

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5452659号
(P5452659)

(45) 発行日 平成26年3月26日 (2014.3.26)

(24) 登録日 平成26年1月10日 (2014.1.10)

(51) Int.Cl. F I
F 2 4 F 11/02 (2006.01)
 F 2 4 F 11/02 1 O 2 P
 F 2 4 F 11/02 1 O 2 A
 F 2 4 F 11/02 H
 F 2 4 F 11/02 1 O 2 S

請求項の数 18 (全 25 頁)

(21) 出願番号	特願2012-112813 (P2012-112813)	(73) 特許権者	000006013
(22) 出願日	平成24年5月16日 (2012.5.16)		三菱電機株式会社
(65) 公開番号	特開2013-238376 (P2013-238376A)		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(43) 公開日	平成25年11月28日 (2013.11.28)	(74) 代理人	100085198
審査請求日	平成24年8月1日 (2012.8.1)		弁理士 小林 久夫
		(74) 代理人	100098604
			弁理士 安島 清
		(74) 代理人	100087620
			弁理士 高梨 範夫
		(74) 代理人	100125494
			弁理士 山東 元希
		(74) 代理人	100141324
			弁理士 小河 卓
		(74) 代理人	100153936
			弁理士 村田 健誠

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】

室外機と1又は複数の室内機とを有し、同一の室内の空調を行う2つの冷媒系統と、前記室内の温度分布を均一化させるための1又は複数のサーキュレータと、
 運転中の前記2つの冷媒系統それぞれにおける負荷を判定する負荷判定装置と、
前記負荷判定装置の判定結果に基づいて運転効率の向上が見込めるかどうかを判断し、その判断結果に応じて前記冷媒系統及び前記サーキュレータの運転を制御する制御装置とを備え、

前記制御装置は、低負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積と、高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積との和が、前記高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる圧縮機周波数とストロークボリュームの積以下となる場合に、運転効率の向上が見込めると判断し、運転効率の向上が見込めると判断した場合、低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、高負荷と判定された冷媒系統に運転を集約する系統集約運転を行うと共に、前記高負荷と判定された冷媒系統の前記室内機から吹出された吹出空気を吸込むことが可能な位置に配置された前記サーキュレータを運転させ、前記吹出空気を吸込んで前記低負荷と判定された冷媒系統の空調ゾーンに向けて吹出させることを特徴とする空気調和装置。

【請求項2】

室外機と1又は複数の室内機とを有し、同一の室内の空調を行う3つの冷媒系統と、

前記室内の温度分布を均一化させるための1又は複数のサーキュレータと、
 運転中の前記3つの冷媒系統それぞれにおける負荷を低負荷、中負荷、高負荷に判定する負荷判定装置と、

前記負荷判定装置の判定結果に基づいて運転効率の向上が見込めるかどうかを判断し、その判断結果に応じて前記冷媒系統及び前記サーキュレータの運転を制御する制御装置とを備え、

前記3つの冷媒系統のそれぞれは、前記室内を一方向に3つに分けた3つの空調ゾーンのそれぞれを空調するように配置されており、

前記制御装置は、前記低負荷と判定された冷媒系統が、両端の前記空調ゾーンを空調する2つの冷媒系統のうちのどちらかであるときには、前記低負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積と、中央の空調ゾーンを空調する冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積との和が、前記中央の空調ゾーンを空調する冷媒系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる圧縮機周波数とストロークボリュームの積以下となる場合に、運転効率の向上が見込めると判断し、運転効率の向上が見込めると判断した場合、前記低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、中央の前記空調ゾーンを空調する冷媒系統に運転を集約する系統集約運転を行うと共に、中央の前記空調ゾーンを空調する冷媒系統から吹出された吹出空気を吸込むことが可能な位置に配置された前記サーキュレータを運転させ、前記吹出空気を吸込んで前記低負荷と判定された冷媒系統の空調ゾーンに向けて吹出させることを特徴とする空気調和装置。

【請求項3】

室外機と1又は複数の室内機とを有し、同一の室内の空調を行う3つの冷媒系統と、
 前記室内の温度分布を均一化させるための1又は複数のサーキュレータと、
 運転中の前記3つの冷媒系統それぞれにおける負荷を低負荷、中負荷、高負荷に判定する負荷判定装置と、

前記負荷判定装置の判定結果に基づいて運転効率の向上が見込めるかどうかを判断し、その判断結果に応じて前記冷媒系統及び前記サーキュレータの運転を制御する制御装置とを備え、

前記3つの冷媒系統のそれぞれは、前記室内を一方向に3つに分けた3つの空調ゾーンのそれぞれを空調するように配置されており、

前記制御装置は、前記低負荷と判定された冷媒系統が、中央の前記空調ゾーンを空調する冷媒系統であるときには、前記低負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積と、前記高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積との和が、前記高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる圧縮機周波数とストロークボリュームの積以下となる第1条件を満たす場合に、前記高負荷と判定された冷媒系統側に運転集約することで運転効率の向上が見込めると判断し、運転効率の向上が見込めると判断した場合、前記低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、前記高負荷と判定された冷媒系統に運転を集約する系統集約運転を行うと共に、前記高負荷と判定された冷媒系統から吹出された吹出空気を吸込むことが可能な位置に配置された前記サーキュレータを運転させ、前記吹出空気を吸込んで前記低負荷と判定された冷媒系統の空調ゾーンに向けて吹出させることを特徴とする空気調和装置。

【請求項4】

前記制御装置は、前記高負荷と判定された冷媒系統側に運転を集約しても運転効率の向上が見込めないと判断した場合、前記中負荷と判定された冷媒系統側に運転を集約することで運転効率の向上が見込めるかを判断し、運転効率の向上が見込めると判断した場合、前記系統集約運転として、前記低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、前記中負荷と判定された冷媒系統に運転を集約させることを特徴とする請求項3記載の空気調和装置。

【請求項5】

前記制御装置は、前記第1条件を満たさない場合、前記低負荷と判定された冷媒系統の

圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積と、前記中負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積との和が、前記中負荷と判定された冷媒系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる圧縮機周波数とストロークボリュームの積以下となる第2条件を満たすかどうかを判断し、前記第2条件を満たす場合、前記中負荷と判定された冷媒系統側に運転集約することで運転効率の向上が見込めると判断することを特徴とする請求項4記載の空気調和装置。

【請求項6】

前記負荷判定装置は、前記冷媒系統の空調ゾーンの居住域に設置した温度検出装置を有し、冷房時は、前記温度検出装置の検出値が高い程、負荷が高いと判定し、暖房時は、前記温度検出装置の検出値が低い程、負荷が高いと判定することを特徴とする請求項1乃至請求項5の何れか一項に記載の空気調和装置。

10

【請求項7】

前記負荷判定装置は、前記冷媒系統の空調ゾーンの居住空間の床及び壁温度を測定する輻射温度検出装置を有し、冷房時は、前記輻射温度検出装置の検出値が高い程、負荷が高いと判定し、暖房時は、前記輻射温度検出装置の検出値が低い程、負荷が高いと判定することを特徴とする請求項1乃至請求項5の何れか一項に記載の空気調和装置。

【請求項8】

前記負荷判定装置は、前記冷媒系統の空調ゾーンの在室人数を検出する在席情報検出装置を備え、冷房時は、前記在席情報検出装置から検出された在席人数が多い程、負荷が高いと判定し、暖房時は、前記在席情報検出装置から検出された在席人数が少ない程、高負荷が高いと判定することを特徴とする請求項1乃至請求項5の何れか一項に記載の空気調和装置。

20

【請求項9】

前記負荷判定装置は、前記冷媒系統の空調ゾーンのOA機器の稼働状況を検出するOA機器稼働状況検出装置を備え、冷房時は、前記OA機器稼働状況検出装置から検出されたOA機器稼働数が多い程、負荷が高いと判定し、暖房時は、前記OA機器稼働状況検出装置から検出されたOA機器稼働数が少ない程、負荷が高いと判定することを特徴とする請求項1乃至請求項5の何れか一項に記載の空気調和装置。

【請求項10】

前記負荷判定装置は、日射量検出装置を備え、冷房時に前記日射量検出装置により晴れと判定された場合、前記空調ゾーンが窓から近い程、負荷が高いと判定し、暖房時に前記日射量検出装置により晴れと判定された場合、前記空調ゾーンが窓から遠い程、負荷が高いと判定することを特徴とする請求項1乃至請求項5の何れか一項に記載の空気調和装置。

30

【請求項11】

室外機と1又は複数の室内機とを有し、同一の室内の空調を行う2つの冷媒系統と、前記室内の温度分布を均一化させるための1又は複数のサーキュレータと、運転中の前記2つの冷媒系統それぞれにおける負荷を、前記冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積が大きい程、負荷が高いと判定する負荷判定装置と、

前記冷媒系統及び前記サーキュレータの運転を制御する制御装置とを備え、

40

前記制御装置は、前記負荷判定装置の判定結果に基づいて運転効率の向上が見込めると判断した場合、低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、高負荷と判定された冷媒系統に運転を集約する系統集約運転を行うと共に、前記高負荷と判定された冷媒系統の前記室内機から吹出された吹出空気を吸込むことが可能な位置に配置された前記サーキュレータを運転させ、前記吹出空気を吸込んで前記低負荷と判定された冷媒系統の空調ゾーンに向けて吹出させることを特徴とする空気調和装置。

【請求項12】

前記制御装置は、前記低負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積と、前記高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積との和が、前記高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機において全断熱効率

50

が最大となる圧縮機周波数とストロークボリュームの積以下となる場合に、運転効率の向上が見込めると判断することを特徴とする請求項 1 1 記載の空気調和装置。

【請求項 1 3】

室外機と 1 又は複数の室内機とを有し、同一の室内の空調を行う 3 つの冷媒系統と、前記室内の温度分布を均一化させるための 1 又は複数のサーキュレータと、
運転中の前記 3 つの冷媒系統それぞれにおける負荷を前記冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積が大きい程、負荷が高いと判定する負荷判定装置と、
前記冷媒系統及び前記サーキュレータの運転を制御する制御装置とを備え、
前記制御装置は、前記負荷判定装置の判定結果に基づいて運転効率の向上が見込めると判断した場合、低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、高負荷あるいは中負荷と判定された冷媒系統に運転を集約する系統集約運転を行うと共に、前記高負荷あるいは中負荷と判定された冷媒系統から吹出された吹出空気を吸込むことが可能な位置に配置された前記サーキュレータを運転させ、前記吹出空気を吸込んで前記低負荷と判定された冷媒系統の空調ゾーンに向けて吹出させることを特徴とする空気調和装置。

