2タンク (T2) に高圧が、第1タンク (T1) に低圧がそれぞれ導入

されて、第2タンク (T2) からの液冷媒の排出動作と、第1タンク (T1) への液冷媒の回収動作とが同時に行われ、図20の一点鎖線で示す矢印のように、2次側冷媒回路 (B) の冷媒循環が行われる。また、第1タンク (T1) から第2駆動用熱交換器 (E2) に回収されたガス冷媒は凝縮して第1の貯留器 (20) に溜り、第2の貯留器 (21) は第1駆動用熱交換器 (E1) に均圧して該第1駆動用熱交換器 (E1) に液冷媒を供給する。

このようにして液冷媒を排出するタンクと回収するタンクとが交互に切換えられ、室内の冷房運転が連続して行われる。

また、第2駆動用熱交換器 (E2) において凝縮した液冷媒は、貯留器 (20, 21) に回収されるので、第2駆動用熱交換器 (E2) の熱交換面積を大きく確保することができ、冷却用熱交換器 (D5) との間の熱交換量が増大されて装置全体としての性能が向上する。

一方、室内の暖房運転時には、1次側冷媒回路 (A) では、四路切換弁 (22) が破線側に切換えられ、第1電磁弁 (SV-1) を閉鎖し、第2及び第3電磁弁 (SV-2, SV-3) を開口する。図21に実線の矢印で示すように、圧縮機 (11) から吐出した冷媒の一部は1次側熱源熱交換器 (12) に、他の冷媒は加熱用熱交換器 (D3) にそれぞれ供給される。

1次側熱源熱交換器 (12) に供給された冷媒は、2次側熱源熱交換器 (1) との間で熱交換を行って凝縮した後、その一部が室外熱交換器 (14) に、他部が冷却用熱交換器 (D5) にそれぞれ供給される。そして、室外熱交換器 (14) に供給された冷媒は、外気と熱交換を行って蒸発した後、圧縮機 (11) に回収され、冷却用熱交換器 (D5) に供給された冷媒は、第2駆動用熱交換器 (E2) から熱を奪って蒸発した後、圧縮機 (11) に戻る。

一方、加熱用熱交換器 (D3) に供給された冷媒は、第1駆動用熱交換器 (E1) に熱を与えて凝縮し、その後、1次側熱源熱交換器 (12) において2次側熱源熱交換器 (1) の冷媒に熱を与えて過冷却状態となった後、室外熱交換器 (14) 及び冷却用熱交換器 (D5) で蒸発し、圧縮機 (11) に戻る。

この冷媒循環動作により、第1駆動用熱交換器 (E1) では冷媒が蒸発して内部が

高圧になる一方、第2駆動用熱交換器(E2)では冷媒が凝縮して内部が低圧になる。この状態で、第4、第5、第8、第11、第12電磁弁(SV-4, SV-5, SV-8, SV-11, SV-12)を開口し、第6、第7、第9、第10、第13電磁弁(SV-6, SV-7, SV-9, SV-10, SV-13)を閉鎖する。この結果、第1タンク(T1)には高圧が、第2タンク(T2)には低圧がそれぞれ作用し、第1タンク(T1)からの液冷媒の排出動作と、第2タンク(T2)への液冷媒の回収動作とが同時に行われ、図21の破線で示す矢印のように、2次側冷媒回路(B)の冷媒循環が行われる。

この冷媒循環動作が所定時間行われた後、各電磁弁を切換え、第4、第5、第9、第10、第13電磁弁(SV-4, SV-5, SV-9, SV-10, SV-13)を開口し、第6、第7、第8、第11、第12電磁弁(SV-6, SV-7, SV-8, SV-9, SV-11, SV-12)を閉鎖する。この結果、第2タンク(T2)に高圧が、第1タンク(T1)に低圧がそれぞれ作用し、第2タンク(T2)からの液冷媒の排出動作と、第1タンク(T1)への液冷媒の回収動作とが同時に行われ、図21の一点鎖線で示す矢印のように、2次側冷媒回路(B)の冷媒循環が行われる。

この液冷媒を排出するタンクと回収するタンクとが交互に切換えられ、室内の暖房運転が連続して行われる。この暖房運転時においても、貯留器(20, 21)に液冷媒を回収することで、第2駆動用熱交換器(E2)と冷却用熱交換器(D5)との間の熱交換量が増大し、装置全体としての性能が向上する。

したがって、本実施形態においても、室内の冷房運転時、室外熱交換器(14)で凝縮した液冷媒を加熱用熱交換器(D3)において過冷却状態まで冷却することができるので、1次側熱源熱交換器(12)と2次側熱源熱交換器(1)との間の熱交換量を大きく確保することができて、装置全体としての性能の向上を図ることができる。

—第11実施形態—

次に、本発明の第11実施形態について図22を用いて説明する。

本実施形態は、加減圧機構(18)として加圧回路(50)と減圧回路(60)とを備え、冷房専用の空気調和機に適用したものである。

先ず、2次側冷媒回路(B)について説明する。

この2次側冷媒回路(B)は、室内熱交換器(3)と2次側熱源熱交換器(1)とがガス配管(6)及び液配管(7)によって接続されている。

液配管(7)にはタンク(T)が接続されている。この液配管(7)におけるタンク(T)と2次側熱源熱交換器(1)との間には、該2次側熱源熱交換器(1)からタンク(T)への液冷媒の流通のみを許容する第1逆止弁(CV1)が設けられている。液配管(7)におけるタンク(T)と室内熱交換器(3)との間には、タンク(T)から室内熱交換器(3)への液冷媒の流通のみを許容する第2逆止弁(CV2)が設けられている。更に、液配管(7)における第2逆止弁(CV2)と室内熱交換器(3)との間には室内電動膨張弁(EV1)が設けられている。

上記タンク(T)には、加圧回路(50)及び減圧回路(60)が接続されている。先ず、加圧回路(50)について説明する。

この加圧回路(50)は循環用蒸発器(51)を備えている。この循環用蒸発器(51)はタンク(T)の設置位置よりも低い位置に設置されている。上記循環用蒸発器(51)は、ガス供給管(52)によりタンク(T)の上部に、また、液回収管(53)によりタンク(T)の下部にそれぞれ接続されている。

ガス供給管(52)には、タンク(T)内に高圧を作用させる際に開放する第1電磁弁(SV1)が設けられている。液回収管(53)には、タンク(T)から循環用蒸発器(51)への冷媒の流通のみを許容する第3逆止弁(CV3)が設けられている。

次に、減圧回路(60)について説明する。

この減圧回路(60)は循環用凝縮器(61)を備えている。この循環用凝縮器(61)はタンク(T)の設置位置よりも高い位置に設置されている。上記循環用凝縮器(61)は、ガス回収管(62)によりタンク(T)の上部に、また、液供給管(63)によりタンク(T)の下部にそれぞれ接続されている。

ガス回収管(62)には、タンク(T)内に低圧を作用させる際に開放する第2電磁弁(SV2)が設けられている。液供給管(63)には、循環用凝縮器(61)からタンク(T)への冷媒の流通のみを許容する第4逆止弁(CV4)が設けられている。

次に、この2次側冷媒回路(B)との間で熱交換を行う1次側冷媒回路(A)に

について説明する。

この1次側冷媒回路(A)は、圧縮機(11)、外気と熱交換を行う室外熱交換器(14)、上記循環用蒸発器(51)との間で熱交換可能な加熱熱交換器(71)、上記循環用凝縮器(61)との間で熱交換可能な冷却熱交換器(72)、2次側熱源熱交換器(1)との間で熱交換可能な1次側熱源熱交換器(12)が冷媒配管(16)によって接続されて構成されている。

詳しくは、圧縮機(11)の吐出側に室外熱交換器(14)及び加熱熱交換器(71)が順に接続され、この加熱熱交換器(71)の液側は第1分岐管(16a)と第2分岐管(16b)とに分岐されている。該第1分岐管(16a)は冷却熱交換器(72)に、第2分岐管(16b)は1次側熱源熱交換器(12)にそれぞれ接続されている。上記第1分岐管(16a)には第1室外電動膨張弁(EV-A)が、第2分岐管(16b)には第2室外電動膨張弁(EV-B)がそれぞれ設けられている。上記冷却熱交換器(72)及び1次側熱源熱交換器(12)のガス側は合流して圧縮機(11)の吸入側に接続されている。

本実施形態では、循環用凝縮器(61)における凝縮温度が2次側熱源熱交換器(1)における凝縮温度よりも低く設定されている。具体的に、第1分岐管(16a)と第2分岐管(16b)とは、配管径が異なり、第1分岐管(16a)の流量が第2分岐管(16b)の流量よりも所定の比率だけ小さく設定されている。これに対し、冷却熱交換器(72)と循環用凝縮器(61)との熱交換面積は、1次側熱源熱交換器(12)と2次側熱源熱交換器(1)の熱交換面積よりも小さく設定され、その比率は上記所定の比率よりも小さく設定されている。

つまり、例えば、第1分岐管(16a)の流量と第2分岐管(16b)の流量との比が1:10である場合、冷却熱交換器(72)と循環用凝縮器(61)との熱交換面積と、1次側熱源熱交換器(12)と2次側熱源熱交換器(1)の熱交換面積の比は2:10に設定されている。これにより、冷媒流量に対する熱交換器としての能力は、循環用凝縮器(61)の方が2次側熱源熱交換器(1)よりも高く設定されている。この結果、循環用凝縮器(61)の凝縮温度は2次側熱源熱交換器(1)の凝縮温度よりも低くなる。

次に、本実施形態における室内の冷房運転動作について説明する。

冷房運転時、1次側冷媒回路（A）においては、圧縮機（11）を駆動し、図22に実線で示す矢印のように、圧縮機（11）から吐出した高温高圧のガス冷媒が、室外熱交換器（14）及び加熱熱交換器（71）を順に流れ、外気及び循環用蒸発器（51）内の冷媒と熱交換を行って凝縮する。これにより、循環用蒸発器（51）の冷媒に熱を与える。その後、この液冷媒は、各分岐管（16a, 16b）に分流し、各室外電動膨張弁（EV-A, EV-B）によって減圧された後、冷却熱交換器（72）及び1次側熱源熱交換器（12）に流れる。ここで、液冷媒は、循環用凝縮器（61）及び2次側熱源熱交換器（1）の冷媒と熱交換を行って蒸発し、循環用凝縮器（61）及び2次側熱源熱交換器（1）の冷媒から熱を奪う。その後、これら冷却熱交換器（72）及び1次側熱源熱交換器（12）を流れたガス冷媒は合流して圧縮機（11）に戻る。この循環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路（B）にあつては、上述した熱交換動作によって、循環用蒸発器（51）では冷媒の蒸発動作が、循環用凝縮器（61）では冷媒の凝縮動作がそれぞれ行われる。そして、循環用蒸発器（51）では高圧が、循環用凝縮器（61）では低圧がそれぞれ発生する。

