

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5369577号  
(P5369577)

(45) 発行日 平成25年12月18日(2013.12.18)

(24) 登録日 平成25年9月27日(2013.9.27)

(51) Int.Cl.	F 1
F 2 4 F 11/02 (2006.01)	F 2 4 F 11/02 F
F 2 4 F 3/147 (2006.01)	F 2 4 F 3/147
F 2 4 F 11/053 (2006.01)	F 2 4 F 11/02 1 O 2 D
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 4 F 11/02 1 O 2 W
	F 2 4 F 11/053 G
請求項の数 4 (全 28 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号 特願2008-246418 (P2008-246418)  
 (22) 出願日 平成20年9月25日(2008.9.25)  
 (65) 公開番号 特開2010-78217 (P2010-78217A)  
 (43) 公開日 平成22年4月8日(2010.4.8)  
 審査請求日 平成23年8月25日(2011.8.25)

(73) 特許権者 000002853  
 ダイキン工業株式会社  
 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号  
 梅田センタービル  
 (74) 代理人 110001427  
 特許業務法人前田特許事務所  
 (74) 代理人 100077931  
 弁理士 前田 弘  
 (74) 代理人 100110939  
 弁理士 竹内 宏  
 (74) 代理人 100110940  
 弁理士 嶋田 高久  
 (74) 代理人 100113262  
 弁理士 竹内 祐二

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空調システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷凍サイクルを行う冷媒回路(30)が設けられていて吸い込んだ室内空気を冷却してから室内へ供給する冷房運転を少なくとも行う空調機(20)と、吸い込んだ室外空気を除湿し又は加湿してから室内へ供給し且つ吸い込んだ室内空気を室外へ排出する外気処理機(50)と、上記空調機(20)及び上記外気処理機(50)の運転を制御する制御手段(90)とを備える空調システムであって、

上記制御手段(90)は、

上記空調システムの運転中に上記外気処理機(50)を常に運転させる運転継続動作と

上記空調機(20)の冷房運転中に室内気温が目標温度範囲の下限値に達すると該空調機(20)を休止させ、該空調機(20)の休止中に室内気温が上記目標温度範囲の上限値に達すると該空調機(20)に冷房運転を再開させる温度調節動作と、

上記空調機(20)の冷房運転中に室内気温が低下して上記目標温度範囲内の風量削減用基準値に達すると該空調機(20)から室内へ吹き出される空気の流量を低下させる風量削減動作と、

上記空調機(20)の冷房運転中に室内気温が低下して上記目標温度範囲内の容量削減用基準値に達すると該空調機(20)に設けられた圧縮機(41)の運転容量を低下させる容量削減動作とを行うように構成され、

上記容量削減用基準値は、上記風量削減用基準値よりも低い値である

ことを特徴とする空調システム。

【請求項 2】

請求項 1 において、

上記制御手段 (90) は、上記空調機 (20) の冷房運転中に該空調機 (20) の冷媒回路 (30) における冷媒の蒸発温度が目標蒸発温度となるように、該空調機 (20) に設けられた圧縮機 (41) の運転容量を調節する圧縮機制御動作を行うように構成されている

ことを特徴とする空調システム。

【請求項 3】

冷凍サイクルを行う冷媒回路 (30) が設けられていて吸い込んだ室内空気を加熱してから室内へ供給する暖房運転を少なくとも行う空調機 (20) と、吸い込んだ室外空気を除湿し又は加湿してから室内へ供給し且つ吸い込んだ室内空気を室外へ排出する外気処理機 (50) と、上記空調機 (20) 及び上記外気処理機 (50) の運転を制御する制御手段 (90) とを備える空調システムであって、

上記制御手段 (90) は、

上記空調システムの運転中に上記外気処理機 (50) を常に運転させる運転継続動作と

上記空調機 (20) の暖房運転中に室内気温が目標温度範囲の上限値に達すると該空調機 (20) を休止させ、該空調機 (20) の休止中に室内気温が上記目標温度範囲の下限値に達すると該空調機 (20) に暖房運転を再開させる温度調節動作と、