10

【請求項 1 4】

前記 3 つの冷媒系統のそれぞれは、前記室内を一方向に 3 つに分けた 3 つの空調ゾーンのそれぞれを空調するように配置されており、
前記低負荷と判定された冷媒系統が、両端の前記空調ゾーンを空調する 2 つの冷媒系統のうちどちらかである場合、前記制御装置は、前記負荷判定装置の判定結果に基づいて中央の前記空調ゾーンを空調する冷媒系統に運転を集約することで運転効率の向上が見込めるかを判断し、運転効率の向上が見込めると判断した場合、前記系統集約運転として、前記低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、中央の前記空調ゾーンを空調する冷媒系統に運転を集約させることを特徴とする請求項 1 3 記載の空気調和装置。

20

【請求項 1 5】

前記制御装置は、前記低負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積と、前記中央の空調ゾーンを空調する冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積との和が、前記中央の空調ゾーンを空調する冷媒系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる圧縮機周波数とストロークボリュームの積以下となる場合に、運転効率の向上が見込めると判断することを特徴とする請求項 1 4 記載の空気調和装置。

30

【請求項 1 6】

前記 3 つの冷媒系統のそれぞれは、前記室内を一方向に 3 つに分けた 3 つの空調ゾーンのそれぞれを空調するように配置されており、
前記低負荷と判定された冷媒系統が、中央の空調ゾーンを空調する冷媒系統である場合、前記制御装置は、前記高負荷と判定された冷媒系統側に運転を集約することで運転効率の向上が見込めるかを判断し、運転効率の向上が見込めると判断した場合、前記系統集約運転として、前記低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、前記高負荷と判定された冷媒系統に運転を集約させることを特徴とする請求項 1 3 記載の空気調和装置。

【請求項 1 7】

前記制御装置は、前記高負荷と判定された冷媒系統側に運転を集約しても運転効率の向上が見込めないと判断した場合、前記中負荷と判定された冷媒系統側に運転を集約することで運転効率の向上が見込めるかを判断し、運転効率の向上が見込めると判断した場合、前記系統集約運転として、前記低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、前記中負荷と判定された冷媒系統に運転を集約させることを特徴とする請求項 1 6 記載の空気調和装置。

40

【請求項 1 8】

前記低負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積と、前記高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積との和が、前記高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる圧縮機周波数とストロークボリュームの積以下となる第 1 条件を満たす場合、前記高負荷と判

50

定された冷媒系統側に運転集約することで運転効率の向上が見込めると判断し、前記第1条件を満たさない場合、前記低負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積と、前記中負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークボリュームの積との和が、前記中負荷と判定された冷媒系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる圧縮機周波数とストロークボリュームの積以下となる第2条件を満たすかどうかを判断し、前記第2条件を満たす場合、前記中負荷と判定された冷媒系統側に運転集約することで運転効率の向上が見込めると判断することを特徴とする請求項17記載の空気調和装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

10

【0001】

本発明は、空気調和装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、1つの空調対象領域に配置された複数の室内機と、室内機を複数の系統に分け、この系統毎に設けられ且つその系統の室内機からの要求に応じて動作する複数の室外機と、これら各系統に属する室内機からの要求に応じて対応する室外機を制御する系統制御手段と、各系統の運転負荷に応じて一部の系統を休止させる総括制御手段とを有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）。

【0003】

20

この空気調和装置では、低負荷で運転される系統を休止させることによって、1系統あたりの空調負荷を高め、空気調和装置の効率を向上させることができる。従って、空調負荷が低い中間期の冷房運転時又は暖房運転時においても、効率を向上させることができる。

【0004】

また、この空気調和装置では、空調効果の偏り（室内の温度分布）を抑制するため、各室内機を、それぞれ他の系統に属する同士で互いに隣接するように配置した構成としている（特許文献2も同様）。

【0005】

一方、室内の快適性を向上させるものとして、室内の温度分布を推定し、推定した温度分布に基づいて定置型空調機とサーキュレータを制御することにより、室内の空間をゾーニングして空調制御をする空調システムが提案されている（例えば、特許文献3参照）。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2003-65588号公報（第3頁、図2）

【特許文献2】特開2006-308212号公報（要約、図1）

【特許文献3】特開2009-257617号公報（要約、第2図）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

40

【0007】

上記特許文献1や上記特許文献2に記載の空気調和装置では、室内機の配置が複雑になり、配管工事やメンテナンスでの作業効率が低下し、作業時間が長くなり、施工費用が高額になるという問題があった。また、停止室内機の空調ゾーンを隣接する室内機で賄うという方法では、熱搬送力が不足し、空調効果の偏りを無くすことは困難であった。

【0008】

また、上記特許文献3に記載の空調システムでは、サーキュレータを用いることで室内の快適性は向上するが、空調調和装置の運転効率を高めるものではなかった。

【0009】

本発明は、上記実情に鑑みてなされたものであり、熱搬送力を向上させることで、施工

50

期間や施工費用を抑制しながら、快適性を確保して消費電力量を削減することができる空気調和装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0010】

本発明に係る空気調和装置は、室外機と1又は複数の室内機とを有し、同一の室内の空調を行う2つの冷媒系統と、室内の温度分布を均一化させるための1又は複数のサーキュレータと、運転中の2つの冷媒系統それぞれにおける負荷を判定する負荷判定装置と、負荷判定装置の判定結果に基づいて運転効率の向上が見込めるかどうかを判断し、その判断結果に応じて冷媒系統及びサーキュレータの運転を制御する制御装置とを備え、制御装置は、低負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークポリュームの積と、高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機の運転周波数とストロークポリュームの積との和が、高負荷と判定された冷媒系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる圧縮機周波数とストロークポリュームの積以下となる場合に、運転効率の向上が見込めると判断し、運転効率の向上が見込めると判断した場合、低負荷と判定された冷媒系統の運転を停止し、高負荷と判定された冷媒系統に運転を集約する系統集約運転を行うと共に、高負荷と判定された冷媒系統の室内機から吹出された吹出空気を吸込むことが可能な位置に配置されたサーキュレータを運転させ、吹出空気を吸込んで低負荷と判定された冷媒系統の空調ゾーンに向けて吹出させるものである。

10

【発明の効果】

【0011】

本発明によれば、低負荷時に、冷媒系統の運転を高負荷側の冷媒系統に集約することで圧縮機運転効率を高くでき、消費電力の削減が可能となる。また、高負荷側の冷媒系統の室内機から吹出された吹出空気を、サーキュレータにより低負荷側の冷媒系統の空調ゾーンに搬送するため、熱搬送力を向上させることができる。また、サーキュレータの設置工事は室外機や室内機の設置位置の変更工事よりも短期間且つ低コストで可能である。以上の結果、施工期間や施工費用を抑制しながら、快適性を確保して消費電力量を削減できる。

20

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】本発明の実施の形態1における空気調和装置が適用される建物のフロア平面図である。

30

【図2】本発明の実施の形態1における空気調和装置の接続構成を示す図である。

【図3】本発明の実施の形態1における空気調和装置の冷媒回路を示す図である。

【図4】図1の空気調和装置におけるサーモON・OFF制御図である。

【図5】一般的な圧縮機の周波数と全断熱効率との関係を示す図である。

【図6】冷媒系統1が高負荷側と判定された場合の運転概要を示す図である。

【図7】冷媒系統2が高負荷側と判定された場合の運転概要を示す図である。

【図8】本発明の実施の形態1に係る空気調和装置における系統集約運転の流れを示すフローチャートである。

【図9】冷媒系統1の圧縮機と冷媒系統2の圧縮機のそれぞれにおける圧縮機周波数 - 全断熱効率特性を示す図である。

40

【図10】負荷判定の変形例(A)の説明図である。

【図11】負荷判定の変形例(B)の説明図である。

【図12】負荷判定の変形例(C)の説明図である。

【図13】負荷判定の変形例(D)の説明図である。

【図14】負荷判定の変形例(E)の説明図である。

【図15】サーキュレータの配置例の説明図である。

【図16】本発明の実施の形態2における空気調和装置が適用される建物のフロア平面図である。

【図17】低負荷側系統が冷媒系統1である場合の運転概要を示す図である。

50

【図 18】低負荷側系統が冷媒系統 3 である場合の運転概要を示す図である。

【図 19】低負荷側系統が中央の冷媒系統 2 で、高負荷側系統と系統集約する場合の運転概要を示す図である。

【図 20】低負荷側系統が中央の運転系統 2 で、高負荷側系統と系統集約できず中負荷側系統と系統集約する場合の運転概要を示す図である。

【図 21】冷媒系統 3 の圧縮機における圧縮機周波数 - 全断熱効率特性を示す図である。

【図 22】本発明の実施の形態 2 に係る空気調和装置における系統集約運転の流れを示すフローチャート (1 / 2) である。

【図 23】本発明の実施の形態 2 に係る空気調和装置における系統集約運転の流れを示すフローチャート (2 / 2) である。

10

【発明を実施するための形態】

【0013】

実施の形態 1 .

図 1 は、本発明の実施の形態 1 における空気調和装置が適用される建物のフロア平面図である。図 2 は、本発明の実施の形態 1 における空気調和装置の接続構成を示す図である。図 1、図 2 及び後述の図において、同一の符号を付したものは、同一の又はこれに相当するものであり、これは明細書の全文において共通している。更に、明細書全文に表れている構成要素の形態は、あくまで例示であってこれらの記載に限定されるものではない。

【0014】

図 1 に示すように、空気調和装置は、空調系統として複数 (ここでは 2 つ) の冷媒系統 1、冷媒系統 2 を備えている。冷媒系統 1、2 のそれぞれは、室外機 10 と、室外機 10 に冷媒配管 30 で接続された室内機 20 とを備えている。なお、ここでは室内機 20 を各冷媒系統 1、毎に 4 台ずつ設けているが、その数は任意である。以下では、冷媒系統 1 側の室内機 20 を室内機 20 a、冷媒系統 2 側の室内機 20 を室内機 20 b として区別する場合がある。

20

【0015】

各冷媒系統 1、2 のそれぞれにおいて各室内機 20 a、20 b は、室内 100 の天井に間隔を空けて直線状に配置されており、室内 100 に冷媒系統 1 の空調ゾーンと冷媒系統 2 の空調ゾーンとが形成されている。そして、各室内機 20 a、20 b は、天井付近から室内空気を吸込み、吸込んだ室内空気を冷却あるいは加熱した後に室内 100 に吹出し、

30

【0016】

空気調和装置には更に、各冷媒系統 1、2 毎にサーキュレータ 40 が設けられている。サーキュレータ 40 は、ここでは各冷媒系統 1、2 毎に 3 台ずつ設けられているが、その数は任意である。サーキュレータ 40 についても、冷媒系統 1 側のサーキュレータ 40 をサーキュレータ 40 a、冷媒系統 2 側のサーキュレータ 40 をサーキュレータ 40 b として区別する場合がある。

