

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2013年10月3日(03.10.2013)



(10) 国際公開番号
WO 2013/144996 A1

- (51) 国際特許分類:
F25B 13/00 (2006.01) F25B 29/00 (2006.01)
F25B 1/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/002100
- (22) 国際出願日: 2012年3月27日(27.03.2012)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 三菱電機株式会社 (Mitsubishi Electric Corporation) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 高山 啓輔 (TAKAYAMA, Keisuke) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 森本 修 (MORIMOTO, Osamu) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 嶋本大祐 (SHIMAMOTO, Daisuke) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 野本 宗 (NOMOTO, So) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 小林 久夫, 外 (KOBAYASHI, Hisao et al.); 〒1050001 東京都港区虎ノ門一丁目19番10号第6セントラルビル特許業務法人きさ特許商標事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE,

[続葉有]

(54) Title: AIR CONDITIONING DEVICE

(54) 発明の名称: 空気調和装置

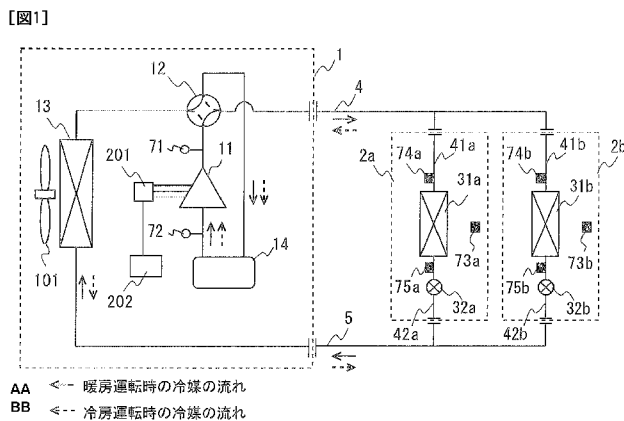
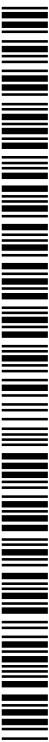


FIG. 1:
AA Flow of refrigerant during heating operation
BB Flow of refrigerant during cooling operation

(57) Abstract: An air conditioning device is provided with the following: a compressor (11); an indoor heat exchanger (13) that functions as a condenser or an evaporator; indoor heat exchangers (31a, 31b) that function as a condenser or an evaporator; a plurality of expansion valves (32a, 32b) that are provided corresponding to the indoor heat exchangers (31a, 31b) and that adjust the flow rate of a refrigerant flowing to the indoor heat exchangers (31a, 31b); and control devices (202, 203) that control the operation capacity of the compressor (11) and the opening degree of the plurality of expansion devices. When increasing the heat exchanging capability of the indoor heat exchanger (31b), the control devices increase the operation capacity of the compressor (11) and control the opening degree of the expansion valve (32a) corresponding to the indoor heat exchanger (31a) to reduce the flow rate of the refrigerant flowing to the indoor heat exchanger (31a).

(57) 要約: 空気調和装置は、圧縮機11と、凝縮器又は蒸発器として機能する室内熱交換器13と、凝縮器又は蒸発器として機能する室内熱交換器31a、31bと、室内熱交換器31a、31bに対応する複数の膨張弁32a、32bと、圧縮機11の運転容量及び複数の膨張装置の開度を制御する制御装置(202、203)と、を備えている。室内熱交換器31bの熱交換能力を増大させる際、制御装置は、圧縮機11の運転容量を大きくすると共に、室内熱交換器31aに対応する膨張弁32aの開度を制御して、室内熱交換器31aに流れる冷媒の流量を減少させる。

応して設けられ、室内熱交換器31a、31bに流れる冷媒の流量を調整する複数の膨張弁32a、32bと、圧縮機11の運転容量及び複数の膨張装置の開度を制御する制御装置(202、203)と、を備えている。室内熱交換器31bの熱交換能力を増大させる際、制御装置は、圧縮機11の運転容量を大きくすると共に、室内熱交換器31aに対応する膨張弁32aの開度を制御して、室内熱交換器31aに流れる冷媒の流量を減少させる。



WO 2013/144996 A1

ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, 添付公開書類:
MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, — 國際調查報告 (條約第 21 條(3))
SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ,
GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

明 細 書

発明の名称： 空気調和装置

技術分野

[0001] 本発明は、例えばビル用マルチエアコンなどに用いる多室形空気調和装置に関するものである。

背景技術

[0002] 一般的に用いられる多室形ヒートポンプ式の冷凍サイクル回路を備える空気調和装置は、室外機として圧縮機、四方弁、室外熱交換器を備え、複数の室内ユニットとして、それぞれに膨張弁、室内熱交換器を備えている。これら構成部品は順次冷媒管を介して連通され、ヒートポンプ式の冷凍サイクルが構成される。すなわち、室内ユニットを並列構成としており、冷房運転と暖房運転との切換えで、所定の冷凍サイクル回路を構成する。

[0003] このような多室形空気調和装置では、暖房運転であれば室内熱交換器の凝縮温度を目標値にして、圧縮機の運転容量を調整することで、冷凍サイクル回路全体の冷媒流量を調整している。また、各室内ユニットでは、室内熱交換器の過冷却度を目標値にして、膨張弁の開度を調整することで、室内熱交換器の冷媒流量を調整している。すなわち、室内熱交換器は暖房運転であればある程度決められた範囲で凝縮圧力と過冷却度を調整することで、室内ユニットの負荷に対して所定の暖房能力を発揮するように容量が設計されている。冷房運転であればある程度決められた範囲で蒸発圧力と過熱度を調整している。

[0004] また、複数の室内ユニットが同じ室内に配備されている空気調和装置においては、検知された冷媒回路の空調負荷が冷媒回路について予め設定されている定格暖房能力より大きい場合、いずれかの室内ユニットについて、空調能力セーブ運転を実施する空気調和装置が提案されている。（例えば、特許文献1参照）。この空気調和装置は、暖房運転時に圧縮機の容量が最大容量に達しているか否かを判断する。また、最大値に達していると判断した場合

、高圧飽和温度の目標値から演算高圧飽和温度を引いた値に基づいて、暖房負荷に対するシステム全体の能力の過不足を判断する。そして、システム全体の能力が不足気味の場合、優先順位の低い順番に過冷却度（サブクール）目標値を大きい値に設定変更し、暖房能力セーブ運転を行っている。冷房運転時は過熱度（スーパーヒート）目標値を大きい値に設定変更している。

[0005] また、冷暖同時運転が可能な空気調和装置として、空調用の熱源機に対し、室内ユニットと並列に利用水の加熱が可能な水温調節機が接続された空気調和装置が提案されている（例えば、特許文献2参照）。この空気調和装置は、暖房と水加温運転を同時に行う場合、高圧圧力が予め設定されている所定圧力未満の圧力になっていること検知した場合、空調側の能力不足と判断する。そして、水利用側冷媒流量制御装置の開度を所定の最小開度まで閉じて室内空調を優先させる制御を行っている。また、所定圧力以上の高圧圧力を検知した場合は、水利用側冷媒流量制御装置の開度を所定開度まで開いて室内空調と同時に水加温運転を可能にしている。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開2007-271112号公報

特許文献2：特開平8-261599号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 特許文献1のような従来の空気調和装置では、室内ユニットの凝縮温度（高圧飽和温度）が目標値よりも低いときに、優先順位の低い室内ユニットの冷媒流量を小さくして、凝縮温度を目標値に近づけるような制御を行っている。この制御により、優先順位の高い室内ユニットは、当該制御前に設定されていた空調能力を発揮できるようになるものの、当該制御は優先順位の高い室内ユニットの空調能力を大きくするものではない。また、特許文献2のような従来の空気調和装置も、凝縮温度（高圧圧力）が所定圧力未満のとき

に、優先順位の低い水温調節機の冷媒流量を小さくして、凝縮温度を所定圧力に近づけるような制御を行っている。この制御においても、特許文献1に開示された制御と同様に、優先順位の高い室内ユニットは、当該制御前に設定されていた空調能力を発揮できるようになるものの、当該制御は優先順位の高い室内ユニットの空調能力を大きくするものではない。

[0008] つまり、従来の空気調和装置では、優先順位の低い室内ユニットの冷媒流量を制御する減圧装置を調整して、優先順位の高い室内ユニットの空調能力を維持しているが、減圧装置を調整するのみでは、優先順位の高い室内ユニットの空調能力を大きくすることができないという課題があった。

換言すると、従来の空気調和装置では、優先順位の低い利用側熱交換器の冷媒流量を制御する減圧装置を調整して、優先順位の高い利用側熱交換器の熱交換能力を維持しているが、減圧装置を調整するのみでは、優先順位の高い利用側熱交換器の熱交換能力を大きくすることができないという課題があった。

[0009] また、例えば冷媒と水などの熱媒体との間で熱交換を行い、熱媒体を加熱又は冷却する複数の熱媒体間熱交換器と、熱媒体を循環させて室内空間を冷暖房する間接式室内熱交換器と、を備えた空気調和装置が従来より提案されている。このような空気調和装置においては、熱媒体間熱交換器の一部を凝縮器、残りの一部を蒸発器として、冷温水混在モードを実施可能なものもある。この冷温水混在モードを実施可能な従来の空気調和装置においては、全間接式室内熱交換器が暖房運転に用いられる場合に必要な能力は、全熱媒体熱交換器が凝縮器として機能する場合に満たされるように設計されている。このため、冷温水混在モードを実施可能な従来の空気調和装置が冷温水混在モードで運転する際には、間接式室内熱交換器が収容されている間接式室内ユニットの暖房負荷が十分に大きい場合、凝縮器として機能する熱媒体間熱交換器の伝熱面積が暖房負荷に対して小さいため、凝縮温度を所定の範囲に調整して膨張装置を調整するのみでは暖房負荷に対して熱媒体を十分に加熱できないという課題があった。また、暖房に係る熱媒体を送出するポンプの

熱媒体送出流量が不足して、間接式室内ユニットの暖房能力が低下するという課題があった。

[0010] 本発明は、上記のような課題の少なくとも1つを解決するためになされたものであり、一部の利用側熱交換器の熱交換能力を優先して運転する際、当該利用側熱交換器の熱交換能力を大きくすることが可能な空気調和装置を得ることを目的とする。

課題を解決するための手段

[0011] 本発明に係る空気調和装置は、圧縮機と、凝縮器又は蒸発器として機能する熱源側熱交換器と、凝縮器又は蒸発器として機能する複数の利用側熱交換器と、前記利用側熱交換器に対応して設けられ、前記利用側熱交換器に流れる冷媒の流量を調整する複数の膨張装置と、前記圧縮機の運転容量及び複数の前記膨張装置の開度を制御する制御装置と、を備え、複数の前記利用側熱交換器の一部の熱交換能力を増大させる際（以下、熱交換能力を増大させる前記利用側熱交換器を第1の利用側熱交換器と称する）、前記制御装置は、前記圧縮機の運転容量を大きくすると共に、前記第1の利用側熱交換器以外の前記利用側熱交換器であって、前記第1の利用側熱交換器と同じ機能を果たす前記利用側熱交換器（以下、第2の利用側熱交換器と称する）の少なくとも1つに対して、当該第2の利用側熱交換器に対応する前記膨張装置の開度を制御して、当該第2の利用側熱交換器に流れる冷媒の流量を減少させるものである。

発明の効果

[0012] 本発明の空気調和装置は、第1の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際、圧縮機の運転容量を大きくするとともに、第2の利用側熱交換器においては冷媒流量を減少させる。このため、例えば第1の利用側熱交換器を暖房用に用いる場合には第1の利用側熱交換器を流れる冷媒の凝縮飽和温度を高くでき、例えば第1の利用側熱交換器を冷房用に用いる場合には第1の利用側熱交換器を流れる冷媒の蒸発飽和温度を低くできる。そして、この際に、第2の利用側熱交換器の熱交換能力が過大となるのを抑制することができ

る。したがって、第 1 の利用側熱交換器の熱交換能力を優先して運転する際、当該第 1 の利用側熱交換器の熱交換能力を大きくすることができる。

図面の簡単な説明

- [0013] [図1]本発明の実施の形態 1 に係る空気調和装置の冷媒回路図である。
[図2]本発明の実施の形態 1 に係る空気調和装置の制御回路図である。
[図3]本発明の実施の形態 1 に係る空気調和装置の暖房能力増大制御を示すフローチャートである。
[図4]本発明の実施の形態 2 に係る空気調和装置の冷媒回路図である。
[図5]本発明の実施の形態 2 に係る空気調和装置の暖房主体運転を示す冷媒回路図である。
[図6]本発明の実施の形態 2 に係る空気調和装置の冷房主体運転を示す冷媒回路図である。
[図7]本発明の実施の形態 2 に係る空気調和装置の能力増大制御を示すフローチャートである。
[図8]本発明の実施の形態 3 に係る空気調和装置の冷媒回路図である。
[図9]本発明の実施の形態 3 に係る空気調和装置の制御回路図である。
[図10]本発明の実施の形態 3 に係る空気調和装置の冷温水混在モードを示す冷媒回路図である。
[図11]本発明の実施の形態 3 に係る空気調和装置の能力増大制御を示すフローチャートである。

発明を実施するための形態

- [0014] 実施の形態 1.

図 1 は、本発明の実施の形態 1 に係る空気調和装置の冷媒回路図である。なお、以下の説明では、同一構成を区別して記載する必要がある場合等、符号の末尾にアルファベットを付して記載することがある。本実施の形態 1 の空気調和装置は、圧縮機 1 1、冷媒流路切替装置である四方弁 1 2、熱源側熱交換器である室外熱交換器 1 3、アキュムレータ 1 4、利用側熱交換器である複数の室内熱交換器 3 1、各室内熱交換器 3 1 に対応して設けられた複

数の膨張弁 32（膨張装置）を配管接続して冷凍サイクル回路を構成している。

[0015] 詳しくは、圧縮機 11 は、吸入した冷媒を加圧して吐出する（送り出す）ものである。冷媒流路切替装置となる四方弁 12 は、圧縮機 11 の吐出側に設けられるものであり、冷媒の経路を切り替えるものである。なお、四方弁 12 は、後述する室外コントローラ 202 の指示に基づいて、冷暖房に係る運転モードに対応した弁の切り替えを行う。本実施の形態 1 では、冷房運転時と、暖房運転時とによって冷媒経路が切り替わるようにする。

[0016] 室外熱交換器 13 は、例えば、冷媒を通過させる伝熱管及びその伝熱管を流れる冷媒と外気との間の伝熱面積を大きくするためのフィン（図示せず）と空気を搬送するファン 101 を有し、冷媒と空気（外気）との熱交換を行うものである。例えば、室外熱交換器 13 は、暖房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させてガス（気体）化させる。一方、室外熱交換器 13 は、冷房運転時には凝縮器又はガスクーラ（以下では凝縮器とする）として機能し、冷媒を凝縮させて液化させる。場合によっては、完全にガス化、液化させず、液体とガスとの二相混合（気液二相冷媒）の状態にすることもある。

[0017] 室内熱交換器 31 は、例えば、冷媒を通過させる伝熱管及びその伝熱管を流れる冷媒と外気との間の伝熱面積を大きくするためのフィン（図示せず）と空気を搬送するファン（図示せず）を有し、冷媒と空気（室内）との熱交換を行うものである。例えば、室内熱交換器 31 は、暖房運転時には凝縮器又はガスクーラ（以下では凝縮器とする）として機能し、冷媒を凝縮させて液化する。一方、室内熱交換器 31 は、冷房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させてガス（気体）化させる。場合によっては、完全にガス化、液化させず、液体とガスとの二相混合（気液二相冷媒）の状態にすることもある。

[0018] 例えば電子式膨張弁等の膨張弁 32 は、冷媒流量を調整することにより冷媒を減圧させる。アキュムレータ 14 は冷凍サイクル回路中の過剰な冷媒を

貯留したり、圧縮機 1 1 に冷媒液が多量に戻って圧縮機 1 1 が破損したりするのを防止する働きがある。

[0019] また、この冷凍サイクル回路には、各種の圧力センサや温度センサが設けられている。

冷媒圧力検出手段である圧力センサ 7 1 は、圧縮機 1 1 の吐出側と四方弁 1 2 の間に設置され吐出圧力（圧縮機 1 1 が吐出する冷媒の圧力）を検知する。圧力センサ 7 2 は、アキュムレータ 1 4 と圧縮機 1 1 の間に設置され吸入圧力（圧縮機 1 1 が吸入する冷媒の圧力）を検知する。ただし、圧力センサ 7 1、圧力センサ 7 2 は、それぞれ圧縮機 1 1 の吐出圧力、吸入圧力が検知できる場所であればこの限りではない。冷媒温度検出手段である温度センサ 7 4 は、四方弁 1 2 と室内熱交換器 3 1 を接続するガス枝管 4 1 に設置され、室内熱交換器 3 1 のガス側温度を検知する。温度センサ 7 5 は、各室内ユニットの室内熱交換器 3 1 と膨張弁 3 2 の間に設置され室内熱交換器 3 1 の液側温度を検知する。温度センサ 7 3 は、室内熱交換器 3 1（換言すると、後述する各室内ユニット 2）の吸込空気温度を検知する。

[0020] 本実施の形態 1 では、圧縮機 1 1、四方弁 1 2、室外熱交換器 1 3、アキュムレータ 1 4 を、熱源機である室外機 1 の中に収容している。室内熱交換器 3 1、膨張弁 3 2 を、室内ユニット 2 に収容している。そして、室内ユニット 2 は、冷媒配管であるガス管 4 及びガス枝管 4 1 と液管 5 及び液枝管 4 2 とによって、室外機 1 に並列接続されている。

なお、図 1 では室内ユニット 2 が 2 台の場合を示しているが、室内ユニット 2 の台数は、2 台以上であれば任意である。

[0021] また、室外機 1 には、室外機 1 の制御と空気調和装置全体の制御を統制する室外コントローラ 2 0 2 も収容されている。また、この室内ユニット 2 には、室内ユニットを制御する室内コントローラ 2 0 3 も収容されている（後述の図 2 参照）。

ここで、室外コントローラ 2 0 2 及び室内コントローラ 2 0 3 が、本発明の制御装置に相当する。なお、本実施の形態 1 では制御装置を室外コントロ

ーラ 202 及び室内コントローラ 203 に分割して構成しているが、これらを一体として構成しても勿論よい。

[0022] 図 2 は、本発明の実施の形態 1 に係る空気調和装置の制御回路図である。図 2 に示すように、室外コントローラ 202 には、インバータ回路 201 が接続されている。この室外コントローラ 202 は、マイクロコンピュータ及びその周辺回路等からなる。また、インバータ回路 201 は、室外コントローラ 202 の指令に応じた運転周波数（及び電圧）の交流電力を圧縮機 11 のモータに出力するものである。なお、室外コントローラ 202 は、圧力センサ 71, 72 が検知する検知圧力に応じて、インバータ回路 201 に指令する運転周波数（つまり、圧縮機 11 の回転数）を決定する。この決定方法の詳細については後述する。