上記空調機 (20) の暖房運転中に室内気温が上昇して上記目標温度範囲内の風量削減用基準値に達すると該空調機 (20) から室内へ吹き出される空気の流量を低下させる風量削減動作と、

上記空調機 (20) の暖房運転中に室内気温が上昇して上記目標温度範囲内の容量削減用基準値に達すると該空調機 (20) に設けられた圧縮機 (41) の運転容量を低下させる容量削減動作とを行うように構成され、

上記容量削減用基準値は、上記風量削減用基準値よりも高い値である

ことを特徴とする空調システム。

【請求項 4】

請求項 3 において、

上記制御手段 (90) は、上記空調機 (20) の暖房運転中に該空調機 (20) の冷媒回路 (30) における冷媒の凝縮温度が目標凝縮温度となるように、該空調機 (20) に設けられた圧縮機 (41) の運転容量を調節する圧縮機制御動作を行うように構成されている

ことを特徴とする空調システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、空調機と外気処理機とを備える空調システムに関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、空調機と外気処理機とを備える空調システムが知られている。例えば、特許文献 1 に開示された空調システムには、冷凍サイクルを行う冷媒回路が設けられて室内空気を冷却する空調機と、デシカントロータを用いて除湿した室外空気を室内へ供給し且つ室内空気をデシカントロータの再生に利用してから室外へ排出する外気処理機とが設けられている。また、特許文献 2 や特許文献 3 に開示された空調システムには、冷凍サイクルを行う冷媒回路が設けられていて室内空気を冷却し又は加熱する空調機と、空気熱交換器の表面に担持された吸着剤を冷媒で加熱し又は冷却することによって室外空気の湿度を調節し、湿度調節した室外空気を室内へ供給する外気処理機とが設けられている。

【特許文献 1】特開平 09 - 318126 号公報

【特許文献 2】特開 2005 - 291585 号公報

【特許文献 3】特開 2006 - 329471 号公報

10

20

30

40

50

## 【発明の開示】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0003】

ところで、空調機は、室内の気温を所定の目標温度に保つために運転と停止を繰り返すように構成される場合が多い。例えば、空調機は、冷房運転中に室内気温が低下して目標温度を下回ると休止し、休止中に室内気温が上昇して目標温度を上回ると冷房運転を再開するように構成される。また、空調機は、暖房運転中に室内気温が上昇して目標温度を上回ると休止し、休止中に室内気温が低下して目標温度を下回ると暖房運転を再開するように構成される。

## 【0004】

ところが、例えば室内の空調負荷が空調機の能力に対して小さい場合には、空調機の運転を再開してから短時間のうちに室内気温が目標値に達してしまつて再び空調機が停止することとなる。つまり、このような場合には、空調機の起動と停止が頻繁に繰り返されるおそれがある。そして、空調機を起動する際には比較的多くの電力が消費されるため、空調機の運転と停止が頻繁に繰り返されると、空調機の消費電力が増大して空調システムのランニングコストが嵩むという問題があった。

## 【0005】

本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的は、空調システムに設けられた空調機の起動と停止の頻度を削減し、空調システムのランニングコストを低減することにある。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0006】

第1の発明は、冷凍サイクルを行う冷媒回路(30)が設けられていて吸い込んだ室内空気を冷却してから室内へ供給する冷房運転を少なくとも行う空調機(20)と、吸い込んだ室外空気を除湿し又は加湿してから室内へ供給し且つ吸い込んだ室内空気を室外へ排出する外気処理機(50)と、上記空調機(20)及び上記外気処理機(50)の運転を制御する制御手段(90)とを備える空調システムを対象とする。そして、上記制御手段(90)は、上記空調システムの運転中に上記外気処理機(50)を常に運転させる運転継続動作と、上記空調機(20)の冷房運転中に室内気温が目標温度範囲の下限値に達すると該空調機(20)を休止させ、該空調機(20)の休止中に室内気温が上記目標温度範囲の上限値に達すると該空調機(20)に冷房運転を再開させる温度調節動作と、上記空調機(20)の冷房運転中に室内気温が低下して上記目標温度範囲内の風量削減用基準値に達すると該空調機(20)から室内へ吹き出される空気の流量を低下させる風量削減動作とを行うように構成されるものである。