【0017】

サーキュレータ 40 は、室内 100 の天井に配置されており、自己が設けられた自己側冷媒系統の室内機 20 の近傍に設置されている。サーキュレータ 40 は、自己側冷媒系統の室内機 20 の吹出空気を吸込んで、自己側冷媒系統とは別の他方側冷媒系統の空調ゾーンに向けて吹出し、空気を搬送する。サーキュレータ 40 の配置位置は、自己側冷媒系統の室内機からの吹出空気を吸込み、他方側冷媒系統の空調ゾーンに向けて吹出すことが可能なように配置されていればよい。

40

【0018】

空気調和装置は更に、全体を制御する制御装置としての集中コントローラ 201 を備えており、冷媒系統 1、2、サーキュレータ 40 及び集中コントローラ 201 が伝送線 50 で接続されている。また、各冷媒系統 1、2 には、各冷媒系統 1、2 の空調負荷を検出する負荷検出装置 31 が設けられている。

【0019】

50

図3は、本発明の実施の形態1における空気調和装置の冷媒回路を示す図である。図3では、一つの冷媒系統における冷媒回路を示している。

冷媒回路は、圧縮機11、四方弁12、室外熱交換器13、膨張弁14及び室内熱交換器15を備え、これらが順次配管で接続されて冷媒が循環するように構成されている。空気調和装置は更に、室外熱交換器13に室外空気を送風する室外熱交換器用送風機16と、室内熱交換器15に室内空気を送風する室内熱交換器用送風機17とを備えている。なお、空気調和装置は少なくとも冷房運転又は暖房運転のどちらかが可能であればよい。よって、四方弁3は必ずしも必須の構成ではなく、省略可能である。

【0020】

この冷媒回路において、冷房運転時の動作を説明する。冷房時の冷媒流れは図3に実線で示す。圧縮機11から吐出された高温高圧のガス冷媒は、四方弁12を通過して室外熱交換器13へと流れて空気と熱交換して凝縮液化する。凝縮液化した冷媒は、膨張弁14で減圧され低圧の気液2相冷媒となり、室内熱交換器15へと流れて空気と熱交換してガス化する。ガス化した冷媒は、四方弁12を通過して圧縮機11に吸入される。このとき、室外熱交換器用送風機16と室内熱交換器用送風機17で、それぞれの熱交換器に空気を送る。室内熱交換器用送風機17で送られる空気は冷やされて室内100に吹出され、室内100を冷房する。

【0021】

次に、暖房運転時の動作を説明する。暖房時の冷媒流れは図3に点線で示す。圧縮機11から吐出された高温高圧のガス冷媒は、四方弁12を通過して室内熱交換器15へと流れて空気と熱交換して凝縮液化する。凝縮液化した冷媒は膨張弁14で減圧され低圧の気液2相冷媒となり、室外熱交換器13へと流れて空気と熱交換してガス化する。ガス化した冷媒は四方弁12を通過して圧縮機11に吸入される。このとき、室外熱交換器用送風機16と室内熱交換器用送風機17で、それぞれの熱交換器に空気を送る。室内熱交換器用送風機17で送られる空気は暖められて室内100に吹出され、室内100を暖房する。

【0022】

(冷媒回路の能力調整動作(サーモON、サーモOFF))

次に冷房時、暖房時の能力調整動作について説明する。各室内機20には、図3に示すように室内熱交換器15の空気吸込側に吸込空気温度検出装置21を備えている。吸込空気温度検出装置21の検出値をT、設定温度をT0とする。また、冷房時には温度差T()を以下の式(1)のように定義し、暖房時には温度差T()を以下の式(2)のように定義する。

$$\text{冷房時} \quad T = T - T_0 \quad \dots (1)$$

$$\text{暖房時} \quad T = T_0 - T \quad \dots (2)$$

【0023】

各室内機は、図4に示すように、吸込空気温度検出装置21の検出値T()と設定温度T0()の温度差T()が+T1()より増加したときに膨張弁14を開いて室内熱交換器15へ冷媒を流す。以下、この状態を「サーモON」と呼ぶ。また、各室内機20は、温度差T()が-T1()以下になったときに、膨張弁14を閉じて冷媒の流入を減少あるいは停止させる。以下、この状態を「サーモOFF」と呼ぶ。

【0024】

室外機10は、接続された室内機20が1台でもサーモON状態になったら圧縮機11を運転し、全てサーモOFF状態になったら圧縮機周波数を0Hzに設定し、圧縮機11を停止する。

【0025】

冷房の場合、室外機10は、図3に示す蒸発温度検出装置22の検出値が目標蒸発温度ETに一致するように圧縮機11の周波数を制御する。この周波数制御を、吸込空気温度検出装置21の検出値と設定温度との関係で説明すると、吸込空気温度検出装置21の検出値が設定温度よりも低ければ、圧縮機周波数を低下させ、検出値が設定温度以上であれ

10

20

30

40

50

ば、圧縮機周波数を上昇させる制御となる。

【 0 0 2 6 】

暖房の場合、室外機 1 0 は、図 3 に示す凝縮温度検出装置 2 3 の検出値が目標凝縮温度 C T に一致するように圧縮機 1 1 の周波数を制御する。この周波数制御を、吸込空気温度検出装置 2 1 の検出値と設定温度との関係で説明すると、吸込空気温度検出装置 2 1 の検出値が設定温度よりも高ければ、圧縮機周波数を低下させ、検出値が設定温度以下であれば、圧縮機周波数を上昇させる制御となる。

【 0 0 2 7 】

サーモ ON 室内機の台数が増加した場合、冷媒の流れる室内熱交換器 1 5 の数が増えて冷媒が蒸発しやすくなり、蒸発温度検出装置 2 2 の検出値が上昇するため、目標蒸発温度 E T に一致するように圧縮機 1 1 の周波数を増やすよう制御が作動する。これにより、冷媒流量は増加し、空気調和装置全体の熱交換量（以下、能力）は増加する。

10

【 0 0 2 8 】

このように空気調和装置では、運転中の室内機 2 0 は前記温度差 T に応じてサーモ ON 状態又はサーモ OFF 状態に自動的に切り替えられ、室内 1 0 0 を設定温度に保つ制御が実施されている。

【 0 0 2 9 】

（運転効率の向上 1）

圧縮機 1 1 が起動した直後は冷媒が室内熱交換器 1 5 や室外熱交換器 1 3 へ十分に行き届かず運転効率が低下する。このため、消費電力量を削減するには、運転と停止が短時間に頻繁に繰り返すような運転は避け、安定した周波数で運転させた方がよい。

20

【 0 0 3 0 】

（運転効率の向上 2）

図 5 は、一般的な圧縮機の周波数と全断熱効率との関係を示す図である。

圧縮機 1 1 が断熱圧縮をしているときの動力を理論断熱圧縮動力と言い、実際の圧縮機動力は理論断熱圧縮動力より大きくなる。理論断熱圧縮効率と実際の圧縮機動力との比を全断熱効率と呼び、以下の式（3）のように定義される。断熱効率 c と機械効率 m はそれぞれ式（4）と式（5）のように表される。

【 0 0 3 1 】

全断熱効率 = c × m ... (3)

30

断熱効率 c = 理論断熱圧縮動力 / (実際の圧縮機動力 - 機械的摩擦損失動力)

... (4)

機械効率 m = (実際の圧縮機動力 - 機械的摩擦損失動力) / 実際の圧縮機動力

... (5)

【 0 0 3 2 】

図 5 のように、全断熱効率は圧縮機 1 1 の周波数によって変化する特性があり、F 0 (H z) で効率最大値をとり、F 0 から上下すると、全断熱効率が低くなり、空気調和装置全体の熱交換量（以下、能力）に対する圧縮機 1 1 の消費される電力が増加する。少ない消費電力で効率よく能力を発揮するには、全断熱効率の高い周波数帯 F 0 付近で運転することが望ましい。圧縮機 1 1 の消費電力に対する能力の比率を COP と呼び、COP が高いほど効率のよい運転と言える。

40

【 0 0 3 3 】

空気調和装置では、上述した運転効率の向上 1 及び運転効率の向上 2 を踏まえて運転を行う。

【 0 0 3 4 】

通常、空気調和装置の設計や機種選定をする場合、空調負荷が最大の状態を考慮して行われる。しかしながら、実運転では最大負荷の発生頻度は少ないため、運転中のほとんどが空気調和装置にとっては低負荷状態となり、圧縮機周波数が低く効率が悪い状態で運転することになる。よって、現在の運転が効率の悪い運転であれば、それを是正する制御を行うことが重要である。本実施の形態 1 では、快適性を確保しつつ高効率な運転を行うこ

50

とを目標としており、その運転を後述の系統集約運転で実現する。

【 0 0 3 5 】

(集中コントローラ 2 0 1)

集中コントローラ 2 0 1 は、マイクロコンピュータを有し、CPU やメモリ等を備えており、メモリには制御プログラム及び後述のフローチャートに対応したプログラム等が記憶されている。集中コントローラ 2 0 1 には、冷媒系統 1、2 毎に、その冷媒系統 1、2 の室内機 2 0 a、2 0 b の近傍に設置されているサーキュレータ 4 0 a、4 0 b が対応づけて記憶されている。また、集中コントローラ 2 0 1 は、各負荷検出装置 3 1 からの検出結果に基づき、冷媒系統 1、2 のどちらが高負荷又は低負荷であるのかを判定する負荷判定部を備えている。負荷判定部と負荷検出装置 3 1 により負荷判定装置が構成されている。

10

【 0 0 3 6 】

また、集中コントローラ 2 0 1 は、全冷媒系統を運転させる通常運転と、一部の冷媒系統に運転を集約する系統集約運転とに適宜切り替えて空気調和装置の運転を制御している。通常運転の場合も系統集約運転の場合も、運転中の室内機をサーモ ON 状態又はサーモ OFF 状態に切り替える制御を行う点は同様である。系統集約運転は、室内 1 0 0 の負荷が小さい場合に、通常運転を行うよりも系統集約運転した方が運転効率の向上が見込めると判断したときに実行される。室内 1 0 0 の負荷が大きい場合には、負荷を処理して室内 1 0 0 の快適性を向上することを優先し、通常運転を行う。

【 0 0 3 7 】

(本実施の形態 1 の制御の概要)

以下、本実施の形態 1 の制御の概要について説明する。

通常運転中の室内機 2 0 は、上述したように前記温度差 T に応じてサーモ ON 又はサーモ OFF のどちらかに自動的に切り替えられ、室内 1 0 0 を設定温度に保つ制御が実施されている。ここで、仮に室内 1 0 0 の負荷 (温度負荷) が小さいと、冷媒系統 1、2 のどちらの圧縮機周波数も低くなり、全断熱効率の高い周波数 F_0 よりも低くなりすぎて効率の悪い運転となる場合がある。