[0023] 室内コントローラ 203 のそれぞれには、弁駆動回路 205 が接続される。この室内コントローラ 203 は、マイクロコンピュータ及びその周辺回路からなり、各種制御指令をシリアル信号にて前記室外コントローラ 202 から供給されるようになっている。また、弁駆動回路 205 は、それぞれ室内コントローラ 203 の指令に応じて前記膨張弁 32 の開度をそれぞれ設定するものである。なお、室内コントローラ 203 は、操作部 204 からの要求内容や温度センサ 73～75 の検知温度に応じて、前記膨張弁 32 の開度を決定する。この決定方法の詳細については後述する。

[0024] 上述のように構成された空気調和装置に用いられる冷媒としては、例えば、R-22、R-134a 等の単一冷媒、R-410A、R-404A 等の擬似共沸混合冷媒、R-407C 等の非共沸混合冷媒、化学式内に二重結合を含む、 $CF_3CF=CH_2$ 等の地球温暖化係数が比較的小さい値とされている冷媒やその混合物、あるいは CO_2 やプロパン等の自然冷媒を用いることができる。

[0025] <運転モード>

続いて、各運転モードにおける空気調和装置の動作について、冷媒の流れに基づいて説明する。ここで、冷凍サイクル回路等における圧力の高低につ

いては、基準となる圧力との関係により定まるものではなく、圧縮機 1 1 の圧縮、膨張弁 3 2 等の冷媒流量制御等によりできる相対的な圧力として高圧、低圧として表すものとする。また、温度の高低についても同様であるものとする。

[0026] (暖房運転)

室内ユニット 2 が室内空間を加熱する暖房運転を説明する。暖房運転においては、冷凍サイクル回路内の冷媒は、図 1 の実線矢印のように流れる。つまり、室外機 1 において、圧縮機 1 1 に吸入された冷媒は圧縮され、高圧のガス冷媒として吐出される。圧縮機 1 1 を出た冷媒は、四方弁 1 2 を流れ、さらにガス管 4、ガス枝管 4 1 を通って各室内ユニット 2 に流入する。

[0027] 室内ユニット 2 に流入したガス冷媒は室内熱交換器 3 1 に流入する。室内熱交換器 3 1 は冷媒に対して凝縮器として機能するため、室内熱交換器 3 1 を通過する冷媒は、熱交換対象となる空気を加熱して液化する（空気に放熱する）。これによって、室内空間は暖房される。室内熱交換器 3 1 を流出した液冷媒は、膨張弁 3 2 により減圧され、低温低圧の気液二相冷媒となる。低温低圧の冷媒は室内ユニット 2 を流出して、液枝管 4 2、液管 5 を通って室外機 1 へ戻る。

[0028] 室外機 1 に流入した冷媒は、室外熱交換器 1 3 に流入して空気と熱交換することで蒸発し、ガス冷媒もしくは気液二相冷媒で流出する。蒸発した冷媒は、四方弁 1 2、アキュムレータ 1 4 を介して再度圧縮機 1 1 へ吸い込まれる。

[0029] (冷房運転)

次に、室内ユニット 2 が室内空間を冷却する冷房運転を説明する。冷房運転においては、冷凍サイクル回路内の冷媒は、図 1 の破線矢印のように流れる。つまり、室外機 1 において、圧縮機 1 1 に吸入された冷媒は圧縮され、高圧のガス冷媒として吐出される。圧縮機 1 1 を出た冷媒は、四方弁 1 2 を経て、凝縮器として機能する室外熱交換器 1 3 に流れる。高圧のガス冷媒は、室外熱交換器 1 3 を通過する間にファン 1 0 1 によって搬送される外気と

熱交換して凝縮し、高圧の液冷媒となって流出し、液管5、液枝管42を通過して各室内ユニット2に流入する。

[0030] 室内ユニット2に流入した冷媒は膨張弁32の開度を調整することで膨張し、低温低圧の気液二相冷媒が室内熱交換器31に流入する。室内熱交換器31は冷媒に対して蒸発器として機能するため、室内熱交換器31を通過する冷媒は、熱交換対象となる空気を冷却して（空気から吸熱する）、ガス冷媒となり流出する。これによって、室内空間は冷房される。流出したガス冷媒は、室内ユニット2を出てガス枝管41、ガス管4を通過して、室外機1に戻る。室外機1に流入した冷媒は、四方弁12、アキュムレータ14を介して再度圧縮機11へ吸い込まれる。

[0031] <冷凍サイクル回路のアクチュエータ制御>

続いて、上記のように運転される冷凍サイクル回路に設けられた各種アクチュエータの制御方法について説明する。

[0032] まず、圧縮機11の容量制御（つまり、回転数制御）について説明する。圧縮機11は、室外コントローラ202からの指令により回転数が制御される。具体的には、暖房運転時、室外コントローラ202は、圧力センサ71が検知する吐出圧力が所定の目標値となるように圧縮機11の回転数を制御し、冷凍サイクル全体の冷媒流量を調整する。換言すると、暖房運転時、室外コントローラ202は、冷媒の凝縮飽和温度（以下、単に凝縮温度ともいう）が所定の凝縮飽和温度目標値となるように、圧縮機11の回転数を制御し、冷凍サイクル全体の冷媒流量を調整する。例えば、目標値とする吐出圧力は、冷媒の飽和温度に換算しておよそ50℃程度とする。また、冷房運転時、室外コントローラ202は、圧力センサ72が検知する吸入圧力が所定の目標値となるように圧縮機11の回転数を制御し、冷凍サイクル全体の冷媒流量を調整する。換言すると、冷房運転時、室外コントローラ202は、冷媒の蒸発飽和温度（以下、単に蒸発温度ともいう）が所定の蒸発飽和温度目標値となるように圧縮機11の回転数を制御し、冷凍サイクル全体の冷媒流量を調整する。例えば、目標値とする吸入圧力は、飽和温度に換算してお

よそ0℃程度とする。

[0033] 次に、室内ユニット2の冷媒流量制御について説明する。膨張弁32は、室内コントローラ203からの指令により開度が制御される。具体的には、暖房運転時は室内熱交換器31の過冷却度を目標値にして開度を制御し、各室内ユニット2に流入する冷媒流量を調整する。過冷却度の算出方法は次の通りである。室外機1の圧力センサ71が検知する吐出圧力を、室外コントローラ202において飽和温度である凝縮温度に換算して、各室内ユニットの室内コントローラ203に送信する。室内コントローラ203は、凝縮温度と、温度センサ75が検知する冷媒の液側温度の差から、過冷却度を算出する。このとき、過冷却度はおよそ5度程度とするのが望ましい。冷房運転時は室内熱交換器31の過熱度を目標値にして開度を制御し、各室内ユニット2に流入する冷媒流量を調整する。過冷却度は、室内コントローラ203において、温度センサ74が検知する冷媒のガス側温度と、温度センサ75が検知する冷媒の液側温度の差から算出する。このとき、過熱度はおよそ3度程度とするのが望ましい。

[0034] <室内負荷と冷凍サイクル回路のアクチュエータ制御との関係>

まず、凝縮温度（吐出圧力）と蒸発温度（吸入圧力）の制御について述べる。暖房運転時は、冷媒の凝縮温度をある範囲で制御しており、これによって多室形の空気調和装置のように室内ユニット2の暖房負荷がそれぞれ異なる場合でも、所定の暖房能力を発揮することができる。冷房運転時は、冷媒の蒸発温度をある範囲で制御することで、室内ユニット2の冷房負荷がそれぞれ異なる場合でも、所定の冷房能力を発揮することができる。

[0035] 次に、過冷却度と過熱度の制御について述べる。例えば、ある凝縮温度と過冷却度で室内ユニット2が暖房運転を行っているとする。このとき、室内ユニット2の吸込空気温度が低下、すなわち負荷が増加すると、膨張弁32の開度を変化させずに室内熱交換器31の冷媒流量が一定であれば、室内熱交換器31の熱交換量が増加して冷媒がより多く凝縮するため、過冷却度が大きくなる。このとき、膨張弁32の開度を大きくすると、室内熱交換器3

1において凝縮する冷媒流量が増加するため、過冷却度が小さくなり目標値に近づく。また、室内熱交換器31の熱交換量がより大きくなるため、室内ユニット2の暖房能力をより大きくすることができる。

[0036] 一方で、室内ユニット2の吸込空気温度が上昇、すなわち負荷が減少すると、室内熱交換器31の熱交換量が減少して冷媒がより少なく凝縮するため、過冷却度が小さくなる。このとき、膨張弁32の開度を小さくすると、室内熱交換器31において凝縮する冷媒流量が減少するため、過冷却度が大きくなり目標値に近づく。また、室内熱交換器31の熱交換量がより小さくなるため、室内ユニット2の暖房能力をより小さくすることができる。

以上のように、凝縮温度と過冷却度を制御することで、室内負荷に対して所定の暖房能力を発揮することができる。

[0037] 冷房運転においては、室内ユニット2の吸込空気温度が高く、すなわち負荷が増加すると過熱度が大きくなり、室内ユニット2の吸込空気温度が低く、すなわち負荷が減少すると過熱度が小さくなる。よって、蒸発温度と過熱度を制御することで、室内負荷に対して所定の冷房能力を発揮することができる。

[0038] <一部の室内ユニットの暖房能力増大制御方法>

ここで、ある一部の室内ユニット2から暖房能力増大要求があるとき、つまり、ある一部の室内ユニット2の暖房能力を増大させるときの制御方法について説明する。本実施の形態1では、圧縮機11の運転容量を通常より大きくして、暖房能力増大要求のあった室内ユニット2の暖房能力を設計容量よりも大きくしている。同時に、他の室内ユニット2においては、冷媒流量を抑制し、暖房能力が過大となるのを抑制している。一例として、室内ユニット2bの暖房能力を増大させる場合について、凝縮温度目標値 T_{cm} と過冷却度目標値 SC_m の値を変更するフローを、図3のフローチャートに沿って述べる。ここで、室内熱交換器31bが第1の利用側熱交換器に相当する。室内熱交換器31aが第2の利用側熱交換器に相当する。

[0039] 図3は、本発明の実施の形態1に係る空気調和装置の暖房能力増大制御を

示すフローチャートである。

室内コントローラ203bは、室内ユニット2bの操作部204bから、暖房能力増大要求を受けると、暖房能力優先を室外コントローラ202に送信する。室外コントローラ202は、暖房能力優先を受信すると、図3のフローを開始して、空気調和装置の運転モードを能力優先モードに設定する（ステップS101）。ステップS102において、室外コントローラ202は、凝縮温度目標値 T_{cm} を ΔT_{cm} だけ高くする。このとき、圧縮機11は、凝縮温度 T_c を基に回転数 F が制御されている。このため、回転数 F が回転数最大値 F_{max} 未満であれば、凝縮温度目標値 T_{cm} が高くなると圧縮機11の回転数 F が高くなる。

[0040] ステップS103において、室外コントローラ202は、能力優先以外の室内ユニット2（ここでは室内ユニット2aとする）に、能力抑制モードを送信する。能力抑制モードを受信した室内ユニット2aの室内コントローラ203aは、ステップS104において、室内熱交換器31aの過冷却度目標値 SC_m を ΔSC_m だけ大きくする。このとき、膨張弁32aは、過冷却度 SC の演算値を基に開度 L が制御されているので、過冷却度目標値 SC_m が大きくなると開度 L が小さくなる。つまり、膨張弁32aの過冷却度目標値 SC_m が大きくなると、室内ユニット2a（より詳しくは、室内熱交換器31a）を流れる冷媒の量が減少する。

[0041] 圧縮機11の回転数 F 及び膨張弁32aの開度の変化により、冷凍サイクル回路の運転状態が変化する。このため、ステップS105において、室外コントローラ202は、一定時間経過させる。一定時間は、例えば3分から5分程度である。ステップS106において、室外コントローラ202は、圧縮機11の回転数 F が最大値 F_{max} 未満か否かを判断する。回転数 F が F_{max} 未満であれば（Yes）、ステップS107において、室外コントローラ202は、能力優先の室内ユニット2bに、冷媒流量増加モードを送信する。冷媒流量増加モードを受信した室内コントローラ203bは、ステップS108において、室内熱交換器31bの過冷却度目標値 SC_m を ΔS

C_mだけ小さくする。このとき、膨張弁32bは、過冷却度SCの演算値を基に開度Lが制御されているので、過冷却度目標値SC_mが小さくなると開度Lが大きくなる。つまり、膨張弁32bの過冷却度目標値SC_mが小さくなると、室内ユニット2b（より詳しくは、室内熱交換器31b）を流れる冷媒の量が増大する。この時点で、凝縮温度目標値T_{cm}と過冷却度目標値SC_mの値を変更するフローは終了するが、変更されたT_{cm}とSC_mは、室内ユニット2bの操作部204bから暖房能力優先要求が取り消しされるまで維持される。ステップS106において、回転数FがF_{max}であれば（No）、フローは終了する。

[0042] <暖房能力増大制御の効果>

以上、本実施の形態1のように構成された空気調和装置においては、ステップS102において、凝縮温度目標値T_{cm}を高くするため、圧縮機11の回転数Fは、冷凍サイクルの所定の暖房能力を発揮するための回転数より高くなる。すなわち、冷凍サイクル全体の冷媒流量が増加するため、室内熱交換器31は、暖房能力を所定の能力よりも大きくすることができる。

また、ステップS104において、能力優先以外の室内熱交換器31aでは、過冷却度目標値SC_mを大きくするため、膨張弁32aの開度Lは小さくなる。すなわち、室内熱交換器31aを流れる冷媒流量が減少するため、能力優先以外の室内ユニット2aにおいて、圧縮機11の回転数Fが高くなることによる暖房能力の増大を抑制できる。

[0043] また、凝縮温度目標値T_{cm}を高くして、各室内熱交換器31の過冷却度目標値SC_mを変化させずに圧縮機11の回転数Fのみ高くする場合、暖房運転を行っている室内熱交換器31すべての暖房能力が増大して、能力優先室内ユニット2bの能力増大効果が小さくなってしまう。そのため、能力優先以外の室内熱交換器31aにおいて、過冷却度目標値SC_mを大きくすることで、能力優先室内ユニット2bの能力増大効果をより大きくすることができる。

[0044] また、ステップS108において、能力優先室内熱交換器31bでは、過

冷却度目標値 SC_m を小さくするため、膨張弁 32b の開度 L は大きくなる。すなわち、室内熱交換器 31b を流れる冷媒流量が増加するため、室内ユニット 2b の暖房能力をより大きくすることができる。

[0045] また、ステップ S102 において、圧縮機 11 の回転数 F が F_{max} であった場合、回転数 F を高くすることができないが、この場合でも、ステップ S104 において能力優先以外の室内熱交換器 31a を流れる冷媒流量を減少させて、ステップ S108 において能力優先の室内熱交換器 31b を流れる冷媒流量を増加させることで、能力優先の室内ユニット 2b の暖房能力を増大することができる。なお、以下の理由により、ステップ S106 において圧縮機 11 の回転数 F が F_{max} であった場合、能力優先の室内熱交換器 31b の過冷却度目標値 SC_m を変更しない。つまり、回転数 F が F_{max} の状態で、膨張弁 32b の開度 L を大きくして、室内熱交換器 31b の冷媒流量を増加させると、凝縮温度 T_c を凝縮温度目標値 T_{cm} に維持できず、凝縮温度 T_c が低下してしまう。このため凝縮温度 T_c の低下を防止するため、ステップ S106 において圧縮機 11 の回転数 F が F_{max} であった場合、能力優先の室内熱交換器 31b の過冷却度目標値 SC_m を変更しない。

[0046] なお、本実施の形態 1 においては、室内ユニット 2 の暖房能力増大制御について述べたが、冷房能力を増大させる制御を実施してもよい。この場合、蒸発温度目標値 T_{em} を ΔT_{em} だけ低くして、圧縮機 11 の回転数を冷凍サイクルの所定の冷房能力を発揮するための回転数より高くすればよい。また、能力優先の室内熱交換器 31 に対しては、室内熱交換器 31 の過熱度目標値 SH_m を ΔSH_m だけ小さくすることで冷媒流量を増加させて、能力優先以外の室内熱交換器 31 の過熱度目標値 SH_m を ΔSH_m だけ大きくすることで冷媒流量を減少できる。

[0047] 実施の形態 2.