## 【0007】

第1の発明の空調システム(10)において、空調機(20)は、室内空気を冷却する冷房運転を行う。一方、外気処理機(50)は、室外から室内への給気と室内から室外への排気、即ち室内の換気を行う。その際、外気処理機(50)は、吸い込んだ室外空気を、その湿度を調節してから室内へ供給する。

## 【0008】

第1の発明の制御手段(90)は、運転継続動作と温度調節動作と風量削減動作とを行う。制御手段(90)は、空調システム(10)の運転中に外気処理機(50)を継続して運転させる動作を、運転継続動作として行う。制御手段(90)が運転継続動作を行うことにより、空調システム(10)の運転中には外気処理機(50)が常に室内の換気を行う。制御手段(90)は、室内気温が目標温度範囲内の上限値以下で且つその下限値以上の値となるように、空調機(20)に冷房運転の休止と冷房運転の再開とを交互に行わせる。

## 【0009】

また、第1の発明の制御手段(90)は、室内気温が風量削減用基準値に達すると空調機(20)の吹き出し風量を低下させる動作を、風量削減動作として行う。風量削減用基準値は、目標温度範囲内の値に設定されている。このため、冷房運転中に室内気温が次第に低

10

20

30

40

50

下してきて風量削減用基準値に達した場合は、近い将来に室内気温が目標温度範囲の下限值に達し、その結果、制御手段(90)によって空調機(20)の冷房運転が休止させられると推測できる。そこで、この場合、制御手段(90)は、空調機(20)の室内への吹き出し風量を低下させる。空調機(20)の吹き出し風量が低下すると、空調機(20)の冷房能力が減少し、室内気温の低下速度が緩やかとなる。このため、その後に室内気温が低下し続けたとしても、室内気温が目標温度範囲の下限值に達するまでの時間は、空調機(20)の吹き出し風量を低下させなかった場合に比べて長くなる。

【0010】

また、第1の発明は、上記の構成に加えて、上記制御手段(90)は、上記空調機(20)の冷房運転中に室内気温が低下して上記目標温度範囲内の容量削減用基準値に達すると該空調機(20)に設けられた圧縮機(41)の運転容量を低下させる容量削減動作を行うように構成されるものである。

10

【0011】

第1の発明の制御手段(90)は、室内気温が容量削減用基準値に達すると空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させる動作を、容量削減動作として行う。容量削減用基準値は、目標温度範囲内の値に設定されている。このため、冷房運転中に室内気温が次第に低下してきて容量削減用基準値に達した場合は、近い将来に室内気温が目標温度範囲の下限值に達し、その結果、制御手段(90)によって空調機(20)の冷房運転が休止させられると推測できる。そこで、この場合、制御手段(90)は、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させる。空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量が低下すると、空調機(20)の冷房能力が減少し、室内気温の低下速度が緩やかとなる。このため、その後に室内気温が低下し続けたとしても、室内気温が目標温度範囲の下限值に達するまでの時間は、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させなかった場合に比べて長くなる。

20

【0012】

また、第1の発明は、上記の構成に加えて、上記容量削減用基準値を上記風量削減用基準値よりも低い値とするものである。

【0013】

第2の発明は、上記第1の発明において、上記制御手段(90)は、上記空調機(20)の冷房運転中に該空調機(20)の冷媒回路(30)における冷媒の蒸発温度が目標蒸発温度となるように、該空調機(20)に設けられた圧縮機(41)の運転容量を調節する圧縮機制御動作を行うように構成されるものである。

30

【0014】

第2の発明では、制御手段(90)が圧縮機制御動作を行う。この圧縮機制御動作において、制御手段(90)は、空調機(20)の冷媒回路(30)における冷媒の蒸発温度が目標蒸発温度となるように、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を調節する。このため、制御手段(90)の風量削減動作によって空調機(20)の室内への吹き出し風量が削減された状態においても、制御手段(90)が圧縮機制御動作を行うことによって、冷媒回路(30)における冷媒の蒸発温度は概ね目標蒸発温度に保たれる。