この状態において、先ず、第1電磁弁（SV1）を開口すると共に、第2電磁弁（SV2）を閉鎖する。これにより、循環用蒸発器（51）の高圧がガス供給管（52）によってタンク（T）内に作用し、該タンク（T）の液冷媒の液面が押し下げられ、図22に破線の矢印で示すように、該液冷媒が液配管（7）に押し出される。この押し出された液冷媒は、液配管（7）を室内熱交換器（3）に向って流れ、室内電動膨張弁（EV1）によって減圧された後、室内熱交換器（3）において室内空気と熱交換を行い、蒸発して室内空気を冷却する。この蒸発したガス冷媒は、ガス配管（6）を介して2次側熱源熱交換器（1）に流れ、1次側熱源熱交換器（12）との間で熱交換を行って凝縮する。

この動作の後、第1電磁弁（SV1）を閉鎖すると共に、第2電磁弁（SV2）を開口する。これにより、循環用凝縮器（61）の低圧がガス回収管（62）によってタンク（T）内に作用する。この循環用凝縮器（61）の凝縮温度は2次側熱源熱交換器（1）の凝縮温度よりも低く、循環用凝縮器（61）の内圧が2次側熱源熱交換器（1）の内圧よりも低い。このため、タンク（T）の内圧が2次側熱源熱交換器（1）の内圧よ

りも低くなり、図22に一点鎖線の矢印で示すように、2次側熱源熱交換器(1)の液冷媒が、液配管(7)を経てタンク(T)内に回収される。

この際、タンク(T)内上層部分のガス冷媒が循環用凝縮器(61)に吸引された後、凝縮して液冷媒となり、液供給管(63)によってタンク(T)内に回収される。この状態から上述した加圧回路(50)による加圧動作に移ると、加圧回路(50)全体が均圧されることによってタンク(T)の液冷媒の一部は循環用蒸発器(51)に回収され、高圧発生用の冷媒として利用される。

以上のような加圧回路(50)による加圧動作と減圧回路(60)による減圧動作とを交互に繰り返し、加圧動作時にはタンク(T)から液冷媒が押し出され、減圧動作時にはタンク(T)に液冷媒が回収され、2次側冷媒回路(B)において冷媒が循環し、室内を冷房する。

したがって、本実施形態によれば、タンク(T)内に発生する吸引力によって2次側熱源熱交換器(1)の液冷媒を回収するようにしているので、タンク(T)を2次側熱源熱交換器(1)よりも低い位置に設置する必要がなくなり、機器の配設位置の制約が小さくて汎用性の向上を図ることができる。

－第12実施形態－

次に、本発明の第12実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第11実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の冷媒回路は、暖房専用の空気調和機に適用したものであって、1次側冷媒回路(A)の構成及び液配管(7)に設けられている逆止弁の構成が上述した第11実施形態のものと異なっている。

つまり、図23に示すように、1次側冷媒回路(A)における圧縮機(11)の吐出側には、加熱熱交換器(71)及び1次側熱源熱交換器(12)が順に接続され、この1次側熱源熱交換器(12)の液側が第1分岐管(16c)と第2分岐管(16d)とに分岐されている。該第1分岐管(16c)は室外熱交換器(14)に、第2分岐管(16d)は冷却熱交換器(72)にそれぞれ接続されている。第1分岐管(16c)には第1室外電動膨張弁(EV-C)が、第2分岐管(16d)には第2室外電動膨張弁(EV-D)がそれ

ぞれ設けられている。上記室外熱交換器 (14) 及び冷却熱交換器 (72) のガス側は合流して圧縮機 (11) の吸入側に接続されている。

一方、2次側冷媒回路 (B) における液配管 (7) のタンク (T) と2次側熱源熱交換器 (1) との間には、タンク (T) から2次側熱源熱交換器 (1) への液冷媒の流通のみを許容する第1逆止弁 (CV3) が設けられている。この液配管 (7) におけるタンク (T) と室内熱交換器 (3) との間には、室内熱交換器 (3) からタンク (T) への液冷媒の流通のみを許容する第2逆止弁 (CV4) が設けられている。

尚、本実施形態の加圧回路 (50) 及び減圧回路 (60) は上述した第1実施形態のものと同様である。

このように循環用蒸発器 (51) との間で熱交換する加熱熱交換器 (71) と、2次側熱源熱交換器 (1) との間で熱交換する1次側熱源熱交換器 (12) とを直列に接続したことにより、循環用蒸発器 (51) における蒸発温度が2次側熱源熱交換器 (1) における蒸発温度よりも高くなる。つまり、この蒸発温度の差によって循環用蒸発器 (51) の内部圧力が2次側熱源熱交換器 (1) の内部圧力よりも高くなる。

次に、本実施形態における室内の暖房運転動作について説明する。

暖房運転時、1次側冷媒回路 (A) においては、圧縮機 (11) を駆動し、図23に実線で示す矢印のように、圧縮機 (11) から吐出した高温高圧のガス冷媒が、加熱熱交換器 (71) 及び1次側熱源熱交換器 (12) を順に流れ、循環用蒸発器 (51) 及び2次側熱源熱交換器 (1) の冷媒と熱交換を行って凝縮する。これにより、循環用蒸発器 (51) 及び2次側熱源熱交換器 (1) の冷媒に熱を与える。その後、この液冷媒は、各分岐管 (16c, 16d) に分流し、各室外電動膨張弁 (EV-C, EV-D) によって減圧された後、冷却熱交換器 (72) 及び室外熱交換器 (14) に流れる。この冷却熱交換器 (72) では循環用凝縮器 (61) との間で、室外熱交換器 (14) では外気とそれぞれ熱交換を行って蒸発する。つまり、循環用凝縮器 (61) の冷媒から熱を奪う。その後、これら冷却熱交換器 (72) 及び室外熱交換器 (14) を流れたガス冷媒は合流して圧縮機 (11) に戻る。この循環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路 (B) においては、上述した第1実施形態の場合と同様に、加圧回路 (50) 及び減圧回路 (60) の各電磁弁 (SV1, SV2) の切換え動作が行わ

れ、タンク（Ｔ）内に高圧を作用させる状態と低圧を作用させる状態とに交互に切換わる。このタンク（Ｔ）に高圧が作用する状態では、上述したように、循環用蒸発器（51）の蒸発温度が２次側熱源熱交換器（１）の蒸発温度よりも高いので、循環用蒸発器（51）の内圧が２次側熱源熱交換器（１）の内圧よりも高くなる。このため、タンク（Ｔ）が高圧になり、図２３に破線の矢印で示すように、タンク（Ｔ）から押し出された液冷媒が、２次側熱源熱交換器（１）において１次側熱源熱交換器（12）との間で熱交換を行い蒸発する。この蒸発したガス冷媒は、ガス配管（6）を介して室内熱交換器（3）に流れ、室内空気と熱交換を行い、凝縮して該室内を加熱する。

上記タンク（Ｔ）内に低圧が作用する状態では、図２３に一点鎖線の矢印で示すように、室内熱交換器（3）の液冷媒が液配管（7）を経てタンク（Ｔ）内に回収される。この動作においても、減圧回路（60）の減圧動作時には、循環用凝縮器（61）に吸引されたガス冷媒は凝縮して液冷媒となり、液供給管（63）によってタンク（Ｔ）に回収される。また、加圧回路（50）の加圧動作時には、タンク（Ｔ）内の液冷媒の一部が循環用蒸発器（51）に回収され、高圧発生用の冷媒として利用される。この動作を繰り返し、室内を暖房する。

したがって、本実施形態によれば、タンク（Ｔ）内に発生する吸引力によって室内熱交換器（3）の液冷媒を回収するようにしているので、タンク（Ｔ）を室内熱交換器（3）よりも低い位置に設置する必要がなくなり、機器の配設位置の制約が小さくできて汎用性の向上を図ることができる。

－第１３実施形態－

次に、本発明の第１３実施形態について説明する。尚、ここでも上述した第１１実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の冷媒回路は、冷房専用の空気調和機に適用したものであり、１次側冷媒回路（Ａ）は上述した第１１実施形態のものと同様であるので、ここでは説明を省略する。

そして、本実施形態の２次側冷媒回路（Ｂ）の特徴とするところは、上述した第５実施形態のものと同様に、２個のタンク（T1、T2）を備え、加圧回路（50）及

び減圧回路 (60) に対して各タンク (T1, T2) が互いに並列に接続されている。

詳しくは、図24に示すように、上記加圧回路 (50) のガス供給管 (52) は分岐管 (52a, 52b) に分岐されて各タンク (T1, T2) の上端部にそれぞれ接続され、各分岐管 (52a, 52b) には電磁弁 (SV1-1, SV1-2) が設けられている。加圧回路 (50) の液回収管 (53) は分岐管 (53a, 53b) に分岐されて各タンク (T1, T2) の下端部にそれぞれ接続され、各分岐管 (53a, 53b) には逆止弁 (CV3-1, CV3-2) が設けられている。

一方、上記減圧回路 (60) のガス回収管 (62) は各分岐管 (62a, 62b) に分岐されて各タンク (T1, T2) の上端部にそれぞれ接続され、各分岐管 (62a, 62b) には電磁弁 (SV2-1, SV2-2) が設けられている。減圧回路 (60) の液供給管 (63) は分岐管 (63a, 63b) に分岐されて各タンク (T1, T2) の下端部にそれぞれ接続され、各分岐管 (63a, 63b) には逆止弁 (CV4-1, CV4-2) が設けられている。

上記2次側熱源熱交換器 (1) に繋がる液配管 (7) は分岐液配管 (7a, 7b) に分岐されて各タンク (T1, T2) の下端部にそれぞれ接続され、各分岐液配管 (7a, 7b) には逆止弁 (CV1-1, CV1-2) がそれぞれ設けられている。室内熱交換器 (3) に繋がる液配管 (7) は分岐液配管 (7c, 7d) に分岐されて各タンク (T1, T2) の下端部にそれぞれ接続され、各分岐液配管 (7c, 7d) には逆止弁 (CV2-1, CV2-2) がそれぞれ設けられている。

本実施形態における冷房運転時の2次側冷媒回路 (B) の動作は、加圧回路 (50) の各分岐管 (52a, 52b) に設けられた電磁弁 (SV1-1, SV1-2) のうち一方が開口し、他方が閉鎖する動作が交互に繰り返される。また、減圧回路 (60) の各分岐管 (62a, 62b) に設けられた電磁弁 (SV2-1, SV2-2) のうち一方が開口し他方が閉鎖する動作が交互に繰り返される。これにより、一方のタンクが室内熱交換器 (3) に向かって液冷媒を押し出し、他方のタンクが2次側熱源熱交換器 (1) から液冷媒を回収する動作を繰り返す。

具体的には、加圧回路 (50) の分岐管 (52a) の電磁弁 (SV1-1) を開口し、且つ減圧回路 (60) の分岐管 (62b) の電磁弁 (SV2-2) を開口した場合には、図24に実線で示すように、上側のタンク (T1) が室内熱交換器 (3) に向かって液冷媒を

押し出し、下側のタンク (T2) が 2 次側熱源熱交換器 (1) から液冷媒を回収する。逆に、加圧回路 (50) の分岐管 (52b) の電磁弁 (SV1-2) を開口し、且つ減圧回路 (60) の分岐管 (62a) の電磁弁 (SV2-1) を開口した場合には、図 24 に破線の矢印で示すように、下側のタンク (T2) が室内熱交換器 (3) に向かって液冷媒を押し出し、上側のタンク (T1) が 2 次側熱源熱交換器 (1) から液冷媒を回収する。この動作を交互に繰り返し、室内の冷房が連続的に行われる。