20

【 0 0 3 8 】

このような場合、冷媒系統 1、2 の両方を運転するよりも、冷媒系統 1、2 の高負荷側の冷媒系統に運転を集約した方が、空気調和装置全体としてのトータル消費電力の低減を実現できる可能性がある。具体的に説明すると、冷媒系統 1、2 の高負荷側の冷媒系統に運転を集約すると、結果的に、集約された冷媒系統側 (つまり運転を継続する運転冷媒系統側) で処理すべき熱交換量の分担が増え、運転冷媒系統側の圧縮機周波数が上昇する。よって、運転冷媒系統側の圧縮機周波数が、全断熱効率の高い周波数 F_0 に近づいて運転効率の向上を図ることができる。このため、高負荷側 (消費電力が大きい側) の冷媒系統の運転効率が上昇し、消費電力低減量を大きくすることが可能となる。その結果、トータル消費電力の低減が可能となるのである。

30

【 0 0 3 9 】

但し、運転冷媒系統側の圧縮機周波数が、系統集約運転後に全断熱効率の高い周波数 F_0 を超えてしまえば運転効率の向上に繋がらない。従って、系統集約運転を実施後の運転冷媒系統側の圧縮機周波数 F_{system} が、全断熱効率の高い周波数 F_0 以下となるかどうかを判断し、系統集約運転により運転効率の向上が見込めるかを判断した上で、系統集約運転を実施する。

40

【 0 0 4 0 】

ところで、高負荷側の冷媒系統 (運転冷媒系統) に運転を集約すると、低負荷側の冷媒系統 (停止冷媒系統) による空調ゾーンは、系統集約運転を行っている間、十分に空調されないことになる。よって、停止冷媒系統の空調ゾーンを空調すべく、運転冷媒系統に対応して設けられたサーキュレータ 4 0 を運転させる。これにより、高効率運転による省エネと室内 1 0 0 の快適性確保の両方を可能としている。

【 0 0 4 1 】

50

図6は、冷媒系統1が高負荷側と判定された場合の運転概要を示す図である。

冷媒系統1が高負荷側の場合、高負荷側の冷媒系統1に運転を集約する系統集約運転を行う。すなわち、冷媒系統1の運転を継続する一方、低負荷側の冷媒系統2の圧縮機周波数を0にして運転を停止する。そして、高負荷側の冷媒系統1の近傍に設置されたサーキュレータ40aを運転する。サーキュレータ40aは、運転室内機20aの吹出空気(空調空気)を吸込んで、停止中の冷媒系統2の空調ゾーンに吹出す。これにより、空調空気(熱)を、停止中の冷媒系統2の空調ゾーンに効率よく搬送することが可能となる。

【0042】

冷媒系統2が高負荷側と判定された場合は、同様の考え方で図7に示すように運転することになる。

10

【0043】

なお、高負荷側の冷媒系統に運転を集約する効果として、前述したように消費電力低減量が大きくすることができる他に、室内100の温度分布を均一にできるという効果がある。低負荷側に系統集約した場合は、低負荷側の室温が設定温度に容易に達し易いため、高負荷側の室温が設定温度に達する前に低負荷側の冷媒系統がサーモOFFしてしまい、高負荷側に空調空気(熱)を搬送できなくなる。その結果、高負荷側と低負荷側の温度差が発生してしまい、温度ムラが生じる。

【0044】

これに対し、高負荷側の冷媒系統に運転を集約した場合には、高負荷側の室温が設定温度に達したときには低負荷側の室温も設定温度に達しているため、低負荷側の室温が設定温度に達する前に高負荷側の冷媒系統がサーモOFFすることは無い。よって、温度ムラが生じるのを防止して室内100の温度分布を均一にすることができる。

20

【0045】

図8は、本発明の実施の形態1に係る空気調和装置における系統集約運転の流れを示すフローチャートである。

集中コントローラ201は、運転指示があると、通常運転を開始(冷房or暖房)し、タイマーをスタートさせる(S1)。このタイマーは、後述のS7で冷媒系統1、2のそれぞれの平均圧縮機周波数 F_{1} 、 F_{2} を算出するための系統集約判定時間 t_1 の経過を計測するものである。そして、運転終了でなければ(S2)、上記の式(1)、(2)で示される $T(\quad)$ を各室内機20において算出する(S3)。

30

【0046】

そして、全室内機20において $T(\quad)$ が予め決められた値 $x(\quad)$ よりも大きければ(S4)、すなわち室内100の温度負荷が大きければ、タイマーをリセットして(S5)、再びS2に戻り、タイマーを再スタートさせる。このS1~S5の処理が、全室内機20において $T(\quad)$ が予め設定した温度 $x(\quad)$ 以下となるまで繰り返される。

【0047】

なお、S4で、 $T[\quad]$ がある値 $x(\quad)$ 以下、例えば1以下で次のステップに進むという判定を行うことで、例えば起動時など、室内100の温度負荷が大きい場合と小さい場合とで通常運転と系統集約運転とを切り分けるようにしている。室内100の温度負荷が大きい場合は、S1~S5の処理を繰り返し行うことで通常運転が継続されることになり、室温を設定温度に早く到達させることができる。

40

【0048】

そして、通常運転により室温が設定温度に近づき、全室内機20において $T(\quad)$ が $x(\quad)$ 以下となると、タイマーが系統集約判定時間 t_1 を経過したかどうかを判断し(S6)、経過していなければ、S2に戻る。タイマーが系統集約判定時間 t_1 を経過していれば、通常運転から系統集約運転に移行した場合に高效率運転が見込めるかどうかを判定、すなわち系統集約運転を行うかどうかを判定するための処理に入る。

【0049】

まず、現在から t_1 前までの冷媒系統1の平均圧縮機周波数 F_{1} (Hz)と、現在から t_1 前までの冷媒系統2の平均圧縮機周波数 F_{2} (Hz)とを算出する(S7)。

50

【 0 0 5 0 】

そして、この算出結果を用いて、冷媒系統 1 の負荷 Q 1 と冷媒系統 2 の負荷 Q 2 とをそれぞれ算出する (S 8) 。負荷算出方法は、以下の通りである。

【 0 0 5 1 】

冷媒系統 1 の負荷 Q 1 、冷媒系統 2 の負荷 Q 2 を式 (6) 、 (7) で求める。

$$Q 1 = F _ 1 \times V 1 \cdots \cdots (6)$$

$$Q 2 = F _ 2 \times V 2 \cdots \cdots (7)$$

ここで、

V 1 (m³) : 冷媒系統 1 の圧縮機ストロークポリウム

V 2 (m³) : 冷媒系統 2 の圧縮機ストロークポリウム

10

【 0 0 5 2 】

集中コントローラ 2 0 1 は、以上のようにして算出した Q 1 と Q 2 の大小比較を行い、高負荷の冷媒系統を判定する (S 9) 。

【 0 0 5 3 】

Q 1 が Q 2 以上で冷媒系統 1 が高負荷と判定された場合は、S 1 0 に進み、Q 1 が Q 2 未満で冷媒系統 2 が高負荷と判定された場合は S 1 8 に進む。

【 0 0 5 4 】

冷媒系統 1 が高負荷と判定されて S 1 0 に進んだ場合、現在の負荷状態が式 (8) を満たすかどうかを判断し、満たしていれば、冷媒系統 1 に運転を集約する系統集約運転を行う。一方、冷媒系統 2 が高負荷と判定されて S 1 8 に進んだ場合、現在の負荷状態が式 (9) を満たすかどうかを判断し、満たしていれば冷媒系統 2 に運転を集約する系統集約運転を行う (S 1 9) 。

20

【 0 0 5 5 】

$$F 0 _ 1 \times V 1 \quad Q 1 + Q 2 \cdots \cdots (8)$$

$$F 0 _ 2 \times V 2 \quad Q 1 + Q 2 \cdots \cdots (9)$$

【 0 0 5 6 】

なお、ここでは、冷媒系統 1 の圧縮機 1 1 と冷媒系統 2 の圧縮機 1 1 のそれぞれの特性が、図 9 に示すようにそれぞれ F 0 _ 1 [H z]、F 0 _ 2 [H z] で全断熱効率最大をとるものとする。

【 0 0 5 7 】

式 (8)、式 (9) は、系統集約運転した場合に高効率運転が見込めるかどうかを判定するための判定条件に相当する。

30

【 0 0 5 8 】

式 (8) を満たす場合は、冷媒系統 1 に系統集約運転をすることにより、系統集約運転後の冷媒系統 1 の圧縮機周波数 F _ 1 s y u u y a k u が、系統集約運転前の圧縮機周波数 F _ 1 から上昇して F 0 _ 1 に近づくことを意味する。このため、式 (8) を満たす場合は、冷媒系統 1 に運転を集約する系統集約運転を行うことで、必ず系統集約前よりも運転効率を向上させることができる。

【 0 0 5 9 】

なお、式 (8) を満たさない場合は、圧縮機周波数 F _ 1 s y u u y a k u が F 0 _ 1 を超えることを意味する。従って、式 (8) を満たさない場合は、系統集約運転しても高効率運転が見込めないため、冷媒系統 1 に運転を集約する系統集約運転を行わず、現状の通常運転を継続する。

40

【 0 0 6 0 】

式 (9) を満たす場合も同様であり、式 (9) を満たす場合に冷媒系統 2 に運転を集約する系統集約運転を行うことで、高効率運転が可能となる。また、式 (9) を満たさない場合は、系統集約運転しても高効率運転が見込めないため、冷媒系統 2 に運転を集約する系統集約運転を行わず、現状の通常運転を継続する。

【 0 0 6 1 】

なお、F _ 1 s y u u y a k u が F 0 _ 1 以上あるいは F _ 2 s y u u y a k u が F 0

50

__2以上でも、F0__1あるいはF0__2からある程度の近い周波数範囲内であれば、高効率運転が可能な範囲内と位置づけるようにしてもよい。具体的な処理としては、式(8)、式(9)の左辺に定数(1以上)の値をかけて、F__1syuyakuあるいはF__2syuyakuの上限を、F0__1あるいはF0__2よりも高い圧縮機周波数として系統集約運転範囲を広げればよい。

【0062】

S9で冷媒系統1が高負荷と判定され、S10でYESの場合、冷媒系統1に運転を集約する系統集約運転を行う(S11)。すなわち、図6に示したように、高負荷側である冷媒系統1の運転を継続する一方、低負荷側である冷媒系統2の運転を停止する。そして、高負荷側の冷媒系統1の室内機20の近傍に設置されたサーキュレータ40aを運転し(10 S12)、運転室内機20aの吹出空気(空調空気)を吸込んで、運転停止中の冷媒系統2の空調ゾーンに吹出す。これにより、効率よく空調空気(熱)を冷媒系統2の空調ゾーンに搬送することができ、室温の均一化を図ることが可能となる。