実施の形態 1 で示した空気調和装置は、各室内ユニット 2 の運転モードとして同一のモード（暖房運転又は冷房運転のどちらか一方）を選択するものであった。これに限らず、各室内ユニットの運転モードを個別に選択できる

空気調和装置、つまり冷暖同時運転が可能な空気調和装置においても本発明を実施することが可能である。なお、本実施の形態2においては、実施の形態1と同様の構成については同一の符号を付し、特に言及しない点については実施の形態1と同様とする。

[0048] 図4は、本発明の実施の形態2に係る空気調和装置の冷媒回路図である。本実施の形態2に係る空気調和装置は、室外機1に、逆止弁15a, 15b, 15c, 15dを収容している。また、本実施の形態2に係る空気調和装置は、中継機3を備えている。この中継機3には、気液分離器51、内部熱交換器52, 53、膨張弁54, 55、開閉装置である電磁弁56, 57、逆止弁58, 59、圧力センサ76, 77、中継機コントローラ206等が収容されている。そして、中継機3は、冷媒配管である高圧管6と低压管7とで、室外機1と接続されている。また、各室内ユニット2は、冷媒配管であるガス枝管41と液枝管42とで、中継機3と並列接続されている。なお、室内ユニット2、中継機3の台数は任意である。

[0049] 逆止弁15aは、室外熱交換器13と高圧管6の間に設けられ、室外熱交換器13から高圧管6の方向へのみ冷媒流通を許容するものである。逆止弁15bは、低压管7と四方弁12の間に設けられ、低压管7から四方弁12の方向へのみ冷媒流通を許容するものである。逆止弁15cは四方弁12と高圧管6の間に設けられ、四方弁12から高圧管6の方向へのみ冷媒流通を許容するものである。逆止弁15dは、低压管7と室外熱交換器13の間に設けられ、低压管7から室外熱交換器13の方向へのみ冷媒流通を許容するものである。

[0050] 電磁弁56, 57は、室内ユニット2のガス枝管41を、高圧ガス管61又は低压管7に切り替えて接続するものである。電磁弁56を開放して電磁弁57を閉止すると、ガス枝管41と高圧ガス管61が接続し、電磁弁57を開放して電磁弁56を閉止すると、ガス枝管41と低压管7が接続する。

逆止弁58, 59は液枝管42にそれぞれ逆並列関係に一端が接続されている。逆止弁58の他端は液管63に接続され、液管63から液枝管42の

方向へのみ冷媒流通を許容する。逆止弁 5 9 の他端は液管 6 4 に接続され、液枝管 4 2 から液管 6 4 の方向へのみ冷媒流通を許容する。

気液分離器 5 1 は、高圧管 6 から気液二相冷媒が流入した場合、ガスと液を分離して、ガス冷媒を高圧ガス管 6 1、液冷媒を液管 6 2 に流す。

[0051] 膨張弁 5 4 は気液分離器 5 1 と液管 6 3、6 4 の間に設けられる。バイパス配管 6 5 は、液管 6 3 と低圧管 7 とを結んでいる。膨張弁 5 5 は、このバイパス配管 6 5 の途中に設けられる。内部熱交換器 5 3 は、バイパス配管 6 5 の膨張弁 5 5 の下流部分と膨張弁 5 4 から液管 6 3 にいたる配管との間で熱交換を行うものである。一方、内部熱交換器 5 2 は、バイパス配管 6 5 の内部熱交換器 5 3 の下流部分と、気液分離器 5 1 と膨張弁 5 4 を接続する配管との間で熱交換を行う。

[0052] 中継機コントローラ 2 0 6 は、膨張弁 5 4、5 5 の開度や、電磁弁 5 6、5 7 の開閉を制御（指令）するものである。

[0053] また、冷媒圧力検出手段である圧力センサ 7 6 は高圧を検知するものであり、冷媒圧力検出手段である圧力センサ 7 7 は、中間圧（高圧と低圧の間の圧力）を検知するものである。

[0054] <運転モード>

続いて、各運転モードにおける空気調和装置の動作について、冷媒の流れに基づいて説明する。本実施の形態 2 では、大きく 4 つの形態の運転が行われる。すなわち、室内ユニット 2 がすべて暖房運転を行う全暖房運転、室内ユニット 2 がすべて冷房運転を行う全冷房運転、室内ユニット 2 が冷房運転と暖房運転を混在して行い、暖房運転の容量が大きい暖房主体運転、冷房運転の容量が大きい冷房主体運転である。

[0055] （全暖房運転）

図 4 において、全暖房運転を説明する。冷媒の流れは、図 4 の実線の矢印で示す。室外機 1 において、圧縮機 1 1 に吸入された冷媒は、圧縮され、高圧のガス冷媒として吐出される。圧縮機 1 1 を出た冷媒は、四方弁 1 2 を流れ、さらに逆止弁 1 5 c、高圧管 6 を通って室外機 1 を流出する。中継機 3

に流入した冷媒は、気液分離器 5 1、高圧ガス管 6 1、電磁弁 5 6、ガス枝管 4 1 を通って各室内ユニット 2 に流入する。

[0056] 室内ユニット 2 に流入したガス冷媒は室内熱交換器 3 1 に流入して暖房する。室内熱交換器 3 1 を流出した液冷媒は、膨張弁 3 2 により中間圧まで減圧され、中間圧の液冷媒となる。中間圧の液冷媒は室内ユニット 2 を流出して、液枝管 4 2、逆止弁 5 9 を通った後液管 6 4 で合流し、ここから内部熱交換器 5 3 を通ってバイパス配管 6 5 に入り、膨張弁 5 5 に流入して低温低圧の気液二相状態まで減圧される。減圧された冷媒は、バイパス配管 6 5、内部熱交換器 5 3、内部熱交換器 5 2 を経た後、低圧管 7 を通って室外機 1 へ戻る。

[0057] 室外機 1 に流入した冷媒は、逆止弁 1 5 d を通って、室外熱交換器 1 3 に流入して空気と熱交換することで蒸発し、ガス冷媒もしくは気液二相冷媒で流出する。蒸発した冷媒は、四方弁 1 2、アキュムレータ 1 4 を介して再度圧縮機 1 1 へ吸い込まれる。

[0058] このとき、高圧管 6 は高圧で室外熱交換器 1 3 は低圧であり、圧縮機 1 1 と逆止弁 1 5 b の間は高圧で低圧管 7 は低圧であるため、逆止弁 1 5 a, 1 5 b には冷媒が流れない。また、電磁弁 5 7 は閉止している。

[0059] (全冷房運転)

図 4 において、冷房運転を説明する。冷媒の流れは、図 4 の破線の矢印で示す。室外機 1 において、圧縮機 1 1 に吸入された冷媒は、圧縮され、高圧のガス冷媒として吐出される。圧縮機 1 1 を出た冷媒は、四方弁 1 2 を経て、凝縮器として機能する室外熱交換器 1 3 に流れ凝縮し、高圧の液冷媒となって流出し、逆止弁 1 5 a、高圧管 6 を通って室外機 1 を流出する。中継機 3 に流入した冷媒は、気液分離器 5 1、液管 6 2、内部熱交換器 5 2、膨張弁 5 4、内部熱交換器 5 3 の順に通って、液管 6 3 において分流する。分流した冷媒は逆止弁 5 8、液枝管 4 2 を通って各室内ユニット 2 に流入する。

[0060] 室内ユニット 2 に流入した冷媒は膨張弁 3 2 の開度を調整することで膨張し、低温低圧の気液二相冷媒が室内熱交換器 3 1 に流入して冷房する。流出

したガス冷媒は、室内ユニット2を出てガス枝管41、電磁弁57を通過して合流し、低压管7を通過して、室外機1に戻る。室外機1に流入した冷媒は、逆止弁15b、四方弁12、アキュムレータ14を介して再度圧縮機11へ吸い込まれる。

[0061] このとき、高压管6は高压で圧縮機11と逆止弁15cの間は低压であり、室外熱交換器13と逆止弁15dの間は高压で低压管7は低压であるので、逆止弁15c、15dには冷媒が流れない。また、電磁弁56は閉止している。また、このサイクルのときは、膨張弁54を通過した冷媒の一部がバイパス配管65へ流入し、膨張弁55で減圧されて、内部熱交換器53において、液管63から各室内ユニット2へ流入する冷媒との間で熱交換が行われる。さらに、内部熱交換器52において、膨張弁54に流入する冷媒との間で熱交換が行われる。内部熱交換器52における熱交換により蒸発した冷媒は、室内ユニット2において冷房した冷媒と低压管7で合流し、室外機1へ戻る。一方、内部熱交換器52及び内部熱交換器53における熱交換により冷却され過冷却度を十分につけられた冷媒は、逆止弁58、液枝管42を経由して、室内ユニット2に流入する。

[0062] (暖房主体運転)

図5は、本発明の実施の形態2に係る空気調和装置の暖房主体運転を示す冷媒回路図である。ここでは、一例として、室内ユニット2a、2b、2cが暖房運転、室内ユニット2dが冷房運転を行うとする。室外機1において、圧縮機11に吸入された冷媒は圧縮され、高压のガス冷媒として吐出される。圧縮機11を出た冷媒は、四方弁12を流れ、さらに逆止弁15c、高压管6を通過して室外機1を流出する。中継機3に流入した冷媒は、気液分離器51、高压ガス管61を通り、電磁弁56a、56b、56c、ガス枝管41a、41b、41cを通過して、暖房運転する各室内ユニット2a、2b、2cに流入する。

[0063] 室内ユニット2a、2b、2cに流入したガス冷媒は室内熱交換器31a、31b、31cに流入して暖房する。室内熱交換器31a、31b、31

cを流出した液冷媒は、膨張弁32a, 32b, 32cにより中間圧まで減圧され、中間圧の液冷媒となる。中間圧の液冷媒は室内ユニット2a, 2b, 2cを流出して、液枝管42a, 42b, 42c、逆止弁59a, 59b, 59cを通った後、液管64で合流する。

[0064] 合流した中間圧の液冷媒は、内部熱交換器53を通り、一部が液管63、逆止弁58d、液枝管42dを通して室内ユニット2dに流入する。室内ユニット2dに流入した冷媒は膨張弁32dの開度を調整することで膨張し、低温低圧の気液二相冷媒が室内熱交換器31dに流入して冷房する。流出したガス冷媒は、室内ユニット2dを出てガス枝管41d、電磁弁57dを通して、低压管7に至る。一方で、内部熱交換器53を通った中間圧の液冷媒の他の一部は、バイパス配管65に流入し、高压管6の高压と液管63, 64の圧力である中間圧との差を一定にするように制御される膨張弁55を通して、内部熱交換器53、内部熱交換器52を通過して低压管7に至り、室内ユニット2dを冷房した冷媒と合流して、低温低圧の気液二相冷媒として室外機1へ戻る。

[0065] 室外機1に流入した冷媒は、逆止弁15dを通して、室外熱交換器13に流入して空気と熱交換することで蒸発し、ガス冷媒もしくは気液二相冷媒で流出する。蒸発した冷媒は、四方弁12、アキュムレータ14を介して再度圧縮機11へ吸い込まれる。

[0066] このとき、高压管6は高压で室外熱交換器13は低压であり、圧縮機11と逆止弁15bの間は高压で低压管7は低压であるため、逆止弁15a, 15bには冷媒が流れない。また、電磁弁56d, 57a, 57b, 57cは閉止している。また、このサイクルのとき、バイパス配管65へ入った冷媒は、膨張弁55で減圧された後、内部熱交換器53において液管64から流入する冷媒との間で熱交換が行われるため、逆止弁58d、液枝管42dを経由して、室内ユニット2dに流入する冷媒は、冷却され過冷却度を十分につけられる。

[0067] (冷房主体運転)

図6は、本発明の実施の形態2に係る空気調和装置の冷房主体運転を示す冷媒回路図である。ここでは、一例として、室内ユニット2a, 2b, 2cが冷房運転、室内ユニット2dが暖房運転を行うとする。室外機1において、圧縮機11に吸入された冷媒は圧縮され、高圧のガス冷媒として吐出される。圧縮機11を出た冷媒は、四方弁12を経て、凝縮器として機能する室外熱交換器13に流れ任意量凝縮し、高圧の気液二相冷媒となって流出し、逆止弁15a、高圧管6を通過して室外機1を流出する。中継機3に流入した冷媒は、気液分離器51に流入して、ガス冷媒と液冷媒に分離される。分離されたガス冷媒は、高圧ガス管61を通り、電磁弁56d、ガス枝管41dを通過して、暖房運転する室内ユニット2dに流入する。

[0068] 室内ユニット2dに流入したガス冷媒は室内熱交換器31dに流入して暖房する。室内熱交換器31dを流出した液冷媒は、膨張弁32dにより中間圧まで減圧され、中間圧の液冷媒となる。中間圧の液冷媒は室内ユニット2dを流出して、液枝管42d、逆止弁59dを通過した後、液管64に至る。

[0069] 一方で、気液分離器51にて分離された液冷媒は、液管62から流出し、内部熱交換器52、高圧管6の高圧と液管63, 64の圧力である中間圧との差を一定にするように制御される膨張弁54を通過して、室内ユニット2dを暖房して液管64を通る液冷媒と合流する。合流した液冷媒は、内部熱交換器53を通過して、一部は液管63に流入して、逆止弁58a, 58b, 58c、液枝管42a, 42b, 42cを通過して室内ユニット2a, 2b, 2cに流入する。

[0070] 室内ユニット2a, 2b, 2cに流入した冷媒は膨張弁32a, 32b, 32cの開度を調整することで膨張し、低温低圧の気液二相冷媒が室内熱交換器31a, 31b, 31cに流入して冷房する。流出したガス冷媒は、室内ユニット2a, 2b, 2cを出てガス枝管41a, 41b, 41c、電磁弁57a, 57b, 57cを通過して合流し、低圧管7を通過して、室外機1に戻る。室外機1に流入した冷媒は、逆止弁15b、四方弁12、アキュムレータ14を介して再度圧縮機11へ吸い込まれる。

[0071] このとき、高压管 6 は高压で圧縮機 1 1 と逆止弁 1 5 c の間は低压であり、室外熱交換器 1 3 と逆止弁 1 5 d の間は高压で低压管 7 は低压であるので、逆止弁 1 5 c, 1 5 d には冷媒が流れない。また、電磁弁 5 6 a, 5 6 b, 5 6 c, 5 7 d は閉止している。また、このサイクルのときは、液管 6 3 の冷媒の他方の一部がバイパス配管 6 5 へ流入し、膨張弁 5 5 で減圧されて、内部熱交換器 5 3 において、液管 6 3 から室内ユニット 2 a, 2 b, 2 c へ流入する冷媒との間で熱交換が行われる。さらに、内部熱交換器 5 2 において、膨張弁 5 4 に流入する冷媒との間で熱交換が行われる。内部熱交換器 5 2 における熱交換により蒸発した冷媒は、室内ユニット 2 a, 2 b, 2 c において冷房した冷媒と低压管 7 で合流し、室外機 1 へ戻る。一方、内部熱交換器 5 2 及び内部熱交換器 5 3 における熱交換により冷却され過冷却度を十分につけられた冷媒は、逆止弁 5 8 a, 5 8 b, 5 8 c、液枝管 4 2 a, 4 2 b, 4 2 c を経由して、室内ユニット 2 a, 2 b, 2 c に流入する。

[0072] <冷暖同時運転における冷凍サイクル回路のアクチュエータ制御>

圧縮機 1 1 の回転数制御について、全暖房運転、全冷房運転については、実施の形態 1 と同じである。暖房主体運転時においては、室外コントローラ 2 0 2 は、圧力センサ 7 1 が検知する吐出圧力を目標値にして圧縮機 1 1 の回転数を制御し、冷凍サイクル回路全体の冷媒流量を調整する。すなわち、暖房運転を優先させるため、圧縮機 1 1 の回転数を制御することにより、暖房運転する室内ユニット 2 において所定の暖房能力を発揮するための凝縮温度を調整する。

[0073] また、冷房運転する室内ユニット 2 に対しては、室外熱交換器 1 3 の熱交換量調整手段によって蒸発温度を調整する。ここで、熱交換量調整手段とは、例えばファン 1 0 1 の回転数調整手段や、室外熱交換器 1 3 の伝熱管の一部を閉止する伝熱面積調整手段、あるいは室外熱交換器 1 3 を流れる冷媒の一部をバイパスさせるバイパス手段等である。ファン 1 0 1 の回転数を低くすること、又は冷媒の一部をバイパスさせることで、室外熱交換器 1 3 の熱コンダクタンスが小さくなり、伝熱管の一部を閉止することで伝熱面積が小

さくなる。これらをいずれか実施、もしくは組み合わせることで、室外熱交換器 13 の外気温度と冷媒の蒸発温度の温度差が大きくなるため、蒸発温度が低下する。また、熱交換量調整手段が動作している状態から、ファン 101 の回転数を高くすること、又は冷媒の一部のバイパス量を小さくすることにより室外熱交換器 13 の熱コンダクタンスが大きくなり、閉止した一部の伝熱管を開放することで伝熱面積が大きくなるため、蒸発温度が高くなる。

[0074] 一方で、冷房主体運転時は、冷房運転を優先させるため、室外コントローラ 202 は、圧力センサ 72 が検知する吸入圧力を目標値にして圧縮機 11 の回転数を制御し、冷房運転する室内ユニット 2 において所定の冷房能力を発揮するための蒸発温度を調整する。また、暖房運転する室内ユニット 2 に対しては、室外熱交換器 13 の熱交換量調整手段によって凝縮温度を調整する。暖房主体運転と同様に、室外熱交換器 13 の熱コンダクタンスを小さく、又は伝熱面積を小さくすると、室外熱交換器 13 の冷媒の凝縮温度と外気温度との差が大きくなり凝縮温度が高くなる。室外熱交換器 13 の熱コンダクタンスを大きく、又は伝熱面積を大きくすると、凝縮温度が低くなる。

[0075] <冷暖同時運転時の一部の室内ユニットの能力増大制御方法>

本実施の形態 2 の空気調和装置において、ある一部の室内ユニット 2 から能力増大要求（空調能力増大要求）があるとき、つまり、ある一部の室内ユニット 2 の空調能力を増大させるときの制御方法について説明する。なお、能力増大制御は、暖房能力増大制御又は冷房能力増大制御のどちらかについて実施する。ここでは、室内ユニット 2 b から能力増大要求があった場合について述べる。

[0076] 図 7 は、本発明の実施の形態 2 に係る空気調和装置の能力増大制御を示すフローチャートである。

室内コントローラ 203 b は、室内ユニット 2 b の操作部 204 b から、能力増大要求を受けると、能力優先を室外コントローラ 202 に送信する。室外コントローラ 202 は、能力優先を受信すると、図 7 のフローを開始して、空気調和装置の運転モードを能力優先モードに設定する（ステップ S 2

01)。ステップS202において、室外コントローラ202は、室内ユニット2bの運転モードが暖房運転であれば(Yes)、ステップS203～S209を実施する。また、室外コントローラ202は、室内ユニット2bの運転モードが冷房運転であれば(No)、ステップS210～S216を実施する。

[0077] 以下、ステップS203～S209を説明する。ステップS203において、室外コントローラ202は、凝縮温度目標値 T_{cm} を ΔT_{cm} だけ高くする。このとき、空気調和装置が全暖房運転又は暖房主体運転の場合、圧縮機11は凝縮温度 T_c を基に回転数 F が制御されている。このため、回転数 F が回転数最大値 F_{max} 未満であれば、凝縮温度目標値 T_{cm} が高くなると圧縮機11の回転数 F が高くなる。一方で、空気調和装置が冷房主体運転の場合、室外熱交換器13は凝縮温度 T_c を基に熱交換量調整手段が制御されている。このため、室外熱交換器13の熱交換量調整手段が動作可能な範囲であれば(例えばファン101の回転数が最小値でなければ)、凝縮温度目標値 T_{cm} が高くなると熱交換量調整手段が動作して室外熱交換器13の熱コンダクタンスが小さくなる。

[0078] ステップS204において、室外コントローラ202は、能力優先以外の室内ユニット2a, 2c, 2dのうち、暖房運転中の室内ユニット2に能力抑制モードを送信する。能力抑制モードを受信した室内ユニット2の室内コントローラ203は、ステップS205において、室内熱交換器31の過冷却度目標値 SC_m を ΔSC_m だけ大きくする。このとき、膨張弁32は、過冷却度 SC の演算値を基に開度 L が制御されているので、過冷却度目標値 SC_m が大きくなると開度 L が小さくなる。

[0079] 室外コントローラ202は、ステップS206において一定時間経過させた後、ステップS207において、圧縮機11の回転数 F が最大値 F_{max} 未満か否かを判断する。回転数 F が F_{max} 未満であれば(Yes)、ステップS208において、室外コントローラ202は、能力優先室内ユニット2bに冷媒流量増加モードを送信する。冷媒流量増加モードを受信した室内

コントローラ203bは、ステップS209において、室内熱交換器31bの過冷却度目標値SCmを ΔSCm だけ小さくする。このとき、膨張弁32bは、過冷却度SCの演算値を基に開度Lが制御されているので、過冷却度目標値SCmが小さくなると開度Lが大きくなる。つまり、膨張弁32bの過冷却度目標値SCmが小さくなると、室内ユニット2b（より詳しくは、室内熱交換器31b）を流れる冷媒の量が増大する。この時点で、凝縮温度目標値Tcmと過冷却度目標値SCmの値を変更するフローは終了するが、変更されたTcmとSCmは、室内ユニット2bの操作部204bから暖房能力優先要求が取り消しされるまで維持される。ステップS207において、回転数FがFmaxであれば（No）、フローは終了する。

