

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4389927号
(P4389927)

(45) 発行日 平成21年12月24日 (2009.12.24)

(24) 登録日 平成21年10月16日 (2009.10.16)

(51) Int. Cl.	F 1
F 2 4 F 11/02 (2006.01)	F 2 4 F 11/02 1 O 2 F
F 2 5 B 13/00 (2006.01)	F 2 4 F 11/02 1 O 2 T
	F 2 5 B 13/00 1 O 4

請求項の数 4 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2006-326474 (P2006-326474)	(73) 特許権者	000002853
(22) 出願日	平成18年12月4日 (2006.12.4)		ダイキン工業株式会社
(65) 公開番号	特開2008-138954 (P2008-138954A)		大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号
(43) 公開日	平成20年6月19日 (2008.6.19)		梅田センタービル
審査請求日	平成19年11月28日 (2007.11.28)	(74) 代理人	100077931
前置審査			弁理士 前田 弘
		(74) 代理人	100110939
			弁理士 竹内 宏
		(74) 代理人	100110940
			弁理士 嶋田 高久
		(74) 代理人	100113262
			弁理士 竹内 祐二
		(74) 代理人	100115059
			弁理士 今江 克実

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空気調和装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

圧縮機 (21) と、一端が圧縮機 (21) の吐出側と繋がる室外熱交換器 (22) と、該室外熱交換器 (22) の他端側に室外膨張弁 (23) を介して接続される液管 (15) と、一端が該液管 (15) に並列に接続される複数の室内熱交換器 (31,41,51) と、各室内熱交換器 (31,41,51) の一端側にそれぞれ設けられて各室内熱交換器 (31,41,51) を流れる冷媒の流量を調節する複数の室内膨張弁 (32,42,52) と、各室内熱交換器 (31,41,51) の他端側を圧縮機 (21) の吸入側又は吐出側の一方と繋ぐように冷媒の流路を切り換える切換機構 (24,25,SV) とを有する冷媒回路 (10) を備え、

室外ユニット (20) には上記圧縮機 (21) と上記室外熱交換器 (22) と上記室外膨張弁 (23) とが設けられ、複数の室内ユニット (30,40,50) のそれぞれには上記室内熱交換器 (31,41,51) と上記室内膨張弁 (32,42,52) とが一つずつ設けられる空気調和装置であって、

上記冷媒回路 (10) には、上記液管 (15) に3つ以上の室内熱交換器 (31,41,51) が並列に接続され、

上記室外熱交換器 (22) を凝縮器とすると同時に上記複数の室内熱交換器 (31,41,51) のうち少なくとも1つを凝縮器とし少なくとも2つを蒸発器とする冷凍サイクルを行う共存運転中に、上記圧縮機 (21) の吐出側の高圧冷媒の圧力を検出する高圧側圧力センサ (Ps1) と、

上記共存運転中に、上記圧縮機 (21) の吸入側の低圧冷媒の圧力を検出する低圧側圧力

10

20

センサ (Ps2) と、

上記共存運転中に、上記液管 (15) の冷媒の圧力を検出する液側圧力センサ (Ps3) と

、
上記共存運転中に、上記高圧側圧力センサ (Ps1) で検出した高圧冷媒の圧力と上記液側圧力センサ (Ps3) で検出した液管 (15) の冷媒の圧力との圧力差が所定値よりも大きく、且つ上記液側圧力センサ (Ps3) で検出した液管 (15) の冷媒の圧力と上記低圧側圧力センサ (Ps2) で検出した低圧冷媒の圧力との圧力差が所定値よりも大きくなるように上記室外膨張弁 (23)の開度を調節する膨張弁制御手段 (17) とを備えていることを特徴とする空気調和装置。

【請求項 2】

10

圧縮機 (21) と、一端が圧縮機 (21) の吐出側と繋がる室外熱交換器 (22) と、該室外熱交換器 (22) の他端側に室外膨張弁 (23) を介して接続される液管 (15) と、一端が該液管 (15) に並列に接続される複数の室内熱交換器 (31,41,51) と、各室内熱交換器 (31,41,51) の一端側にそれぞれ設けられて各室内熱交換器 (31,41,51) を流れる冷媒の流量を調節する複数の室内膨張弁 (32,42,52) と、各室内熱交換器 (31,41,51) の他端側を圧縮機 (21) の吸入側又は吐出側の一方と繋ぐように冷媒の流路を切り換える切換機構 (24,25,SV) とを有する冷媒回路 (10) を備え、

室外ユニット (20) には上記圧縮機 (21) と上記室外熱交換器 (22) と上記室外膨張弁 (23) とが設けられ、複数の室内ユニット (30,40,50) のそれぞれには上記室内熱交換器 (31,41,51) と上記室内膨張弁 (32,42,52) とが一つずつ設けられる空気調和装置であっ

20

て、
上記冷媒回路 (10) には、上記液管 (15) に 3 つ以上の室内熱交換器 (31,41,51) が並列に接続され、

上記室外熱交換器 (22) を凝縮器とすると同時に上記複数の室内熱交換器 (31,41,51) のうち少なくとも 1 つを凝縮器とし少なくとも 2 つを蒸発器とする冷凍サイクルを行う共存運転中に、上記室外熱交換器 (22) の冷媒の凝縮温度を検出する凝縮温度検知手段 (Ps1) と、

上記共存運転中に、上記液管 (15) の冷媒の温度を検出する液側温度センサ (Ts7) と

、
上記共存運転中に、蒸発器となる室内熱交換器 (31,41,51) の冷媒の蒸発温度を検出する蒸発温度検知手段 (Ts1,Ts3,Ts5) と、

30

上記共存運転中に、上記凝縮温度検知手段 (Ps1) で検出した冷媒の凝縮温度と上記液側温度センサ (Ts7) で検出した液管 (15) の冷媒の温度との温度差が所定値よりも大きく、且つ上記液側温度センサ (Ts7) で検出した液管 (15) の冷媒の温度と上記蒸発温度検知手段 (Ts1,Ts3,Ts5) で検出した冷媒の蒸発温度との温度差が所定値よりも大きくなるように上記室外膨張弁 (23)の開度を調節する膨張弁制御手段 (17) とを備えていることを特徴とする空気調和装置。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 において、

上記液管 (15) には、上記共存運転中に上記室外膨張弁 (23) を通過した冷媒を冷却するための冷却手段 (28) が設けられていることを特徴とする空気調和装置。

40

【請求項 4】

請求項 3 において、

冷媒回路 (10) には、液管 (15) から分岐して圧縮機 (21) の吸入側と接続すると共に減圧弁 (19a) を有するインジェクション管 (19) と、冷却手段 (28) の流入前及び流入後の冷媒の温度差を検出する温度差検知手段 (Ts7,Ts8) とが設けられ、

上記冷却手段は、液管 (15) を流れる冷媒と、インジェクション管 (19) における減圧弁 (19a) の通過後の冷媒とを熱交換させる過冷却熱交換器 (28) で構成され、

上記共存運転中に、上記温度差検知手段 (Ts7,Ts8) で検出した冷媒の温度差が所定値よりも大きくなるように上記減圧弁 (19a) の開度を調節するインジェクション量制御手

50

段(18)を備えていることを特徴とする空気調和装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、複数の熱交換器を有する冷媒回路を備えた空気調和装置に関し、特に各熱交換器へ流れる冷媒の偏流対策に係るものである。

【背景技術】

【0002】

室内の冷房要求と暖房要求とを同時に満たすことができる、いわゆる冷暖フリーの空気調和装置が知られている。この空気調和装置は、複数の利用側ユニットがそれぞれ異なる室内に配置されており、ある利用側ユニットで冷房を行う一方、他の利用側ユニットで暖房を行う運転が可能に構成されている。

10

【0003】

特許文献1には、この種の空気調和装置が開示されている。図9に示すように、この空気調和装置(100)は、冷媒が循環して冷凍サイクルが行われる冷媒回路(101)を備えている。冷媒回路(101)には、圧縮機(102)と、1つの熱源側熱交換器(103)と、第1と第2の熱交換器(第1と第2の利用側熱交換器)(104,105)とが設けられている。また、熱源側熱交換器(103)の近傍には熱源側膨張弁(106)が、各利用側熱交換器(104,105)の近傍には第1と第2の膨張弁(利用側膨張弁)(107,108)がそれぞれ設けられている。また、冷媒回路(101)には、2つの三方弁(109,110)と、第1と第2のBSユニット(111,112)とが設けられている。各BSユニット(111,112)には、それぞれ2つの電磁弁が設けられている。