【0015】

第3の発明は、冷凍サイクルを行う冷媒回路(30)が設けられていて吸い込んだ室内空気を加熱してから室内へ供給する暖房運転を少なくとも行う空調機(20)と、吸い込んだ室外空気を除湿し又は加湿してから室内へ供給し且つ吸い込んだ室内空気を室外へ排出する外気処理機(50)と、上記空調機(20)及び上記外気処理機(50)の運転を制御する制御手段(90)とを備える空調システムを対象とする。そして、上記制御手段(90)は、上記空調システムの運転中に上記外気処理機(50)を常に運転させる運転継続動作と、上記空調機(20)の暖房運転中に室内気温が目標温度範囲の上限値に達すると該空調機(20)を休止させ、該空調機(20)の休止中に室内気温が上記目標温度範囲の下限值に達すると該空調機(20)に暖房運転を再開させる温度調節動作と、上記空調機(20)の暖房運転中に室内気温が上昇して上記目標温度範囲内の風量削減用基準値に達すると該空調機(20)から室内へ吹き出される空気の流量を低下させる風量削減動作とを行うように構成される

40

50

ものである。

【0016】

第3の発明の空調システム(10)において、空調機(20)は、室内空気を加熱する暖房運転を行う。一方、外気処理機(50)は、室外から室内への給気と室内から室外への排気、即ち室内の換気を行う。その際、外気処理機(50)は、吸い込んだ室外空気を、その湿度を調節してから室内へ供給する。

【0017】

第3の発明の制御手段(90)は、運転継続動作と温度調節動作と風量削減動作とを行う。制御手段(90)は、空調システム(10)の運転中に外気処理機(50)を継続して運転させる動作を、運転継続動作として行う。制御手段(90)が運転継続動作を行うことにより、空調システム(10)の運転中には外気処理機(50)が常に室内の換気を行う。制御手段(90)は、室内気温が目標温度範囲内の上限値以下で且つその下限値以上の値となるように、空調機(20)に暖房運転の休止と暖房運転の再開とを交互に行わせる。

10

【0018】

また、第3の発明の制御手段(90)は、室内気温が風量削減用基準値に達すると空調機(20)の吹き出し風量を低下させる動作を、風量削減動作として行う。風量削減用基準値は、目標温度範囲内の値に設定されている。このため、暖房運転中に室内気温が次第に上昇してきて風量削減用基準値に達した場合は、近い将来に室内気温が目標温度範囲の上限値に達し、その結果、制御手段(90)によって空調機(20)の暖房運転が休止させられると推測できる。そこで、この場合、制御手段(90)は、空調機(20)の室内への吹き出し風量を低下させる。空調機(20)の吹き出し風量が低下すると、空調機(20)の暖房能力が減少し、室内気温の上昇速度が緩やかとなる。このため、その後に室内気温が上昇し続けたとしても、室内気温が目標温度範囲の上限値に達するまでの時間は、空調機(20)の吹き出し風量を低下させなかった場合に比べて長くなる。

20

【0019】

第3の発明は、上記の構成に加えて、上記制御手段(90)は、上記空調機(20)の暖房運転中に室内気温が上昇して上記目標温度範囲内の容量削減用基準値に達すると該空調機(20)に設けられた圧縮機(41)の運転容量を低下させる容量削減動作を行うように構成されるものである。

【0020】

第3の発明の制御手段(90)は、室内気温が容量削減用基準値に達すると空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させる動作を、容量削減動作として行う。容量削減用基準値は、目標温度範囲内の値に設定されている。このため、暖房運転中に室内気温が次第に上昇してきて容量削減用基準値に達した場合は、近い将来に室内気温が目標温度範囲の上限値に達し、その結果、制御手段(90)によって空調機(20)の暖房運転が休止させられると推測できる。そこで、この場合、制御手段(90)は、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させる。空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量が低下すると、空調機(20)の暖房能力が減少し、室内気温の上昇速度が緩やかとなる。このため、その後に室内気温が上昇し続けたとしても、室内気温が目標温度範囲の上限値に達するまでの時間は、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させなかった場合に比べて長くなる。