[0080] 次に、ステップS210～S216を説明する。ステップS210において、室外コントローラ202は、蒸発温度目標値Temを ΔTem だけ低くする。このとき、空気調和装置が全冷房運転又は冷房主体運転の場合、圧縮機11は蒸発温度Teを基に回転数Fが制御されている。このため、回転数Fが回転数最大値Fmax未満であれば、蒸発温度目標値Temが低くなると圧縮機11の回転数Fが高くなる。一方で、空気調和装置が暖房主体運転の場合、室外熱交換器13は蒸発温度Teを基に熱交換量調整手段が制御されている。このため、室外熱交換器13の熱交換量調整手段が動作可能な範囲であれば（例えばファン101の回転数が最小値でなければ）、蒸発温度目標値Temが低くなると熱交換量調整手段が動作して室外熱交換器13の熱コンダクタンスが小さくなる。

[0081] ステップS211において、室外コントローラ202は、能力優先以外の室内ユニット2a, 2c, 2dのうち、冷房運転中の室内ユニット2に能力抑制モードを送信する。能力抑制モードを受信した室内ユニット2の室内コントローラ203は、ステップS212において、室内熱交換器31の過熱度目標値SHmを ΔSHm だけ大きくする。このとき、膨張弁32は、過熱度SHの演算値を基に開度Lを制御しているので、過熱度目標値SHmが大きくなると開度Lが小さくなる。

[0082] 室外コントローラ202は、ステップS213において一定時間経過させた後、ステップS214において、圧縮機11の回転数Fが最大値Fmax未満か否かを判断する。回転数FがFmax未満であれば(Yes)、ステップS215において、室外コントローラ202は、能力優先室内ユニット2bに冷媒流量増加モードを送信する。冷媒流量増加モードを受信した室内コントローラ203bは、ステップS216において、室内熱交換器31bの過熱度目標値SHmを ΔSHm だけ小さくする。このとき、膨張弁32bは、過熱度SHの演算値を基に開度Lが制御されているので、過熱度目標値SHmが小さくなると開度Lが大きくなる。つまり、膨張弁32bの過熱度目標値SHmが小さくなると、室内ユニット2b(より詳しくは、室内熱交換器31b)を流れる冷媒の量が増大する。この時点で、蒸発温度目標値Temと過熱度目標値SHmの値を変更するフローは終了するが、変更されたTemとSHmは、室内ユニット2bの操作部204bから冷房能力優先要求が取り消しされるまで維持される。ステップS214において、回転数FがFmaxであれば(No)、フローは終了する。

[0083] <冷暖同時運転時の一部の室内ユニットの能力増大制御の効果>

以上のように、本実施の形態2では、冷暖同時運転が可能な空気調和装置において、空気調和装置全体の運転モードが、全暖房運転、全冷房運転、暖房主体運転、冷房主体運転のいずれかであり、室内ユニット2の運転モードが、暖房運転もしくは冷房運転のどちらかであっても、一部の室内ユニット2の空調能力を増大させることができる。すなわち、空気調和装置の運転モードと、室内ユニット2の運転モードによらず、一部の室内ユニット2の能力を増大させることができる。

[0084] 実施の形態3.

以上の実施の形態1, 2では、室内ユニット2に直接冷媒を循環させて、冷暖房を行う空気調和装置を示した。次に、熱媒体間熱交換器において冷媒と水等の熱媒体を熱交換させて、室内ユニット2に熱媒体を循環させるユニットを接続する空気調和装置の実施の形態を示す。つまり、本実施の形態3

では、熱媒体を用いて室内の空調を行う間接式の室内ユニット（間接式室内熱交換器）を備えた空気調和装置の実施の形態を示す。なお、本実施の形態 3 においては、実施の形態 1 又は実施の形態 2 と同様の構成については同一の符号を付し、特に言及しない点については実施の形態 1 又は実施の形態 2 と同様とする。

[0085] 図 8 は、本発明の実施の形態 3 に係る空気調和装置の冷媒回路図である。本実施の形態 3 に係る空気調和装置は、実施の形態 2 で示した空気調和装置の構成に、熱媒体中継機 8 及び室内ユニット 2 e, 2 f, 2 g, 2 h を追加したものである。この熱媒体中継機 8 には、熱媒体間熱交換器 8 1, 8 2、四方弁 8 3, 8 4、膨張弁 8 5, 8 6, 8 7、内部熱交換器 8 8、熱媒体送出手段であるポンプ 9 1, 9 2、熱媒体流路切替手段である三方弁 9 3, 9 4、熱媒体流量調整手段である流量調整弁 9 5、熱媒体中継機コントローラ 2 0 7 を収容する。また、室内ユニット 2 e, 2 f, 2 g, 2 h には、室内熱交換器 3 1 e, 3 1 f, 3 1 g, 3 1 h を収容する。なお、熱媒体中継機 8、室内ユニット 2 の台数は任意である。

[0086] 熱媒体中継機 8 は、高圧ガス管 6 6 と高圧ガス管 6 1 とを接続し、液管 6 7 と液管 6 4 とを接続し、低圧管 6 8 と低圧管 7 とを接続して、中継機 3 と配管接続している。熱媒体中継機 8 と室内ユニット 2 のそれぞれ（室内熱交換器 3 1 のそれぞれ）は水や不凍液等の安全な熱媒体が流れる熱媒体配管 1 1 1, 1 1 2 で接続されている。つまり、熱媒体中継機 8 と室内ユニット 2 のそれぞれ（室内熱交換器 3 1 のそれぞれ）は、熱媒体経路で接続されている。

[0087] つまり、室内ユニット 2 a, 2 b, 2 c, 2 d は、中継機 3 と冷媒配管であるガス枝管 4 1 と液枝管 4 2 とで配管接続されているので、室内熱交換器 3 1 a, 3 1 b, 3 1 c, 3 1 d は冷媒が直接循環して冷暖房を行う。すなわち、室内熱交換器 3 1 a, 3 1 b, 3 1 c, 3 1 d は直膨式熱交換器であり、室内ユニット 2 a, 2 b, 2 c, 2 d は直膨式室内ユニットである。一方、室内ユニット 2 e, 2 f, 2 g, 2 h は、熱媒体中継機 8 と熱媒体配管

1 1 1, 1 1 2で配管接続されているので、室内熱交換器3 1 e, 3 1 f, 3 1 g, 3 1 hは熱媒体が循環して冷暖房を行う。すなわち、室内熱交換器3 1 e, 3 1 f, 3 1 g, 3 1 hは間接式熱交換器であり、室内ユニット2 e, 2 f, 2 g, 2 hは間接式室内ユニットである。

[0088] 図9は、本発明の実施の形態3に係る空気調和装置の制御回路図である。熱媒体中継機8は熱媒体中継機コントローラ2 0 7を備え、弁駆動回路2 0 9、ポンプ駆動回路2 1 0が接続される。この熱媒体中継機コントローラ2 0 7は、マイクロコンピュータ及びその周辺回路からなり、各種制御指令をシリアル信号にて前記室外コントローラ2 0 2から供給されるようになっていている。また、中継機コントローラ2 0 6は中継機3に配管接続されている室内ユニット2 a, 2 b, 2 c, 2 dの室内コントローラ2 0 3 a, 2 0 3 b, 2 0 3 c, 2 0 3 dと通信して、中継機コントローラ2 0 6は室内ユニット2 a, 2 b, 2 c, 2 dの運転情報を統合して室外コントローラ2 0 2と通信する。また、熱媒体中継機コントローラ2 0 7は熱媒体中継機8に配管接続されている室内ユニット2 e, 2 f, 2 g, 2 hの室内コントローラ2 0 3 e, 2 0 3 f, 2 0 3 g, 2 0 3 hと通信して、熱媒体中継機コントローラ2 0 7は室内ユニット2 e, 2 f, 2 g, 2 hの運転情報を統合して室外コントローラ2 0 2と通信する。なお、図9では、室内ユニット2 e及びその室内コントローラ2 0 3 eのみ記載している。

[0089] 熱媒体間熱交換器8 1, 8 2は、冷媒を通過させる伝熱部と熱媒体を通過させる伝熱部とを有し、冷媒と熱媒体とによる媒体間の熱交換を行わせる。熱媒体間熱交換器8 1, 8 2は間接式室内ユニットである室内ユニット2の運転モードによって、凝縮器として冷媒に放熱させて熱媒体を加熱する場合と、蒸発器として冷媒に吸熱させて熱媒体を冷却する場合がある。

ポンプ9 1, 9 2は、熱媒体を循環させるために加圧する。ここで、ポンプ9 1, 9 2については、内蔵するモータ（図示せず）の回転数を一定の範囲内で変化させることで、熱媒体を送り出す流量（吐出流量）を変化させることができる。

[0090] 三方弁93は、熱媒体配管115又は熱媒体配管116を切り替えて、熱媒体配管111と接続する。三方弁94は、熱媒体配管113又は熱媒体配管114を切り替えて、熱媒体配管112と接続する。流量調整弁95は、それぞれ、室内ユニット2に流入する熱媒体の流量を調整する。

[0091] 室外機1と中継機3は冷媒配管である高圧管6と低圧管7で接続されている。また、中継機3と室内ユニット2は冷媒配管であるガス枝管41と液枝管42で接続されている。

[0092] また、この冷凍サイクル回路には、各種の圧力センサや温度センサが設けられている。

圧力センサ138は、熱媒体間熱交換器81、82が凝縮器として機能する場合に、凝縮圧力を検知する。ただし、圧力センサ138は熱媒体間熱交換器81、82の凝縮圧力が検知できる位置であればよい。温度センサ131は四方弁83と熱媒体間熱交換器81との間に設置され、温度センサ132は熱媒体間熱交換器81と膨張弁85との間に設置され、温度センサ133は四方弁84と熱媒体間熱交換器82との間に設置され、温度センサ134は熱媒体間熱交換器82と膨張弁86との間に設置され、それぞれ冷媒の温度を検知する。温度センサ135は熱媒体配管115に設置され、熱媒体間熱交換器81から流出する熱媒体の温度を検知する。温度センサ136は熱媒体配管116に設置され、熱媒体間熱交換器82から流出する熱媒体の温度を検知する。温度センサ137は熱媒体配管112に設置され、間接式室内ユニットとなる各室内ユニット2から流出する熱媒体の温度を検知する。

[0093] <運転モード>

続いて、各運転モードにおける空気調和装置の動作について、冷媒及び熱媒体の流れに基づいて説明する。ただし、中継機3と直膨式の室内ユニット2の動作は、実施の形態2と同じであるため、熱媒体中継機8と、間接式の室内ユニット2のみの動作について説明する。熱媒体中継機8と間接式の室内ユニット2の運転モードとして、室内ユニット2がすべて暖房運転である

温水モード、すべて冷房運転である冷水モード、冷暖房運転が混在する冷温水混在モードを説明する。

[0094] (温水モード)

室内ユニット2 e, 2 f, 2 g, 2 hの運転モードがすべて暖房運転である温水モードについて、図8を用いて説明する。冷媒の流れは、先端塗りつぶし無しの実線矢印、熱媒体の流れは、先端塗りつぶしの破線矢印で示す。このとき、四方弁83は高圧ガス管66と熱媒体間熱交換器81を配管接続するようにする。四方弁84は高圧ガス管66と熱媒体間熱交換器82を配管接続するようにする。三方弁93は、熱媒体配管115を流れる熱媒体と、熱媒体配管116を流れる熱媒体が、混合して熱媒体配管111に流れるように中間開度にする。三方弁94は、熱媒体配管112を流れる熱媒体が、熱媒体配管113と熱媒体配管114に分流するように中間開度にする。

[0095] まず、冷凍サイクル回路における冷媒の流れについて説明する。高圧ガス管を通して熱媒体中継機8に流入したガス冷媒は、四方弁83, 84を通して熱媒体間熱交換器81, 82に流入する。熱媒体間熱交換器81, 82は冷媒に対して凝縮器として機能するため、熱媒体間熱交換器81, 82を通過する冷媒は、熱交換対象となる熱媒体を加熱して液化する(熱媒体に放熱する)。熱媒体間熱交換器81, 82を流出した液冷媒は、膨張弁85, 86により中間圧まで減圧されて中間圧の液冷媒となる。液冷媒は、液管67において合流して熱媒体中継機8を流出して、中継機3の液管64に戻る。

[0096] 次に、熱媒体循環回路における熱媒体の流れについて説明する。熱媒体間熱交換器81, 82において熱媒体は冷媒との熱交換により加熱される。熱媒体間熱交換器81において加熱された熱媒体は熱媒体配管115に送り出され、熱媒体間熱交換器82において加熱された熱媒体は熱媒体配管116に送り出される。三方弁93は、中間開度となっているため、熱媒体配管115から流れる熱媒体と熱媒体配管116から流れる熱媒体をおよそ半分ずつの比率で混合して、熱媒体は熱媒体配管111に流れ、熱媒体中継機8を流出する。室内ユニット2に流入した熱媒体は、室内熱交換器31において

、ファン（図示せず）によって搬送される空気と熱交換し、空気を加熱して熱媒体の温度が低下する（空気に放熱する）。これによって、室内ユニット 2 は暖房する。

[0097] 室内ユニット 2 を出た熱媒体は、熱媒体配管 1 1 2 を通って熱媒体中継機 8 に流入する。流入した熱媒体は、流量調整弁 9 5 を通って、三方弁 9 4 において熱媒体配管 1 1 3 と熱媒体配管 1 1 4 に分配される。熱媒体配管 1 1 3 に流れる熱媒体は、ポンプ 9 1 に加圧されて再び熱媒体間熱交換器 8 1 に戻る。熱媒体配管 1 1 4 に流れる熱媒体は、ポンプ 9 2 に加圧されて再び熱媒体間熱交換器 8 2 に戻る。

[0098] （冷水モード）

室内ユニット 2 e, 2 f, 2 g, 2 h の運転モードがすべて冷房運転である冷水モードについて、図 8 を用いて説明する。冷媒の流れは、先端塗りつぶし無しの破線矢印、熱媒体の流れは、先端塗りつぶしの破線矢印で示す。このとき、四方弁 8 3 は低压管 6 8 と熱媒体間熱交換器 8 1 を配管接続するようにする。四方弁 8 4 は低压管 6 8 と熱媒体間熱交換器 8 2 を配管接続するようにする。三方弁 9 3 は、熱媒体配管 1 1 5 を流れる熱媒体と、熱媒体配管 1 1 6 を流れる熱媒体が、混合して熱媒体配管 1 1 1 に流れるように中間開度にする。三方弁 9 4 は、熱媒体配管 1 1 2 を流れる熱媒体が、熱媒体配管 1 1 3 と熱媒体配管 1 1 4 に分流するように中間開度にする。

[0099] まず、冷凍サイクル回路における冷媒の流れについて説明する。液管 6 7 を通って熱媒体中継機 8 に流入した中間圧の冷媒は、内部熱交換器 8 8 を通って、膨張弁 8 5, 8 6 により減圧され、低温低压の気液二相冷媒となる。低温低压の冷媒は熱媒体間熱交換器 8 1, 8 2 に流入する。熱媒体間熱交換器 8 1, 8 2 は冷媒に対して蒸発器として機能するため、熱媒体間熱交換器 8 1, 8 2 を通過する冷媒は、熱交換対象となる熱媒体を冷却して（熱媒体から吸熱する）、ガス冷媒となり流出する。流出した冷媒は、四方弁 8 3, 8 4 を通って低压管 6 8 において合流し、熱媒体中継機 8 を流出する。流出した冷媒は、中継機 3 の低压管 7 に流れる。

[0100] また、このサイクルのときは、液管 67 を流れる冷媒の一部がバイパス配管 69 へ流入し、膨張弁 87 で減圧されて、内部熱交換器 88 において、液管 67 から膨張弁 85, 86 へ流入する冷媒との間で熱交換が行われる。内部熱交換器 88 における熱交換により蒸発した冷媒は、熱媒体間熱交換器 81, 82 において蒸発した冷媒と低压管 68 で合流し、中継機 3 へ戻る。一方、内部熱交換器 88 における熱交換により冷却され過冷却度を十分につけられた冷媒は、膨張弁 85, 86 を経由して、熱媒体間熱交換器 81, 82 に流入する。

[0101] 次に、熱媒体循環回路における熱媒体の流れについて説明する。熱媒体間熱交換器 81, 82 において熱媒体は冷媒との熱交換により冷却される。熱媒体間熱交換器 81 において冷却された熱媒体は熱媒体配管 115 に送り出され、熱媒体間熱交換器 82 において冷却された熱媒体は熱媒体配管 116 に送り出される。三方弁 93 は、中間開度となっているため、熱媒体配管 115 から流れる熱媒体と熱媒体配管 116 から流れる熱媒体をおよそ半分ずつの比率で混合して、熱媒体は熱媒体配管 111 に流れ、熱媒体中継機 8 を流出する。室内ユニット 2 に流入した熱媒体は、室内熱交換器 31 において、ファン（図示せず）によって搬送される空気と熱交換し、空気を冷却して熱媒体の温度が上昇する（空気から吸熱する）。これによって、室内ユニット 2 は冷房する。

[0102] 室内ユニット 2 を出た熱媒体は、熱媒体配管 112 を通って熱媒体中継機 8 に流入する。流入した熱媒体は、流量調整弁 95 を通って、三方弁 94 において熱媒体配管 113 と熱媒体配管 114 に分配される。熱媒体配管 113 に流れる熱媒体は、ポンプ 91 に加圧されて再び熱媒体間熱交換器 81 に戻る。熱媒体配管 114 に流れる熱媒体は、ポンプ 92 に加圧されて再び熱媒体間熱交換器 82 に戻る。

[0103] 以上のように、熱媒体中継機 8 は、温水モードと冷水モードにおいて、熱媒体間熱交換器 81, 82 の冷媒配管を並列に接続している。

[0104] （冷温水混在モード）

室内ユニット 2 e, 2 f, 2 g, 2 h の運転モードが暖房運転と冷房運転が混在する冷温水混在モードについて、図 10 を用いて説明する。なお、冷媒の流れは、先端塗りつぶし無しの実線矢印、熱媒体の流れは、先端塗りつぶしの破線矢印で示す。例えば、室内ユニット 2 e, 2 f が暖房運転を行い、室内ユニット 2 g, 2 h が冷房運転を行う場合について説明する。このとき、四方弁 8 3 は低圧管 6 8 と熱媒体間熱交換器 8 1 を配管接続するようにする。四方弁 8 4 は高圧ガス管 6 6 と熱媒体間熱交換器 8 2 を配管接続するようにする。三方弁 9 3 e, 9 3 f は、熱媒体配管 1 1 6 を流れる熱媒体が熱媒体配管 1 1 1 e, 1 1 1 f に流れるようにする。三方弁 9 3 g, 9 3 h は、熱媒体配管 1 1 5 を流れる熱媒体が熱媒体配管 1 1 1 g, 1 1 1 h に流れるようにする。三方弁 9 4 e, 9 4 f は、熱媒体配管 1 1 2 e, 1 1 2 f を流れる熱媒体が熱媒体配管 1 1 4 を流れるようにする。三方弁 9 4 g, 9 4 h は、熱媒体配管 1 1 2 g, 1 1 2 h を流れる熱媒体が熱媒体配管 1 1 3 を流れるようにする。