20

【0004】

この空気調和装置(100)では、例えば熱源側熱交換器(103)及び第1利用側熱交換器(104)を凝縮器とする一方、第2利用側熱交換器(105)を蒸発器とする冷凍サイクルを行う運転が可能となっている。図10に示す運転では、圧縮機(102)から吐出された冷媒が、2手に分岐する。このうち、一方の冷媒は、熱源側熱交換器(103)で凝縮した後、全開状態の熱源側膨張弁(106)をそのまま通過し、液管(113)を流れる。他方の冷媒は、第1BSユニット(111)を通過して、第1利用側熱交換器(104)を流れる。その結果、第1利用側熱交換器(104)では冷媒が室内空気へ放熱し、室内の暖房がなされる。この冷媒は、第1利用側膨張弁(107)を通過した後、液管(113)に流出して熱源側熱交換器(103)側へ送られた冷媒と合流する。合流後の冷媒は、第2利用側膨張弁(108)を通過する際に減圧された後、第2利用側熱交換器(105)を流れる。第2利用側熱交換器(105)では、冷媒が室内空気から吸熱し、室内の冷房がなされる。その後、冷媒は、第2BSユニット(112)を通過して、圧縮機(102)に吸入される。

30

【0005】

以上のように、この空気調和装置(100)では、各利用側熱交換器(104,105)を個別に蒸発器や凝縮器とする冷凍サイクルを行うことで、各室内の冷房要求や暖房要求を同時に満たす、いわゆる冷暖フリーの運転を実現するようにしている。

【特許文献1】特開平11-241844号公報

40

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ところが、上述したような空気調和装置(100)において、熱源側熱交換器(103)を凝縮器としながら少なくとも1つの利用側熱交換器(104)を凝縮器とする冷凍サイクルを行う運転(共存運転)では、冷媒の偏流に起因して利用側熱交換器(104)の暖房能力が低下してしまうことがある。この点について図10を参照しながら説明する。

【0007】

図10に示すような運転においては、第1利用側熱交換器(104)の暖房能力を調節するために、第1利用側膨張弁(107)の開度が適宜調節されている。このため、例えば第

50

1 利用側熱交換器（104）の暖房能力が不足する場合には、第1利用側熱交換器（104）を流れる冷媒の流量を増加させるために、第1利用側膨張弁（107）の開度が大きくなる。一方、このように第1利用側膨張弁（107）の開度が大きくなると、圧縮機（102）の吐出側の高压冷媒と、液管（113）内の冷媒との圧力差が小さくなってしまふ。このようにして、高压冷媒と液管（113）側の冷媒との圧力差が小さくなると、冷媒が熱源側熱交換器（103）側にばかりに流れることになり、その分だけ第1利用側熱交換器（104）側へ送られる冷媒量が不足してしまふことがある。特に、圧縮機（102）から第1利用側熱交換器（104）までの冷媒の流路は比較的長いために、この間の流路の配管における圧力損失も大きくなる。従って、このような条件下においては、第1利用側熱交換器（104）の流入前及び流出後での圧力差が小さくなってしまい、第1利用側熱交換器（104）へ十分に冷媒を送ることができなくなる。

10

【0008】

以上のような理由により、このような空気調和装置では、熱源側熱交換器（103）と各利用側熱交換器（104,105）との間で冷媒が偏流することがある。その結果、この種の空気調和装置では、冷媒の偏流に起因して熱交換器の冷媒の流量が不足し、信頼性のある運転を行うことができないという問題が生じてしまふ。

【0009】

本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的は、熱源側熱交換器を凝縮器としながら、他の熱交換器の少なくとも1つを凝縮器とする冷凍サイクルが可能な空気調和装置において、各熱交換器の間での冷媒の偏流を防止することである。

20

【課題を解決するための手段】

【0010】

第1及び第2の各発明は、圧縮機（21）と、一端が圧縮機（21）の吐出側と繋がる室外熱交換器（22）と、該室外熱交換器（22）の他端側に室外膨張弁（23）を介して接続される液管（15）と、一端が該液管（15）に並列に接続される複数の室内熱交換器（31,41,51）と、各室内熱交換器（31,41,51）の一端側にそれぞれ設けられて各室内熱交換器（31,41,51）を流れる冷媒の流量を調節する複数の室内膨張弁（32,42,52）と、各室内熱交換器（31,41,51）の他端側を圧縮機（21）の吸入側又は吐出側の一方と繋ぐように冷媒の流路を切り換える切換機構（24,25,SV）とを有する冷媒回路（10）を備え、室外ユニット（20）には上記圧縮機（21）と上記室外熱交換器（22）と上記室外膨張弁（23）とが設けられ、複数の室内ユニット（30,40,50）のそれぞれには上記室内熱交換器（31,41,51）と上記室内膨張弁（32,42,52）とが一つずつ設けられる空気調和装置を前提としている。

30

【0011】

そして、第1の発明は、上記の構成に加えて、上記冷媒回路（10）には、上記液管（15）に3つ以上の室内熱交換器（31,41,51）が並列に接続され、上記室外熱交換器（22）を凝縮器とすると同時に上記複数の室内熱交換器（31,41,51）のうち少なくとも1つを凝縮器とし少なくとも2つを蒸発器とする冷凍サイクルを行う共存運転中に、上記圧縮機（21）の吐出側の高压冷媒の圧力を検出する高压側圧力センサ（Ps1）と、上記共存運転中に、上記圧縮機（21）の吸入側の低压冷媒の圧力を検出する低压側圧力センサ（Ps2）と、上記共存運転中に、上記液管（15）の冷媒の圧力を検出する液側圧力センサ（Ps3）と、上記共存運転中に、上記高压側圧力センサ（Ps1）で検出した高压冷媒の圧力と上記液側圧力センサ（Ps3）で検出した液管（15）の冷媒の圧力との圧力差が所定値よりも大きく、且つ上記液側圧力センサ（Ps3）で検出した液管（15）の冷媒の圧力と上記低压側圧力センサ（Ps2）で検出した低压冷媒の圧力との圧力差が所定値よりも大きくなるように上記室外膨張弁（23）の開度を調節する膨張弁制御手段（17）とを備えるものである。

40

【0012】

また、第2の発明は、上記の構成に加えて、上記冷媒回路（10）には、上記液管（15）に3つ以上の室内熱交換器（31,41,51）が並列に接続され、上記室外熱交換器（22）を凝縮器とすると同時に上記複数の室内熱交換器（31,41,51）のうち少なくとも1つを凝縮器とし少なくとも2つを蒸発器とする冷凍サイクルを行う共存運転中に、上記室外熱交換器

50

(22)の冷媒の凝縮温度を検出する凝縮温度検知手段(Ps1)と、上記共存運転中に、上記液管(15)の冷媒の温度を検出する液側温度センサ(Ts7)と、上記共存運転中に、蒸発器となる室内熱交換器(31,41,51)の冷媒の蒸発温度を検出する蒸発温度検知手段(Ts1,Ts3,Ts5)と、上記共存運転中に、上記凝縮温度検知手段(Ps1)で検出した冷媒の凝縮温度と上記液側温度センサ(Ts7)で検出した液管(15)の冷媒の温度との温度差が所定値よりも大きく、且つ上記液側温度センサ(Ts7)で検出した液管(15)の冷媒の温度と上記蒸発温度検知手段(Ts1,Ts3,Ts5)で検出した冷媒の蒸発温度との温度差が所定値よりも大きくなるように上記室外膨張弁(23)の開度を調節する膨張弁制御手段(17)とを備えるものである。

【0013】

第3の発明は、第1又は2の発明の空気調和装置において、上記液管(15)には、上記共存運転中に上記室外膨張弁(23)を通過した冷媒を冷却するための冷却手段(28)が設けられていることを特徴とするものである。

【0014】

第3の発明では、上記共存運転中において、室外膨張弁(23)で減圧された後の冷媒が、冷却手段(28)によって冷却される。つまり、上述の共存運転中において室外膨張弁(23)で冷媒が減圧されると、冷媒は気液二相状態になってしまうが、冷却手段(28)が気液二相状態の冷媒を過冷却することで、この冷媒が液状態となる。このため、蒸発器となる室内熱交換器(31,41,51)側へ液状態の冷媒を送ることができ、この室内熱交換器(31,41,51)に対応する室内膨張弁(32,42,52)を冷媒が通過する際の騒音が低減される。

【0015】

第4の発明は、上記第3の発明の空気調和装置において、冷媒回路(10)には、液管(15)から分岐して圧縮機(21)の吸入側と接続すると共に減圧弁(19a)を有するインジェクション管(19)と、冷却手段(28)の流入前及び流出後の冷媒の温度差を検出する温度差検知手段(Ts7,Ts8)とが設けられ、上記冷却手段は、液管(15)を流れる冷媒と、インジェクション管(19)における減圧弁(19a)の通過後の冷媒とを熱交換させる過冷却熱交換器(28)で構成され、上記共存運転中に、上記温度差検知手段(Ts7,Ts8)で検出した冷媒の温度差が所定値よりも大きくなるように上記減圧弁(19a)の開度を調節するインジェクション量制御手段(18)を備えていることを特徴とするものである。