－第 14 実施形態－

次に、本発明の第 14 実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第 13 実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の冷媒回路は、暖房専用の空気調和機に適用したものであり、1 次側冷媒回路 (A) は、上述した第 13 実施形態のものと同様であるので、ここでは説明を省略する。また、2 次側冷媒回路 (B) は、液配管 (7) に設けられている逆止弁の構成が上述した第 13 実施形態のものと異なっている。

つまり、図 25 に示すように、液配管 (7) に設けられた逆止弁 (CV1-1, CV1-2, CV2-1, CV2-2) として冷媒流通許容方向が異なるものが採用されている。

したがって、暖房運転時において、上述した第 13 実施形態の場合と同様に、加圧回路 (50) の各分岐管 (52a, 52b) に設けられた電磁弁 (SV1-1, SV1-2) 及び減圧回路 (60) の各分岐管 (62a, 62b) に設けられた電磁弁 (SV2-1, SV2-2) の開閉動作が交互に繰り返される。この結果、一方のタンクが 2 次側熱源熱交換器 (1) に向かって液冷媒を押し出し、他方のタンクが室内熱交換器 (3) から液冷媒を回収する動作を交互に繰り返し (図 25 の実線の矢印で示す状態と破線の矢印で示す状態とが交互に繰り返される)、室内の暖房が連続的に行われる。

－第 15 実施形態－

次に、本発明の第 15 実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第 11 実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の冷媒回路は、冷房専用の空気調和機に適用したものであり、1 次側冷媒回路 (A) は上述した第 11 実施形態のものと同様であるので、ここでは説明を

省略する。

本実施形態の2次側冷媒回路(B)の特徴は、図26に示すように、上述したタンク(以下メインタンクと呼ぶ)(T)とは別に、小型のサブタンク(ST)を備え、該サブタンク(ST)に液冷媒を一時的に貯留するようにしたことである。

以下、本実施形態の2次側冷媒回路(B)の回路構成について説明する。

循環用凝縮器(61)に繋がるガス回収管(62)は、分岐管(62a, 62b)に分岐され、一方が第2電磁弁(SV2)を介してメインタンク(T)の上端部に、他方が第3電磁弁(SV3)を介して上記サブタンク(ST)の上端部にそれぞれ接続されている。

循環用蒸発器(51)に繋がるガス供給管(52)は、分岐管(52a, 52b)に分岐され、一方が第1電磁弁(SV1)を介してメインタンク(T)の上端部に、他方が第4電磁弁(SV4)を介して上記分岐管(62b)にそれぞれ接続されている。

上記サブタンク(ST)は循環用蒸発器(51)よりも高い位置に設置され、この循環用蒸発器(51)の下端とサブタンク(ST)の下部とは液回収管(53)によって接続されている。この液回収管(53)には、サブタンク(ST)から循環用蒸発器(51)に向かう冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV3)が設けられている。

上記液回収管(53)と液配管(7)とは、液配管(7)から液回収管(53)への液冷媒の流通のみを許容する逆止弁(CV5)を備えた液吸引管(54)によって接続されている。液吸引管(54)は、一端が、液回収管(53)のサブタンク(ST)と逆止弁(CV3)との間に、他端が、液配管(7)の室内電動膨張弁(EV1)と逆止弁(CV2)との間にそれぞれ接続されている。このようにしてサブタンク(ST)に対する圧力作用状態を切替える切換え手段(I)が構成されている。その他の構成は、上述した第11実施形態のものと同様である。

次に、本実施形態における室内の冷房運転時について説明する。

1次側冷媒回路(A)では上述した第11実施形態と同様の動作が行われる。

2次側冷媒回路(B)にあっては、まず、第1及び第4電磁弁(SV1, SV4)を開く一方、第2及び第3電磁弁(SV2, SV3)を閉鎖する。これにより、循環用蒸発器(51)の高圧がメインタンク(T)に作用すると共に、この循環用蒸発器(51)とサブタンク(ST)とが均圧される。この結果、図26に実線の矢印で示すように、メ

インタンク (T) から押し出された液冷媒が、室内熱交換器 (3) において蒸発した後、2 次側熱源熱交換器 (1) で凝縮する。また、サブタンク (ST) の液冷媒が液回収管 (53) により循環用蒸発器 (51) に落下供給される。

その後、電磁弁の開閉動作を切換え、第 1 及び第 4 電磁弁 (SV1, SV4) を閉鎖する一方、第 2 及び第 3 電磁弁 (SV2, SV3) を開口する。これにより、循環用凝縮器 (61) の低圧がガス回収管 (62) の各分岐管 (62a, 62b) によってメインタンク (T) 及びサブタンク (ST) に作用する。この結果、図 26 に破線の矢印で示すように、2 次側熱源熱交換器 (1) の液冷媒が液配管 (7) を経てメインタンク (T) に回収される。また、サブタンク (ST) 内も低圧状態になっているため、液配管 (7) 内の液冷媒の一部は、液吸引管 (54) を経てサブタンク (ST) に回収される。このサブタンク (ST) に回収された液冷媒は、再び電磁弁が切換えられてサブタンク (ST) と循環用蒸発器 (51) とが均圧された際に循環用蒸発器 (51) に供給されて駆動用の冷媒となる。この動作を繰り返し、室内を冷房する。

したがって、本実施形態によれば、サブタンク (ST) に液冷媒を貯留し、この液冷媒を循環用蒸発器 (51) に供給するようにしたために、上述した各実施形態のように、メインタンク (T) を循環用蒸発器 (51) よりも上方に配置する必要がなくなり、このメインタンク (T) 及び循環用蒸発器 (51) の設置位置の自由度の向上を図ることができる。

尚、このようなサブタンクを備えた冷媒回路を暖房専用の空気調和装置に適用する場合には、液配管 (7) に設けられた逆止弁 (CV1, CV2) として冷媒流通許容方向の異なるものを採用することになる。

－第 16 実施形態－

次に、本発明の第 16 実施形態について説明する。本実施形態の 2 次側冷媒回路 (B) の特徴は、上述した第 15 実施形態と同様に 2 個のサブタンク (ST1, ST2) を備えていることである。

この回路構成について説明すると、図 27 に示すように、各サブタンク (ST1, ST2) が、循環用凝縮器 (61) 及び循環用蒸発器 (51) において並列に接続されている。

つまり、各サブタンク (ST1, ST2) はそれぞれガス回収管 (62b-1, 62b-2) によって循環用凝縮器 (61) に、ガス供給管 (52b-1, 52b-2) によって循環用蒸発器 (51) に接続されている。各ガス回収管 (62b-1, 62b-2) には、それぞれ電磁弁 (SV3-A, SV3-B) が設けられ、各ガス供給管 (52b-1, 52b-2) には、それぞれ電磁弁 (SV4-A, SV4-B) が設けられている。各サブタンク (ST1, ST2) の下端には、循環用蒸発器 (51) に接続する液回収管 (53-1, 53-2) に対応して液吸引管 (54-1, 54-2) が設けられている。

このようにして各サブタンク (ST1, ST2) に対する圧力作用状態を切換える切換え手段 (I) が構成されている。その他の構成は、上述した第11実施形態のものと同様である。その他の構成は、上述した第15実施形態のものと略同様である。

次に、本実施形態における室内の冷房運転時について説明する。

1次側冷媒回路 (A) では上述した第11実施形態と同様の動作が行われる。

2次側冷媒回路 (B) にあっては、2個のサブタンク (ST1, ST2) のうち一方が循環用凝縮器 (61) に、他方が循環用蒸発器 (51) にそれぞれ接続された状態が交互に繰り返される。つまり、ガス回収管 (62b) の一方の電磁弁 (SV3-A) を開口し、他方の電磁弁 (SV3-B) を閉鎖し、且つガス供給管 (52b) の一方の電磁弁 (SV4-B) を開口し、他方の電磁弁 (SV4-A) を閉鎖する。この結果、図27に実線の矢印で示すように、一方のサブタンク (ST1) が、循環用凝縮器 (61) に連通して液配管 (7) の液冷媒の一部を回収し、且つ他方のサブタンク (ST2) が、循環用蒸発器 (51) に連通して該循環用蒸発器 (51) に液冷媒を落下供給する状態となる。

これら各電磁弁を切換えると、図27に破線の矢印で示すように、他方のサブタンク (ST2) が液配管 (7) の液冷媒の一部を回収し、且つ一方のサブタンク (ST1) が循環用蒸発器 (51) に液冷媒を落下供給する状態となる。この状態が交互に繰り返される。

したがって、一方のサブタンクに液冷媒を回収する動作と、他方のサブタンクから循環用蒸発器 (51) に液冷媒を供給する動作とが同時に行われるので、上述した第15実施形態のような1個のサブタンク (ST) を備えさせた場合に比べて、サブタンク (ST1, ST2) の動作を切換えるための電磁弁の開閉頻度が低減され、その耐久性の

向上が図れることになる。

尚、本実施形態の場合にも暖房専用の空気調和装置に適用する場合には、液配管（7）に設けられた逆止弁（CV1, CV2）として冷媒流通許容方向の異なるものを採用する。

－第17実施形態－

次に、本発明の第17実施形態について説明する。尚、ここでは上述した第11実施形態との相違点について説明する。

本実施形態の冷媒回路はヒートポンプの空気調和装置に適用したものである。

まず、1次側冷媒回路（A）について説明する。

図28に示すように、1次側冷媒回路（A）は、1次側熱源熱交換器（12）によって2次側熱源熱交換器（1）を加熱及び冷却する。具体的に、圧縮機（11）、四路切換弁（22）、室外熱交換器（14）、加熱熱交換器（71）、室外電動膨張弁（EV-A, EV-B）、冷却熱交換器（72）、1次側熱源熱交換器（12）が冷媒配管（16）によって接続されている。詳しくは、加熱熱交換器（71）に接続する配管が分岐され、一方が第1室外電動膨張弁（EV-A）を介して冷却熱交換器（72）に、他方が第2室外電動膨張弁（EV-B）を介して1次側熱源熱交換器（12）にそれぞれ接続されている。

冷却熱交換器（72）のガス側は、圧縮機（11）の吸込側に接続され、1次側熱源熱交換器（12）のガス側は、四路切換弁（22）を介して圧縮機（11）の吸入側と吐出側とに切換わる。上記室外熱交換器（14）と加熱熱交換器（71）とを接続する配管には、室外熱交換器（14）から加熱熱交換器（71）への冷媒の流通のみを許容する逆止弁（CV6）が、1次側熱源熱交換器（12）と四路切換弁（22）とを接続する配管には、1次側熱源熱交換器（12）から四路切換弁（22）への冷媒の流通のみを許容する逆止弁（CV7）がそれぞれ設けられている。