[0105] まず、冷凍サイクル回路における冷媒の流れについて説明する。高圧ガス管 6 6 を通って熱媒体中継機 8 に流入したガス冷媒は、四方弁 8 4 を通って熱媒体間熱交換器 8 2 に流入する。熱媒体間熱交換器 8 2 において凝縮して流出した液冷媒は、膨張弁 8 6 により中間圧まで減圧され、そのすべて又は一部は、膨張弁 8 5 により減圧され、低温低圧の気液二相冷媒となる。低温低圧の冷媒は熱媒体間熱交換器 8 1 に流入する。熱媒体間熱交換器 8 1 において蒸発して流出した冷媒は、四方弁 8 3、低圧管 6 8 を通って、熱媒体中継機 8 を流出する。流出した冷媒は、中継機 3 の低圧管 7 に流れる。

[0106] ここで、液管 6 7 の中間圧の液冷媒の流れは、熱媒体中継機 8 において暖房負荷が冷房負荷に対して大きい場合と、暖房負荷が冷房負荷に対して小さい場合により変化する。まず、暖房負荷が冷房負荷に対して大きい場合、熱媒体間熱交換器 8 2 において凝縮に係る冷媒流量に対して、熱媒体間熱交換器 8 1 において蒸発に係る冷媒流量が少なくなる。よって、膨張弁 8 6 で減圧された中間圧の液冷媒の一部は、液管 6 7 を通って中継機 3 に戻る。一方

で、暖房負荷が冷房負荷に対して小さい場合、熱媒体間熱交換器 8 2 において凝縮に係る冷媒流量に対して、熱媒体間熱交換器 8 1 において蒸発に係る冷媒流量が多くなる。よって、膨張弁 8 6 で減圧された中間圧の液冷媒に加えて、液管 6 7 から熱媒体中継機 8 に流入する液冷媒が膨張弁 8 5 に流入することになる。

[0107] 次に、熱媒体循環回路における熱媒体の流れについて説明する。暖房運転に係る熱媒体は、熱媒体間熱交換器 8 2 において熱媒体は冷媒との熱交換により加熱される。熱媒体間熱交換器 8 2 において加熱された熱媒体は熱媒体配管 1 1 6 に送り出される。熱媒体配管 1 1 6 を流れる熱媒体は、三方弁 9 3 e, 9 3 f を通過して熱媒体配管 1 1 1 e, 1 1 1 f を流れ、熱媒体中継機 8 を流出する。室内ユニット 2 e, 2 f に流入した熱媒体は、室内熱交換器 3 1 e, 3 1 f において、暖房する。

[0108] 室内ユニット 2 e, 2 f を出た熱媒体は、熱媒体配管 1 1 2 e, 1 1 2 f を通って熱媒体中継機 8 に流入する。流入した熱媒体は、流量調整弁 9 5 e, 9 5 f、三方弁 9 4 e, 9 4 f を通り、熱媒体配管 1 1 4 に流入する。熱媒体配管 1 1 4 に流れる熱媒体は、ポンプ 9 2 に加圧されて再び熱媒体間熱交換器 8 2 に戻る。

[0109] 冷房運転に係る熱媒体は、熱媒体間熱交換器 8 1 において熱媒体は冷媒との熱交換により冷却される。熱媒体間熱交換器 8 1 において冷却された熱媒体は熱媒体配管 1 1 5 に送り出される。熱媒体配管 1 1 5 を流れる熱媒体は、三方弁 9 3 g, 9 3 h を通過して熱媒体配管 1 1 1 g, 1 1 1 h を流れ、熱媒体中継機 8 を流出する。室内ユニット 2 g, 2 h に流入した熱媒体は、室内熱交換器 3 1 g, 3 1 h において、冷房する。

[0110] 室内ユニット 2 g, 2 h を出た熱媒体は、熱媒体配管 1 1 2 g, 1 1 2 h を通って熱媒体中継機 8 に流入する。流入した熱媒体は、流量調整弁 9 5 g, 9 5 h、三方弁 9 4 g, 9 4 h を通り、熱媒体配管 1 1 3 に流入する。熱媒体配管 1 1 3 に流れる熱媒体は、ポンプ 9 1 に加圧されて再び熱媒体間熱交換器 8 1 に戻る。

[0111] 以上より、熱媒体中継機 8 と間接式の室内ユニット 2 の運転モードについて説明したが、空気調和装置全体の運転モードは、実施の形態 2 において示したように、室内ユニット 2 a, 2 b, 2 c, 2 d, 2 e, 2 f, 2 g, 2 h 全体の、暖房と冷房の負荷のバランスにより、全暖房運転、全冷房運転、暖房主体運転、冷房主体運転が設定される。

[0112] <冷凍サイクル回路（冷媒経路）のアクチュエータ制御>

膨張弁 85, 86 は、熱媒体中継機コントローラ 207 からの指令により開度が制御される。具体的には、暖房運転時は熱媒体間熱交換器 81, 82 の過冷却度を目標値にして開度を制御し、熱媒体間熱交換器 81, 82 に流入する冷媒流量を調整する。過冷却度の算出方法は次の通りである。圧力センサ 138 が検知する凝縮圧力を、熱媒体中継機コントローラ 207 において飽和温度である凝縮温度に換算する。熱媒体中継機コントローラ 207 は、凝縮温度と、温度センサ 132, 134 が検知する冷媒の液側温度の差から、過冷却度を算出する。冷房運転時は熱媒体間熱交換器 81, 82 の過熱度を目標値にして開度を制御し、熱媒体間熱交換器 81, 82 に流入する冷媒流量を調整する。過熱度は、熱媒体中継機コントローラ 207 において、温度センサ 131, 133 が検知する冷媒のガス側温度と、温度センサ 132, 134 が検知する冷媒の液側温度の差から算出する。

[0113] <熱媒体経路のアクチュエータ制御>

流量調整弁 95 は、熱媒体中継機コントローラ 207 からの指令により開度が制御される。具体的には、室内熱交換器 31 の熱媒体出入口温度差を目標値にして開度を制御し、室内熱交換器 31 に流入する熱媒体流量を調整する。室内熱交換器 31 の入口温度は、温水モードと冷水モードでは、温度センサ 135 と温度センサ 136 の検知する熱媒体温度の平均値とする。冷温水混在モードの際は、暖房運転する室内ユニット 2 と配管接続する流量調整弁 95 に対しては、温度センサ 136 の検知する熱媒体温度を用いて、冷房運転する室内ユニット 2 と配管接続する流量調整弁 95 に対しては、温度センサ 135 の検知する熱媒体温度を用いる。室内熱交換器 31 の出口温度は

、温度センサ137の検知する熱媒体温度を用いて、入口温度と出口温度の差から、熱媒体出入口温度差を算出する。熱媒体出入口温度差は、およそ5～7度程度とするのがよい。

つまり、温度センサ135～137が検知する熱媒体温度を $T[135]$ ～ $T[137]$ とすると、温水モードにおける室内熱交換器31の熱媒体出入口温度差 ΔT_{wh} は、 $\Delta T_{wh} = \{ (T[135] + T[136]) / 2 \} - T[137]$ となる。また、冷水モードにおける室内熱交換器31の熱媒体出入口温度差 ΔT_{wc} は、 $\Delta T_{wc} = T[137] - \{ (T[135] + T[136]) / 2 \}$ となる。また、冷温水混在モードにおいて暖房運転する室内ユニット2の室内熱交換器31の熱媒体出入口温度差 ΔT_{wh} は、 $\Delta T_{wh} = T[136] - T[137]$ となる。また、冷温水混在モードにおいて冷房運転する室内ユニット2の室内熱交換器31の熱媒体出入口温度差 ΔT_{wc} は、 $\Delta T_{wc} = T[137] - T[135]$ となる。

[0114] ポンプ91, 92は、熱媒体中継機コントローラ207の指令により回転数が制御される。具体的には、冷温水混在モードのとき、ポンプ92は、暖房運転を行っている室内ユニット2と配管接続する流量調整弁95のうち、最も開度が大きい流量調整弁95の開度が最大になるように、回転数を調整する。例えば、室内ユニット2e, 2fが暖房運転を行って、流量調整弁95eの開度が開度最大値100%に対して70%、流量調整弁95fの開度が50%であるとき、熱媒体中継機コントローラ207は熱媒体の全体の循環量が過剰と判断して流量調整弁95eの開度が安定開度、すなわちポンプ92の回転数制御を行わない範囲に近づくようにポンプ92の回転数を小さくする。このとき、流量調整弁95eの安定開度はおよそ90～95%程度とするのが望ましい。また、流量調整弁95eの開度が安定開度を超えて、例えば100%になった場合、熱媒体中継機コントローラ207は熱媒体の全体の循環量が不足と判断して流量調整弁95eの開度が安定開度に近づくようにポンプ92の回転数を大きくする。

冷房運転を行っている室内ユニット2に対してもポンプ91は同様の制御

を実施する。

温水モード、冷水モードの場合、ポンプ 9 1, 9 2 は同一回転数に設定し、同様の制御を実施する。

このように、流量調整弁 9 5 の開度が最大となるようにポンプ 9 1, 9 2 の回転数を制御することで、熱媒体の搬送動力を小さくすることができる。

停止している室内ユニット 2 に対しては、流量調整弁 9 5 は熱媒体が流れないような開度とする。

[0115] <冷温水混在モードの熱媒体間熱交換器の能力増大制御方法>

本実施の形態 3 の空気調和装置は、熱媒体中継機 8 が冷温水混在モードになると、凝縮器として機能する熱媒体間熱交換器 8 2 の伝熱面積は、温水モードのときに熱媒体間熱交換器 8 1, 8 2 が両方凝縮器となる場合に比べて、およそ半分となる。ここで、熱媒体間熱交換器 8 1, 8 2 が両方凝縮器として機能するときに、間接式室内ユニット 2 の合計の定格の暖房能力が発揮できるように設計されたとすると、冷温水混在モードの際に間接式室内ユニット 2 の暖房負荷が十分に大きい場合、凝縮器として機能する熱媒体間熱交換器 8 2 の伝熱面積が暖房負荷に対して小さいため、凝縮温度を所定の範囲に調整すると、暖房負荷に対して熱媒体を十分に加熱できない。また、暖房に係る熱媒体を送出するポンプ 9 2 の熱媒体送出流量は、ポンプ 9 1, 9 2 が暖房に係る熱媒体を送出する場合と比べて、およそ半分となる。このとき、さらに、ポンプ 9 2 の熱媒体送出流量が不足して、室内ユニット 2 の 1 台あたりの暖房能力が低下する。

[0116] 一方で、熱媒体中継機 8 が冷温水混在モードとなり、冷房負荷が十分に大きい場合、熱媒体間熱交換器 8 1 において冷房負荷に対して熱媒体を十分に冷却できず、ポンプ 9 1 の熱媒体送出流量が不足して、室内ユニット 2 の 1 台あたりの冷房能力が低下する。

[0117] しかしながら、冷温水混在モードにおいて暖房負荷が十分に大きい場合や冷房負荷が十分に大きい場合に備えて、熱媒体間熱交換器 8 1, 8 2、ポンプ 9 1, 9 2 の大きさや台数を備えることは、機器の大型化をもたらすだけ

でなく、高価となり経済的でない。

[0118] そこで、本実施の形態3では、熱媒体中継機8と間接式の室内ユニット2が冷温水混在モードのとき、熱媒体間熱交換器81又は熱媒体間熱交換器82に対して、能力増大制御を実施している。ここで、熱媒体間熱交換器81又は熱媒体間熱交換器82が第1の利用側熱交換器に相当する。直膨式の室内熱交換器31a, 31b, 31c, 31dが第2の利用側熱交換器に相当する。

具体的な制御について、図11のフローチャートで説明する。

[0119] 図11は、本発明の実施の形態3に係る空気調和装置の能力増大制御を示すフローチャートである。

熱媒体中継機8と間接式の室内ユニット2が冷温水混在モードのとき、熱媒体中継機8の操作部208より暖房能力増大要求又は冷房能力増大要求が熱媒体中継機コントローラ207に送られると、熱媒体中継機コントローラ207は能力優先を室外コントローラ202に送信する。室外コントローラ202は、能力優先を受信すると、図11のフローを開始して、空気調和装置の運転モードを能力優先モードに設定する(ステップS301)。ステップS302において、室外コントローラ202は、暖房能力優先の場合(Yes)、ステップS303~ステップS309を実施する。また、室外コントローラ202は、冷房能力優先の場合(No)、ステップS310~ステップS316を実施する。

[0120] 以下、ステップS303~ステップS309を説明する。ステップS303において、室外コントローラ202は、凝縮温度目標値 T_{cm} を ΔT_{cm} だけ高くする。このとき、空気調和装置が暖房主体運転の場合、圧縮機11は凝縮温度 T_c を基に回転数 F が制御されている。このため、回転数 F が回転数最大値 F_{max} 未満であれば、凝縮温度目標値 T_{cm} が高くなると圧縮機11の回転数 F が高くなる。一方で、空気調和装置が冷房主体運転の場合、室外熱交換器13は凝縮温度 T_c を基に熱交換量調整手段が制御されている。このため、室外熱交換器13の熱交換量調整手段が動作可能な範囲であ

れば、凝縮温度目標値 T_{cm} が高くなると熱交換量調整手段が動作して室外熱交換器 13 の熱コンダクタンスが小さくなる。

[0121] ステップ S304 において、室外コントローラ 202 は、暖房能力抑制モードを中継機コントローラ 206 に送信する。中継機コントローラ 206 は、直膨式の室内ユニット 2a, 2b, 2c, 2d のうち、暖房運転中の室内ユニット 2 に能力抑制モードを送信する。能力抑制モードを受信した室内ユニット 2 の室内コントローラ 203 は、ステップ S305 において、室内熱交換器 31 の過冷却度目標値 SC_m を ΔSC_m だけ大きくする。このとき、膨張弁 32 は、過冷却度 SC の演算値を基に開度 L が制御されているので、過冷却度目標値 SC_m が大きくなると開度 L が小さくなる。

[0122] 室外コントローラ 202 は、ステップ S306 において一定時間経過させた後、ステップ S307 において、圧縮機 11 の回転数 F が最大値 F_{max} 未満か否かを判断する。回転数 F が F_{max} 未満であれば (Yes)、ステップ S308 において、室外コントローラ 202 は、熱媒体中継機 8 に、冷媒流量増加モードを送信する。冷媒流量増加モードを受信した熱媒体中継機コントローラ 207 は、ステップ S309 において、熱媒体間熱交換器 82 の過冷却度目標値 SC_m を ΔSC_m だけ小さくする。このとき、膨張弁 86 は、過冷却度 SC の演算値を基に開度 L が制御されているので、過冷却度目標値 SC_m が小さくなると開度 L が大きくなる。つまり、膨張弁 86 の過冷却度目標値 SC_m が小さくなると、熱媒体間熱交換器 82 を流れる冷媒の量が増大する。この時点で、凝縮温度目標値 T_{cm} と過冷却度目標値 SC_m の値を変更するフローは終了するが、変更された T_{cm} と SC_m は、熱媒体中継機 8 の操作部 208 から暖房能力優先要求が取り消しされるまで維持される。ステップ S307 において、回転数 F が F_{max} であれば (No)、フローは終了する。

[0123] 次に、ステップ S310～ステップ S316 を説明する。ステップ S310 において、室外コントローラ 202 は、蒸発温度目標値 T_{em} を ΔT_{em} だけ低くする。このとき、空気調和装置が冷房主体運転の場合、圧縮機 11

は蒸発温度 T_e を基に回転数 F が制御されている。このため、回転数 F が回転数最大値 F_{max} 未満であれば、蒸発温度目標値 T_{em} が低くなると圧縮機 11 の回転数 F が高くなる。一方で、空気調和装置が暖房主体運転の場合、室外熱交換器 13 は蒸発温度 T_e を基に熱交換量調整手段が制御されている。このため、室外熱交換器 13 の熱交換量調整手段が動作可能な範囲であれば、蒸発温度目標値 T_{em} が低くなると熱交換量調整手段が動作して室外熱交換器 13 の熱コンダクタンスが小さくなる。

[0124] ステップ S311 において、室外コントローラ 202 は、冷房能力抑制モードを中継機コントローラ 206 に送信する。中継機コントローラ 206 は、直膨式の室内ユニット 2a, 2b, 2c, 2d のうち、冷房運転中の室内ユニット 2 に能力抑制モードを送信する。能力抑制モードを受信した室内ユニット 2 の室内コントローラ 203 は、ステップ S312 において、室内熱交換器 31 の過熱度目標値 SH_m を ΔSH_m だけ大きくする。このとき、膨張弁 32 は、過熱度 SH の演算値を基に開度 L を制御しているので、過熱度目標値 SH_m が大きくなると開度 L が小さくなる。

[0125] 室外コントローラ 202 は、ステップ S313 において一定時間経過させた後、ステップ S314 において、圧縮機 11 の回転数 F が最大値 F_{max} 未満か否かを判断する。回転数 F が F_{max} 未満であれば (Yes)、ステップ S315 において、室外コントローラ 202 は、熱媒体中継機 8 に、冷媒流量増加モードを送信する。冷媒流量増加モードを受信した熱媒体中継機コントローラ 207 は、ステップ S316 において、熱媒体間熱交換器 81 の過熱度目標値 SH_m を ΔSH_m だけ小さくする。このとき、膨張弁 85 は、過熱度 SH の演算値を基に開度 L が制御されているので、過熱度目標値 SH_m が小さくなると開度 L が大きくなる。つまり、膨張弁 85 の過熱度目標値 SH_m が小さくなると、熱媒体間熱交換器 81 を流れる冷媒の量が増大する。この時点で、蒸発温度目標値 T_{em} と過熱度目標値 SH_m の値を変更するフローは終了するが、変更された T_{em} と SH_m は、熱媒体中継機 8 の操作部 208 から冷房能力優先要求が取り消しされるまで維持される。ステッ

プS314において、回転数FがFmaxであれば(No)、フローは終了する。

[0126] <暖房能力増大要求又は冷房能力増大要求の条件>

前述のように、操作部208が暖房能力増大又は冷房能力増大を要求するのは、熱媒体中継機8と間接式の室内ユニット2が冷温水混在モードのときである。

ここで、操作部208が暖房能力増大を要求する条件について説明する。熱媒体間熱交換器82の暖房能力増大が必要な条件として、運転している間接式の室内ユニット2の暖房容量が冷房容量に比べて十分大きいこと、実際に暖房負荷が大きいことが挙げられる。よって、本実施の形態3では、以下の3つの条件を判断して、操作部208は暖房能力増大を要求する。