【0016】

第4の発明では、冷却手段として、過冷却熱交換器(28)が設けられる。共存運転中の過冷却熱交換器(28)では、室外膨張弁(23)で減圧されて気液二相状態となった後に液管(15)を流れる冷媒と、減圧弁(19a)で減圧されてインジェクション管(19)を流れる冷媒とが熱交換する。その結果、インジェクション管(19)側の冷媒が、液管(15)側の冷媒から吸熱して蒸発し、液管(15)を流れる冷媒が過冷却される。更に、本発明では、共存運転中に、温度差検知手段(Ts7,Ts8)が過冷却熱交換器(28)の流入前及び流出後の冷媒の温度差を検出する。そして、インジェクション量制御手段(18)は、この温度差が所定値よりも大きくなるように、減圧弁(19a)の開度を調節する。その結果、この過冷却熱交換器(28)では、液管(15)を流れる冷媒が確実に過冷却されて液状態となる。このため、蒸発器となる室内熱交換器(31,41,51)側へ液状態の冷媒を確実に送ることができ、この室内熱交換器(31,41,51)に対応する室内膨張弁(32,42,52)を冷媒が通過する際の騒音が確実に低減される。

【発明の効果】

【0017】

本発明では、共存運転中に膨張弁制御手段(17)が、高圧側と液管側の圧力差を充分確保できるように、室外膨張弁(23)の開度を調節している。このため、本発明によれば、室外熱交換器(22)と、凝縮器となる他の室内熱交換器(31,41,51)との間での冷媒の偏流を未然に回避することができ、これらの室内熱交換器(31,41,51)の冷媒量を充分確保することができる。従って、これらの室内熱交換器(31,41,51)で冷媒の放熱量を充分確保できる。その結果、これらの室内熱交換器(31,41,51)で室内の暖房を行う場合、各室

内熱交換器 (31,41,51) で十分な暖房能力を得ることができる。

【0018】

また、本発明では、共存運転中に、膨張弁制御手段 (17) が、高圧側と液管側との圧力差を確保しつつ、更に液管側と低圧側との圧力差も確保するように、室外膨張弁 (23) の開度を調節している。このため、本発明によれば、室外熱交換器 (22) と、凝縮器となる他の室内熱交換器 (31,41,51) との間での冷媒の偏流を回避すると同時に、蒸発器となる他の室内熱交換器 (31,41,51) との間での冷媒の偏流も回避することができる。従って、これらの室内熱交換器 (31,41,51) で冷媒の吸熱量を充分確保できる。従って、これらの室内熱交換器 (31,41,51) で室内の冷房を行う場合、各室内熱交換器 (31,41,51) で十分な冷房能力を得ることができる。

10

【0019】

上記第3の発明によれば、共存運転中に室外膨張弁 (23) で減圧された冷媒を冷却手段 (28) によって冷却するようにしているので、液状態の冷媒を各室内熱交換器 (31,41,51) 側へ送ることができる。従って、共存運転中において、各室内熱交換器 (31,41,51) に対応する各室内膨張弁 (32,42,52) における冷媒の通過音を低減することができる。

【0020】

特に、上記第4の発明によれば、過冷却熱交換器 (28) の流入前と流出後の温度差が所定温度となるようにインジェクション管 (19) の減圧弁 (19a) の開度を調節するようにしているので、液管 (15) を流れる冷媒を確実に過冷却して液状態とすることができる。従って、共存運転中において、各室内熱交換器 (31,41,51) に対応する各室内膨張弁 (32,42,52) における冷媒の通過音を一層確実に低減することができる。

20

【発明を実施するための最良の形態】

【0021】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0022】

《発明の実施形態1》

本発明の実施形態1に係る空気調和装置 (1) は、複数の室内を個別に暖房又は冷房することができる。この空気調和装置 (1) は、一つの室内を暖房しながら他の室内を冷房する運転が可能な、いわゆる冷暖フリーの空気調和装置である。

【0023】

図1に示すように、実施形態1の空気調和装置 (1) は、1台の室外ユニット (20) と、3台の室内ユニット (30,40,50) と、3台のBSユニット (60,70,80) とが配管によって接続されることで、冷媒回路 (10) が構成されている。この冷媒回路 (10) では、冷媒が循環することで蒸気圧縮式の冷凍サイクルが行われる。

30

【0024】

〈室外ユニットの構成〉

室外ユニット (20) は、熱源側ユニットを構成しており、圧縮機 (21)、室外熱交換器 (22)、室外膨張弁 (23)、第1三方弁 (24)、及び第2三方弁 (25) を備えている。圧縮機 (21) は、容量が可変なインバータ式の圧縮機を構成している。室外熱交換器 (22) は、クロスフィン式の熱交換器である。室外膨張弁 (23) は、電子膨張弁である。

40

【0025】

上記第1三方弁 (24) 及び第2三方弁 (25) は、四路切換弁の4つのポートのうち1つのポートが封止されることによって構成されている。つまり、各三方弁 (24,25) は、第1から第3までのポートを有している。第1三方弁 (24) では、第1ポートが圧縮機 (21) の吐出側と繋がり、第2ポートが室外熱交換器 (22) と繋がり、第3ポートが圧縮機 (21) の吸入側と繋がっている。第2三方弁 (25) では、第1ポートが圧縮機 (21) の吐出側と繋がり、第2ポートが各BSユニット (60,70,80) 側と繋がり、第3ポートが圧縮機 (21) の吸入側と繋がっている。各三方弁 (24,25) は、第1ポートと第2ポートとが連通すると同時に第3ポートが閉鎖される状態 (図1の実線で示す状態) と、第2ポートと第3ポートとが連通すると同時に第1ポートが閉鎖される状態 (図1の破線で示す状態)

50

とに設定が切換可能に構成されている。各三方弁（24,25）は本発明の切換機構を構成している。

【0026】

室外ユニット（20）には、冷媒の圧力を検出するための複数の圧力センサ（Ps1,Ps2,Ps3）が設けられている。具体的には、圧縮機（21）の吐出側には、高圧冷媒の圧力を検出する高圧側圧力センサ（Ps1）が、圧縮機（21）の吸入側には、低圧冷媒の圧力を検出する低圧側圧力センサ（Ps2）が設けられている。また、室外膨張弁（23）と各室内ユニット（30,40,50）との間の液管（15）には、該液管（15）内を流れる冷媒の圧力を検出する液側圧力センサ（Ps3）が設けられている。上記高圧側圧力センサ（Ps1）と、上記液側圧力センサ（Ps3）とは、圧縮機（21）の吐出側の高圧冷媒と上記液管（15）の冷媒との圧力差を示す指標を検出するための、本発明の高圧側差圧検知手段を構成している。一方で、上記液側圧力センサ（Ps3）と上記低圧側圧力センサ（Ps2）とは、上記液管（15）の冷媒と圧縮機（21）の吸入側の低圧冷媒との圧力差を示す指標を検出するための、本発明の低圧側差圧検知手段を構成している。

10

【0027】

〈室内ユニットの構成〉

空気調和装置（1）は、第1から第3までの室内ユニット（30,40,50）を備えている。各室内ユニット（30,40,50）は、それぞれ第1から第3までの室内熱交換器（31,41,51）と、第1から第3までの室内膨張弁（32,42,52）を備えている。各室内熱交換器（31,41,51）は、それぞれクロスフィン式の熱交換器である。また、各室内熱交換器（31,41,51）は、各々の一端側が、液管（15）の端部に並列に接続される、特許請求の範囲に記載の「複数の熱交換器」を構成している。各室内膨張弁（32,42,52）は、例えば電子膨張弁で構成されている。また、各室内膨張弁（32,42,52）は、対応する室内熱交換器（31,41,51）の一端側に設けられる、特許請求の範囲に記載の「複数の膨張弁」を構成している。

20

【0028】

各室内ユニット（30,40,50）には、冷媒の温度を検出するための複数の温度センサ（Ts1,Ts2,Ts3,・・・）が設けられている。具体的には、第1室内ユニット（30）では、第1室内熱交換器（31）の一端と第1室内膨張弁（32）との間に第1温度センサ（Ts1）が設けられ、第1室内熱交換器（31）の他端側に第2温度センサ（Ts2）が設けられている。また、第2室内ユニット（40）では、第2室内熱交換器（41）の一端と第2室内膨張弁（42）の間に第3温度センサ（Ts3）が設けられ、第2室内熱交換器（41）の他端側に第4温度センサ（Ts4）が設けられている。更に、第3室内ユニット（50）では、第3室内熱交換器（51）の一端と第3室内膨張弁（52）との間に第5温度センサ（Ts5）が設けられ、第3室内熱交換器（51）の他端側に第6温度センサ（Ts6）が設けられている。