【0063】

そして、冷媒系統1における上記温度差T()を算出し(S13)、T()が予め決められた値×() (例えば1)以下で、且つ、式(10)を満足している間は、系統集約運転を継続する(S13、S14)。つまり、現在の室内100の温度負荷が低負荷で且つ冷媒系統1の現在の圧縮機周波数F__1syuyakuがF0__1以下を維持し、高効率運転を行っている間は、系統集約運転を継続する。

【0064】

F__1syuyaku F0__1・・・(10)

【0065】

そして、室内100の温度環境が変化するなどしてS14の判断でNOとなった場合は、サーキュレータ40aの運転を停止(S15)すると共に、系統集約運転を停止して通常運転に戻る(S16)。そして、タイマーをリセットして(S17)、タイマーを再スタートさせ、S2に戻る。

【0066】

一方、S9で冷媒系統2が高負荷と判定され、S18でYESの場合、冷媒系統2に運転を集約する系統集約運転を行う(S19)。すなわち、図7に示したように、高負荷側である冷媒系統2の運転を継続する一方、低負荷側である冷媒系統1の運転を停止する。そして、高負荷側の冷媒系統1の室内機20の近傍に設置されたサーキュレータ40bを運転し(30 S20)、運転室内機20bの吹出空気(空調空気)を吸込んで、運転停止中の冷媒系統1の空調ゾーンに吹出す。これにより、効率よく空調空気(熱)を冷媒系統1の空調ゾーンに搬送することができ、室温の均一化を図ることが可能となる。

【0067】

そして、冷媒系統2における上記温度差T()を算出し、T()が予め決められた値×() (例えば1)以下で、且つ、式(11)を満足している間は、系統集約運転を継続する(S21、S22)。つまり、現在の室内100の温度負荷が低負荷で且つ冷媒系統1の現在の圧縮機周波数F__2syuyakuがF0__2以下を維持し、高効率運転を行っている間は、系統集約運転を継続する。

【0068】

F__2syuyaku F0__2・・・(11)

【0069】

そして、室内100の温度環境が変化するなどしてS22の判断でNOとなった場合は、サーキュレータ40bの運転を停止(S23)すると共に、系統集約運転を停止して通常運転に戻る(S24)。そして、タイマーをリセットして(S17)、タイマーを再スタートさせ、S2に戻る。

【0070】

以上説明したように本実施の形態1によれば、低負荷時に、冷媒系統1、2のうち高負荷側の冷媒系統に運転を集約するようにしたので、圧縮機運転効率の向上及び消費電力の

10

20

30

40

50

削減が可能となる。また、高負荷側の冷媒系統の室内機 20 の近傍に設置されたサーキュレータ 40 を運転し、高負荷側の冷媒系統（運転停止系統）で温調された空調空気を、低負荷側の冷媒系統（停止冷媒系統）の空調ゾーンに搬送するようにしたので、効率よく熱を停止冷媒系統の空調ゾーンに搬送することができる。その結果、室温の均一化を図ることが可能となり、快適性を損なうことなく省エネ性が向上する。

【0071】

また、サーキュレータの設置工事は室外機や室内機の設置位置の変更工事よりも短期間且つ低コストで可能である。このため、空気調和装置の消費電力量の削減を図るにあたり、従来技術のように、異なる系統に属する室内機同士を隣接して配置するように室内機の配置を再構成する場合に比べて施工期間や施工費用を抑制しながら、快適性を確保して消費電力量を削減できる。

10

【0072】

（負荷判定の変形例）

上記では、式（6）、（7）により冷媒系統 1、冷媒系統 2 のそれぞれの平均圧縮機周波数に基づいて負荷を判定していたが、この判定方法に限らず、以下の（A）～（E）の判定方法で負荷を判定するようにしても良い。

【0073】

（A）図 10 に示すように、居住空間に負荷検出装置 31 としての温度計 41 を複数台設置して負荷判定しても良い。このとき、冷媒系統の空調ゾーン毎に温度計 41 の計測値の平均値の大小比較を行い、冷房時は、平均値が大きい方を高負荷側、平均値が小さい方を低負荷側と判定する。暖房時は、平均値が小さい方を高負荷側、平均値が大きい方を低負荷側と判定する。

20

【0074】

（B）図 11 に示すように、負荷検出装置 31 としての輻射温度計 42 で床面温度を測定して負荷判定しても良い。このとき、冷媒系統の空調ゾーン毎に輻射温度計 42 の計測値の平均値の大小比較を行い、冷房時は、平均値が大きい方を高負荷側、平均値が小さい方を低負荷側と判定する。暖房時は、平均値が小さい方を高負荷側、平均値が大きい方を低負荷側と判定する。

【0075】

（C）図 12 に示すように、人の在席情報に基づいて負荷判定してもよい。このとき、冷房時は、在室人数が多い方を高負荷側、在室人数が少ない方を低負荷側と判定する。暖房時は、在室人数が少ない方が高負荷側、在室人数が多い方を低負荷側と判定する。図 12 は、冷房時で冷媒系統 2 側で在席人数が多い例を示しており、この場合、冷媒系統 2 が高負荷側、冷媒系統 1 が低負荷側と判定される。なお、在席情報の検出方法は任意であり、どのような検出方法にしる、負荷検出装置 31 として設けた在席情報検出装置により各冷媒系統 1、2 の空調ゾーンの在席人数を検出すればよい。

30

【0076】

（D）図 13 に示すように、OA 機器の稼動状況に基づいて負荷判定してもよい。このとき、冷房時は、OA 機器稼動数が多数の方を高負荷側、OA 機器稼動数が小数の方を低負荷側と判定する。暖房時は、OA 機器稼動数が小数の方を高負荷側、OA 機器稼動数が多数の方を低負荷側と判定する。図 13 は、冷房時で冷媒系統 2 側で OA 機器稼動数が多い例を示しており、この場合、冷媒系統 2 が高負荷側、冷媒系統 1 が低負荷側と判定される。OA 機器の稼動状況の検出方法は任意であり、どのような検出方法にしる、負荷検出装置 31 として設けた OA 機器稼動状況検出装置（図示せず）により各冷媒系統 1、2 の空調ゾーンの OA 機器の稼動状況を検出すればよい。

40

【0077】

（E）図 14 に示すように、天候（日射量）と窓の位置に基づいて負荷判定してもよい。このとき、冷房時で晴天であれば、窓側に配置された冷媒系統を高負荷側とし、廊下側に配置された冷媒系統を低負荷側と判定する。暖房時で晴天であれば、窓側に配置された冷媒系統を低負荷側とし、廊下側に配置された冷媒系統を高負荷側と判定する。図 14 は、

50

冷房時で冷媒系統 2 側が窓側である例を示しており、この場合、冷媒系統 2 が高負荷側、冷媒系統 1 が低負荷側と判定される。日射量の検出方法は任意であり、どのような検出方法にしる、負荷検出装置 3 1 として設けた日射量検出装置により日射量を検出できればよい。

【 0 0 7 8 】

また、本実施の形態 1 では、各冷媒系統のそれぞれにサーキュレータ 4 0 を設けていたが、図 1 5 に示すように、窓側など、予め負荷が高い系統が分かっている場合は、高負荷側の冷媒系統の室内機 2 0 の近くにのみ、サーキュレータ 4 0 を設置するようにしても良い。

【 0 0 7 9 】

実施の形態 2 .

実施の形態 1 では 2 系統の空気調和装置に系統集約運転を適用した場合について説明してきたが、実施の形態 2 では、3 系統の空気調和装置へ適用する場合について説明する。なお、実施の形態 1 と同様の部分について適用される変形例は、本実施の形態 2 についても同様に適用される。

【 0 0 8 0 】

図 1 6 は、本発明の実施の形態 2 における空気調和装置が適用される建物のフロア平面図である。

実施の形態 2 の空気調和装置は、冷媒系統 1、冷媒系統 2 及び冷媒系統 3 を備え、3 つの冷媒系統で同一の室内 1 0 0 の空調を行う。各冷媒系統 1、2、3 のそれぞれは、室外機 1 0 と、室外機 1 0 に冷媒配管 3 0 で接続された複数台の室内機 2 0 とを備えている。空気調和装置は更に、各冷媒系統毎に複数（ここでは 3 台又は 6 台）のサーキュレータ 4 0 を備えている。以下では、冷媒系統 1 側の室内機 2 0 を室内機 2 0 a、冷媒系統 1 側のサーキュレータ 4 0 をサーキュレータ 4 0 a、冷媒系統 2 側の室内機 2 0 を室内機 2 0 b、冷媒系統 2 側のサーキュレータ 4 0 をサーキュレータ 4 0 b 1、4 0 b 2、冷媒系統 3 側の室内機 2 0 を室内機 2 0 c、冷媒系統 3 側のサーキュレータ 4 0 をサーキュレータ 4 0 c として区別する場合がある。

【 0 0 8 1 】

各冷媒系統 1、2、3 のそれぞれにおいて各室内機 2 0 a、2 0 b、2 0 c は、室内 1 0 0 の天井に間隔を空けて直線状に配置されており、室内 1 0 0 を一方向に 3 つに分けた 3 つの空調ゾーンをそれぞれ空調する。室内 1 0 0 の両端の冷媒系統 1、3 に対応して設けられたサーキュレータ 4 0 a、4 0 c は、それぞれ対応の自己冷媒系統 1、3 の室内機 2 0 a、2 0 c の吹出空気を吸込んで部屋中央に吹出すように設置される。また、中央の冷媒系統 2 に対応して設けられたサーキュレータ 4 0 b 1、4 0 b 2 は、自己冷媒系統の室内機 2 0 の近傍に、両端の冷媒系統 1、3 の空調ゾーンに向かって空気を搬送するように設置される。

【 0 0 8 2 】

以上のように構成した実施の形態 2 における系統集約運転方法の基本的な考え方は実施の形態 1 と同様であり、以下、冷媒系統が 3 つの場合の系統集約運転方法において実施の形態 1 と相違する点を中心に説明する。

【 0 0 8 3 】

まず、3 つの冷媒系統 1、2、3 について、実施の形態 1 と同様の方法で負荷を検出し、低負荷側系統、中負荷側系統、高負荷側系統を判定する。そして、系統集約運転した場合に運転効率の向上が見込める場合、低負荷側系統の冷媒系統を停止して、中負荷側系統又は高負荷側系統と判定された冷媒系統に運転を集約する系統集約運転を行う。以下、低負荷側系統が両端の冷媒系統 1、3 のどちらかである場合と、中央の冷媒系統 2 である場合のそれぞれについて、系統集約運転の概要を順に説明する。