[0127] (条件1A:暖房容量と冷房容量の比)

$$\cdot \Sigma Q_h > \Sigma Q_c + \alpha \dots (1)$$

ここで、 ΣQ_h は暖房運転中の間接式の室内ユニット2の定格能力合計値、 ΣQ_c は冷房運転中の間接式の室内ユニット2の定格能力合計値、 α は尤度である。

[0128] (条件2A:室内熱交換器31の熱媒体入口温度)

$$\cdot T_{whin} < T_{whm} - \beta \dots (2)$$

ここで、 T_{whin} は暖房時の室内ユニット2の熱媒体入口温度であり、 T_{whm} は暖房時の室内ユニット2の熱媒体入口温度目標値であり、 β は尤度である。暖房運転中の室内ユニット2の負荷が大きい(吸込空気温度が低い)場合、 T_{whin} が低下する。

[0129] (条件3A:熱媒体出入口温度差、流量調整弁開度、ポンプ回転数)

$$\cdot \left[\Delta T_{whmax} > \Delta T_{whm} + \gamma, \text{ かつ、 } L_{max} = 100\% \right] \text{ かつ } \left[F_p = 100\% \right] \dots (3)$$

ここで、 ΔT_{whmax} は暖房中の室内ユニット2(より詳しくは、当該室内ユニット2の室内熱交換器31)の熱媒体出入口温度差のうちの最大値であり、 ΔT_{whm} は暖房中の室内ユニット2の熱媒体出入口温度差目標値

であり、 γ は尤度である。暖房負荷が大きい場合、熱媒体出入口温度差が大きくなる。

また、 L は暖房中の室内ユニット2の流量調整弁95の開度であり、 L_{max} はそのうちの最大値である。 $L_{max} = 100\%$ となっている場合、暖房に係る熱媒体の全体の流量が不足していることを意味する。

また、 F_p はポンプ92の回転数であり、 100% となっている場合、暖房に係る熱媒体の全体の流量が不足していることを意味する。

[0130] 以上をまとめると、

・ (条件1A) かつ (条件2A) … (4)

又は、

・ (条件1A) かつ (条件3A) … (5)

を一定時間満たすとき、操作部208は暖房能力増大を要求するとよい。この条件を判定する際は、冷媒経路と熱媒体経路のアクチュエータが十分安定している状態が必要であり、一定時間は10～30分程度とすることが望ましい。

[0131] 同様に、熱媒体間熱交換器81の冷媒能力増大が必要な条件として、運転している間接式の室内ユニット2の冷媒容量が暖房容量に比べて十分大きいこと、実際に冷房負荷が大きいことが挙げられる。よって、操作部208が冷房能力増大を要求する条件は、以下のようにすればよい。

[0132] (条件1B：暖房容量と冷房容量の比)

・ $\sum Q_c > \sum Q_h + \alpha \dots (6)$

[0133] (条件2B：室内熱交換器31の熱媒体入口温度)

・ $T_{wc\ i\ n} > T_{wc\ m} + \beta \dots (7)$

ここで、 $T_{wc\ i\ n}$ は冷房時の室内ユニット2の熱媒体入口温度であり、 $T_{wc\ m}$ は冷房時の室内ユニット2の熱媒体入口温度目標値である。冷房運転中の室内ユニット2の負荷が大きい（吸込空気温度が高い）場合、 $T_{wc\ i\ n}$ が上昇する。

[0134] (条件3B：熱媒体出入口温度差、流量調整弁開度、ポンプ回転数)

・「 $\Delta T_{wcm\max} > \Delta T_{wcm} + \gamma$ 、かつ、 $L_{\max} = 100\%$ 」かつ「 $F_p = 100\%$ 」… (8)

ここで、 $\Delta T_{wcm\max}$ は冷房中の室内ユニット2の熱媒体出入口温度差のうちの最大値であり、 ΔT_{wcm} は冷房中の室内ユニット2の熱媒体出入口温度差目標値である。冷房負荷が大きい場合、熱媒体出入口温度差が大きくなる。

また、 $L_{\max} = 100\%$ となっている場合、冷房に係る熱媒体の全体の流量が不足していることを意味する。

また、 $F_p = 100\%$ となっている場合、冷房に係る熱媒体の全体の流量が不足していることを意味する。

[0135] 以上をまとめると、

・ (条件1B) かつ (条件2B) … (9)

又は、

・ (条件1B) かつ (条件3B) … (10)

を一定時間満たすとき、操作部208は冷房能力増大を要求するとよい。この条件を判定する際は、冷媒経路と熱媒体経路のアクチュエータが十分安定している状態が必要であり、一定時間は10～30分程度とすることが望ましい。

[0136] また、冷房運転時の蒸発温度目標値 T_{em} については、低下し過ぎると熱媒体間熱交換器81において熱媒体が凍結し、熱媒体間熱交換器81が破壊する恐れがある。このため、 T_{em} は熱媒体が凍結しないような温度に設定する。

[0137] <能力増大制御の効果>

以上のように、本実施の形態3に係る空気調和装置では、熱媒体中継機8と間接式の室内ユニット2が冷温水混在モードのとき、熱媒体間熱交換器81又は熱媒体間熱交換器82に対して、能力増大制御を実施することで、暖房能力又は冷房能力を増大することができる。よって、熱媒体間熱交換器81、82やポンプ91、92を大きくしたり、台数を増加させたりする必要

がなく、空気調和装置を小型化、安価にすることができる。

[0138] また、本実施の形態3に係る空気調和装置では、暖房負荷が大きいときに暖房能力増大を要求して、一方で冷房能力が大きいときに冷房能力増大を要求するため、無駄に能力増大制御を実施することがなく、省エネ性に優れた空気調和装置を提供できる。

[0139] また、本実施の形態3に係る空気調和装置では、熱媒体間熱交換器81、82に対して能力増大制御を実施する際に、直膨式の室内ユニット2の能力を抑制している。直膨式の室内熱交換器31は、前述のように冷媒が直接循環しており、凝縮温度が高くなれば暖房能力が増加し、蒸発温度が低くなれば冷房能力が増加する。よって、能力を抑制することで、直膨式の室内ユニット2において能力が過剰になるのを抑制できる。

[0140] なお、上記の実施の形態1～実施の形態3では、能力を増大させる熱交換器を1台のみとしたが、能力を増大させる熱交換器の数は任意である。また、上記の実施の形態1～実施の形態3では、能力を増大させる熱交換器以外の熱交換器の全てにおいて冷媒流量を減少させていたが、能力を増大させる熱交換器以外の熱交換器の一部において冷媒流量を減少させることができれば、本発明を実施することができる。

産業上の利用可能性

[0141] 本発明の活用例として、ビル用マルチエアコンなどに用いる多室形空気調和装置に適用できる。

符号の説明

[0142] 1 室外機、2 室内ユニット、3 中継機、4 ガス管、5 液管、6 高圧管、7 低圧管、8 熱媒体中継機、11 圧縮機、12 四方弁、13 室外熱交換器、14 アクкумуляター、15 逆止弁、31 室内熱交換器、32 膨張弁、41 ガス枝管、42 液枝管、51 気液分離器、52、53 内部熱交換器、54、55 膨張弁、56、57 電磁弁、58、59 逆止弁、61 高圧ガス管、62、63、64 液管、65 バイパス配管、66 高圧ガス管、67 液管、68 低圧管、69 バイ

パス配管、71, 72 圧力センサ、73, 74, 75 温度センサ、76, 77 圧力センサ、81, 82 熱媒体間熱交換器、83, 84 四方弁、85, 86, 87 膨張弁、88 内部熱交換器、91, 92 ポンプ、93, 94 三方弁、95 流量調整弁、101 ファン、111, 112, 113, 114, 115, 116 熱媒体配管、131, 132, 133, 134, 135, 136, 137 温度センサ、138 圧力センサ、201 インバータ回路、202 室外コントローラ、203 室内コントローラ、204 操作部、205 弁駆動回路、206 中継機コントローラ、207 熱媒体中継機コントローラ、208 操作部、209 弁駆動回路、210 ポンプ駆動回路。

請求の範囲

[請求項1]

圧縮機と、凝縮器又は蒸発器として機能する熱源側熱交換器と、凝縮器又は蒸発器として機能する複数の利用側熱交換器と、前記利用側熱交換器に対応して設けられ、前記利用側熱交換器に流れる冷媒の流量を調整する複数の膨張装置と、前記圧縮機の運転容量及び複数の前記膨張装置の開度を制御する制御装置と、を備え、

複数の前記利用側熱交換器の一部の熱交換能力を増大させる際（以下、熱交換能力を増大させる前記利用側熱交換器を第1の利用側熱交換器と称する）、

前記制御装置は、

前記圧縮機の運転容量を大きくすると共に、

前記第1の利用側熱交換器以外の前記利用側熱交換器であって、前記第1の利用側熱交換器と同じ機能を果たす前記利用側熱交換器（以下、第2の利用側熱交換器と称する）の少なくとも1つに対して、当該第2の利用側熱交換器に対応する前記膨張装置の開度を制御して、当該第2の利用側熱交換器に流れる冷媒の流量を減少させることを特徴とする空気調和装置。

[請求項2]

前記制御装置は、

前記圧縮機の運転容量を大きくした後も、前記圧縮機の運転容量が上限値に達していない場合、

前記第1の利用側熱交換器に対応する前記膨張装置の開度を制御して、当該第1の利用側熱交換器に流れる冷媒の流量を増加させることを特徴とする請求項1に記載の空気調和装置。

[請求項3]

前記熱源側熱交換器は蒸発器として機能し、前記利用側熱交換器は凝縮器として機能するものであり、

前記制御装置は、前記利用側熱交換器を流れる冷媒の凝縮飽和温度が所定の凝縮飽和温度目標値となるように前記圧縮機の運転容量を制御するものであって、

前記第 1 の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際、
前記制御装置は、

前記凝縮飽和温度目標値の値を高くすることによって前記圧縮機の
運転容量を大きくすることを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載
の空気調和装置。

[請求項4] 前記熱源側熱交換器は凝縮器として機能し、前記利用側熱交換器は
蒸発器として機能するものであり、

前記制御装置は、前記利用側熱交換器を流れる冷媒の蒸発飽和温度
が所定の蒸発飽和温度目標値となるように前記圧縮機の運転容量を制
御するものであって、

前記第 1 の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際、
前記制御装置は、

前記蒸発飽和温度目標値の値を低くすることによって前記圧縮機の
運転容量を大きくすることを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載
の空気調和装置。

[請求項5] 前記熱源側熱交換器は蒸発器として機能し、前記複数の前記利用側
熱交換器の一部は凝縮器として機能し、前記複数の前記利用側熱交換
器の残りの一部は蒸発器として機能するものであり、

前記制御装置は、凝縮器として機能する前記利用側熱交換器を流れる
冷媒の凝縮飽和温度が所定の凝縮飽和温度目標値となるように前記
圧縮機の運転容量を制御し、

前記第 1 の利用側熱交換器は凝縮器として機能するものであって、
前記第 1 の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際、
前記制御装置は、

前記凝縮飽和温度目標値の値を高くすることによって前記圧縮機の
運転容量を大きくすることを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載
の空気調和装置。

[請求項6] 前記熱源側熱交換器は凝縮器として機能し、前記複数の前記利用側

熱交換器の一部は凝縮器として機能し、前記複数の前記利用側熱交換器の残りの一部は蒸発器として機能するものであり、

前記制御装置は、蒸発器として機能する前記利用側熱交換器を流れる冷媒の蒸発飽和温度が所定の蒸発飽和温度目標値となるように前記圧縮機の運転容量を制御し、

前記第 1 の利用側熱交換器は蒸発器として機能するものであって、

前記第 1 の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際、

前記制御装置は、

前記蒸発飽和温度目標値の値を低くすることによって前記圧縮機の運転容量を大きくすることを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の空気調和装置。

[請求項7]

前記制御装置は、

凝縮器として機能する前記利用側熱交換器に流れる冷媒の過冷却度が所定の目標過冷却度となるように、当該利用側熱交換器に対応する前記膨張装置の開度を制御するものであり、

前記第 1 の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際、前記目標過冷却度を大きくすることによって、前記第 2 の利用側熱交換器の流量を減少させることを特徴とする請求項 3 又は請求項 5 に記載の空気調和装置。

[請求項8]

前記制御装置は、

蒸発器として機能する前記利用側熱交換器に流れる冷媒の過熱度が所定の目標過熱度となるように、当該利用側熱交換器に対応する前記膨張装置の開度を制御するものであり、

前記第 1 の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際、前記目標過熱度を大きくすることによって、前記第 2 の利用側熱交換器の流量を減少させることを特徴とする請求項 4 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

[請求項9]

前記利用側熱交換器の一部は、前記熱源側熱交換器から供給された

冷媒と該冷媒とは異なる熱媒体とが熱交換する熱媒体間熱交換器であり、

前記利用側熱交換器の残りの一部は、前記熱源側熱交換器から供給された冷媒と室内の空気とが熱交換する直膨式熱交換器であって、

前記熱媒体間熱交換器の熱媒体側流路に接続され、熱媒体と室内の空気とが熱交換する少なくとも1つの間接式熱交換器を備え、

前記第1の利用側熱交換器が前記熱媒体間熱交換器であり、

前記第1の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際に冷媒の流量が減少する前記第2の利用側熱交換器は、前記直膨式熱交換器であることを特徴とする請求項1～請求項8のいずれか一項に記載の空気調和装置。

[請求項10]

前記利用側熱交換器の一部は、前記熱源側熱交換器から供給された冷媒と該冷媒とは異なる熱媒体とが熱交換する熱媒体間熱交換器であり、

前記利用側熱交換器の残りの一部は、前記熱源側熱交換器から供給された冷媒と室内の空気とが熱交換する直膨式熱交換器であって、

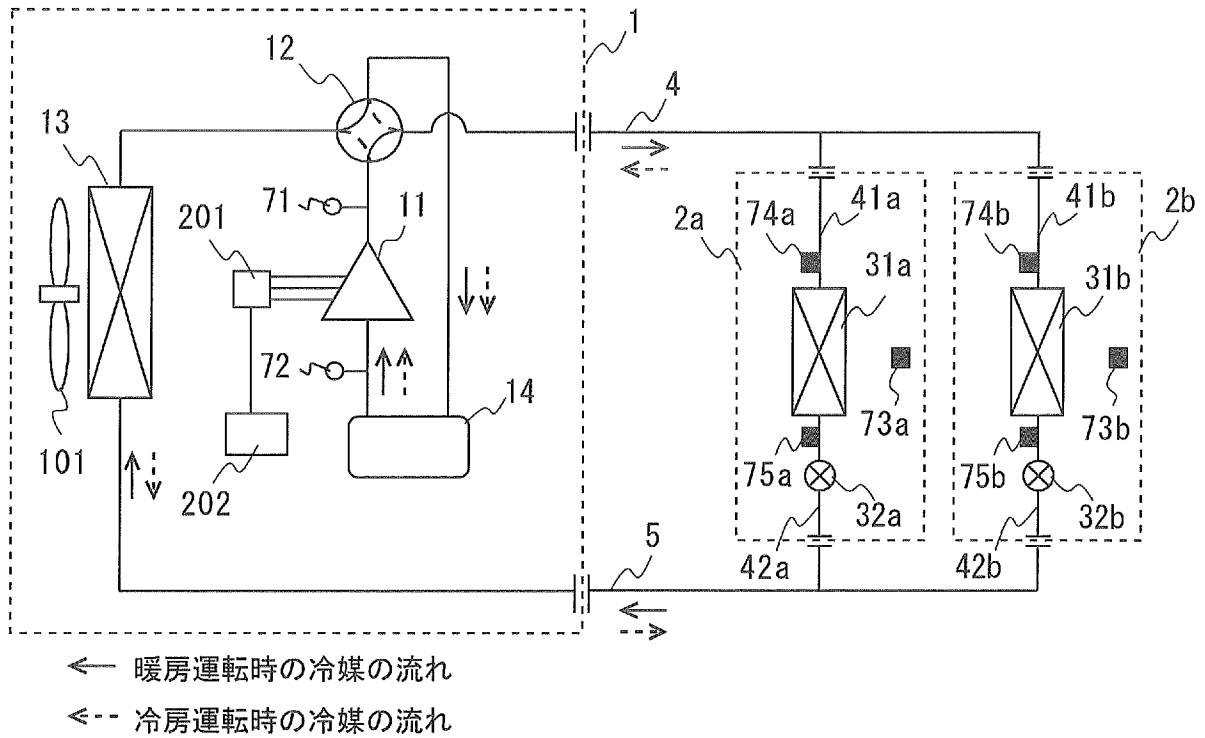
前記熱媒体間熱交換器の熱媒体側流路に接続され、熱媒体と室内の空気とが熱交換する少なくとも1つの間接式熱交換器を備え、

前記熱媒体間熱交換器として、凝縮器として機能する熱媒体間熱交換器と蒸発器として機能する熱媒体間熱交換器を有し、

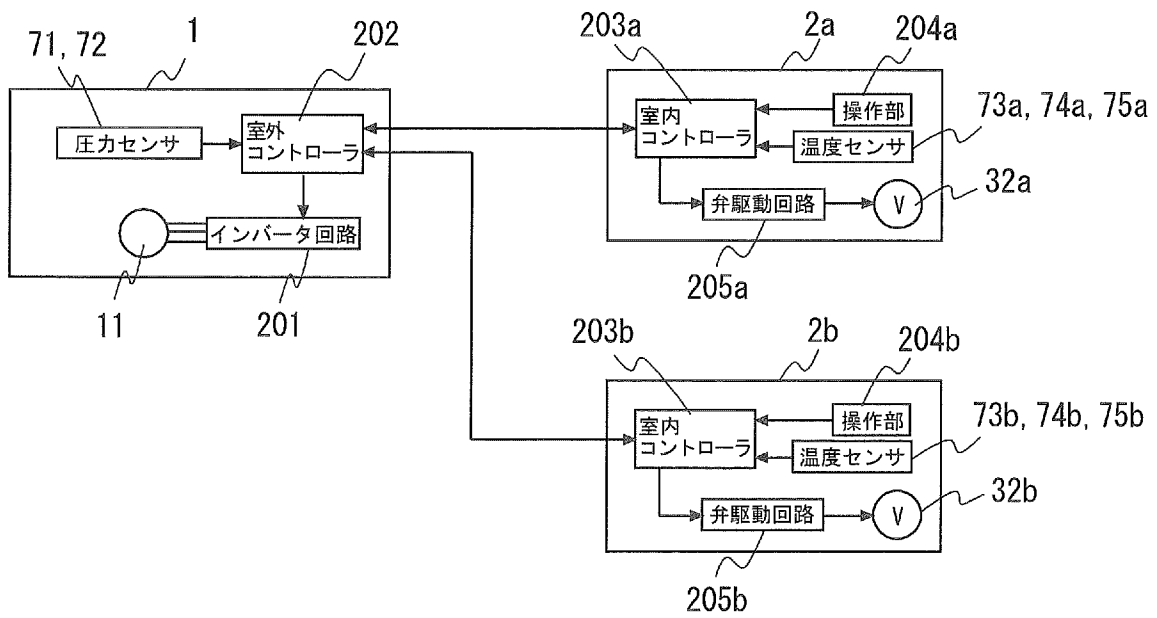
前記第1の利用側熱交換器は、接続されている前記間接式熱交換器の熱交換負荷が大きい側の前記熱媒体間熱交換器であり、