30

【0029】

〈BSユニットの構成〉

空気調和装置（1）は、上述した各室内ユニット（30,40,50）に対応する第1から第3までのBSユニット（60,70,80）を備えている。各BSユニット（60,70,80）は、各室内ユニット（30,40,50）から分岐する第1分岐管（61,71,81）と第2分岐管（62,72,82）とをそれぞれ有している。また、各第1分岐管（61,71,81）及び各第2分岐管（62,72,82）には、開閉自在な電磁弁（SV-1,SV-2,SV-3,・・・）が1つずつ設けられている。各BSユニット（60,70,80）は、これらの電磁弁（SV1,SV-2,SV-3,・・・）を開閉させることで、対応する室内熱交換器（31,41,51）の他端側を圧縮機（21）の吸入側又は吐出側の一方と繋ぐように冷媒の流路を切り換える、本発明の切換機構を構成している。

40

【0030】

〈コントローラの構成〉

空気調和装置（1）には、上述した各三方弁（24,25）や各電磁弁（SV-1,SV-2,SV-3,・・・）や圧縮機（21）等を制御するコントローラ（16）が設けられている。このコントローラ（16）には、上述した各センサの検出信号が入力される。また、コントローラ（16）には、本発明の特徴となる膨張弁制御手段（17）が設けられている。この膨張弁制御手段（17）

50

)は、詳細は後述する本発明の共存運転中において、高圧冷媒と液管(15)の冷媒との圧力差や、液管(15)の冷媒の圧力と低圧冷媒との圧力差に基づいて、室外膨張弁(23)の開度を調節する、液圧制御動作を行うように構成されている。

【0031】

ー運転動作ー

実施形態1に係る空気調和装置(1)の運転動作について説明する。この空気調和装置(1)では、各三方弁(24,25)の設定や、各BSユニット(60,70,80)の電磁弁(SV-1,SV-2,SV-3,…)の開閉状態に応じて、複数種の運転が可能となっている。以下には、これらの運転のうち、代表的な運転を例示して説明する。

【0032】

〈全部暖房運転〉

全部暖房運転は、全ての室内ユニット(30,40,50)で各室内の暖房を行うものである。図2に示すように、この運転では、各三方弁(24,25)がそれぞれ第1ポートと第2ポートとを連通させる状態に設定される。また、各BSユニット(60,70,80)では、第1電磁弁(SV-1)、第3電磁弁(SV-3)、及び第5電磁弁(SV-5)が開放状態となり、第2電磁弁(SV-2)、第4電磁弁(SV-4)、及び第6電磁弁(SV-6)が閉鎖状態となる。なお、同図、及び他の運転動作を説明するための他の図においては、閉鎖状態の電磁弁を黒塗りとし、開放状態の電磁弁を白塗りで図示している。

【0033】

この運転では、室外熱交換器(22)を蒸発器とし、各室内熱交換器(31,41,51)を凝縮器とする冷凍サイクルが行われる。なお、同図、及び他の運転動作を説明するための他の図においては、凝縮器となる熱交換器にドットを付し、蒸発器となる熱交換器は白塗りで図示している。この冷凍サイクルでは、圧縮機(21)から吐出した冷媒が、第2三方弁(25)を通過した後、各BSユニット(60,70,80)の第1分岐管(61,71,81)にそれぞれ分流する。各BSユニット(60,70,80)を通過した冷媒は、対応する各室内ユニット(30,40,50)へそれぞれ送られる。

【0034】

例えば第1室内ユニット(30)において、第1室内熱交換器(31)へ冷媒が流れると、第1室内熱交換器(31)では、冷媒が室内空気へ放熱して凝縮する。その結果、第1室内ユニット(30)に対応する室内の暖房が行われる。第1室内熱交換器(31)で凝縮した冷媒は、第1室内膨張弁(32)を通過する。ここで、第1室内膨張弁(32)は、第1温度センサ(Ts1)及び第2温度センサ(Ts2)等で求められた冷媒の過冷却度に応じて開度が調節される。即ち、第1室内膨張弁(32)は、室内の暖房要求が大きく冷媒の過冷却度が大きくなるような条件では、開度を大きくして冷媒の流量を増加させる一方、暖房要求が小さく冷媒の過冷却度が小さくなるような条件では、開度を小さくして冷媒の流量を減少させるように制御される。第2室内ユニット(40)及び第3室内ユニット(50)では、第1室内ユニット(30)と同様に冷媒が流れ、対応する室内の暖房がそれぞれ行われる。

【0035】

各室内ユニット(30,40,50)を流出した冷媒は、液管(15)で合流する。この冷媒は、室外膨張弁(23)を通過する際に、低圧まで減圧されて、室外熱交換器(22)を流れる。室外熱交換器(22)では、冷媒が室外空気から吸熱して蒸発する。室外熱交換器(22)で蒸発した冷媒は、第1三方弁(24)を通過した後、圧縮機(21)に吸入されて再び圧縮される。

【0036】

〈全部冷房運転〉

全部冷房運転は、全ての室内ユニット(30,40,50)で各室内の冷房を行うものである。図3に示すように、この運転では、各三方弁(24,25)がそれぞれ第1ポートと第2ポートとを連通させる状態に設定される。また、各BSユニット(60,70,80)では、第2電磁弁(SV-2)、第4電磁弁(SV-4)、及び第6電磁弁(SV-6)が開放状態となり、第1電磁弁(SV-1)、第3電磁弁(SV-3)、及び第5電磁弁(SV-5)が閉鎖状態となる。

【0037】

この運転では、室外熱交換器（22）を凝縮器とし、各室内熱交換器（31,41,51）を蒸発器とする冷凍サイクルが行われる。具体的には、圧縮機（21）から吐出した冷媒は、第1三方弁（24）を通過した後、室外熱交換器（22）を流れる。室外熱交換器（22）では、冷媒が室外空気へ放熱して凝縮する。室外熱交換器（22）で凝縮した冷媒は、全開状態に設定された室外膨張弁（23）を通過し、液管（15）を流れて、各室内ユニット（30,40,50）へ分流する。

【0038】

例えば第1室内ユニット（30）においては、冷媒が第1室内膨張弁（32）を通過する際に、低圧まで減圧されて、第1室内熱交換器（31）を流れる。第1室内熱交換器（31）では、冷媒が室内空気から吸熱して蒸発する。その結果、第1室内ユニット（30）に対応する室内の冷房が行われる。ここで、上記第1室内膨張弁（32）は、第1温度センサ（Ts1）及び第2温度センサ（Ts2）等で求められた冷媒の過熱度に応じて開度が調節される。即ち、第1室内膨張弁（32）は、室内の冷房要求が大きく冷媒の過熱度が大きくなるような条件では、開度を大きくして冷媒の流量を増加させる一方、冷房要求が小さく冷媒の過熱度が小さくなるような条件では、開度を小さくして冷媒の流量を減少させるように制御される。第2室内ユニット（40）及び第3室内ユニット（50）では、第1室内ユニット（30）と同様に冷媒が流れ、対応する室内の冷房がそれぞれ行われる。各室内ユニット（30,40,50）を流出した冷媒は、各BSユニット（60,70,80）の第2分岐管（62,72,82）をそれぞれ流れ、合流後に圧縮機（21）に吸入されて再び圧縮される。

【0039】

＜暖房／冷房同時運転＞

暖房／冷房同時運転は、一部の室内ユニットで室内の暖房を行う一方、他の室内ユニットで室内の冷房を行うものである。暖房／冷房同時運転では、運転条件に応じて室外熱交換器（22）が蒸発器又は凝縮器となる。また、各室内ユニット（30,40,50）では、暖房要求のある室内の室内熱交換器が凝縮器となる一方、冷房要求のある室内の室内熱交換器が蒸発器となる。以下には、室外熱交換器（22）を凝縮器とし、室内熱交換器（31,41,51）の少なくとも1つを凝縮器とし残りを蒸発器とする、本発明の共存運転について例を挙げて説明する。

【0040】

（第1共存運転）

第1共存運転は、第1室内ユニット（30）及び第2室内ユニット（40）で室内の暖房を行う一方、第3室内ユニット（50）で室内の冷房を行うものである。図4に示すように、この運転では、各三方弁（24,25）がそれぞれ第1ポートと第2ポートとを連通させる状態に設定される。また、各BSユニット（60,70,80）では、第1電磁弁（SV-1）、第3電磁弁（SV-3）、及び第6電磁弁（SV-6）が開放状態となり、第2電磁弁（SV-2）、第4電磁弁（SV-4）、及び第5電磁弁（SV-5）が閉鎖状態となる。

【0041】

この運転では、室外熱交換器（22）と第1室内熱交換器（31）と第2室内熱交換器（41）とを凝縮器とする一方、第3室内熱交換器（51）を蒸発器とする冷凍サイクルが行われる。具体的には、圧縮機（21）から吐出した冷媒は、第1三方弁（24）側と第2三方弁（25）側とに分流する。第1三方弁（24）を通過した冷媒は、室外熱交換器（22）で凝縮した後、所定開度に調節された室外膨張弁（23）を通過して液管（15）に流入する。