上記第2室外電動膨張弁（EV-B）と加熱熱交換器（71）との間には第5電磁弁（SV5）が設けられている。この電磁弁（SV5）及び加熱熱交換器（71）の間と、1次側熱源熱交換器（12）及び逆止弁（CV7）の間とはガス冷媒バイパス管（GBL）によって接続されている。このガス冷媒バイパス管（GBL）には、第6電磁弁（SV6）と、加熱熱交換器（71）から1次側熱源熱交換器（12）への冷媒の流通のみを許容す

る逆止弁 (CV8) とが設けられている。上記逆止弁 (CV7) 及び四路切換弁 (22) の間と、逆止弁 (CV6) 及び加熱熱交換器 (71) の間とは吐出ガスバイパス管 (OGL) によって接続され、この吐出ガスバイパス管 (OGL) には、加熱熱交換器 (71) へ向かう吐出ガスの流通のみを許容する逆止弁 (CV9) が設けられている。

次に、2次側冷媒回路 (B) について説明する。尚、ここでは、上述した第11実施形態で述べた2次側冷媒回路 (B) との相違点について説明する。

図28に示すように、2次側冷媒回路 (B) は、液配管 (7) における第4逆止弁 (CV4) と室内熱交換器 (3) との間に、室内の冷房運転時に開口し、暖房運転時に閉鎖する第7電磁弁 (SV7) が設けられ、液配管 (7) における第3逆止弁 (CV3) と2次側熱源熱交換器 (1) との間に、室内の冷房運転時に開口し、暖房運転時に閉鎖する第8電磁弁 (SV8) が設けられている。

上記液配管 (7) における第7電磁弁 (SV7) と室内熱交換器 (3) との間には回収側暖房液配管 (34) の一端が接続され、該回収側暖房液配管 (34) の他端は、液配管 (7) における第3逆止弁 (CV3) と第8電磁弁 (SV8) との間に接続されている。この回収側暖房液配管 (34) には、暖房運転時に開口し、冷房運転時に閉鎖する第9電磁弁 (SV9) が設けられている。

上記液配管 (7) における第4逆止弁 (CV4) と第7電磁弁 (SV7) との間には供給側暖房液配管 (35) の一端が接続され、該供給側暖房液配管 (35) の他端は、液配管 (7) における第8電磁弁 (SV8) と2次側熱源熱交換器 (1) との間に接続されている。この供給側暖房液配管 (35) には、暖房運転時に開口し、冷房運転時に閉鎖する第10電磁弁 (SV10) が設けられている。その他の構成は、上述した第11実施形態のものと略同様である。

以下、室内の冷房及び暖房運転動作について説明する。

冷房運転時には、先ず、1次側冷媒回路 (A) では、四路切換弁 (22) が実線側に切換えられ、第5電磁弁 (SV5) を開口し、第6電磁弁 (SV6) を閉鎖する。一方、2次側冷媒回路 (B) では、第7電磁弁 (SV7) 及び第8電磁弁 (SV8) を開口し、第9電磁弁 (SV9) 及び第10電磁弁 (SV10) を閉鎖する。

この状態で、1次側冷媒回路（A）にあっては、図28に実線の矢印で示す如く、圧縮機（11）から吐出した高温高圧のガス冷媒が、室外熱交換器（14）及び加熱熱交換器（71）において凝縮する。その後、この冷媒は、冷却熱交換器（72）及び1次側熱源熱交換器（12）に分流し、各室外電動膨張弁（EV-A, EV-B）において減圧された後、冷却熱交換器（72）においては循環用凝縮器（61）の冷媒と熱交換を行い、1次側熱源熱交換器（12）においては2次側熱源熱交換器（1）の冷媒と熱交換を行って蒸発する。これら蒸発した冷媒は圧縮機（11）に戻る。この循環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路（B）にあっては、上述と同様にして、タンク（T）に対する加圧動作及び減圧動作が繰り返される。つまり、加圧動作によって、タンク（T）から押し出された液冷媒は、図28に実線の矢印で示すように、室内電動膨張弁（EV1）によって減圧された後、室内熱交換器（3）において室内空気と熱交換を行い、蒸発して室内空気を冷却し、その後、2次側熱源熱交換器（1）において凝縮する。そして、減圧動作によって、この凝縮した液冷媒がタンク（T）に回収される。この加圧及び減圧を繰り返し、2次側冷媒回路（B）では冷媒が循環し、室内を冷房する。

次に、室内の暖房運転時について説明する。

暖房運転時には、まず、1次側冷媒回路（A）では、四路切換弁（22）が破線側に切換えられ、第6電磁弁（SV6）を開口し、第5電磁弁（SV5）を閉鎖する。一方、2次側冷媒回路（B）では、第7電磁弁（SV7）及び第8電磁弁（SV8）を閉鎖し、第9電磁弁（SV9）及び第10電磁弁（SV10）を開口する。

この状態で、1次側冷媒回路（A）にあっては、図28に破線の矢印で示す如く、圧縮機（11）から吐出した高温高圧のガス冷媒が、加熱熱交換器（71）において循環用蒸発器（51）の冷媒と熱交換を行って顕熱変化する。その後、このガス冷媒は、ガス冷媒バイパス管（GBL）を経て1次側熱源熱交換器（12）に流れ、ここで2次側熱源熱交換器（1）の冷媒との間で熱交換を行って凝縮する。この凝縮した液冷媒は、一部が室外熱交換器（14）で蒸発し、四路切換弁（22）を経て圧縮機（11）に戻り、他が第1室外電動膨張弁（EV-A）において減圧された後、冷却熱交換器（72）において循環用凝縮器（61）の冷媒と熱交換を行って蒸発し、圧縮機（11）に戻る。この循

環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路(B)にあっては、上述と同様にして、タンク(T)に対する加圧動作及び減圧動作が繰り返される。つまり、加圧動作によって、タンク(T)から押し出された液冷媒は、図28に破線の矢印で示すように、供給側暖房液配管(35)を経て2次側熱源熱交換器(1)に流れて蒸発し、その後、室内熱交換器(3)において室内空気と熱交換を行い、凝縮して室内空気を加温する。そして、減圧動作によって、この凝縮した液冷媒が回収側暖房液配管(34)を経てタンク(T)に回収される。この加圧及び減圧を繰り返し、2次側冷媒回路(B)では冷媒が循環し、室内を暖房する。

－第18実施形態－

次に、本発明の第18実施形態について説明する。尚、本実施形態もヒートポンプの空気調和装置に適用したものであり、1次側冷媒回路(A)は、上述した第17実施形態のものと同様であるので、ここでは説明を省略する。また、2次側冷媒回路(B)は、第17実施形態との相違点についてのみ説明する。

図29に示すように、2次側冷媒回路(B)は、液配管(7)に四路切換弁(10)を備えている。詳しくは、この四路切換弁(10)は、2次側熱源熱交換器(1)の液側から延びる第1の液配管(7A)と、タンク(T)から延びる第2及び第3の液配管(7B, 7C)と、室内熱交換器(3)の液側から延びる第4の液配管(7D)とがそれぞれ接続されている。これにより、タンク(T)から押し出された冷媒の2次側熱源熱交換器(1)及び室内熱交換器(3)への供給状態が切換わる。

以下、室内の冷房及び暖房運転時について説明する。

先ず、冷房運転時には、上述した第17実施形態の場合と同様に、1次側冷媒回路(A)では四路切換弁(22)が実線側に切換えられる。一方、2次側冷媒回路(B)においても四路切換弁(10)が実線側に切換えられる。この状態で、加圧回路(50)及び減圧回路(60)による加圧及び減圧が繰り返され、図29に実線の矢印で示すように、2次側冷媒回路(B)では冷媒が循環し、室内を冷房する。

一方、室内の暖房運転時には、各四路切換弁(22, 10)が共に破線側に切換わり、

この状態で、加圧回路（50）及び減圧回路（60）による加圧及び減圧が繰り返され、2次側冷媒回路（B）では、図29に破線の矢印で示すように、上記冷房運転とは逆向きに冷媒が循環し、室内を暖房する。

－第19実施形態－

次に、本発明の第19実施形態について図30～図32を用いて説明する。尚、本実施形態もヒートポンプの空気調和装置に適用したものである。

先ず、1次側冷媒回路（A）は、上述した第17実施形態のものと同様に、圧縮機（11）、四路切換弁（22）、室外熱交換器（14）、加熱熱交換器（71）、第1及び第2の室外電動膨張弁（EV-A、EV-B）、冷却熱交換器（72）、1次側熱源熱交換器（12）が冷媒配管（16）によって接続されて構成されている。

詳しくは、室外熱交換器（14）のガス側は、四路切換弁（22）によって圧縮機（11）の吸入側と吐出側とに切換わる。この室外熱交換器（14）は、冷房ガス供給管（CGL）によって加熱熱交換器（71）に接続されている。この冷房ガス供給管（CGL）には、加熱熱交換器（71）に向かう冷媒の流通のみを許容する逆止弁（CV1）が設けられている。上記加熱熱交換器（71）の液側は第1電磁弁（SV1）を介して第1及び第2の液分岐管（LSL-1、LSL-2）に分岐され、第1分岐管（LSL-1）は第1室外電動膨張弁（EV-A）を介して冷却熱交換器（72）に、第2分岐管（LSL-2）は第2室外電動膨張弁（EV-B）を介して1次側熱源熱交換器（12）にそれぞれ接続されている。

上記冷却熱交換器（72）のガス側は圧縮機（11）の吸入側に接続されている。上記1次側熱源熱交換器（12）のガス側は、逆止弁（CV2）を介して四路切換弁（22）に接続され、この四路切換弁（22）によって圧縮機（11）の吸入側と吐出側とに切換わる。

上記第2分岐管（LSL-2）と室外熱交換器（14）とは暖房液配管（WLL）によって接続され、この暖房液配管（WLL）には、室外熱交換器（14）へ向かう冷媒の流通のみを許容する逆止弁（CV3）が設けられている。

上記加熱熱交換器（71）及び第1電磁弁（SV1）の間と、1次側熱源熱交換器（12）及び逆止弁（CV2）の間は、暖房ガス供給管（WGL）によって接続されている。この暖房ガス供給管（WGL）には、1次側熱源熱交換器（12）への冷媒供給のみを許

容する逆止弁 (CV4) と、第2電磁弁 (SV2) とが設けられている。上記逆止弁 (CV2) 及び四路切換弁 (22) の間と、逆止弁 (CV1) 及び加熱熱交換器 (71) の間とは吐出ガスバイパス管 (GPL) によって接続され、この吐出ガスバイパス管 (GPL) には加熱熱交換器 (71) へ向かう冷媒の流通のみを許容する逆止弁 (CV5) が設けられている。

次に、2次側冷媒回路 (B) について説明する。

2次側冷媒回路 (B) は、上記加熱熱交換器 (71) との間で熱交換する循環用蒸発器 (51) と、冷却熱交換器 (72) との間で熱交換する循環用凝縮器 (61) と、1次側熱源熱交換器 (12) との間で熱交換する2次側熱源熱交換器 (1) と、該2次側熱源熱交換器 (1) に対し、ガス配管 (6) 及び液配管 (7) によって並列に接続された複数の室内熱交換器 (3.3.3) 及び室内電動膨張弁 (EV1, EV1, EV1) と、2個のメインタンク (T1, T2) と、2個のサブタンク (ST1, ST2) とを備えている。