前記第1の利用側熱交換器の熱交換能力を増大させる際に冷媒の流量が減少する前記第2の利用側熱交換器は、前記直膨式熱交換器であることを特徴とする請求項5又は請求項6に記載の空気調和装置。

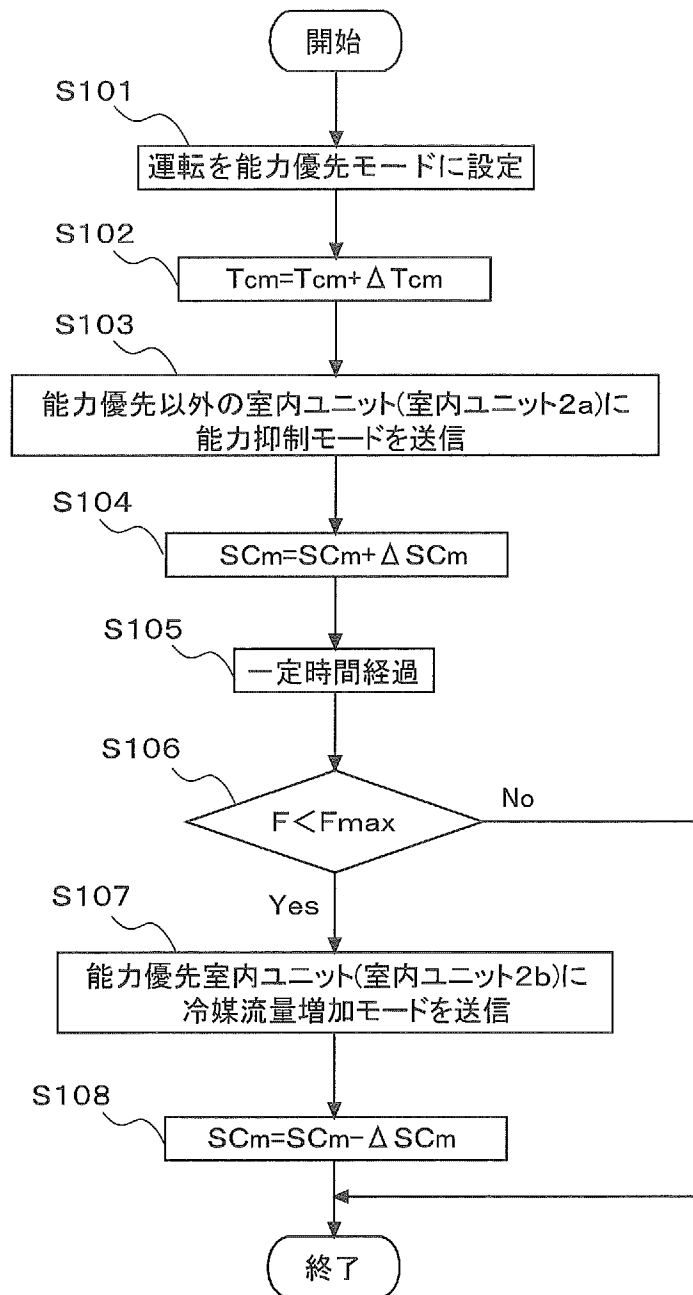
【図1】



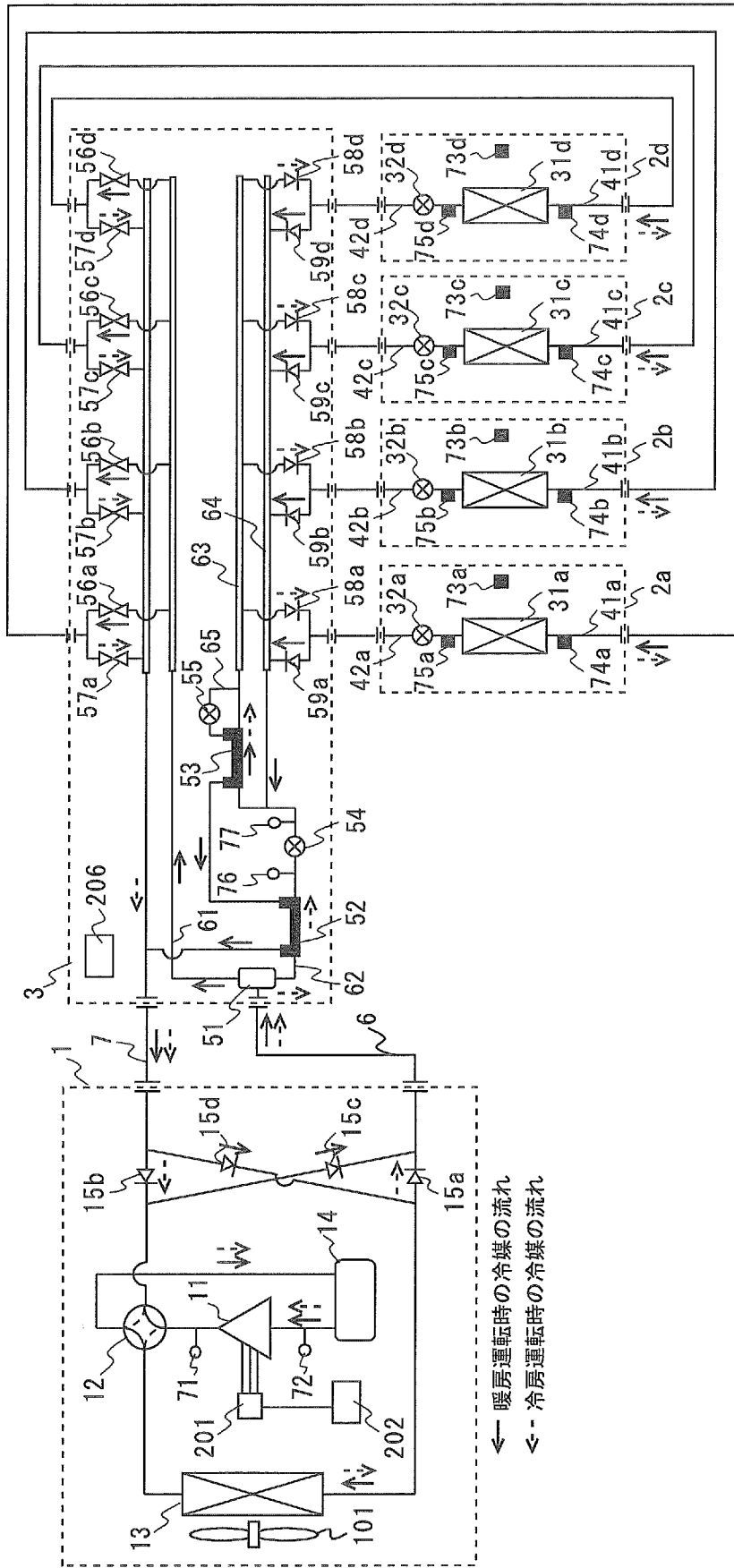
【図2】



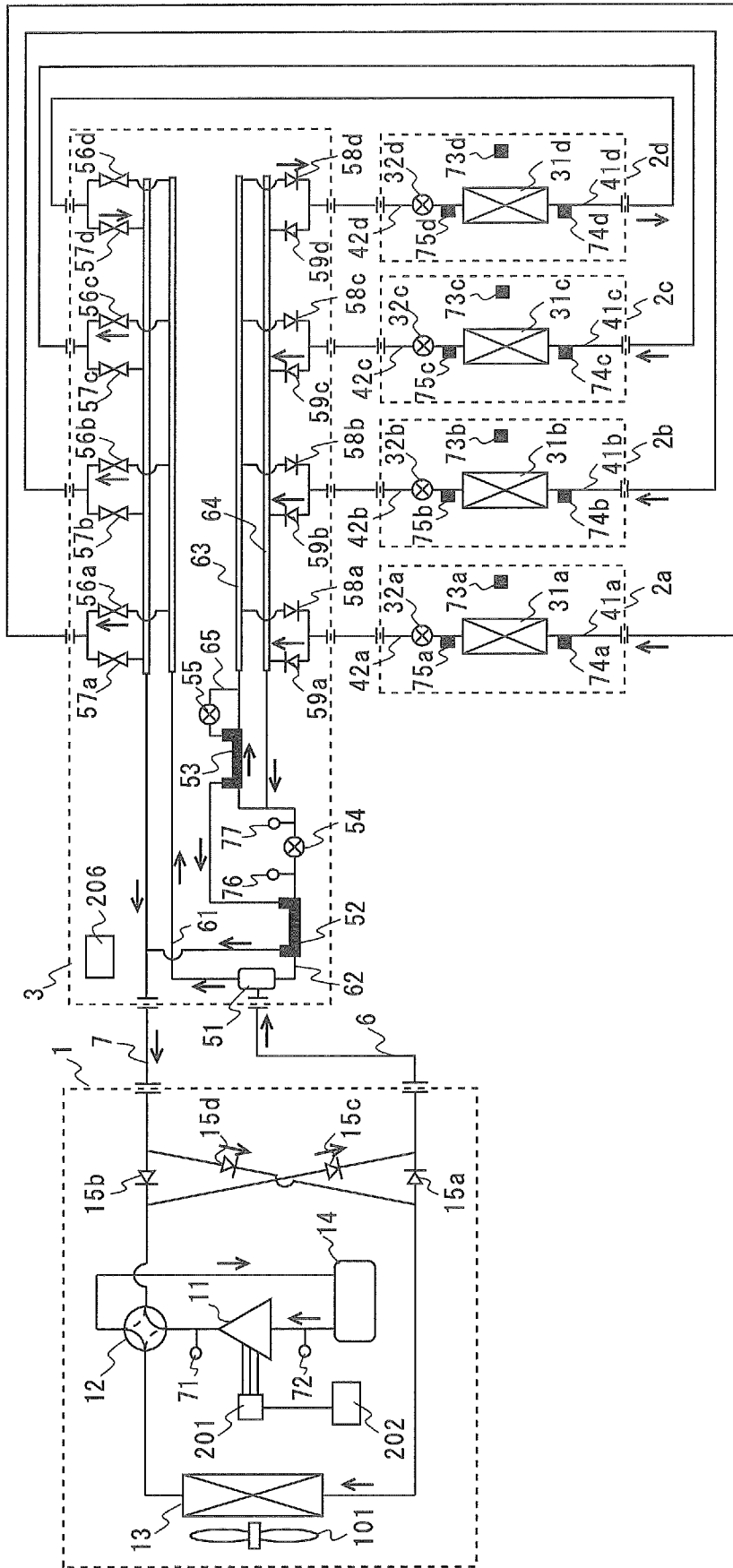
[図3]



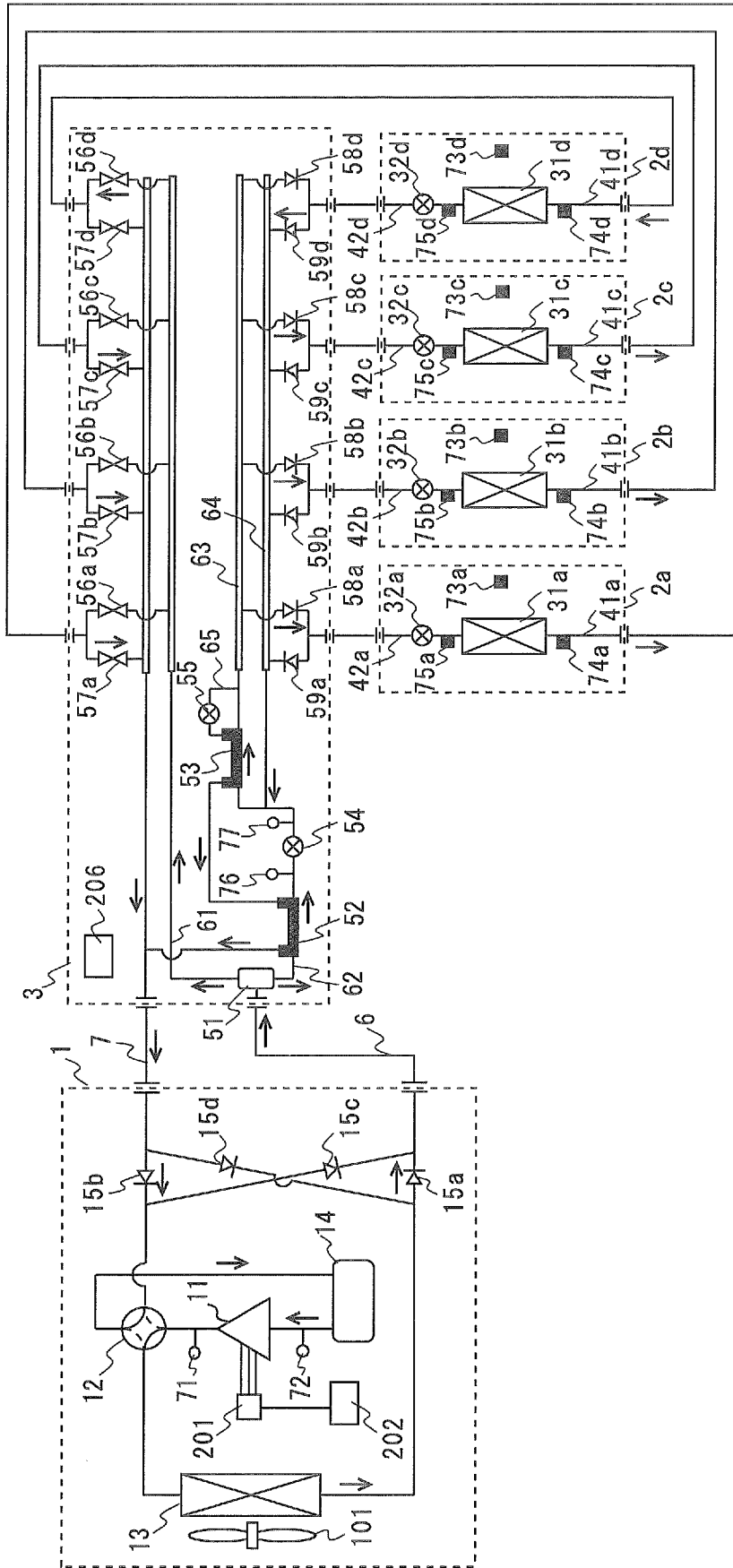
[図4]



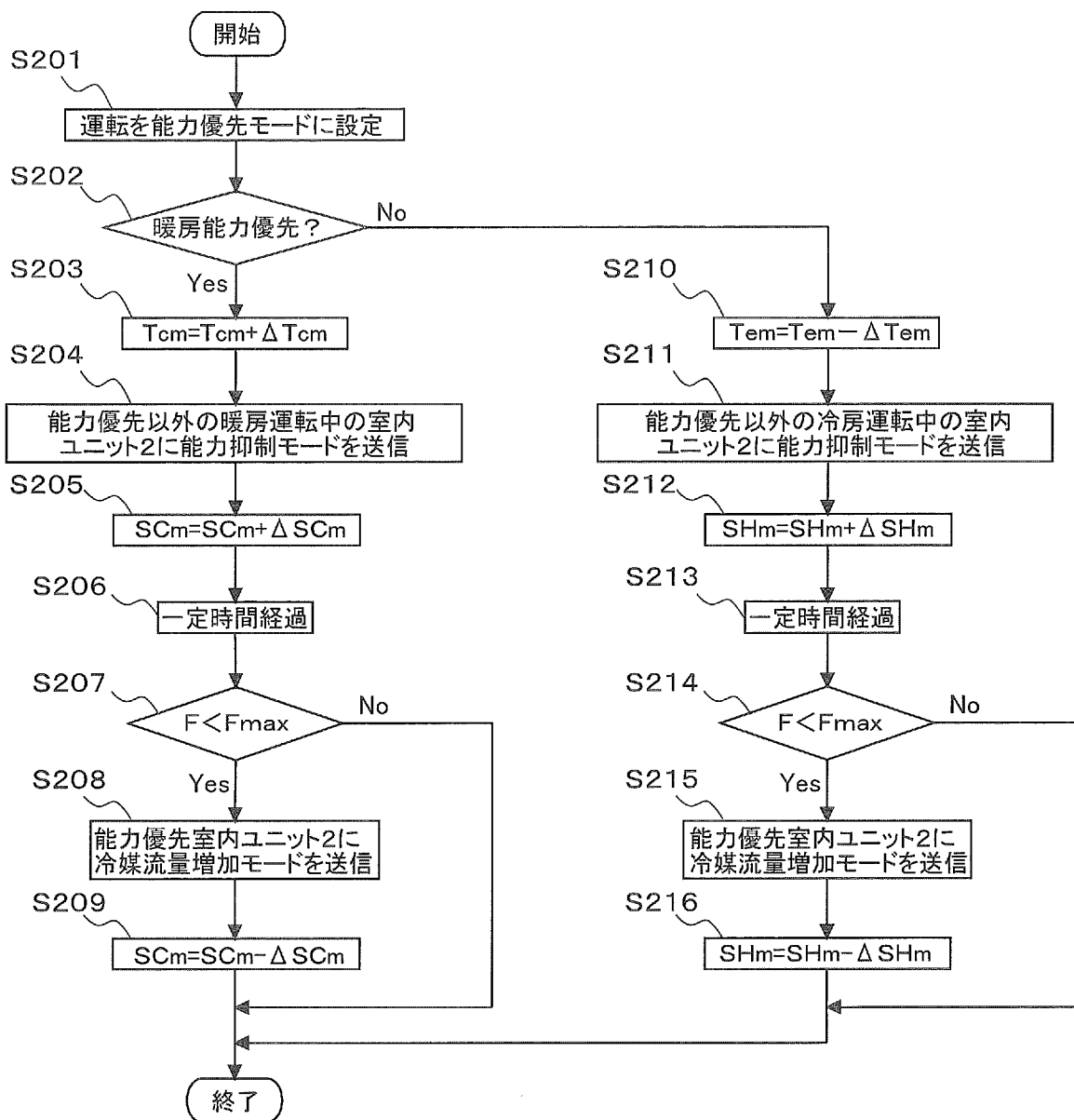
[図5]