【0042】

一方、第2三方弁（25）を通過した冷媒は、第1BSユニット（60）側と第2BSユニット（70）側とに分流する。第1BSユニット（60）を流出した冷媒は、第1室内熱交換器（31）を流れる。第1室内熱交換器（31）では、冷媒が室内空気へ放熱して凝縮する。その結果、第1室内ユニット（30）に対応する室内の暖房が行われる。ここで、第1室内膨張弁（32）は、上述した全部暖房運転の場合と同様に、室内の暖房要求に応じて開度が調節される。第1室内ユニット（30）で室内の暖房に利用された冷媒は、液管（15）に流

出する。同様に、第2 B Sユニット(70)を流出した冷媒は、第2室内ユニット(40)で室内の暖房に利用された後、液管(15)に流出する。

【0043】

液管(15)で合流した冷媒は、第3室内ユニット(50)に流入する。この冷媒は、第3室内膨張弁(52)を通過する際に低圧まで減圧された後、第3室内熱交換器(51)を流れる。第3室内熱交換器(51)では、冷媒が室内空気から吸熱して蒸発する。その結果、第3室内ユニット(50)に対応する室内の冷房が行われる。第3室内ユニット(50)で室内の冷房に利用された冷媒は、第3 B Sユニット(80)を通過した後、圧縮機(21)に吸入されて再び圧縮される。

【0044】

10

(第2共存運転)

第2共存運転は、第1室内ユニット(30)で室内の暖房を行う一方、第2室内ユニット(40)及び第3室内ユニット(50)で室内の冷房を行うものである。図5に示すように、この運転では、各三方弁(24,25)がそれぞれ第1ポートと第2ポートとを連通させる状態に設定される。また、各 B Sユニット(60,70,80)では、第1電磁弁(SV-1)、第4電磁弁(SV-4)、及び第6電磁弁(SV-6)が開放状態となり、第2電磁弁(SV-2)、第3電磁弁(SV-3)、及び第5電磁弁(SV-5)が閉鎖状態となる。

【0045】

この運転では、室外熱交換器(22)と第1室内熱交換器(31)とを凝縮器とする一方、第2室内熱交換器(41)と第3室内熱交換器(51)とを蒸発器とする冷凍サイクルが行われる。具体的には、圧縮機(21)から吐出した冷媒は、第1三方弁(24)側と第2三方弁(25)側とに分流する。第1三方弁(24)を通過した冷媒は、室外熱交換器(22)で凝縮した後、所定開度に制御された室外膨張弁(23)を通過して液管(15)に流入する。

20

【0046】

一方、第2三方弁(25)を通過した冷媒は、第1 B Sユニット(60)を経由して第1室内ユニット(30)へ送られる。第1室内ユニット(30)では、第1室内熱交換器(31)で冷媒が凝縮し、室内の暖房が行われる。第1室内ユニット(30)で室内の暖房に利用された冷媒は、液管(15)に流出する。

【0047】

液管(15)で合流した冷媒は、第2室内ユニット(40)と第3室内ユニット(50)とに分流する。第2室内ユニット(40)では、第2室内膨張弁(42)で減圧された冷媒が、第2室内熱交換器(41)で蒸発し、室内の冷房が行われる。同様に、第3室内ユニット(50)では、第3室内膨張弁(52)で減圧された冷媒が、第3室内熱交換器(51)で蒸発し、室内の冷房が行われる。各室内ユニット(40,50)で室内の冷房に利用された冷媒は、第2 B Sユニット(70)及び第3 B Sユニット(80)をそれぞれ通過し、合流後に圧縮機(21)に吸入されて再び圧縮される。

30

【0048】

— 液圧制御動作 —

ところで、上述のような室外熱交換器(22)を凝縮器としながらの共存運転では、冷媒の偏流に伴い室内ユニット(30,40,50)の暖房能力や冷房能力が低下することがある。この点について、上述した第1共存運転及び第2共存運転を例に説明する。

40

【0049】

〈第1共存運転中の液圧制御動作〉

図4に示すように、室外熱交換器(22)を凝縮器としながら、1つ以上の室内熱交換器(31,41)を凝縮器とし、1つ以上の室内熱交換器(51)を蒸発器とする冷凍サイクルを行う共存運転では、冷媒の偏流に起因して暖房能力が低下してしまうことがある。具体的には、上述のように、暖房を行う室内ユニット(30,40)では、室内の暖房要求に応じて各室内膨張弁(32,42)の開度が調節されている。ここで、例えば各室内ユニット(30,40)の暖房要求が大きく、各室内膨張弁(32,42)の開度が大きくなると、圧縮機(21)の吐出側の高圧冷媒と液管(15)内の冷媒との間の圧力差が小さくなってしまうことがある

50

。このため、圧縮機（21）から吐出された冷媒は、室外熱交換器（22）側にばかり流れてしまい、その分だけ第1室内ユニット（30）や第2室内ユニット（40）へ送られる冷媒量が不足してしまう。その結果、第1室内ユニット（30）や第2室内ユニット（40）の暖房能力が低下し、この空気調和装置（1）の信頼性が損なわれてしまう。更に、図4の例のように、2つ以上の室内熱交換器（31,41）を凝縮器とする共存運転において、高压冷媒と液管（15）の冷媒との圧力差が小さくなると、圧縮機（21）から遠く冷媒配管の圧力損失も比較的大きい方の室内ユニット（例えば第2室内ユニット（40））へ冷媒を送ることが困難となる。つまり、この例において高压冷媒と液管（15）の冷媒との圧力差が小さくなった場合、圧縮機（21）から近い第1室内ユニット（30）側では所定の冷媒量を確保できるものの、第2室内ユニット（40）の冷媒量が不足し、第2室内ユニット（40）の暖房能力が低下してしまうこともある。そこで、本実施形態の膨張弁制御手段（17）は、このような冷媒の偏流に起因する暖房能力の低下を未然に回避すべく、次のような液圧制御動作を行う。

10

【0050】

図4に示す例の共存運転中には、高压側圧力センサ（Ps1）が、圧縮機（21）の吐出側の高压冷媒の圧力を検出する。同時に、液側圧力センサ（Ps3）は、液管（15）を流れる冷媒の圧力を検出する。そして、高压側圧力センサ（Ps1）の検出圧力と、液側圧力センサ（Ps3）の検出圧力との差によって、高压冷媒と液管（15）の冷媒との圧力差 $\Delta P1$ が求められる。

20

【0051】

膨張弁制御手段（17）は、以上のようにして求めた圧力差 $\Delta P1$ が所定の目標値よりも大きくなるように室外膨張弁（23）の開度を調節する。なお、この目標値は、室内温度や室外温度、各室内ユニット（30,40,50）の稼働状況、圧縮機（21）の運転周波数等に基づいて可変な値となっている。また、膨張弁制御手段（17）は、圧力差 $\Delta P1$ が所定の上限値よりも大きくなるように室外膨張弁（23）の開度を調節する。つまり、膨張弁制御手段（17）は、圧力差 $\Delta P1$ が所定の目標範囲内となるように室外膨張弁（23）の開度を調節する。

【0052】

上述した理由により高压冷媒と液管（15）の冷媒の圧力差が小さくなり、圧力差 ΔPh が所定値以下となると、膨張弁制御手段（17）は、室外膨張弁（23）の開度を小さくする。その結果、液管（15）の冷媒の圧力が低下し、圧力差 $\Delta P1$ が所定値よりも大きくなる。このため、高压側と液管側の圧力差を一定以上確保することができる。従って、圧縮機（21）から吐出された冷媒は、第1室内ユニット（30）や第2室内ユニット（40）へ充分流れることとなり、これらの室内ユニット（30,40）の暖房能力が充分確保される。

30

【0053】

また、室外膨張弁（23）は、圧力差 $\Delta P1$ が上限値を越えないように調節される。つまり、室外膨張弁（23）は、冷媒を減圧し過ぎないように開度が調節される。このため、液管（15）を流れる冷媒の圧力が過剰に低くなり過ぎることも回避される。なお、以上のような第1共存運転中の液圧制御動作は、本発明の参考形態としての一例である。