【 0 0 8 4 】

(低負荷側系統が両端の冷媒系統 1、3 のどちらかの場合)

図 1 7 は、低負荷側系統が冷媒系統 1 である場合の運転概要を示す図である。

10

20

30

40

50

この場合、低負荷側系統と中央の冷媒系統 2 との 2 系統の運転を、冷媒系統 2 に集約した場合に運転効率の向上が見込める場合、冷媒系統 2 に運転を集約した系統集約運転を行う。すなわち、図 17 に示すように、冷媒系統 2 の運転を継続すると共に、低負荷側系統である冷媒系統 1 の圧縮機周波数を 0 にして運転を停止する。冷媒系統 2 は、冷媒系統 1 が停止することにより処理すべき熱交換量の負担が増え、圧縮機周波数が系統集約運転前の F_{2} から $F_{2\text{syuyaku}}$ に上昇し、全断熱効率の高い周波数 F_{02} に近づく。これにより高効率運転となる。なお、冷媒系統 2 が中負荷側系統であるか高負荷側系統であるかは問わず、低負荷側系統が両端の冷媒系統 1、3 のどちらかである場合、中央の冷媒系統 2 に運転を集約する。

【0085】

10

そして、中央の冷媒系統 2 に対応するサーキュレータ 40b1、40b2 のうち、運転停止した冷媒系統 1 の空調ゾーンに向かって空気を搬送するサーキュレータ 40b1 を運転する。サーキュレータ 40b1 は、室内機 20b の吹出空気を吸込んで、冷媒系統 1 の空調ゾーンに吹出す。

【0086】

なお、低負荷側系統と反対側の端の冷媒系統である冷媒系統 3 は運転を継続する。冷媒系統 3 では、室内機 20c に設けた吸込空気温度検出装置 21 の検出値 T と設定温度 T_0 との温度差 T に基づいて圧縮機周波数 F_3 で運転が行われることになる。

【0087】

以上では冷媒系統 1 が低負荷側系統と判断された場合について説明したが、冷媒系統 3 が低負荷側系統と判断された場合は、図 18 に示す運転となる。

20

【0088】

(低負荷側系統が中央の場合(冷媒系統 2 の場合))

この場合、中央の冷媒系統 2 と系統集約する相手先は、両端の冷媒系統 1、3 のどちらか、言い換えれば高負荷側系統又は中負荷側系統のどちらかとなる。高負荷側系統と系統集約した場合に運転効率の向上が見込める場合には、高負荷側系統と系統集約し、運転効率の向上が見込めない場合には、中負荷側系統と系統集約する。高負荷側系統と中負荷側系統のどちらと系統集約しても運転効率の向上が見込めない場合は、系統集約運転はせず、通常運転を継続する。以下、低負荷側系統が中央の場合の運転概要を図 19 及び図 20 に示す。なお、図 19 及び図 20 では、冷媒系統 3 が高負荷側系統、冷媒系統 1 が中負荷側系統の場合の例を示している。

30

【0089】

図 19 は、低負荷側系統が中央の冷媒系統 2 で、高負荷側系統と系統集約する場合の運転概要を示す図である。なお、冷媒系統 3 の圧縮機の特徴が図 21 に示すように、 F_{03} [Hz] で全断熱効率最大をとるものとする。

この場合、高負荷側系統である冷媒系統 3 は運転を継続すると共に、低負荷側系統である冷媒系統 2 は圧縮機周波数を 0 にして運転を停止する。冷媒系統 3 は、冷媒系統 2 が停止することにより処理すべき熱交換量の負担が増え、圧縮機周波数が系統集約運転前の F_3 から $F_{3\text{syuyaku}}$ に上昇し、全断熱効率の高い周波数 F_{03} に近づく。これにより高効率運転となる。

40

【0090】

そして、高負荷側の冷媒系統 3 に対応するサーキュレータ 40c を運転し、室内機 20c の吹出空気を吸込み、運転停止した冷媒系統 2 の空調ゾーンに向かって空気を搬送する。

【0091】

なお、中負荷側系統である冷媒系統 1 は運転を継続する。冷媒系統 1 では、室内機 20a に設けた吸込空気温度検出装置 21 の検出値 T と設定温度 T_0 との温度差 T に基づいて圧縮機周波数 F_1 で運転が行われることになる。

【0092】

図 20 は、低負荷側系統が中央の運転系統 2 で、高負荷側系統と系統集約できず中負荷

50

側系統と系統集約する場合の運転概要を示す図である。ここでは、冷媒系統 1 が中負荷側系統、冷媒系統 3 が高負荷側系統とする。

この場合、中負荷側系統である冷媒系統 1 は運転を継続すると共に、低負荷側系統である冷媒系統 2 は圧縮機周波数を 0 にして運転を停止する。冷媒系統 1 は、冷媒系統 2 が停止することにより処理すべき熱交換量の負担が増え、圧縮機周波数が系統集約運転前の F_{-1} から $F_{1syuyaku}$ に上昇し、全断熱効率の高い周波数 F_{0-1} に近づく。これにより高効率運転となる。

【0093】

そして、中負荷側の冷媒系統 1 に対応するサーキュレータ 40a を運転し、室内機 20a の吹出空気を吸込み、運転停止した冷媒系統 2 の空調ゾーンに向かって空気を搬送する。

10

【0094】

なお、高負荷側系統である冷媒系統 3 は運転を継続する。冷媒系統 3 では、室内機 20c に設けた吸込空気温度検出装置 21 の検出値 T と設定温度 T_0 との温度差 T に基づいて圧縮機周波数 F_{-3} で運転が行われることになる。

【0095】

図 22 及び図 23 は、本発明の実施の形態 2 に係る空気調和装置における系統集約運転の流れを示すフローチャートである。

S1 ~ S6 までの処理は実施の形態 1 と同様である。そして、集中コントローラ 201 は、3 つの冷媒系統 1、2、3 について、上述したように実施の形態 1 と同様の方法で冷媒系統 1 の負荷 Q_1 、冷媒系統 2 の負荷 Q_2 、冷媒系統 3 の負荷 Q_3 を式 (6)、(7)、(12) で求める (S31、S32)。

20

$$Q_3 = F_{-3} \times V_3 \cdots \cdots (12)$$

ここで、

F_{-3} (Hz) : 現在から t_1 前までの冷媒系統 3 の平均圧縮機周波数

V_3 (m^3) : 冷媒系統 3 の圧縮機ストロークボリューム

【0096】

集中コントローラ 201 は、以上のようにして算出した Q_1 と Q_2 と Q_3 の大小比較を行い、低負荷側系統、中負荷側系統、高負荷側系統を判定する (S33)。

【0097】

30

次に、低負荷側系統が中央に配置された冷媒系統 2 であるかどうかの判定を行う (S34)。S34 の判定が NO の場合、つまり、低負荷側系統が両端の冷媒系統 1、3 のどちらかの冷媒系統である場合、系統集約運転を行うかどうかの判定を行う (S35)。すなわち、低負荷側系統と中央の冷媒系統 2 との 2 系統の運転を、中央の冷媒系統 2 に集約した場合に運転効率の向上が見込めるかどうかを判定する。この判定は、具体的には、低負荷側系統が冷媒系統 1 の場合は、式 (9) を満たすかどうかで判定でき、低負荷側系統が冷媒系統 3 の場合は式 (13) を満たすかどうかで判定できる。

$$F_{0-2} \times V_2 \quad Q_2 + Q_3 \cdots \cdots (13)$$

【0098】

S35 で YES の場合 (式 (9) あるいは式 (13) を満たす場合) は、運転効率の向上が見込めると判定し、図 17 及び図 18 に示したように、中央の冷媒系統 2 に運転を集約した系統集約運転を行う (S36) と共に、中央の冷媒系統 2 側のサーキュレータ 40b1、40b2 のうち、運転停止した冷媒系統 1 あるいは冷媒系統 3 の空調ゾーンに向かって空気を搬送するサーキュレータ 40 を運転する (S37)。これにより、効率よく空調空気 (熱) を運転停止中の冷媒系統 1 あるいは冷媒系統 3 の空調ゾーンに搬送することができ、室温の均一化を図ることが可能となる。

40

【0099】

一方、S34 で YES の場合、すなわち低負荷側系統が中央に配置された冷媒系統 2 である場合、続いて系統集約運転を行うかどうかの判定を行う。すなわち、まず、高負荷側系統と系統集約した場合に運転効率の向上が見込めるかどうかを判定する (S38)。こ

50

の判定は、式(14)に示す第1条件を満たすかどうかで判定できる。

【0100】

$$F0_A \times VA \quad QA + QB \dots\dots (14)$$

ここで、

F0_A : 高負荷側系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる周波数

VA : 高負荷側系統の圧縮機ストロークボリューム

QA : 高負荷側系統の負荷

QB : 低負荷側系統の負荷

【0101】

S38でYESの場合(第1条件を満たす場合)、高負荷側系統に運転を集約する(S39)。そして、高負荷側系統のサーキュレータ40を運転し(S40)、運転室内機20の吹出空気を吸込んで、運転停止中の冷媒系統2の空調ゾーンに吹出す。これにより、効率よく空調空気(熱)を運転停止中の冷媒系統2の空調ゾーンに搬送することができ、室温の均一化を図ることが可能となる。高負荷側系統が冷媒系統3である場合の運転概要は、図19に示した通りである。

10

【0102】

S38でNOの場合(第1条件を満たさない場合)は、続いて中負荷側系統と系統集約した場合に運転効率の向上が見込めるかどうかを判定する(S41)。この判定は、具体的には、式(15)に示す第2条件を満たすかどうかで判定できる。

【0103】

$$F0_C \times VC \quad QB + QC \dots\dots (15)$$

ここで、

F0_C : 中負荷側系統の圧縮機において全断熱効率が最大となる周波数

VC : 中負荷側系統の圧縮機ストロークボリューム

QC : 中負荷側系統の負荷

20

【0104】

S41でYESの場合(第2条件を満たす場合)は、中負荷側系統に運転を集約する(S42)。そして、中負荷側系統のサーキュレータ40を運転し(S43)、運転室内機20の吹出空気を吸込んで、運転停止中の冷媒系統2の空調ゾーンに吹出す。これにより、効率よく空調空気(熱)を運転停止中の冷媒系統2の空調ゾーンに搬送することができ、室温の均一化を図ることが可能となる。中負荷系統が冷媒系統1である場合の運転概要は、図20に示した通りである。

30

【0105】

S41でNOの場合(第2条件を満たさない場合)は、高負荷側系統と中負荷側系統のどちらと系統集約しても運転効率の向上が見込めないため、系統集約運転はせず通常運転を継続し、S2に戻る。