30

40

【0021】

また、第3の発明は、上記の構成に加えて、上記容量削減用基準値を上記風量削減用基準値よりも高い値とするものである。

【0022】

第4の発明は、上記第3の発明において、上記制御手段(90)は、上記空調機(20)の暖房運転中に該空調機(20)の冷媒回路(30)における冷媒の凝縮温度が目標凝縮温度となるように、該空調機(20)に設けられた圧縮機(41)の運転容量を調節する圧縮機制御動作を行うように構成されるものである。

【0023】

第4の発明では、制御手段(90)が圧縮機制御動作を行う。この圧縮機制御動作におい

50

て、制御手段(90)は、空調機(20)の冷媒回路(30)における冷媒の凝縮温度が目標凝縮温度となるように、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を調節する。このため、制御手段(90)の風量削減動作によって空調機(20)の室内への吹き出し風量が削減された状態においても、制御手段(90)が圧縮機制御動作を行うことによって、冷媒回路(30)における冷媒の凝縮温度は概ね目標凝縮温度に保たれる。

【発明の効果】

【0024】

上記第1の発明において、制御手段(90)は、空調機(20)の冷房運転中に室内気温が風量削減用基準値に達すると、空調機(20)の吹き出し風量を低下させる。冷房運転中に空調機(20)の吹き出し風量が低下すると、空調機(20)の冷房能力が減少し、室内気温の低下速度が緩やかとなる。従って、この発明によれば、空調機(20)の冷房運転中に室内気温が目標温度範囲の下限値に達するまでの時間を、空調機(20)の吹き出し風量を低下させなかった場合に比べて長くすることができる。

10

【0025】

また、上記第3の発明において、制御手段(90)は、空調機(20)の暖房運転中に室内気温が風量削減用基準値に達すると、空調機(20)の吹き出し風量を低下させる。暖房運転中に空調機(20)の吹き出し風量が低下すると、空調機(20)の暖房能力が減少し、室内気温の上昇速度が緩やかとなる。従って、この発明によれば、空調機(20)の暖房運転中に室内気温が目標温度範囲の上限値に達するまでの時間を、空調機(20)の吹き出し風量を低下させなかった場合に比べて長くすることができる。

20

【0026】

このように、本発明によれば、空調機(20)の冷房運転中または暖房運転中において、室内気温が風量削減用基準値に達した時点から、制御手段(90)の温度調節動作によって空調機(20)の冷房運転または暖房運転が休止させられる時点までの時間を延長することができる。その結果、制御手段(90)の温度調節動作によって空調機(20)の冷房運転または暖房運転が再開される頻度を低減することができる。そして、空調機(20)を起動させる際には比較的多くの動力が消費されるが、本発明によれば、その空調機(20)の起動の回数を削減することができるため、空調システム(10)のランニングコストを削減することができる。

【0027】

30

ところで、空調機(20)の運転中には、空調機(20)から室内へ空気が吹き出されることによって室内空間の空気が攪拌され、それによって室内の各位置における空気状態(即ち、温度や湿度)が均一化される。このため、建物等に空調機(20)だけが設けられている場合に、空調機(20)から室内へ吹き出される空気の流量を低下させると、空調機(20)から吹き出される空気の流れによる室内空気の攪拌効果が低下し、室内の各位置における空気状態が不均一化するおそれがある。

【0028】

それに対し、本発明の空調システム(10)では、その運転中に外気処理機(50)が常に運転を行う。このため、空調機(20)からの吹き出し風量が減少した状態でも、外気処理機(50)から室内への吹き出し風量は減少しない。従って、本発明によれば、空調機(20)からの吹き出し風量が減少した状態においても、外気処理機(50)から室内へ吹き出される空気の流れによって室内空気の攪拌効果を得ることができる。その結果、室内の各位置における空気状態を、空調機(20)からの吹き出し風量を削減する前と同程度に均一化することができる。

40

【0029】

また、上記第1の発明において、制御手段(90)は、空調機(20)の冷房運転中に室内気温が容量削減用基準値に達すると、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させる。冷房運転中に空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量が低下すると、空調機(20)の冷房能力が減少し、室内気温の低下速度が緩やかとなる。その結果、空調機(20)の冷房運転中に室内気温が目標温度範囲の下限値に達するまでの時間が、空調機(20)の圧縮機