詳しくは、循環用蒸発器 (51) の上端部に接続するガス供給管 (52) は、4本の分岐管 (52a~52d) に分岐されてそれぞれが各メインタンク (T1, T2) 及び各サブタンク (ST1, ST2) の上端部に個別に接続されている。これら各分岐管 (52a~52d) には、第1~第4のタンク加圧電磁弁 (SV-P1~SV-P4) が設けられている。

上記循環用蒸発器 (51) の下端部に接続する液回収管 (53) は、2本の分岐管 (53a, 53b) に分岐されてそれぞれが各サブタンク (ST1, ST2) の下端部に個別に接続されている。これら分岐管 (53a, 53b) には、サブタンク (ST1, ST2) からの冷媒の流出のみを許容する逆止弁 (CV6, CV6) が設けられている。

一方、循環用凝縮器 (61) の上端部に接続するガス回収管 (62) は、4本の分岐管 (62a~62d) に分岐されてそれぞれが各メインタンク (T1, T2) 及び各サブタンク (ST1, ST2) の上端部に個別に接続されている。これら各分岐管 (62a~62d) には、第1~第4のタンク減圧電磁弁 (SV-V1~SV-V4) が設けられている。

上記循環用凝縮器 (61) の下端部に接続する液供給管 (63) は、2本の分岐管 (63a, 63b) に分岐されてそれぞれが各メインタンク (T1, T2) の下端部に個別に接続されている。これら分岐管 (63a, 63b) には、メインタンク (T1, T2) への冷媒の回収のみを許容する逆止弁 (CV7, CV7) が設けられている。

上記室内熱交換器（３）から延びる液配管（７）は第１及び第２の液配管（７Ａ，７Ｂ）に分岐され、第１分岐液配管（７Ａ）は、第３電磁弁（ＳＶ３）を介して上記各分岐管（６３ａ，６３ｂ）に接続されている。第２分岐液配管（７Ｂ）は、第４電磁弁（ＳＶ４）及び第５電磁弁（ＳＶ５）を介して２次側熱源熱交換器（１）の液側に接続されている。この第２分岐液配管（７Ｂ）における第４電磁弁（ＳＶ４）と第５電磁弁（ＳＶ５）との間には、接続管（１７ａ～１７ｄ）を介して各メインタンク（Ｔ１，Ｔ２）及び各サブタンク（ＳＴ１，ＳＴ２）の下端部が接続されている。

尚、この各接続管（１７ａ～１７ｄ）には、各メインタンク（Ｔ１，Ｔ２）及び各サブタンク（ＳＴ１，ＳＴ２）から第２分岐液配管（７Ｂ）へ向かう冷媒の流通のみを許容する逆止弁（ＣＶ８，ＣＶ８，…）が設けられている。第２分岐液配管（７Ｂ）における第５電磁弁（ＳＶ５）及び２次側熱源熱交換器（１）の間と、分岐管（６３ａ，６３ｂ）とは、冷房液回収管（ＣＬＬ）によって接続されており、この冷房液回収管には第６電磁弁（ＳＶ６）が設けられている。

以下、室内の冷房及び暖房運転動作について説明する。

冷房運転時には、先ず、１次側冷媒回路（Ａ）では、四路切換弁（２２）が実線側に切換えられ、第１電磁弁（ＳＶ１）を開口し、第２電磁弁（ＳＶ２）を閉鎖する。一方、２次側冷媒回路（Ｂ）では、第１及び第３のタンク加圧電磁弁（ＳＶ-Ｐ１，ＳＶ-Ｐ３）、第２及び第４のタンク減圧電磁弁（ＳＶ-Ｖ２，ＳＶ-Ｖ３）、第４電磁弁（ＳＶ４）及び第６電磁弁（ＳＶ６）を開口し、第２及び第４のタンク加圧電磁弁（ＳＶ-Ｐ２，ＳＶ-Ｐ４）、第１及び第３のタンク減圧電磁弁（ＳＶ-Ｖ１，ＳＶ-Ｖ４）、第３電磁弁（ＳＶ３）及び第５電磁弁（ＳＶ５）を閉鎖する。

この状態で、１次側冷媒回路（Ａ）にあっては、図３１に実線の矢印で示す如く、圧縮機（１１）から吐出した高温高圧のガス冷媒が、室外熱交換器（１４）及び加熱熱交換器（７１）を順に流れて凝縮する。その後、この冷媒は、冷却熱交換器（７２）及び１次側熱源熱交換器（１２）に分流し、各室外電動膨張弁（ＥＶ-Ａ，ＥＶ-Ｂ）において減圧された後、冷却熱交換器（７２）においては循環用凝縮器（６１）の冷媒と熱交換し、１次側熱源熱交換器（１２）においては２次側熱源熱交換器（１）の冷媒と熱交換をして蒸発する。これら蒸発した冷媒は圧縮機（１１）に戻る。この循環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路（B）にあっては、第1メインタンク（T1）及び第1サブタンク（ST1）の内圧が高圧となり、逆に、第2メインタンク（T2）及び第2サブタンク（ST2）の内圧が低圧となる。これにより、図31に実線の矢印で示すように、第1メインタンク（T1）から押し出された液冷媒が、第2分岐液配管（7B）を経て、室内電動膨張弁（EV1）によって減圧された後、室内熱交換器（3）において室内空気と熱交換し、蒸発して室内空気を冷却する。その後、この冷媒は、2次側熱源熱交換器（1）において凝縮し、冷房液回収管（CLL）を経て第2メインタンク（T2）に回収される。一方、第1サブタンク（ST1）は循環用蒸発器（51）と均圧されているので、図31に破線の矢印で示すように、該第1サブタンク（ST1）の液冷媒が循環用蒸発器（51）に供給される。更に、この際、第2サブタンク（ST2）には、第2分岐液配管（7B）を流れている冷媒の一部が回収される。

この動作を所定時間行った後、2次側冷媒回路（B）の電磁弁を切換える。つまり、第1及び第3のタンク加圧電磁弁（SV-P1, SV-P3）、第2及び第4のタンク減圧電磁弁（SV-V2, SV-V3）を閉鎖し、第2及び第4のタンク加圧電磁弁（SV-P2, SV-P4）、第1及び第3のタンク減圧電磁弁（SV-V1, SV-V4）を開口する。これにより、第1メインタンク（T1）及び第1サブタンク（ST1）の内圧が低圧となり、逆に、第2メインタンク（T2）及び第2サブタンク（ST2）の内圧が高圧となる。このため、第2メインタンク（T2）から押し出された液冷媒が循環して第1メインタンク（T1）に回収される冷媒循環状態となる。また、第2サブタンク（ST2）の液冷媒が循環用蒸発器（51）に供給され、第1サブタンク（ST1）に、第2分岐液配管（7B）を流れている冷媒の一部が回収される。

この電磁弁の切換え動作を繰り返し、2次側冷媒回路（B）では冷媒が循環し、室内を冷房する。

次に、室内の暖房運転時について説明する。

暖房運転時には、先ず、1次側冷媒回路（A）では、四路切換弁（22）が破線側に切換えられ、第2電磁弁（SV2）を開口し、第1電磁弁（SV1）を閉鎖する。一方、2次側冷媒回路（B）では、第3電磁弁（SV3）及び第5電磁弁（SV5）を開口し、第4電磁弁（SV4）及び第6電磁弁（SV6）を閉鎖した状態において、他の電磁弁の

開閉動作が繰り返される。

つまり、上述した冷房運転の場合と同様に、第1及び第3のタンク加圧電磁弁 (SV-P1, SV-P3) 及び第2及び第4のタンク減圧電磁弁 (SV-V2, SV-V3) を開口し、第2及び第4のタンク加圧電磁弁 (SV-P2, SV-P4) 及び第1及び第3のタンク減圧電磁弁 (SV-V1, SV-V4) を閉鎖した状態と、逆に、第1及び第3のタンク加圧電磁弁 (SV-P1, SV-P3) 及び第2及び第4のタンク減圧電磁弁 (SV-V2, SV-V3) を閉鎖し、第2及び第4のタンク加圧電磁弁 (SV-P2, SV-P4) 及び第1及び第3のタンク減圧電磁弁 (SV-V1, SV-V4) を開口した状態とが交互に切換えられる。

これにより、1次側冷媒回路 (A) にあっては、図32に実線の矢印で示す如く、圧縮機 (11) から吐出した高温高圧のガス冷媒が、吐出ガスバイパス管 (GPL) を経て加熱熱交換器 (71) において循環用蒸発器 (51) の冷媒と熱交換して顕熱変化する。その後、このガス冷媒は、暖房ガス供給管 (WGL) を経て1次側熱源熱交換器 (12) に流れ、ここで2次側熱源熱交換器 (1) の冷媒と熱交換して凝縮する。この凝縮した液冷媒は、第2室外電動膨張弁 (EV-B) において減圧された後、分流し、冷却熱交換器 (72) 及び室外熱交換器 (14) に流れる。冷却熱交換器 (72) においては循環用凝縮器 (61) の冷媒と熱交換し、室外熱交換器 (14) においては外気と熱交換して蒸発し、それぞれ圧縮機 (11) に戻る。この循環動作を繰り返す。

一方、2次側冷媒回路 (B) にあっては、例えば、第1メインタンク (T1) 及び第1サブタンク (ST1) の内圧が高圧となり、逆に、第2メインタンク (T2) 及び第2サブタンク (ST2) の内圧が低圧となる状態では、図32に実線の矢印で示すように、第1メインタンク (T1) から押し出された液冷媒が、第2分岐液配管 (7B) を2次側熱源熱交換器 (1) に向かって流れ、該2次側熱源熱交換器 (1) において蒸発した後、室内熱交換器 (3) において凝縮し、第1分岐液配管 (7A) を経て第2メインタンク (T2) に回収される。この際にも図32に破線の矢印で示すように、第1サブタンク (ST1) の液冷媒が循環用蒸発器 (51) に供給され、第2サブタンク (ST2) には、第2分岐液配管 (7A) から冷媒が回収されている。そして、上述の如く電磁弁の切換え動作が繰り返され、2次側冷媒回路 (B) では冷媒が循環し、室内を暖房する。

- 第20実施形態 -

次に、本発明の第20実施形態を図33～図35に基づき説明する。尚、本実施形態もヒートポンプの空気調和装置に適用したものであり、主たる構成は、上述した第19実施形態のものと同様であるので、ここでは、この第19実施形態との相違点についてのみ説明する。

1次側冷媒回路(A)は、加熱熱交換器(71)と第1電磁弁(SV1)との間に電動膨張弁(EV-C)を備え、この電動膨張弁(EV-C)をバイパスするバイパス管(BPL)を備えている。このバイパス管(BPL)にはキャピラリチューブ(CT)が設けられている。1次側熱源熱交換器(12)の液側には上記電動膨張弁(EV-B)に代えてキャピラリチューブ(CT)が設けられている。その他の構成は、上述した第19実施形態のものと略同様である。