【0054】

40

〈第2共存運転中の液圧制御動作〉

図5に示すように、上述した共存運転中において、室外熱交換器（22）を凝縮器としながら、2つ以上の室内熱交換器（41,51）を蒸発器とし、1つ以上の室内熱交換器（31）を凝縮器とする冷凍サイクルを行うときには、冷媒の偏流に起因して暖房能力及び冷房能力が低下してしまうことがある。具体的には、図4の例と同様に、室外熱交換器（22）と第1室内熱交換器（31）との間での冷媒の偏流に起因して、第1室内熱交換器（31）の暖房能力が不足してしまうことがある。ここで、高压側と液管側の圧力差を確保すべく、上述した液圧制御動作によって室外膨張弁（23）を絞り気味とすると、今度は液管側と低压側の圧力差が小さくなり過ぎてしまう。その結果、圧縮機（21）から遠く冷媒配管の圧力損失も比較的大きい方の室内ユニット（例えば第3室内ユニット（50））へ冷媒を送るこ

50

とが困難となる。つまり、この例において液管（15）の冷媒と低圧冷媒との圧力差が小さくなった場合、圧縮機（21）から第2室内ユニット（40）側では所定の冷媒量を確保できるものの、第3室内ユニット（50）の冷媒量が不足し、第3室内ユニット（50）の冷房能力が低減してしまうことがある。そこで、本実施形態の膨張弁制御手段（17）は、このような冷媒の偏流に起因する冷房能力も未然に回避するように、次のような液圧制御動作を行う。

【0055】

図5に示す例の共存運転中には、図4の例と同様に、高圧側圧力センサ（Ps1）と液側圧力センサ（Ps3）とによって、高圧側と液管側の圧力差 $\Delta P1$ が求められる。更に、この共存運転では、低圧側圧力センサ（Ps2）が、圧縮機（21）の吸入側の低圧冷媒の圧力を検出する。そして、液側圧力センサ（Ps3）の検出圧力と低圧側圧力センサ（Ps2）の検出圧力との差によって、液管（15）の冷媒と低圧冷媒との圧力差 $\Delta P2$ が求められる。

10

【0056】

膨張弁制御手段（17）は、高圧側と液管側との圧力差 $\Delta P1$ が所定の目標値よりも大きくなり、且つ液管側と低圧側の圧力差 $\Delta P2$ が所定の目標値よりも大きくなるように、室外膨張弁（23）の開度を調節する。なお、各目標値は、室内温度や室外温度、室内の設定温度、各室内ユニット（30,40,50）の稼働状況、圧縮機（21）の運転周波数等に基づいて可変な値となっている。

【0057】

まず、上述した理由により高圧冷媒と液管（15）の冷媒の圧力差が小さくなり、高圧側と液管側の圧力差 $\Delta P1$ が所定値以下となると、膨張弁制御手段（17）は、室外膨張弁（23）の開度を小さくする。その結果、圧力差 $\Delta P1$ が確保され、室外熱交換器（22）と第1室内熱交換器（31）との間での冷媒の偏流が抑制される。その結果、第1室内熱交換器（31）において十分な冷媒量が確保され、第1室内ユニット（30）の暖房能力不足も解消される。

20

【0058】

一方、このようにして液管（15）と低圧冷媒の圧力差が小さくなり、液管側と低圧側の圧力差 $\Delta P2$ が所定値以下となると、膨張弁制御手段（17）は、室外膨張弁（23）の開度を大きくする。その結果、液管（15）の冷媒の圧力が増大し、圧力差 $\Delta P2$ が確保される。その結果、第2室内熱交換器（41）と第3室内熱交換器（51）との間での冷媒の偏流が抑制される。従って、これらの室内ユニット（40,50）の冷房能力が充分確保される。

30

【0059】

－実施形態1の効果－

上記実施形態1では、上述した第2共存運転中に膨張弁制御手段（17）が、高圧側と液管側の圧力差 $\Delta P1$ を充分確保できるように、室外膨張弁（23）の開度を調節している。このため、上記実施形態1によれば、室外熱交換器（22）と、凝縮器となる室内熱交換器（31,41）との間での冷媒の偏流を未然に回避することができ、これらの室内熱交換器（31,41）の冷媒量を充分確保することができる。従って、各室内ユニット（30,40）の暖房能力の低下を回避でき、この空気調和装置（1）の信頼性を向上できる。

40

【0060】

特に、上述した第2共存運転中には、膨張弁制御手段（17）が、高圧側と液管側との圧力差 $\Delta P1$ を確保しつつ、更に液管側と低圧側との圧力差 $\Delta P2$ も確保するように、室外膨張弁（23）の開度を調節している。このため、上記実施形態1によれば、室外熱交換器（22）と、凝縮器となる室内熱交換器（31）との間での冷媒の偏流を回避すると同時に、蒸発器となる各室内熱交換器（41,51）との間での冷媒の偏流も回避することができる。従って、各室内ユニット（30,40,50）の暖房能力や冷房能力の低下を回避でき、この空気調和装置（1）の信頼性を向上できる。

【0061】

《実施形態1の変形例》

上記実施形態1については、以下のような構成としてもよい。

50

【0062】

高圧側と液管側との圧力差を示す指標を検出する高圧側圧力検知手段として、例えば図6に示すように、高圧側圧力センサ（Ps1）と液側温度センサ（Ts7）とを用いるようにしても良い。高圧側圧力センサ（Ps1）は、共存運転中の室外熱交換器（22）の冷媒の凝縮温度を検出するための凝縮温度検知手段を構成している。即ち、高圧側圧力センサ（Ps1）の検出圧力の相当飽和温度を算出することで、室外熱交換器（22）の凝縮温度が求められることになる。なお、室外熱交換器（22）の凝縮温度を求める方法として、室外熱交換器（22）の伝熱管途中の冷媒温度を直接検出するようにしても良い。

【0063】

一方、共存運転中の液管（15）では、室外膨張弁（23）を通過後の冷媒が流れることになる。この冷媒は、室外膨張弁（23）で所定圧力まで減圧されているため、気液二相状態となっている。液側温度センサ（Ts7）は、液管（15）における気液二相状態の冷媒の温度を検出する。

【0064】

室外熱交換器（22）の凝縮温度は、高圧冷媒の圧力変化に対応して変化するものである。一方、液管（15）の冷媒の温度は、液管（15）の圧力変化に対応して変化するものである。従って、上記凝縮温度と液管（15）の冷媒温度の差 $\Delta T1$ を求めることで、高圧側と液管側との圧力差を把握することができる。共存運転中においては、膨張弁制御手段（17）が、上記温度差 $\Delta T1$ が、所定の目標値よりも大きくなるように室外膨張弁（23）の開度を調節する。その結果、高圧側と液管側との圧力差が確保され、上述したような冷媒の偏流が回避される。

【0065】

液管側と低圧側との圧力差を示す指標を検出する低圧側圧力検知手段として、液側温度センサ（Ts7）と、各室内ユニット（30,40,50）に設けられる第1温度センサ（Ts1）や第3温度センサ（Ts3）や第5温度センサ（Ts5）を用いるようにしても良い。即ち、例えば上述した図5の共存運転においては、冷房を行う第2室内ユニット（40）や第3室内ユニット（50）において、各室内膨張弁（42,52）で低圧まで減圧された冷媒が、各室内熱交換器（41,51）にそれぞれ流入する。この場合、第3温度センサ（Ts3）で第2室内熱交換器（41）へ流入する冷媒の温度を検出することで、第2室内熱交換器（41）の冷媒の蒸発温度を求めることができる。同様に、第5温度センサ（Ts5）で第3室内熱交換器（51）へ流入する冷媒の温度を検出することで、第3室内熱交換器（51）の冷媒の蒸発温度を求めることができる。以上のように、第1温度センサ（Ts1）、第3温度センサ（Ts3）、及び第5温度センサ（Ts5）は、共存運転中に蒸発器となる熱交換器の冷媒の蒸発温度を検出するための蒸発温度検知手段を構成している。なお、このような蒸発温度検知手段として、上記実施形態1や2で述べた低圧側圧力センサ（Ps2）を用いるようにしても良い。即ち、低圧側圧力センサ（Ps2）の検出圧力の相当飽和温度を求めて、蒸発器となる熱交換器の蒸発温度を検出するようにしても良い。

【0066】

これらの室内熱交換器（41,51）の冷媒の蒸発温度は、低圧冷媒の圧力変化に対応して変化するものである。従って、液管（15）の冷媒温度と上記蒸発温度との差 $\Delta T2$ を求めることで、液管側と低圧側との圧力差を把握することができる。共存運転中においては、膨張弁制御手段（17）が、上記温度差 $\Delta T2$ が、所定の目標値よりも大きくなるように室外膨張弁（23）の開度を調節する。その結果、液管側と低圧側との圧力差が確保され、上述したような冷媒の偏流が回避される。

【0067】

〈過冷却熱交換器を付与した変形例〉

図7に示すように、室外ユニット（20）に過冷却熱交換器（28）を付与する構成としても良い。この例の冷媒回路（10）には、液管（15）から分岐して圧縮機（21）の吸入側と繋がるインジェクション管（19）が設けられている。このインジェクション管（19）は、