50

(41)の運転容量を低下させなかった場合に比べて長くなる。従って、この発明によれば、制御手段(90)の温度調節動作によって空調機(20)の冷房運転が再開される頻度を更に低減でき、空調システム(10)のランニングコストを一層削減することができる。

【0030】

上記第2の発明では、制御手段(90)が圧縮機制御動作を行うため、制御手段(90)の風量削減動作によって空調機(20)の室内への吹き出し風量が削減された状態においても、冷房運転中の冷媒回路(30)における冷媒の蒸発温度は概ね目標蒸発温度に保たれる。従って、この発明によれば、制御手段(90)の風量削減動作中には、冷媒回路(30)における冷媒の蒸発温度を概ね目標蒸発温度に保持したまま、空調機(20)の室内への吹き出し風量を削減することができる。その結果、制御手段(90)の風量削減動作によって空調機(20)の冷房能力を一層確実に低下させることができ、空調機(20)の冷房運転中に室内気温が目標温度範囲の下限値に達するまでの時間を十分に長くすることができる。

10

【0031】

また、上記第3の発明において、制御手段(90)は、空調機(20)の暖房運転中に室内気温が容量削減用基準値に達すると、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させる。暖房運転中に空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量が低下すると、空調機(20)の暖房能力が減少し、室内気温の上昇速度が緩やかとなる。その結果、空調機(20)の暖房運転中に室内気温が目標温度範囲の上限値に達するまでの時間が、空調機(20)の圧縮機(41)の運転容量を低下させなかった場合に比べて長くなる。従って、この発明によれば、制御手段(90)の温度調節動作によって空調機(20)の暖房運転が再開される頻度を更に低減でき、空調システム(10)のランニングコストを一層削減することができる。

20

【0032】

上記第4の発明では、制御手段(90)が圧縮機制御動作を行うため、制御手段(90)の風量削減動作によって空調機(20)の室内への吹き出し風量が削減された状態においても、暖房運転中の冷媒回路(30)における冷媒の凝縮温度は概ね目標凝縮温度に保たれる。従って、この発明によれば、制御手段(90)の風量削減動作中には、冷媒回路(30)における冷媒の凝縮温度を概ね目標凝縮温度に保持したまま、空調機(20)の室内への吹き出し風量を削減することができる。その結果、制御手段(90)の風量削減動作によって空調機(20)の暖房能力を一層確実に低下させることができ、空調機(20)の暖房運転中に室内気温が目標温度範囲の上限値に達するまでの時間を十分に長くすることができる。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0033】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0034】

《参考技術1》

参考技術1について説明する。本参考技術の空調システム(10)は、空調機(20)と外気処理機(50)とを備えている。また、この空調システム(10)では、空調機(20)に設けられた空調側コントローラ(91)と、外気処理機(50)に設けられた調湿側コントローラ(92a,92b)とが、制御手段である制御システム(90)を構成している。

【0035】

空調機の構成

空調システム(10)を構成する空調機(20)は、一台の室外ユニット(21)と、四台の室内ユニット(22a,22b,22c,22d)とを備えている。この空調機(20)では、室外ユニット(21)と各室内ユニット(22a~22d)を配管で接続することによって空調用冷媒回路(30)が形成されている。なお、室外ユニット(21)及び室内ユニット(22a~22d)の台数は、単なる例示である。

40

【0036】

室外ユニット(21)には、室外回路(40)と室外ファン(23)とが収容されている。室外回路(40)には、空調用圧縮機(41)と、アキュムレータ(42)と、四方切換弁(43)と、室外熱交換器(44)と、室外膨張弁(45)と、レシーバ(46)と、液側閉鎖弁(47

50

)と、ガス側閉鎖弁(48)とが設けられている。

【0037】

室外回路(40)において、空調用圧縮機(41)は、その吐出側が四方切換弁(43)の第1のポートに接続され、その吸入側がアキュムレータ(42)を介して四方切換弁(43)の第2のポートに接続されている。四方切換弁(43)の第3のポートは、室外熱交換器(44)のガス側端に接続されている。室外熱交換器(44)の液側端は、室外膨張弁(45)の一端に接続されている。室外膨張弁(45)の他端は、レシーバ(46)を介して液側閉鎖弁(47)に接続されている。四方切換弁(43)の第4のポートは、ガス側閉鎖弁(48)に接続されている。