【0106】

S44以降の処理は、上記実施の形態1と同様の考え方で行われる。すなわち、中央の冷媒系統2に運転を集約する場合には、冷媒系統2における温度差 T()を算出し(S44)、冷媒系統2における温度差 T()が予め決められた値 x() (例えば1)以下で、且つ、冷媒系統2の現在の圧縮機周波数 F_2 s y u u y a k u が F0_2 以下を維持し、高効率運転を行っている間は、系統集約運転を継続する(S45)。

40

【0107】

そして、室内100の温度環境が変化するなどしてS45の判断でNOとなった場合は、サーキュレータ40bの運転を停止(S46)すると共に、系統集約運転を停止して通常運転に戻る(S47)。そして、タイマーをリセットして(S48)、タイマーを再スタートさせ、S2に戻る。

【0108】

高負荷側系統に運転を集約する場合には、高負荷側系統における温度差 T()を算出し(S49)、高負荷側系統における温度差 T()が予め決められた値 x() (

50

例えば1)以下で、且つ、高負荷側系統の現在の圧縮機周波数 $F_{Asyuyaku}$ が全断熱効率最大となる F_{0A} 以下を維持し、高効率運転を行っている間は、系統集約運転を継続する(S50)。そして、室内100の温度環境が変化するなどしてS50の判断でNOとなった場合は、高負荷側系統のサーキュレータ40bの運転を停止(S51)すると共に、系統集約運転を停止して通常運転に戻る(S52)。そして、タイマーをリセットして(S48)、タイマーを再スタートさせ、S2に戻る。

【0109】

中負荷側系統に運転を集約する場合には、中負荷側系統における温度差 $T(\quad)$ を算出し(S53)、中負荷側系統における温度差 $T(\quad)$ が予め決められた値 $x(\quad)$ (例えば1)以下で、且つ、中負荷側系統の現在の圧縮機周波数 $F_{Csyuyaku}$ が全断熱効率最大となる F_{0C} 以下を維持し、高効率運転を行っている間は、系統集約運転を継続する(S54)。そして、室内100の温度環境が変化するなどしてS54の判断でNOとなった場合は、中負荷側系統のサーキュレータ40の運転を停止(S55)すると共に、系統集約運転を停止して通常運転に戻る(S56)。そして、タイマーをリセットして(S48)、タイマーを再スタートさせ、S2に戻る。

【0110】

以上説明したように、本実施の形態2によれば、実施の形態1と同様の効果が得られると共に、冷媒系統が3系統の場合でも、低負荷となる冷媒系統を判定し、系統集約した際に運転効率が向上する高負荷側あるいは中負荷側の冷媒系統に運転を集約することで、圧縮機運転効率の向上及び消費電力の削減が可能となる。系統集約運転後の圧縮機周波数は、現在の圧縮機周波数と全断熱効率が最大となる周波数との間に来て、必ず系統集約前よりも効率が向上する。

【0111】

系統集約運転後の圧縮機周波数が、全断熱効率が最大となる周波数以上でも、全断熱効率が最大となる周波数からある程度の近い周波数範囲内であれば、高効率運転が可能な範囲内と位置づけるようにしてもよい。具体的な処理としては、式(13)、式(14)、式(15)の左辺に定数(1以上)の値をかけて、系統集約運転後の圧縮機周波数の上限を、全断熱効率が最大となる周波数よりも高い圧縮機周波数として系統集約運転範囲を広げればよい。

【0112】

また、サーキュレータ40は、運転室内機の吹出空気を吸込む位置に配置されており、効率よく空調空気(熱)を搬送することが可能となる。

【0113】

また、低負荷側の冷媒系統を停止して、高負荷側あるいは中負荷側の冷媒系統に運転を集約する効果(なるべく高負荷側に系統集約する効果)として、運転効率向上による消費電力を低減できる他に、室内100の温度分布を均一にできるという効果がある。低負荷側に系統集約した場合は、低負荷側の室温が設定温度に容易に達し易いため、高負荷側あるいは中負荷側の室温が設定温度に達する前に運転冷媒系統がサーモOFFして、高負荷側あるいは中負荷側に空調空気(熱)を搬送できなくなる。その結果、高負荷側あるいは中負荷側と低負荷側との間で温度差が発生してしまい、温度ムラが生じる。

【0114】

これに対し、高負荷側あるいは中負荷側の冷媒系統に運転を集約した場合には、高負荷側あるいは中負荷側の室温が設定温度に達したときには低負荷側の室温も設定温度に達しているため、低負荷側の室温が設定温度に達する前に高負荷側あるいは中負荷側の冷媒系統がサーモOFFすることは無い。よって、温度ムラが生じるのを防止して室内100の温度分布を均一にすることができる。