開度が調節可能な減圧弁（19a）を有している。過冷却熱交換器（28）は、液管（15）と減圧弁（19a）の下流側のインジェクション管（19）とに跨って配置されている。つまり、過冷却熱交換器（28）は、共存運転中において、液管（15）を流れる冷媒と、インジェクション管（19）における減圧弁（19a）の通過後の冷媒とを熱交換させる。この過冷却熱交換器（28）は、共存運転中に室外膨張弁（23）を通過した冷媒を冷却するための冷却手段を構成している。なお、この冷却手段として、本変形例以外の冷却手段を用いるようにしても良い。

【0068】

また、液管（15）には、共存運転中の過冷却熱交換器（28）の流入側に第1液側温度センサ（Ts7）が設けられ、その流出側に第2液側温度センサ（Ts8）が設けられている。各液側温度センサ（Ts7,Ts8）は、過冷却熱交換器（28）の流入前及び流出後の冷媒の温度差を検出するための温度差検知手段を構成している。また、この例のコントローラ（16）には、共存運転中において、各液側温度センサ（Ts7,Ts8）の検出温度差が所定値よりも大きくなるように上記減圧弁（19a）の開度を調節するインジェクション量制御手段（18）が設けられている。

【0069】

この変形例の空気調和装置（1）では、上述した共存運転中において、液管（15）から低圧側へ流れる冷媒が、気液二相状態とならないように減圧弁（19a）の開度が調節される。即ち、例えば上述の図4に示す共存運転において、膨張弁制御手段（17）が室外膨張弁（23）の開度を所定の目標範囲とすると、室外膨張弁（23）で減圧された冷媒は、気液二相状態となる。このように気液二相状態となった冷媒が、そのままの状態第3室内ユニット（50）へ流入して第3室内膨張弁（52）を通過すると、冷媒が液状態である場合と比較して、膨張弁通過時の騒音が大きくなってしまふ。そこで、本変形例の共存運転では、このような騒音を抑制するように、液管（15）を流れる冷媒を過冷却熱交換器（28）で冷却するようにしている。

【0070】

具体的には、例えば図4と同様の共存運転について本変形例を適用した図8に示すように、室外熱交換器（22）で凝縮して室外膨張弁（23）で減圧された冷媒は、気液二相状態となって液管（15）へ流入する。この冷媒は、一部がインジェクション管（19）に分流する。インジェクション管（19）へ流入した冷媒は、減圧弁（19a）で減圧されて過冷却熱交換器（28）を通過する。ここで、過冷却熱交換器（28）では、液管（15）を流れる気液二相状態の冷媒と、インジェクション管（19）を流れる低圧の冷媒との間で熱交換が行われる。即ち、過冷却熱交換器（28）では、インジェクション管（19）を流れる冷媒が、液管（15）を流れる冷媒から吸熱して蒸発する。その結果、液管（15）側の冷媒は冷却されることになる。この際、インジェクション管（19）の減圧弁（19a）は、液管（15）における過冷却熱交換器（28）の前後での冷媒の温度差、即ち所定の過冷却度を確保するように開度が調節される。従って、この変形例では、液管（15）において過冷却熱交換器（28）を通過した冷媒が、確実に液状態となる。

【0071】

以上のようにして液状態となった冷媒は、低圧側となる第3室内ユニット（50）へ送られる。第3室内ユニット（50）では、液状態の冷媒が第3室内膨張弁（52）を通過することとなるため、この冷媒が気液二相状態である場合と比較して、膨張弁通過時の騒音が低減される。

【0072】

《その他の実施形態》

上述した各実施形態及び各変形例については、以下のような構成としても良い。

【0073】

上記各実施形態で述べた室内ユニットや室外ユニットの台数は、あくまで一例である。即ち、室内ユニットや室外ユニットの数量を更に多くして空気調和装置を構成するようにしても良い。

【産業上の利用可能性】

【0074】

以上説明したように、本発明は、複数の熱交換器を有する冷媒回路を備えた空気調和装置に関し、特に各熱交換器へ流れる冷媒の偏流対策について有用である。

【図面の簡単な説明】

【0075】

【図1】本発明の実施形態1に係る空気調和装置の冷媒回路の配管系統図である。

【図2】本発明の実施形態1に係る空気調和装置について、全部暖房運転における冷媒の流れを説明するための冷媒回路の配管系統図である。

【図3】本発明の実施形態1に係る空気調和装置について、全部冷房運転における冷媒の流れを説明するための冷媒回路の配管系統図である。 10

【図4】本発明の実施形態1に係る空気調和装置について、暖房／冷房動時運転における参考例となる第1の共存運転の冷媒の流れを説明するための冷媒回路の配管系統図である。

【図5】本発明の実施形態1に係る空気調和装置について、暖房／冷房動時運転における第2の共存運転の冷媒の流れを説明するための冷媒回路の配管系統図である。

【図6】本発明の各実施形態に係る空気調和装置の第1の変形例の冷媒回路の配管系統図である。

【図7】本発明の各実施形態に係る空気調和装置の第2の変形例の冷媒回路の配管系統図である。 20

【図8】本発明の各実施形態に係る空気調和装置の第2の変形例について、共存運転の冷媒の流れを説明するための冷媒回路の配管系統図である。

【図9】従来例の空気調和装置の冷媒回路の配管系統図である。

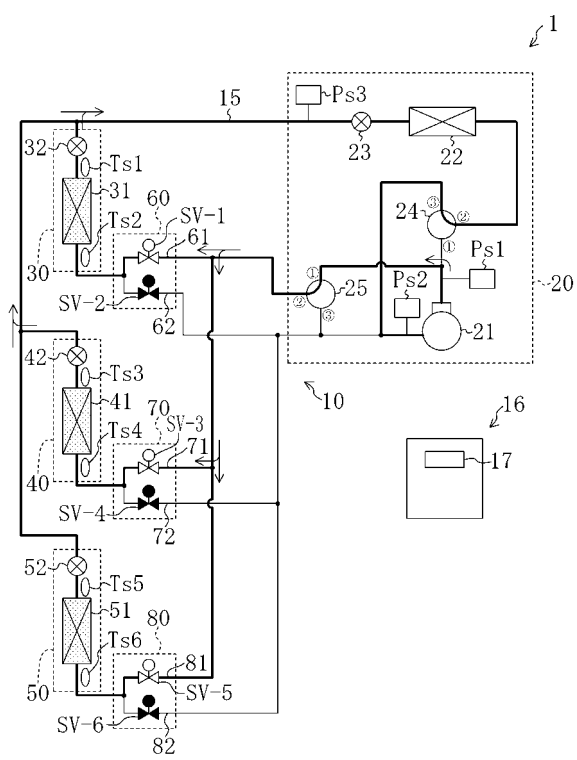
【図10】従来例の空気調和装置の共存運転における冷媒の流れを説明するための冷媒回路の配管系統図である。

【符号の説明】

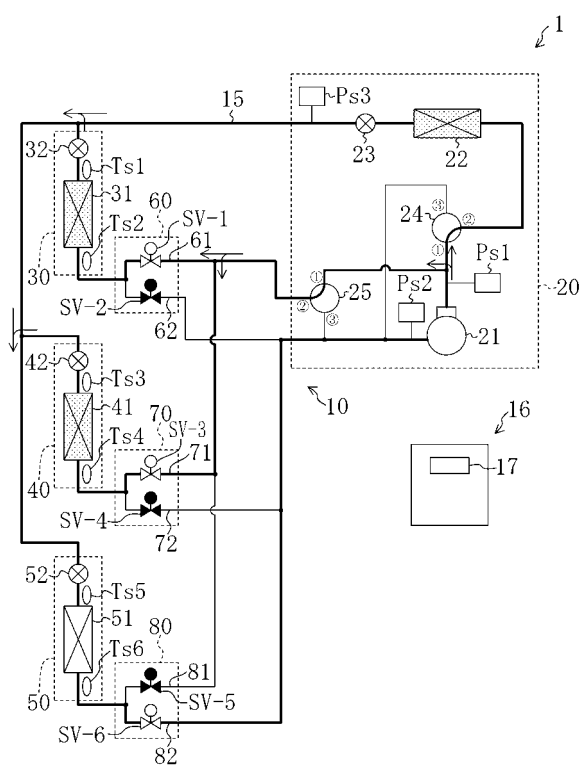
【0076】

1	空気調和装置	
10	冷媒回路	
15	液管	30
17	液圧制御手段	
18	インジェクション量制御手段	
19	インジェクション管	
19a	減圧弁	
20	室外ユニット	
21	圧縮機	
22	室外熱交換器	
23	室外膨張弁	
24,25	第1、第2三方弁（切換機構）	
28	過冷却熱交換器（冷却手段）	40
30,40,50	室内ユニット	
31,41,51	室内熱交換器	
32,42,52	室内膨張弁	
SV	電磁弁（切換機構）	
Ps1	高圧側圧力センサ（凝縮温度検知手段）	
Ps2	液側圧力センサ	
Ps3	低圧側圧力センサ（蒸発温度検知手段）	
Ts7	液側温度センサ	