【0038】

室外回路(40)には、高圧センサ(26)と低圧センサ(27)とが設けられている。高圧センサ(26)は、空調用圧縮機(41)の吐出側と四方切換弁(43)を繋ぐ配管に接続され、空調用圧縮機(41)から吐出された高圧冷媒の圧力を計測する。低圧センサ(27)は、アキュムレータ(42)と四方切換弁(43)を繋ぐ配管に接続され、空調用圧縮機(41)へ吸入される低圧冷媒の圧力を計測する。

【0039】

空調用圧縮機(41)は、いわゆる全密閉型の圧縮機である。空調用圧縮機(41)の電動機には、図外のインバータを介して電力が供給される。インバータから電動機へ供給される交流の周波数(即ち、空調用圧縮機(41)の運転周波数)を変化させると、電動機の回転速度が変化し、その結果、空調用圧縮機(41)の運転容量が変化する。

【0040】

室外熱交換器(44)は、室外ファン(23)によって供給された室外空気を冷媒と熱交換させるフィン・アンド・チューブ型の熱交換器である。四方切換弁(43)は、第1のポートが第3のポートに連通し且つ第2のポートが第4のポートに連通する第1状態(図1に実線で示す状態)と、第1のポートが第4のポートに連通し且つ第2のポートが第3のポートに連通する第2状態(図1に破線で示す状態)とに切り換わる。

【0041】

各室内ユニット(22a~22d)には、室内回路(35a,35b,35c,35d)が一つずつ収容されている。また、各室内ユニット(22a~22d)には、室内ファン(24a,24b,24c,24d)と、室内温度センサ(25a,25b,25c,25d)とが一つずつ設けられている。

【0042】

各室内回路(35a~35d)には、室内熱交換器(36a,36b,36c,36d)と、室内膨張弁(37a,37b,37c,37d)とが一つずつ設けられている。室内熱交換器(36a~36d)は、室内ファン(24a~24d)によって供給された室内空気を冷媒と熱交換させるフィン・アンド・チューブ型の熱交換器である。

【0043】

各室内回路(35a~35d)において、室内熱交換器(36a~36d)は、その一端が室内回路(35a~35d)のガス側端に接続され、その他端が室内膨張弁(37a~37d)を介して室内回路(35a~35d)の液側端に接続されている。各室内回路(35a~35d)は、それぞれの液側端が液側連絡配管(31)を介して室外回路(40)の液側閉鎖弁(47)に接続され、それぞれのガス側端がガス側連絡配管(32)を介して室外回路(40)のガス側閉鎖弁(48)に接続されている。

【0044】

図示しないが、各室内ユニット(22a~22d)には、空気の吸込口と吹出口が形成されている。各室内ユニット(22a~22d)は、それぞれに形成された吸込口及び吹出口の全てが同一の室内空間に連通するように設置されている。つまり、各室内ユニット(22a~22d)は、同一の室内空間から室内空気を吸い込み、室内熱交換器(36a~36d)を通過した室内空気を同一の室内空間へ吹き出す。

【0045】

外気処理機の構成

10

20

30

40

50



空調システム(10)を構成する外気処理機(50)は、一台の圧縮機ユニット(51)と、二台の調湿ユニット(52a,52b)とを備えている。この外気処理機(50)では、圧縮機ユニット(51)と各調湿ユニット(52a,52b)を配管で接続することによって調湿用冷媒回路(60)が形成されている。なお、圧縮機ユニット(51)及び調湿ユニットの台数は、単なる例示である。

【0046】

圧縮機ユニット(51)には、圧縮機側回路(70)が収容されている。圧縮機側回路(70)には、調湿用圧縮機(71)と、アキュムレータ(72)と、高圧側閉鎖弁(73)と、低圧側閉鎖弁(74)とが設けられている。圧縮機側回路(70)において、調湿用圧縮機(71)は、その吐出側が高圧側閉鎖弁(73)に接続され、この吸入側がアキュムレータ(72)を介して低圧側閉鎖弁(74)に接続されている。