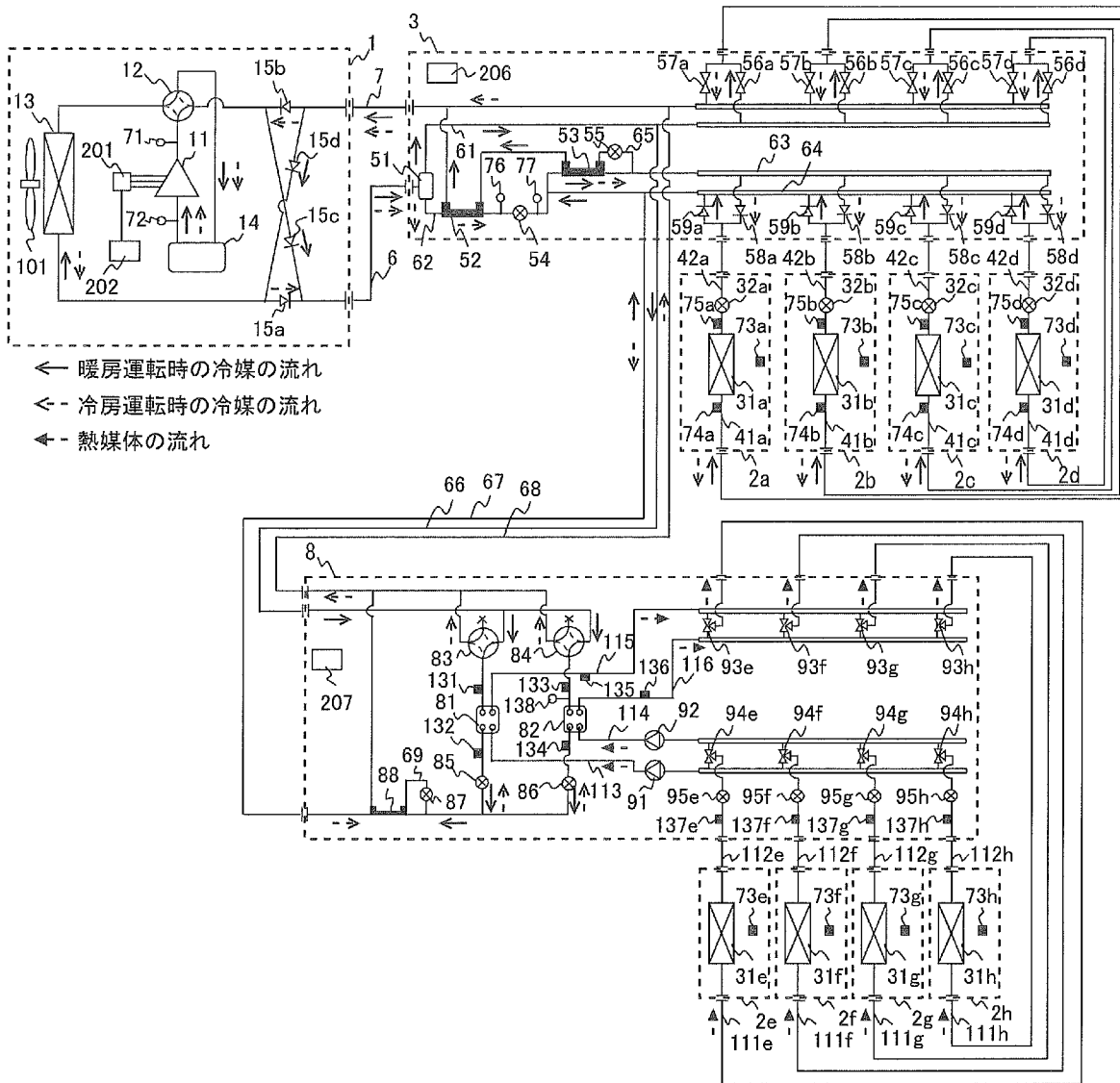
[図6]



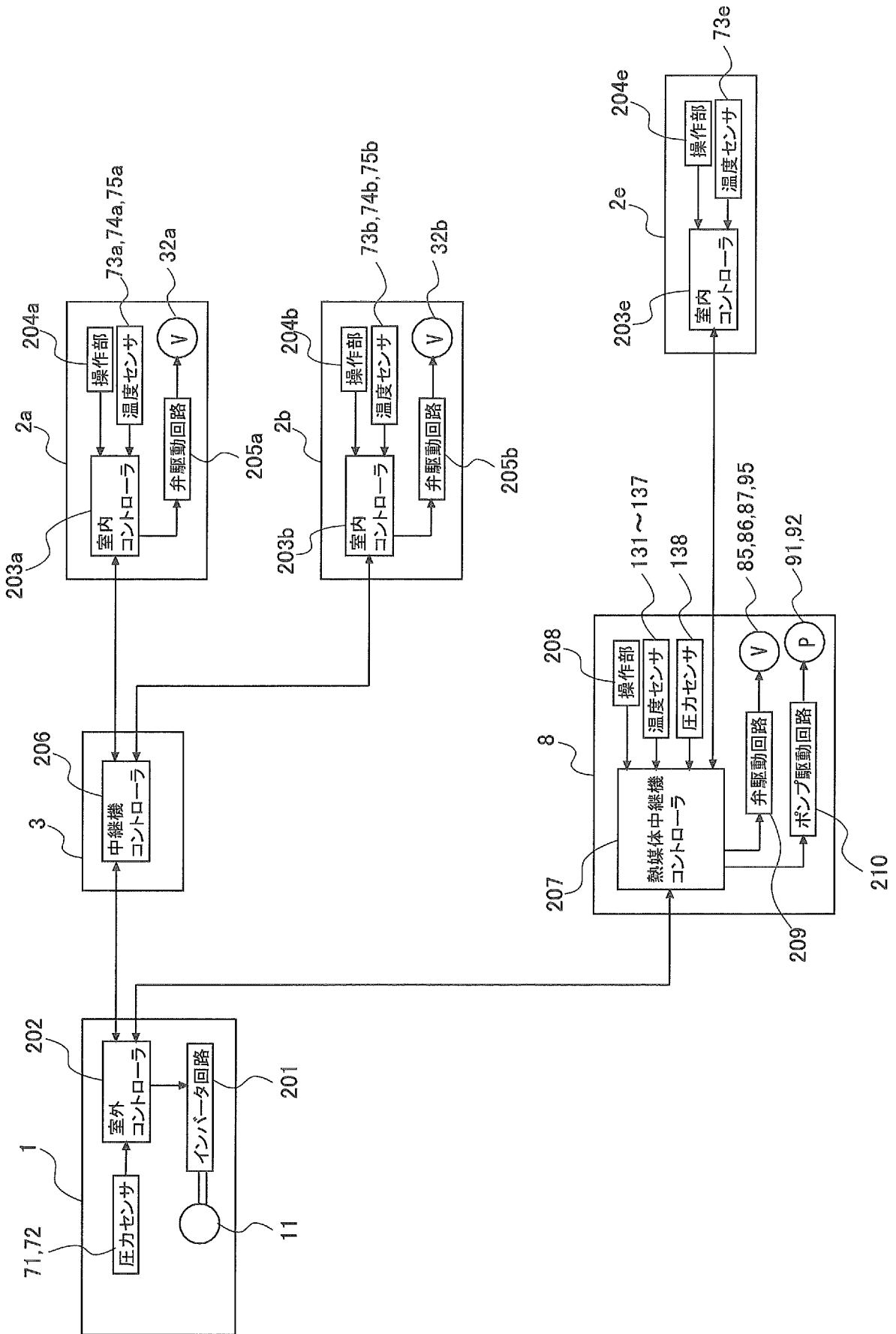
[図7]



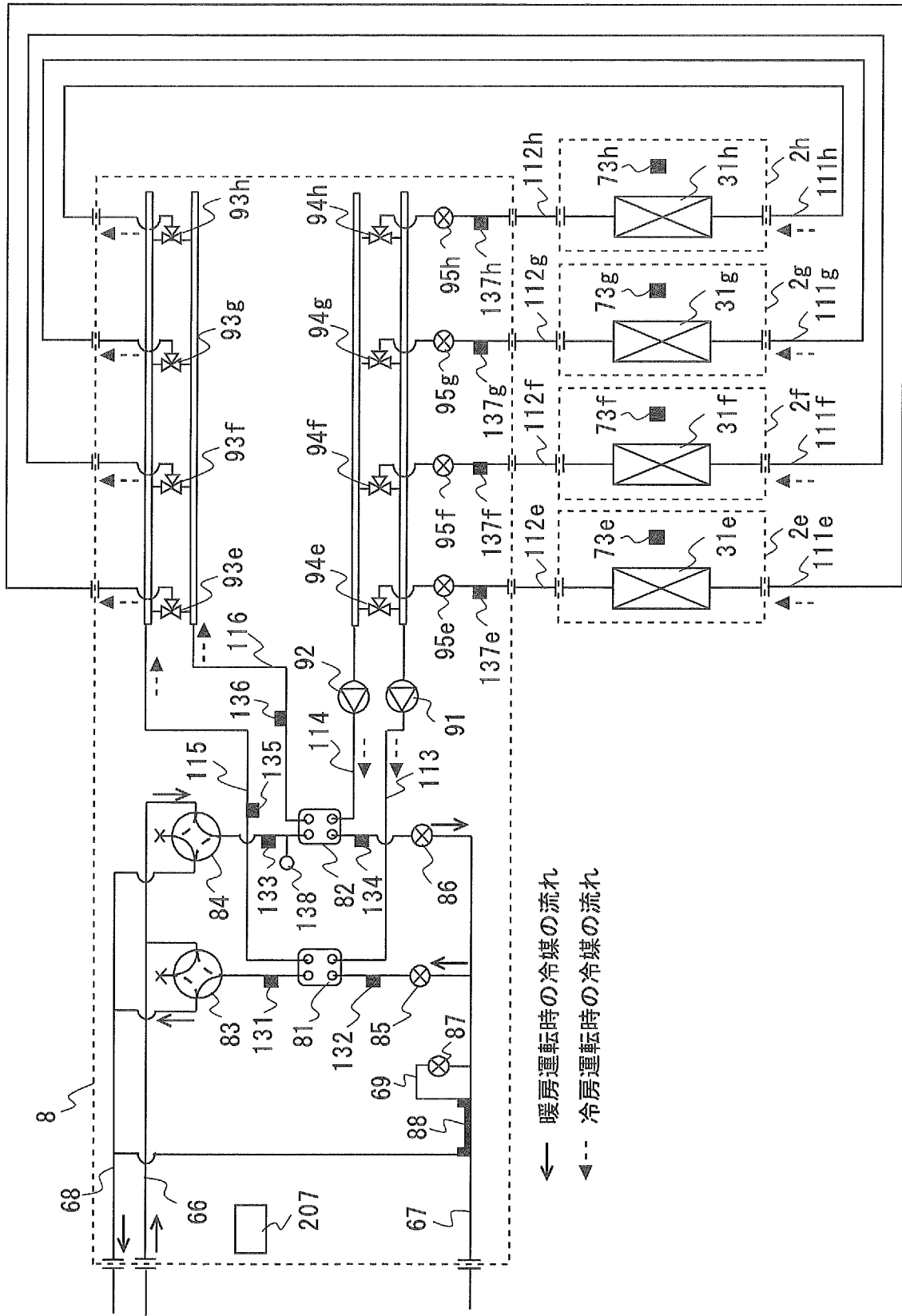
[図8]



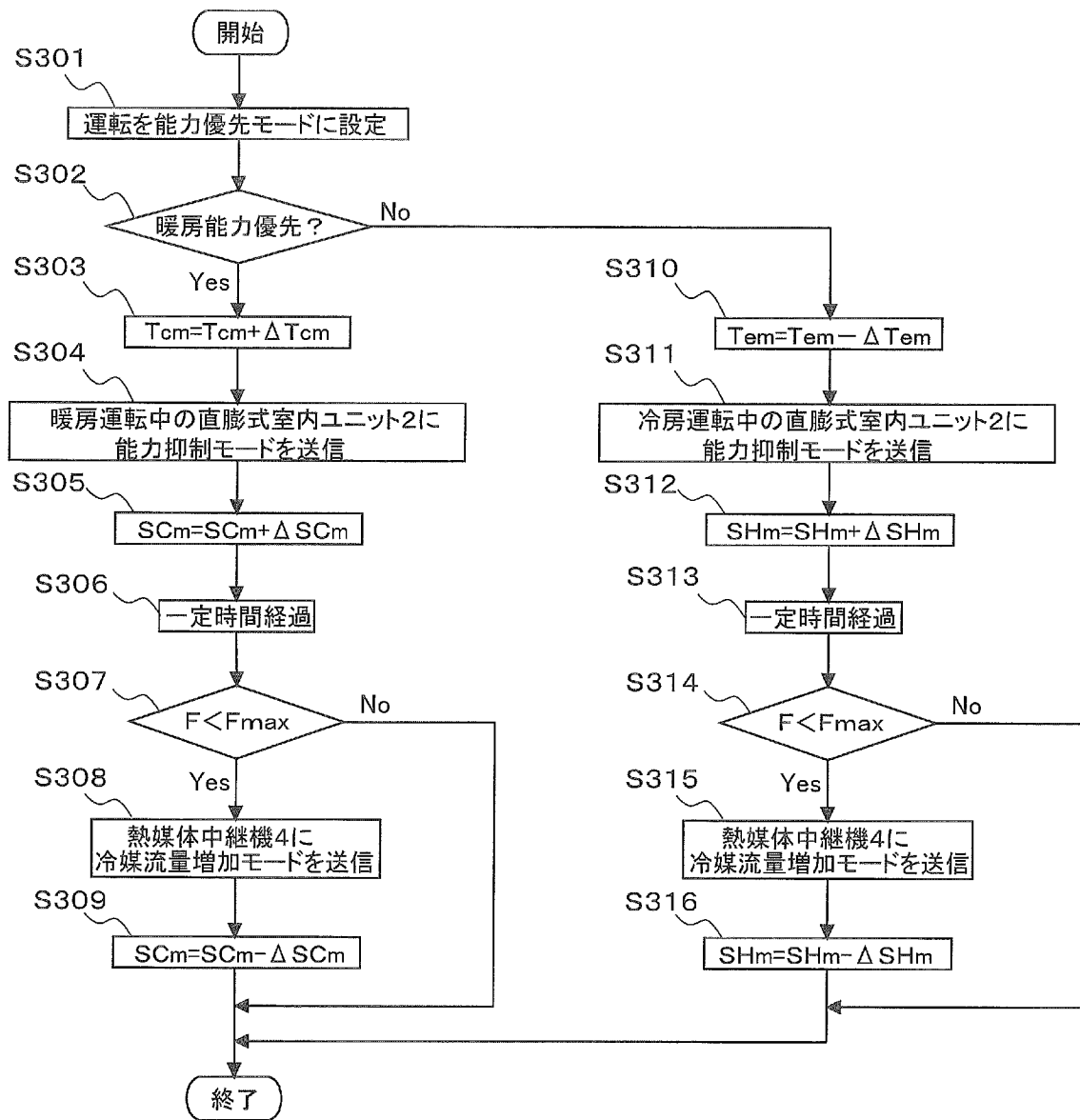
[図9]



[図10]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/002100

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F25B13/00 (2006.01) i, *F25B1/00* (2006.01) i, *F25B29/00* (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F25B13/00, *F25B1/00*, *F25B29/00*

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

| | | | |
|---------------------------|-----------|----------------------------|-----------|
| Jitsuyo Shinan Koho | 1922-1996 | Jitsuyo Shinan Toroku Koho | 1996-2012 |
| Kokai Jitsuyo Shinan Koho | 1971-2012 | Toroku Jitsuyo Shinan Koho | 1994-2012 |

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

| Category* | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages | Relevant to claim No. |
|-----------|--|-----------------------|
| X Y | JP 2002-206788 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 26 July 2002 (26.07.2002), paragraph [0024]; fig. 1 (Family: none) | 1 9 |
| Y | WO 2011/064830 A1 (Mitsubishi Electric Corp.), 03 June 2011 (03.06.2011), fig. 2 (Family: none) | 9 |
| A | JP 8-28985 A (Toshiba AVE Co., Ltd.), 02 February 1996 (02.02.1996), entire text; all drawings & EP 692683 A2 & CN 1128340 A | 1-10 |

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
25 April, 2012 (25.04.12)

Date of mailing of the international search report
22 May, 2012 (22.05.12)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/002100

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

| Category* | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages | Relevant to claim No. |
|-----------|---|-----------------------|
| A | JP 62-102046 A (Toshiba Corp.), 12 May 1987 (12.05.1987), claims; fig. 1 & US 4720982 A & GB 2183018 A & AU 6432386 A | 1-10 |
| A | JP 4-316964 A (Toshiba Corp.), 09 November 1992 (09.11.1992), claim 1; paragraphs [0018] to [0024]; fig. 1 (Family: none) | 1-10 |
| A | JP 2-126044 A (Daikin Industries, Ltd.), 15 May 1990 (15.05.1990), claim 1; fig. 1, 2 (Family: none) | 7, 9 |
| A | JP 4-76359 A (Toshiba Corp.), 11 March 1992 (11.03.1992), page 4, upper right column, line 19 to page 5, upper left column, line 4; fig. 1 (Family: none) | 8, 9 |

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. F25B13/00(2006.01)i, F25B1/00(2006.01)i, F25B29/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野
 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. F25B13/00, F25B1/00, F25B29/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの
 日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2012年
 日本国実用新案登録公報 1996-2012年
 日本国登録実用新案公報 1994-2012年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

| 引用文献の カテゴリー* | 引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示 | 関連する 請求項の番号 |
|-----------------|--|----------------|
| X Y | JP 2002-206788 A (松下電器産業株式会社) 2002.07.26, 段落【0024】, 図1 (ファミリーなし) | 1 9 |
| Y | WO 2011/064830 A1 (三菱電機株式会社) 2011.06.03, 図2 (ファミリーなし) | 9 |
| A | JP 8-28985 A (東芝エー・ブイ・イー) 1996.02.02, 全文, 全図 & EP 692683 A2 & CN 1128340 A | 1-10 |

C欄の続きにも文献が列挙されている。 パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー
 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献
 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

| | |
|---|--|
| 国際調査を完了した日 25.04.2012 | 国際調査報告の発送日 22.05.2012 |
| 国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号 | 特許庁審査官 (権限のある職員) マキロイ 寛済 電話番号 03-3581-1101 内線 3377 |

| C (続き) . 関連すると認められる文献 | | |
|-----------------------|---|----------------|
| 引用文献の カテゴリー* | 引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示 | 関連する 請求項の番号 |
| A | JP 62-102046 A (株式会社東芝) 1987.05.12, 特許請求の範囲, 第1図 & US 4720982 A & GB 2183018 A & AU 6432386 A | 1-10 |
| A | JP 4-316964 A (株式会社東芝) 1992.11.09, 請求項1, 段落【0018】 - 【0024】, 図1 (ファミリーなし) | 1-10 |
| A | JP 2-126044 A (ダイキン工業株式会社) 1990.05.15, 請求項1, 第1, 2図 (ファミリーなし) | 7,9 |
| A | JP 4-76359 A (株式会社東芝) 1992.03.11, 第4頁右上欄第19行 - 第5頁左上欄第4行, 第1図 (ファミリーなし) | 8,9 |