一方、2次側冷媒回路(B)は、第1サブタンク(ST1)の上端部が第1メインタンク(T1)の上端部に、第1サブタンク(ST1)の上端部が第1メインタンク(T1)の上端部にそれぞれ接続されている。各メインタンク(T1, T2)に対する循環用蒸発器(51)及び循環用凝縮器(61)の接続状態を切換える電磁弁(SV-P1, SV-P2, SV-V1, SV-V2)の切換え動作のみで各サブタンク(ST1, ST2)に対する循環用蒸発器(51)及び循環用凝縮器(61)の接続状態が切換わる。各メインタンク(T1, T2)に繋がる接続管(17a, 17b)は、一部が分岐管(17a-A, 17b-A)に分岐され、逆止弁(CV9, CV9)を介して第1液配管(7A)にも接続されている。その他の構成は、上述した第19実施形態のものと略同様である。

本実施形態の冷媒回路における冷房運転時には図34に矢印で示すように、また、暖房運転時には図35に矢印で示すように、それぞれ冷媒が循環し、室内の冷房及び暖房を行う。これら冷媒循環動作は、上述した第19実施形態の場合と略同様であるので、ここでは、詳細を省略する。尚、1次側冷媒回路(A)において、冷房運転時は、電動膨張弁(EV-C)を閉鎖し、キャピラリチューブ(CT)によって冷媒の減圧が行われる一方、暖房運転時は、この電動膨張弁(EV-C)を開口し、冷媒が減圧されることなく1次側熱源熱交換器(12)に流れる。

また、2次側冷媒回路(B)において、冷房運転時は、2次側熱源熱交換器(1)

で凝縮した冷媒が、第1液配管(7A)及び分岐管(17b-A)を経てメインタンク(T2)に回収される。一方、暖房運転時は、室内熱交換器(3)で凝縮した冷媒が、第1液配管(7A)及び分岐管(17b-A)を経てメインタンク(T2)に回収される。

－第21実施形態－

次に、本発明の第21実施形態について説明する。尚、本実施形態もヒートポンプの空気調和装置に適用したものであり、主たる構成は、上述した第20実施形態のものと同様であるので、ここでは、この第20実施形態との相違点についてのみ説明する。

1次側冷媒回路(A)は、上述した第20実施形態のものに対し、暖房ガス供給管(WGL)が設けられておらず、また、1次側熱源熱交換器(12)と四路切換弁(22)とを接続する配管には逆止弁が設けられていない。

2次側冷媒回路(B)は、各メインタンク(T1, T2)及び各サブタンク(ST1, S T2)の上端部に対する循環用蒸発器(51)及び循環用凝縮器(61)の接続状態は、上述した第19実施例のものが採用されている。

また、本実施形態では、暖房運転時における循環用蒸発器(51)の蒸発温度が2次側熱源熱交換器(1)における蒸発温度よりも高く設定されている。つまり、第11実施形態において、循環用凝縮器(61)における凝縮温度を2次側熱源熱交換器(1)における凝縮温度よりも低くしたのと同様に、熱交換器の能力に差をもたせている。

具体的に、加熱熱交換器(71)に繋がる第1ガス供給管(GL-1)と1次側熱源熱交換器(12)に繋がる第2ガス供給管(GL-2)とは、配管径が異なり、第1ガス供給管(GL-1)の流量が第2ガス供給管(GL-2)の流量よりも所定の比率だけ小さく設定されている。これに対し、加熱熱交換器(71)と循環用蒸発器(51)との熱交換面積は、1次側熱源熱交換器(12)と2次側熱源熱交換器(1)の熱交換面積よりも小さく設定され、その比率は上記所定の比率よりも小さく設定されている。

例えば、第1ガス供給管(GL-1)の流量と第2ガス供給管(GL-2)の流量との比が1:10である場合に、加熱熱交換器(71)と循環用蒸発器(51)との熱交換面積と、1次側熱源熱交換器(12)と2次側熱源熱交換器(1)の熱交換面積の比は2:

10に設定されている。これにより、冷媒流量に対する熱交換器としての能力は、循環用蒸発器(51)の方が2次側熱源熱交換器(1)よりも高く、このため、循環用蒸発器(51)の蒸発温度は2次側熱源熱交換器(1)の蒸発温度よりも高くなる。この結果、循環用蒸発器(51)の内部圧力が2次側熱源熱交換器(1)の内部圧力よりも高くなり、暖房運転時には、メインタンク(T1, T2)から2次側熱源熱交換器(1)に向かって液冷媒を押し出す。その他の構成は、上述した第20実施形態のものと略同様である。

そして、本実施形態の冷媒回路における冷房運転時には、図37に矢印で示すように、各冷媒回路(A, B)において冷媒が循環し、室内の冷房を行う。この冷媒循環動作は、上述した第19実施形態或いは第20実施形態の場合と略同様であるので、ここでは、詳細を省略する。

一方、暖房運転時の1次側冷媒回路は、図38に矢印で示すように、圧縮機(11)からの吐出冷媒が、加熱熱交換器(71)と1次側熱源熱交換器(12)とに分流し、それぞれにおいて凝縮する。そして、加熱熱交換器(71)で凝縮した冷媒は、分岐管(LSL-1)を経て冷却熱交換器(72)に流れ、循環用凝縮器(61)との間で熱交換して蒸発した後、圧縮機(11)に戻る。一方、1次側熱源熱交換器(12)で凝縮した冷媒は、暖房液配管(WLL)を経て室外熱交換器(14)に流れ、外気と熱交換して蒸発した後、圧縮機(11)に戻る。

2次側冷媒回路(B)では、図38に矢印で示すように冷媒が循環して室内を暖房する。この2次側冷媒回路(B)における冷媒循環動作は、上述した第19実施形態或いは第20実施形態の場合と略同様であるので、ここでは、詳細を省略する。

—その他の実施形態—

尚、上述した各実施形態では、本発明に係る熱搬送装置を空気調和装置の冷媒回路に適用した場合について説明したが、本発明はこれに限らず、その他種々の冷凍機に適用してもよい。

また、第1～第10実施形態では、タンク(T)を接続管(17)によって液配管(7)に接続するようにしたが、該タンク(T)を液配管(7)に直接的に接続する

ようにしてもよい。

また、上述した各実施形態のうちタンク (T1, T2) やサブタンク (ST1, ST2) を複数設けたものにあつては、これらを3個以上配置してもよい。つまり、2つ以上の第1タンク (T1) 及び第1サブタンク (ST1) と、2つ以上の第2タンク (T2) 及び第2サブタンク (ST2) を設け、第1タンク (T1) 及び第1サブタンク (ST1) が同一の機能を果たし、第2タンク (T2) 及び第2サブタンク (ST2) が同一の機能を果たすようにしてもよい。

[産業上の利用可能性]

以上のように、本発明によれば、空気調和装置の冷媒回路などとして利用可能な熱搬送装置に有用であり、特に、ポンプ等の駆動源を必要とすることなしに熱搬送媒体を循環させて熱搬送を行う熱搬送装置に適している。



請 求 の 範 囲

1. 熱源側熱交換手段(1)と利用側熱交換手段(3)とがガス配管(6)及び液配管(7)により冷媒循環が可能に接続されて成り、上記熱源側熱交換手段(1)が熱源手段(A)との間で熱交換を行う冷媒回路(B)と、

上記液配管(7)に連通し、液冷媒を貯留するタンク手段(T)と、

該タンク手段(T)の内部圧力を上昇させる加圧動作と、内部圧力を下降させる減圧動作とを交互に行う圧力調節手段(18)と、

該圧力調節手段(18)の加圧動作時には上記タンク手段(T)から蒸発器となる熱交換手段への液冷媒の供給のみを許容する一方、減圧動作時には凝縮器となる熱交換手段からタンク手段(T)への液冷媒の回収のみを許容し、冷媒回路(B)の冷媒を循環させて利用側熱交換手段(3)に吸熱又は放熱を行わせる冷媒制御手段(H)とを備えていることを特徴とする熱搬送装置。

2. 請求項1記載の熱搬送装置において、

利用側熱交換手段(3)は吸熱を行う蒸発器であり、

冷媒制御手段(H)は、

圧力調節手段(18)の加圧動作時、タンク手段(T)から利用側熱交換手段(3)への液冷媒の供給を許容すると共に、タンク手段(T)から熱源側熱交換手段(1)への液冷媒の供給を阻止する一方、

圧力調節手段(18)の減圧動作時、熱源側熱交換手段(1)からタンク手段(T)への液冷媒の回収を許容すると共に、利用側熱交換手段(3)からタンク手段(T)への液冷媒の回収を阻止することを特徴とする熱搬送装置。

3. 請求項1記載の熱搬送装置において、

利用側熱交換手段(3)は放熱を行う凝縮器であり、

冷媒制御手段(H)は、

圧力調節手段(18)の加圧動作時、タンク手段(T)から熱源側熱交換手段(1)への液冷媒の供給を許容すると共に、タンク手段(T)から利用側熱交換手段(3)



への液冷媒の供給を阻止する一方、

圧力調節手段(18)の減圧動作時、利用側熱交換手段(3)からタンク手段(T)への液冷媒の回収を許容すると共に、熱源側熱交換手段(1)からタンク手段(T)への液冷媒の回収を阻止することを特徴とする熱搬送装置。

4. 請求項1、2又は3記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、加圧動作時、タンク手段(T)の冷媒に熱を与えて該タンク手段(T)の内圧を上昇させる一方、減圧動作時、タンク手段(T)の冷媒から熱を奪って該タンク手段(T)の内圧を下降させることを特徴とする請求項1、2又は3記載の熱搬送装置。

5. 請求項4記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)に隣接され、タンク手段(T)の冷媒に熱を与える加熱動作と、タンク手段(T)の冷媒から熱を奪う冷却動作とを切換えて行う熱交換手段(18b)であることを特徴とする請求項4記載の熱搬送装置。

6. 請求項4記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、圧縮機(D1)と第1熱交換器(D3)と減圧機構(D4)と第2熱交換器(D5)と圧縮機(D1)の吐出側に対する第1熱交換器(D3)及び第2熱交換器(D5)の接続状態を交互に切換える切換え手段(D2)とを有する冷媒回路(D)を備え、

上記第1熱交換器(D3)が、タンク手段(T)との間で熱交換し、切換え手段(D2)の切換え動作に伴ってタンク手段(T)の冷媒を加熱及び冷却することを特徴とする熱搬送装置。

7. 請求項1、2又は3記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)に圧力管(19)を介して連結された圧力発生手段(18a, 18c, 19c)を備え、加圧動作時、圧力発生手段(18a, 18c, 19c)からタンク手段(T)の内部に高圧を作用させる一方、減圧動作時、圧力発生手段(18



WO 97/15799

PCT/JP96/03129

a. 18c, 19c) からタンク手段 (T) の内部に低圧を作用させることを特徴とする熱搬送装置。

8. 請求項 7 記載の熱搬送装置において、

圧力発生手段は、液冷媒が貯留可能な貯留容器 (18a) であり、

圧力調節手段 (18) は、加圧動作時、貯留容器 (18a) の液冷媒に熱を与えて該液冷媒を蒸発させ、該貯留容器 (18a) の内圧を上昇させる一方、減圧動作時、貯留容器 (18a) のガス冷媒から熱を奪って該ガス冷媒を凝縮させ、該貯留容器 (18a) の内圧を下降させることを特徴とする熱搬送装置。