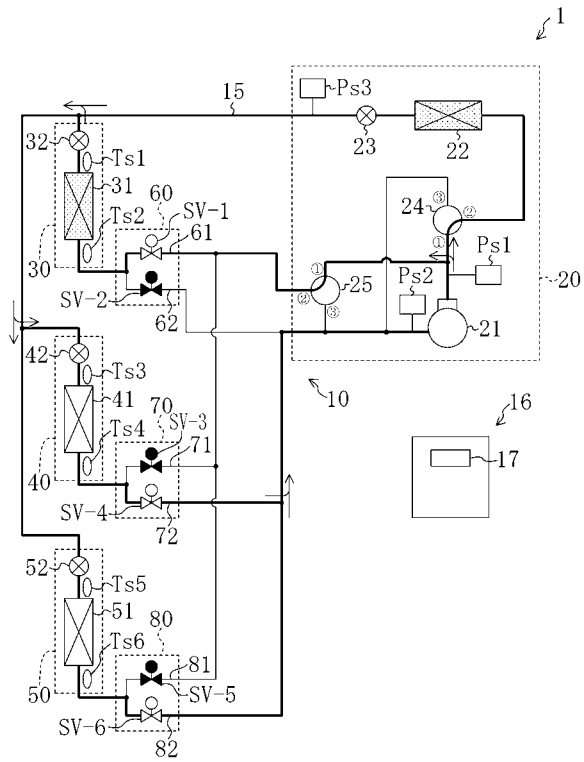
【図 2】



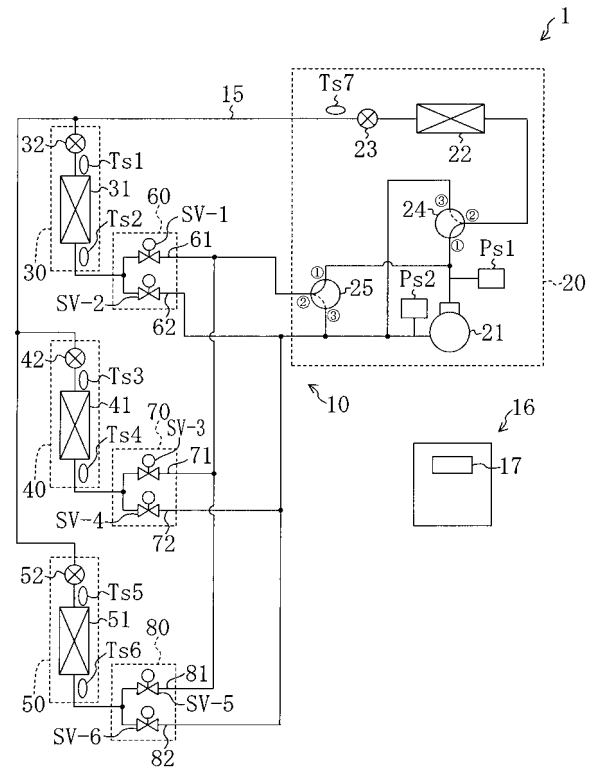
【図 4】



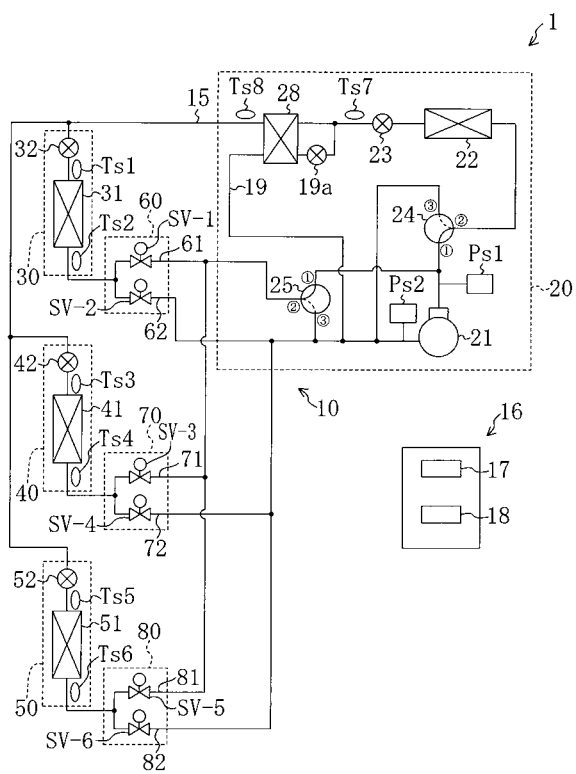
【図 5】



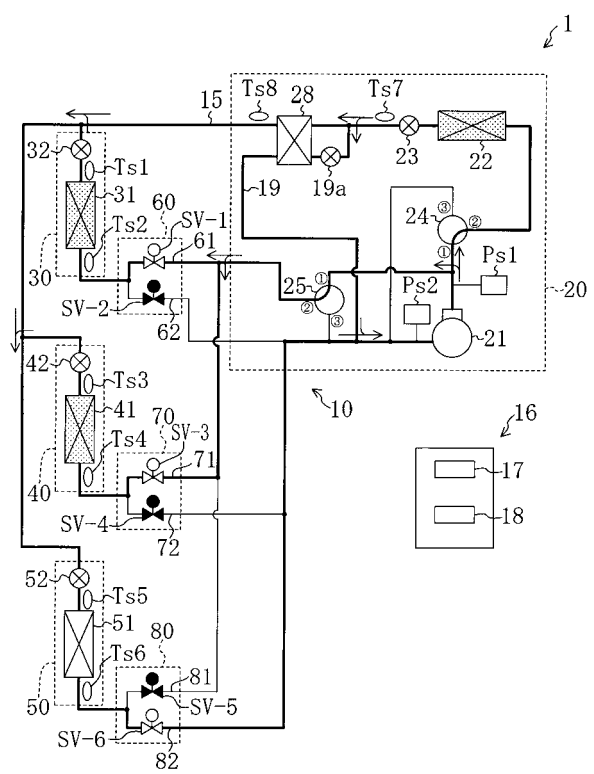
【図 6】



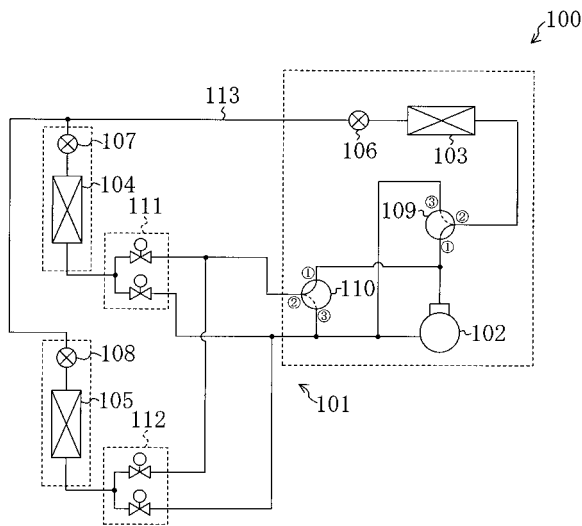
【図 7】



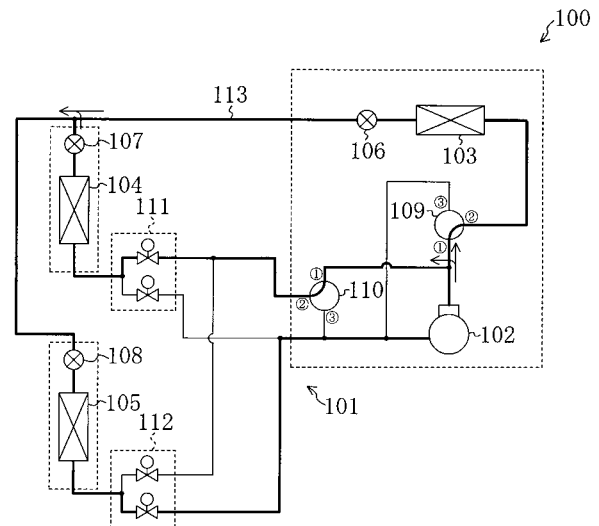
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(74)代理人 100117581

弁理士 二宮 克也

(74)代理人 100117710

弁理士 原田 智雄

(74)代理人 100121728

弁理士 井関 勝守

(74)代理人 100124671

弁理士 関 啓

(74)代理人 100131060

弁理士 杉浦 靖也

(72)発明者 河野 聡

大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内

(72)発明者 松岡 慎也

大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内

審査官 藤原 直欣

(56)参考文献 特開平05-332630 (JP, A)

特開2006-250479 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F24F 11/02

F25B 13/00