【符号の説明】

【0115】

1 冷媒系統、2 冷媒系統、3 四方弁、10 室外機、11 圧縮機、12 四方弁、13 室外熱交換器、14 膨張弁、15 室内熱交換器、16 室外熱交換器用送

10

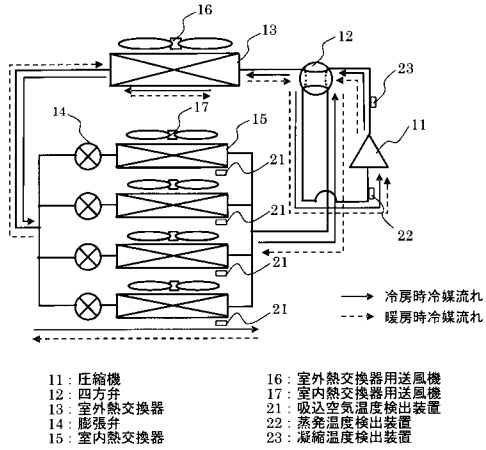
20

30

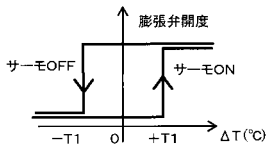
40

50

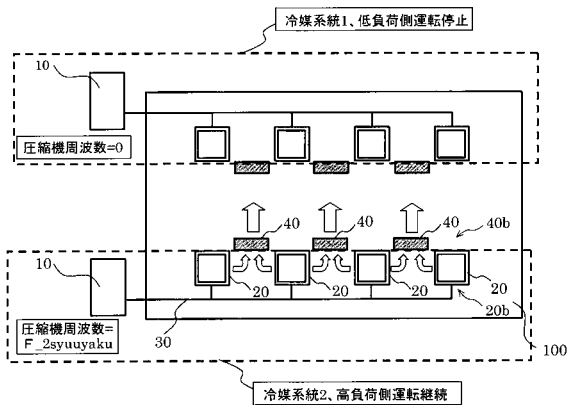
【図3】



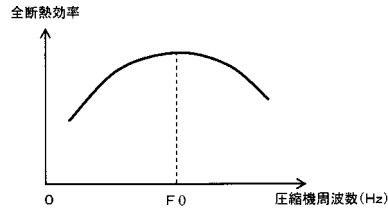
【図4】



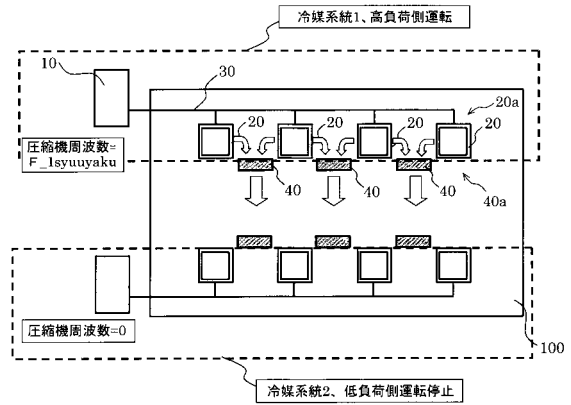
【図7】



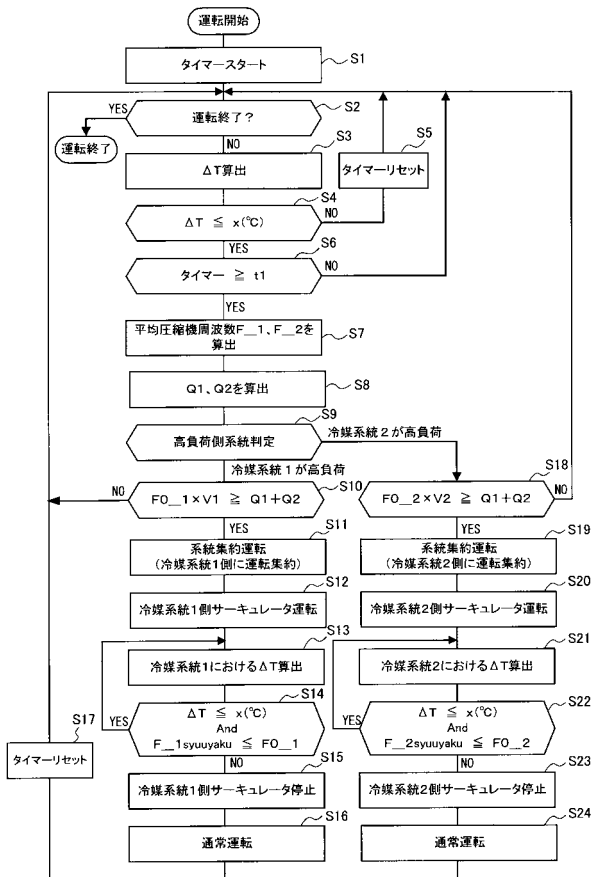
【図5】



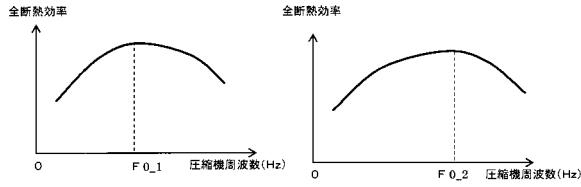
【図6】



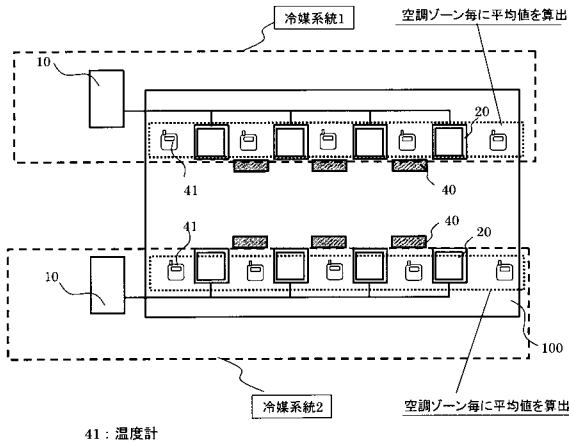
【図8】



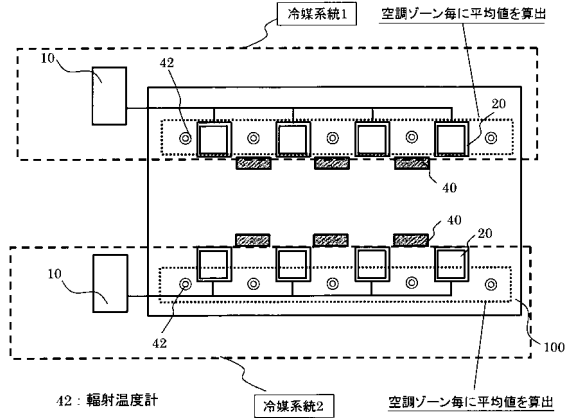
【図9】



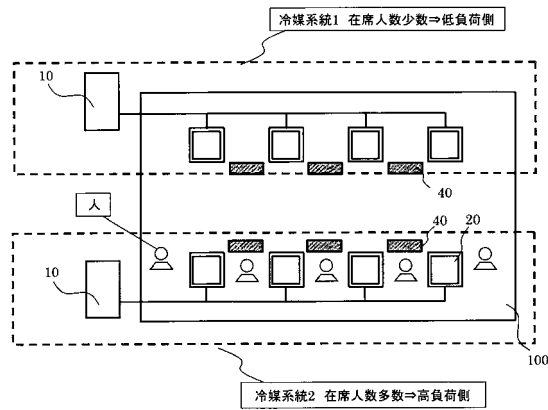
【図10】



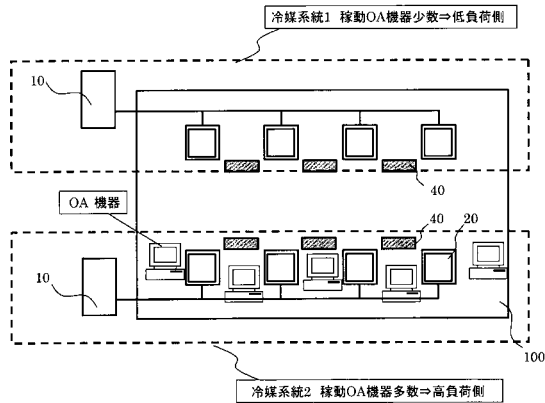
【図11】



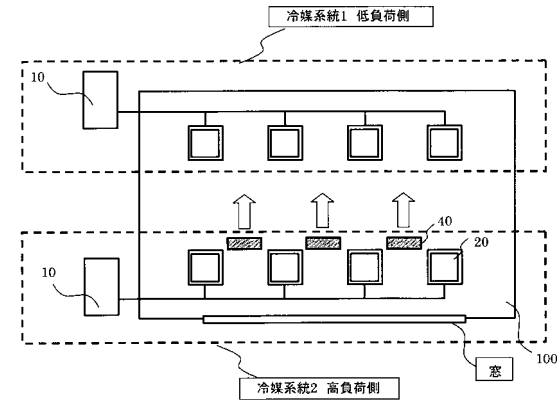
【図12】



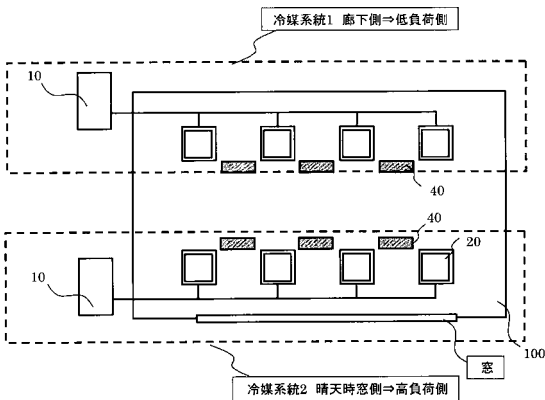
【図13】



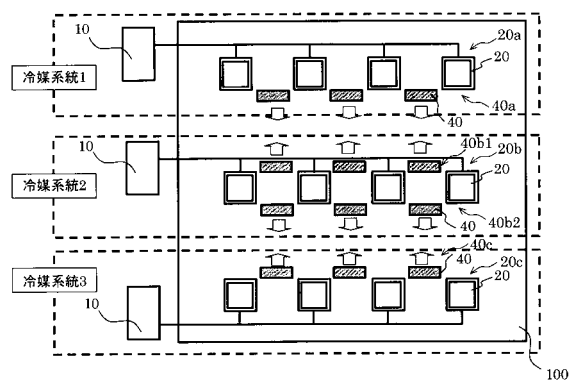
【図15】



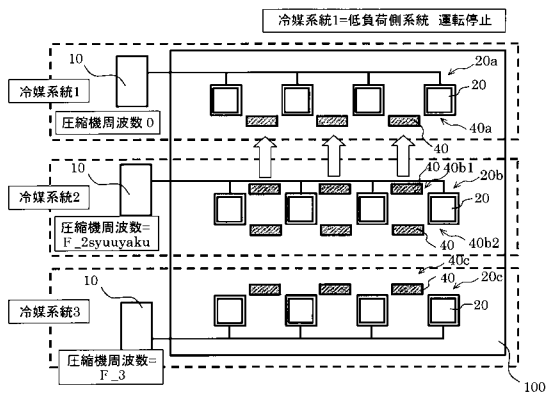
【図14】



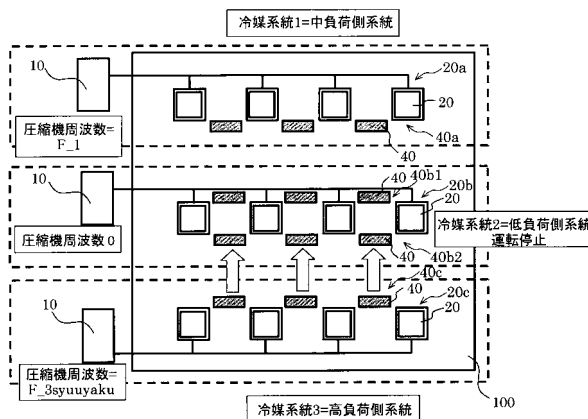
【図16】



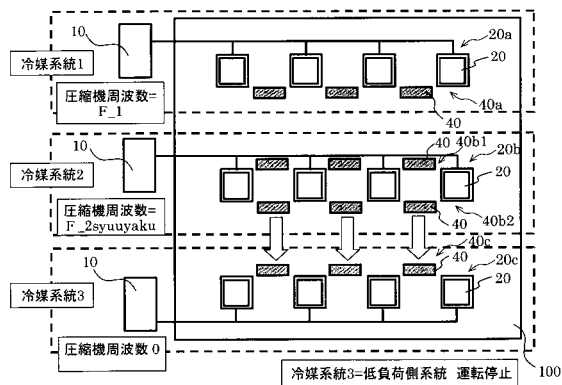
【図17】



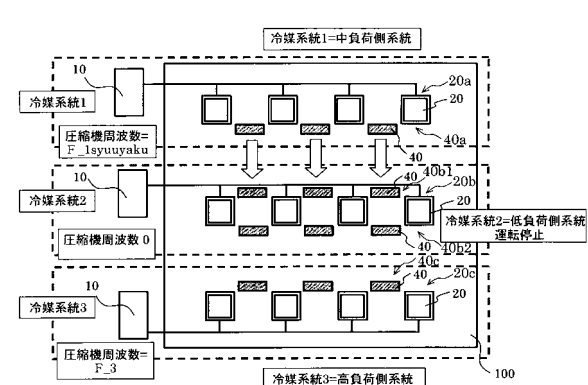
【図19】



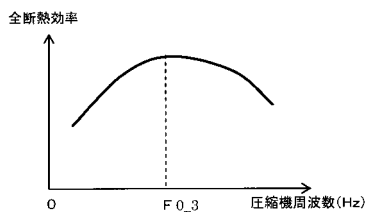
【図18】



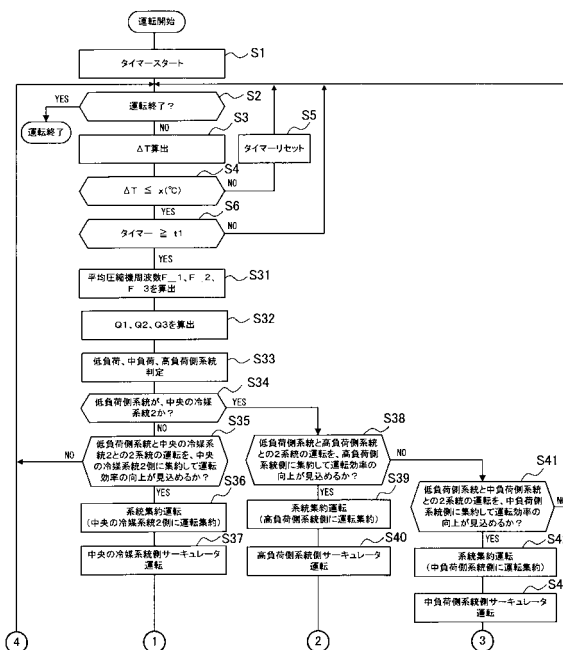
【図20】



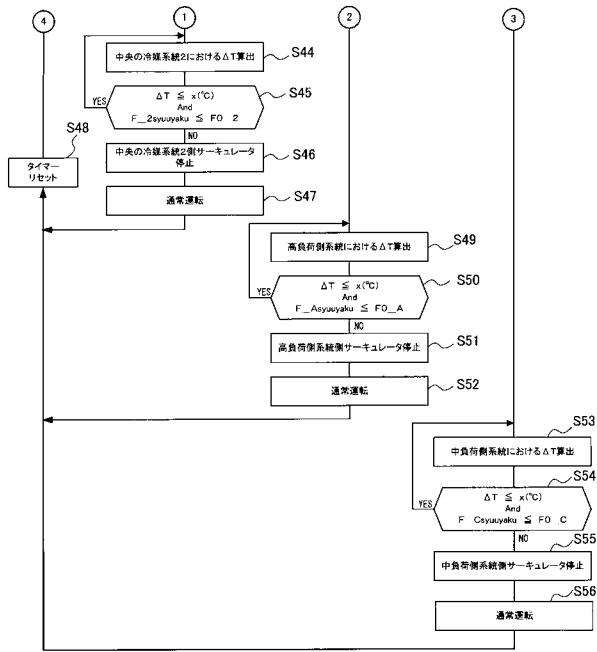
【図21】



【図22】



【図23】



フロントページの続き

- (74)代理人 100160831
弁理士 大谷 元
- (72)発明者 濱田 守
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 畝崎 史武
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 菊地 仁
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 大西 茂樹
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 有吉 直人
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 田村 直道
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 西宮 一暢
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 佐藤 正浩

- (56)参考文献 特開2010-014364(JP,A)
特開2011-052851(JP,A)
特開2009-210237(JP,A)
特開2007-271112(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F24F 11/02