9. 請求項 7 記載の熱搬送装置において、

圧力発生手段は、圧縮機 (18c) であり、

圧力管 (19) の圧縮機 (18c) に対する接続状態が、切換え手段 (I) によって圧縮機 (18c) の吐出側と吸入側とに切り替わり、

圧力調節手段 (18) は、切換え手段 (I) の切換え動作により、加圧動作時に圧力管 (19) を圧縮機 (18c) の吐出側に接続する一方、減圧動作時に圧力管 (19) を圧縮機 (18c) の吸入側に接続することを特徴とする請求項 7 記載の熱搬送装置。

10. 請求項 7 記載の熱搬送装置において、

圧力発生手段は、冷媒が貯留可能な熱交換器 (19c) であり、

圧力調節手段 (18) は、加圧動作時に熱交換器 (19c) の冷媒に熱を与えて該熱交換器 (19c) の内圧を上昇させる一方、減圧動作時に熱交換器 (19c) の冷媒から熱を奪って該熱交換器 (19c) の内圧を下降させることを特徴とする熱搬送装置。

11. 請求項 10 記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段 (18) は、圧縮機 (D1) と第 1 熱交換器 (D3) と減圧機構 (D4) と第 2 熱交換器 (D5) と圧縮機 (D1) の吐出側に対する第 1 熱交換器 (D3) 及び第 2 熱交換器 (D5) の接続状態を交互に切換える切換え手段 (D2) とを有する冷媒回路 (D) を備え、



上記第1熱交換器(D3)が、熱交換器(19c)との間で熱交換し、切換え手段(D2)の切換え動作に伴って熱交換器(19c)の冷媒を加熱及び冷却することを特徴とする熱搬送装置。

12. 請求項2記載の熱搬送装置において、

冷媒制御手段(H)は、

液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と熱源側熱交換手段(1)との間に設けられ、圧力調節手段(18)の加圧動作時に閉鎖し、減圧動作時に開口する第1の電磁弁(SV-A)と、

液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と利用側熱交換手段(3)との間に設けられ、圧力調節手段(18)の加圧動作時に開口し、減圧動作時に閉鎖する第2の電磁弁(SV-B)とによって構成されていることを特徴とする熱搬送装置。

13. 請求項3記載の熱搬送装置において、

冷媒制御手段(H)は、

液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と熱源側熱交換手段(1)との間に設けられ、圧力調節手段(18)の加圧動作時に開口し、減圧動作時に閉鎖する第1の電磁弁(SV-A)と、

液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と利用側熱交換手段(3)との間に設けられ、圧力調節手段(18)の加圧動作時に閉鎖し、減圧動作時に開口する第2の電磁弁(SV-B)とによって構成されていることを特徴とする熱搬送装置。

14. 請求項2記載の熱搬送装置において、

冷媒制御手段(H)は、

液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と熱源側熱交換手段(1)との間に設けられ、熱源側熱交換手段(1)からタンク手段(T)への液冷媒の流通のみを許容する第1の逆止弁(CV1)と、

液配管(7)におけるタンク手段(T)の接続位置と利用側熱交換手段(3)との間に設けられ、タンク手段(T)から利用側熱交換手段(3)への液冷媒の流通の



みを許容する第2の逆止弁（CV2）とによって構成されていることを特徴とする熱搬送装置。

15. 請求項3記載の熱搬送装置において、

冷媒制御手段（H）は、

液配管（7）におけるタンク手段（T）の接続位置と熱源側熱交換手段（1）との間に設けられ、タンク手段（T）から熱源側熱交換手段（1）への液冷媒の流通のみを許容する第1の逆止弁（CV3）と、

液配管（7）におけるタンク手段（T）の接続位置と利用側熱交換手段（3）との間に設けられ、利用側熱交換手段（3）からタンク手段（T）への液冷媒の流通のみを許容する第2の逆止弁（CV4）とによって構成されていることを特徴とする熱搬送装置。

16. 熱源側熱交換手段（1）と利用側熱交換手段（3）とがガス配管（6）及び液配管（7）により冷媒循環が可能に接続されて成り、上記熱源側熱交換手段（1）が熱源手段（A）との間で熱交換を行う冷媒回路（B）と、

上記液配管（7）に互いに並列に接続され、液冷媒を貯留する1以上の第1タンク手段（T1）及び1以上の第2タンク手段（T2）と、

該第1タンク手段（T1）の内部圧力を上昇させると共に第2タンク手段（T2）の内部圧力を下降させる第1圧力状態と、第1タンク手段（T1）の内部圧力を下降させると共に第2タンク手段（T2）の内部圧力を上昇させる第2圧力状態とに交互に切換える圧力調節手段（18）と、

該圧力調節手段（18）の第1圧力状態時には、第1タンク手段（T1）から蒸発器となる熱交換手段に液冷媒を供給すると共に、凝縮器となる熱交換手段から第2タンク手段（T2）に液冷媒を回収する一方、第2圧力状態時には、第2タンク手段（T2）から蒸発器となる熱交換手段に液冷媒を供給すると共に、凝縮器となる熱交換手段から第1タンク手段（T1）に液冷媒を回収し、冷媒回路（B）の冷媒を循環させて利用側熱交換手段（3）に吸熱又は放熱を連続して行わせる冷媒制御手段（H）とを備えていることを特徴とする熱搬送装置。



17. 請求項16記載の熱搬送装置において、
利用側熱交換手段(3)は吸熱を行う蒸発器であり、
冷媒制御手段(H)は、

圧力調節手段(18)の第1圧力状態時、第1タンク手段(T1)から利用側熱交換手段(3)へ液冷媒を供給すると共に、熱源側熱交換手段(1)から第2タンク手段(T2)へ液冷媒を回収する一方、

圧力調節手段(18)の第2圧力状態時、第2タンク手段(T2)から利用側熱交換手段(3)へ液冷媒を供給すると共に、熱源側熱交換手段(1)から第1タンク手段(T1)へ液冷媒を回収するように液配管(7)における冷媒流通状態を切換えることを特徴とする熱搬送装置。

18. 請求項16記載の熱搬送装置において、
利用側熱交換手段(3)は放熱を行う凝縮器であり、
冷媒制御手段(H)は、

圧力調節手段(18)の第1圧力状態時、第1タンク手段(T1)から熱源側熱交換手段(1)へ液冷媒を供給すると共に、利用側熱交換手段(3)から第2タンク手段(T2)へ液冷媒を回収する一方、

圧力調節手段(18)の第2圧力状態時、第2タンク手段(T2)から熱源側熱交換手段(1)へ液冷媒を供給すると共に、利用側熱交換手段(3)から第1タンク手段(T1)へ液冷媒を回収するように液配管(7)における冷媒流通状態を切換えることを特徴とする熱搬送装置。

19. 請求項16、17又は18記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、各タンク手段(T1, T2)に圧力管(19d, 19e)を介して連結された圧力発生手段(18A, 18B, D1, E1, E2)を備え、該圧力発生手段(18A, 18B, D1, E1, E2)により、第1圧力状態時、第1タンク手段(T1)の内部に高圧を作用させ、第2タンク手段(T2)の内部に低圧を作用させる一方、第2圧力状態時、第2タンク手段(T2)の内部に高圧を作用させ、第1タンク手段(T1)の内部に低圧を作用させ



ることを特徴とする熱搬送装置。

20. 請求項19記載の熱搬送装置において、

圧力発生手段は、第1タンク手段(T1)に接続されて液冷媒が貯留可能な第1の貯留容器(18A)及び第2タンク手段(T2)に接続されて液冷媒が貯留可能な第2の貯留容器(18B)であり、

圧力調節手段(18)は、第1圧力状態時、第1の貯留容器(18A)の液冷媒に熱を与えて該液冷媒を蒸発させ、該貯留容器(18A)の内圧を上昇させると共に、第2の貯留容器(18B)のガス冷媒から熱を奪って該ガス冷媒を凝縮させ、該貯留容器(18B)の内圧を下降させる一方、第2圧力状態時、第2の貯留容器(18B)の液冷媒に熱を与えて該液冷媒を蒸発させ、該貯留容器(18B)の内圧を上昇させると共に、第1の貯留容器(18A)のガス冷媒から熱を奪って該ガス冷媒を凝縮させ、該貯留容器(18A)の内圧を下降させることを特徴とする熱搬送装置。

21. 請求項19記載の熱搬送装置において、

圧力発生手段は、圧縮機(D1)であり、

第1タンク手段(T1)及び第2タンク手段(T2)の圧縮機(D1)に対する接続状態の切換えが、切換え手段(I)によって圧力管(19d, 19e)を圧縮機(D1)の吐出側と吸入側とに切換えて行い、

圧力調節手段(18)は、第1圧力状態時、圧縮機(D1)の吐出側を第1タンク手段(T1)に接続し、圧縮機(D1)の吸入側を第2タンク手段(T2)に接続する一方、第2圧力状態時、圧縮機(D1)の吐出側を第2タンク手段(T2)に接続し、圧縮機(D1)の吸入側を第1タンク手段(T1)に接続することを特徴とする熱搬送装置。

22. 請求項19記載の熱搬送装置において、

圧力発生手段は、第1タンク手段(T1)に接続されて冷媒が貯留可能な第1の熱交換器(E1)及び第2タンク手段(T2)に接続されて冷媒が貯留可能な第2の熱交換器(E2)であり、

圧力調節手段(18)は、第1圧力状態時、第1の熱交換器(E1)の冷媒に熱を与



えて該熱交換器 (E1) の内圧を上昇させると共に、第2の熱交換器 (E2) の冷媒から熱を奪って該熱交換器 (E2) の内圧を下降させる一方、第2圧力状態時、第2の熱交換器 (E2) の冷媒に熱を与えて該熱交換器 (E2) の内圧を上昇させると共に、第1の熱交換器 (E1) の冷媒から熱を奪って該熱交換器 (E1) の内圧を下降させることを特徴とする熱搬送装置。

23. 請求項22記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段 (18) は、圧縮機 (D1) と第1熱交換器 (D3) と減圧機構 (D4) と第2熱交換器 (D5) と圧縮機 (D1) の吐出側に対する第1熱交換器 (D3) 及び第2熱交換器 (D5) の接続状態を交互に切替える切替え手段 (1) とを有する冷媒回路 (D) を備え、

第1熱交換器 (D3) が第1タンク手段 (T1) に接続された第1の熱交換器 (E1) との間で熱交換し、第2熱交換器 (D5) が第2タンク手段 (T2) に接続された第2の熱交換器 (E2) との間で熱交換し、切替え手段 (1) の切替え動作に伴って第1圧力状態と第2圧力状態とに切替わることを特徴とする熱搬送装置。

24. 請求項19記載の熱搬送装置において、

圧力発生手段は、加熱用熱交換器 (D3) によって加熱される加圧用熱交換器 (E2) と、冷却用熱交換器 (D5) によって冷却される減圧用熱交換器 (E1) とによって構成され、

圧力調節手段 (18) は、第1圧力状態時、加圧用熱交換器 (E2) を第1タンク手段 (T1) に接続すると共に、減圧用熱交換器 (E1) を第2タンク手段 (T2) に接続する一方、第2圧力状態時、加圧用熱交換器 (E2) を第2タンク手段 (T2) に接続すると共に、減圧用熱交換器 (E1) を第1タンク手段 (T1) に接続することを特徴とする熱搬送装置。

25. 請求項24記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段 (18) は、圧縮機 (D1) と加熱用熱交換器 (D3) と減圧機構 (D4) と冷却用熱交換器 (D5) とが冷媒配管によって順に接続されて成る冷媒回路 (D) を



備えていることを特徴とする熱搬送装置。

26. 請求項1記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)の内部圧力を上昇させて該タンク手段(T)の液冷媒を液配管(7)に押出す加圧動作を行う加圧手段(50)と、タンク手段(T)の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段(T)へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備え、

上記減圧手段(60)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を凝縮することによってタンク手段(T)の内部圧力を下降させる循環用凝縮器(61)を備え、

該循環用凝縮器(61)の凝縮圧力が、凝縮器となる熱交換手段の凝縮圧力より低く設定されていることを特徴とする熱搬送装置。

27. 請求項1記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)の内部圧力を上昇させて該タンク手段(T)の液冷媒を液配管(7)に押出す加圧動作を行う加圧手段(50)と、タンク手段(T)の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段(T)へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備え、

上記加圧手段(50)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を蒸発することによってタンク手段(T)の内部圧力を上昇させる循環用蒸発器(51)を備え、

該循環用蒸発器(51)の蒸発圧力が、蒸発器となる熱交換手段の蒸発圧力より高く設定されていることを特徴とする熱搬送装置。

28. 請求項27記載の熱搬送装置において、

循環用蒸発器(51)の上方には補助タンク手段(ST)が設けられ、

減圧手段(60)による減圧動作時、補助タンク手段(ST)を減圧手段(60)及び液配管(7)にそれぞれ連通させて液配管(7)の液冷媒を補助タンク手段(ST)に回収する一方、加圧手段(50)による加圧動作時、補助タンク手段(ST)を加圧手段(50)に連通させて補助タンク手段(ST)の液冷媒を循環用蒸発器(51)に落下供給させる切換え手段(I)が設けられていることを特徴とする熱搬送装置。



29. 請求項27記載の熱搬送装置において、

循環用蒸発器(51)の上方には、1以上の第1補助タンク手段(ST1)及び1以上の第2補助タンク手段(ST2)が設けられ、

第1補助タンク手段(ST1)を減圧手段(60)及び液配管(7)にそれぞれ連通させて液配管(7)の液冷媒を該第1補助タンク手段(ST1)に回収させると共に、第2補助タンク手段(ST2)を加圧手段(50)に連通させて該第2補助タンク手段(ST2)の液冷媒を循環用蒸発器(51)に落下供給させる第1切換え状態と、第2補助タンク手段(ST2)を減圧手段(60)及び液配管(7)にそれぞれ連通させて液配管(7)の液冷媒を該第2補助タンク手段(ST2)に回収させると共に、第1補助タンク手段(ST1)を加圧手段(50)に連通させて該第1補助タンク手段(ST1)の液冷媒を循環用蒸発器(51)に落下供給させる第2切換え状態とに切換える切換え手段(I)が設けられていることを特徴とする熱搬送装置。

30. 請求項16記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、第1タンク手段(T1)及び第2タンク手段(T2)に対し、一方のタンク手段の内部圧力を上昇させて該タンク手段の液冷媒を液配管(7)に押出す加圧動作を行う加圧手段(50)と、他方のタンク手段の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備え、

上記減圧手段(60)は、各タンク手段(T1, T2)に接続され且つ冷媒を凝縮することによって各タンク手段(T1, T2)の内部圧力を下降させる循環用凝縮器(61)を備え、

該循環用凝縮器(61)の凝縮圧力が、凝縮器となる熱交換手段の凝縮圧力より低く設定され、

上記圧力調節手段(18)は、第1圧力状態時に、第1タンク手段(T1)を加圧手段(50)により加圧すると共に第2タンク手段(T2)を減圧手段(60)により減圧する一方、第2圧力状態時に、第2タンク手段(T2)を加圧手段(50)により加圧すると共に第1タンク手段(T1)を減圧手段(60)により減圧することを特徴とする熱搬



送装置。

31. 請求項16記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、第1タンク手段(T1)及び第2タンク手段(T2)に対し、一方のタンク手段の内部圧力を上昇させて該タンク手段の液冷媒を液配管(7)に押出す加圧動作を行う加圧手段(50)と、他方のタンク手段の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備え、

上記加圧手段(50)は、各タンク手段(T1, T2)に接続され且つ冷媒を蒸発することによって各タンク手段(T1, T2)の内部圧力を上昇させる循環用蒸発器(51)を備え、

該循環用蒸発器(51)の蒸発圧力が、蒸発器となる熱交換手段の蒸発圧力より高く設定され、

上記圧力調節手段(18)は、第1圧力状態時に、第1タンク手段(T1)を加圧手段(50)により加圧すると共に第2タンク手段(T2)を減圧手段(60)により減圧する一方、第2圧力状態時に、第2タンク手段(T2)を加圧手段(50)により加圧すると共に第1タンク手段(T1)を減圧手段(60)により減圧することを特徴とする熱搬送装置。

32. 請求項31記載の熱搬送装置において、

循環用蒸発器(51)の上方には、1以上の第1補助タンク手段(ST1)及び1以上の第2補助タンク手段(ST2)が設けられ、

該第1補助タンク手段(ST1)を減圧手段(60)及び液配管(7)にそれぞれ連通させて液配管(7)の液冷媒を該第1補助タンク手段(ST1)に回収させると共に、第2補助タンク手段(ST2)を加圧手段(50)に連通させて該第2補助タンク手段(ST2)の液冷媒を循環用蒸発器(51)に落下供給させる第1切換え状態と、第2補助タンク手段(ST2)を減圧手段(60)及び液配管(7)にそれぞれ連通させて液配管(7)の液冷媒を該第2補助タンク手段(ST2)に回収させると共に、第1補助タンク手段(ST1)を加圧手段(50)に連通させて該第1補助タンク手段(ST1)の液



冷媒を循環用蒸発器（51）に落下供給させる第2切換え状態とに切換える手段（1）が設けられていることを特徴とする熱搬送装置。

33. 請求項26又は30記載の熱搬送装置において、

熱源手段（A）は、熱源側熱交換手段（1）との間で熱交換を行う第1の熱交換手段（12）と、循環用凝縮器（61）との間で熱交換を行う第2の熱交換手段（72）とを備え、

利用側熱交換手段（3）の吸熱運転時における第1の熱交換手段（12）と第2の熱交換手段（72）との蒸発温度は同一である一方、上記第2の熱交換手段（72）を流れる冷媒の流量に対する循環用凝縮器（61）の容量の比は、第1の熱交換手段（12）を流れる冷媒の流量に対する熱源側熱交換手段（1）の容量の比よりも大きく設定されていることを特徴とする熱搬送装置。

34. 請求項27又は31記載の熱搬送装置において、

熱源手段（A）は、熱源側熱交換手段（1）との間で熱交換を行う第1の熱交換手段（12）と、循環用蒸発器（51）との間で熱交換を行う第2の熱交換手段（71）とを備え、

利用側熱交換手段（3）の放熱運転時における第1の熱交換手段（12）と第2の熱交換手段（71）の凝縮温度は同一である一方、上記第2の熱交換手段（71）を流れる冷媒の流量に対する循環用蒸発器（51）の容量の比は、第1の熱交換手段（12）を流れる冷媒の流量に対する熱源側熱交換手段（1）の容量の比よりも大きく設定されていることを特徴とする熱搬送装置。

35. 請求項26又は30記載の熱搬送装置において、

減圧手段（60）は、タンク手段（T）の上端部と循環用凝縮器（61）のガス側とを接続するガス回収管（62）と、タンク手段（T）の下端部と循環用凝縮器（1）の液側とを接続する液供給管（63）とを備え、

上記液供給管（63）は、液配管（7）とは独立してタンク手段（T）の下端部に接続されていることを特徴とする熱搬送装置。



36. 請求項1又は16記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)の内部圧力を上昇させて該タンク手段(T)の液冷媒を液配管(7)に押出す加圧動作を行う加圧手段(50)と、タンク手段(T)の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段(T)へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備え、

上記減圧手段(60)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を凝縮することによってタンク手段(T)の内部圧力を下降させる循環用凝縮器(61)を備え、

上記加圧手段(50)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を蒸発することによってタンク手段(T)の内部圧力を上昇させる循環用蒸発器(51)を備える一方、

熱源手段(A)は、圧縮機(11)、熱源側熱交換手段(1)の間で熱交換を行う第1の熱交換手段(12)と、循環用凝縮器(61)の間で熱交換を行う第2の熱交換手段(72)と、循環用蒸発器(51)の間で熱交換を行う第3の熱交換手段(71)とを備え、利用側熱交換手段(3)の放熱運転時、圧縮機(11)から吐出したガス冷媒を、第3の熱交換手段(71)において循環用蒸発器(51)との間で熱交換を行って顕熱変化させた後、第1の熱交換手段(12)において熱源側熱交換手段(1)との間で熱交換を行って凝縮させ、更に、第2の熱交換手段(72)において循環用凝縮器(61)との間で熱交換を行って蒸発させることを特徴とする熱搬送装置。

37. 請求項1又は16記載の熱搬送装置において、

圧力調節手段(18)は、タンク手段(T)の内部圧力を上昇させて該タンク手段(T)の液冷媒を液配管(7)に押出す加圧動作を行う加圧手段(50)と、タンク手段(T)の内部圧力を下降させて液配管(7)から該タンク手段(T)へ液冷媒を回収する減圧動作を行う減圧手段(60)とを備え、

上記減圧手段(60)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を凝縮することによってタンク手段(T)の内部圧力を下降させる循環用凝縮器(61)を備え、

上記加圧手段(50)は、タンク手段(T)に接続され且つ冷媒を蒸発することによってタンク手段(T)の内部圧力を上昇させる循環用蒸発器(51)を備える一方、

熱源手段(A)は、圧縮機(11)、熱源側熱交換手段(1)の間で熱交換を行う



WO 97/15799

PCT/JP96/03129

第1の熱交換手段(12)と、循環用凝縮器(61)の間で熱交換を行う第2の熱交換手段(72)と、循環用蒸発器(51)の間で熱交換を行う第3の熱交換手段(71)とを備え、利用側熱交換手段(3)の放熱運転時、圧縮機(11)から吐出したガス冷媒を、第3の熱交換手段(71)及び第1の熱交換手段(12)に分流し、第3の熱交換手段(71)において循環用蒸発器(51)との間で熱交換を行って凝縮させると共に、第1の熱交換手段(12)において熱源側熱交換手段(1)との間で熱交換を行って凝縮させ、その後、凝縮冷媒を、第2の熱交換手段(72)において循環用凝縮器(61)との間で熱交換を行って蒸発させることを特徴とする熱搬送装置。