10

【0047】

調湿用圧縮機(71)は、いわゆる全密閉型の圧縮機である。調湿用圧縮機(71)の電動機には、図外のインバータを介して電力が供給される。インバータから電動機へ供給される交流の周波数(即ち、調湿用圧縮機(71)の運転周波数)を変化させると、電動機の回転速度が変化し、その結果、調湿用圧縮機(71)の運転容量が変化する。

【0048】

図2にも示すように、各調湿ユニット(52a,52b)には、調湿用回路(80a,80b)が一つずつ収容されている。各調湿用回路(80a,80b)には、四方切換弁(83a,83b)と、第1吸着熱交換器(81a,81b)と、第2吸着熱交換器(82a,82b)と、調湿用膨張弁(84a,84b)とが一つずつ設けられている。

20

【0049】

各調湿用回路(80a,80b)において、四方切換弁(83a,83b)は、その第1のポートが調湿用回路(80a,80b)の高圧側端に接続され、その第2のポートが調湿用回路(80a,80b)の低圧側端に接続されている。また、各調湿用回路(80a,80b)では、四方切換弁(83a,83b)の第3のポートから第4のポートに向かって順に、第1吸着熱交換器(81a,81b)と、調湿用膨張弁(84a,84b)と、第2吸着熱交換器(82a,82b)とが配置されている。各調湿用回路(80a,80b)は、それぞれの高圧側端が高圧側連絡配管(61)を介して圧縮機側回路(70)の高圧側閉鎖弁(73)に接続され、それぞれの低圧側端が低圧側連絡配管(62)を介して圧縮機側回路(70)の低圧側閉鎖弁(74)に接続されている。

30

【0050】

第1吸着熱交換器(81a,81b)と第2吸着熱交換器(82a,82b)は、何れもフィン・アンド・チューブ型の熱交換器の表面にゼオライト等の吸着剤を担持させたものである。これら吸着熱交換器(81a,82a,81b,82b)では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって加熱され又は冷却され、そこを通過する空気が吸着剤と接触する。各四方切換弁(83a,83b)は、第1のポートが第3のポートに連通し且つ第2のポートが第4のポートに連通する第1状態(図2(A)に示す状態)と、第1のポートが第4のポートに連通し且つ第2のポートが第3のポートに連通する第2状態(図2(B)に示す状態)とに切り換わる。

【0051】

各調湿ユニット(52a,52b)には、給気ファン(53a,53b)と排気ファン(54a,54b)とが収容されている。また、各調湿ユニット(52a,52b)には、空気通路が形成されている。各調湿ユニット(52a,52b)では、図外のダンパを開閉することによって、空気の流通経路が切り換え可能となっている。そして、各調湿ユニット(52a,52b)は、室内空気と室外空気を吸い込むと共に、吸着熱交換器(81a,82a,81b,82b)を通過した室内空気を室外へ排出し、吸着熱交換器(81a,82a,81b,82b)を通過した室外空気を室内へ供給するように構成されている。

40

【0052】

具体的に、各調湿ユニット(52a,52b)では、吸着熱交換器(81a,82a,81b,82b)の上流側における空気の流通経路が、室内空気が第1吸着熱交換器(81a,81b)へ送られて室外空気が第2吸着熱交換器(82a,82b)へ送られる状態(図2(A)に示す状態)と、室内空

50

気が第2吸着熱交換器(82a,82b)へ送られて室外空気が第1吸着熱交換器(81a,81b)へ送られる状態(図2(B)に示す状態)とに切り換え可能となっている。また、各調湿ユニット(52a,52b)では、吸着熱交換器(81a,82a,81b,82b)の下流側における空気の流通経路が、第1吸着熱交換器(81a,81b)を通過した空気が排気ファン(54a,54b)へ送られて第2吸着熱交換器(82a,82b)を通過した空気が給気ファン(53a,53b)へ送られる状態(図2(A)に示す状態)と、第1吸着熱交換器(81a,81b)を通過した空気が給気ファン(53a,53b)へ送られて第2吸着熱交換器(82a,82b)を通過した空気が排気ファン(54a,54b)へ送られる状態(図2(B)に示す状態)とに切り換え可能となっている。

#### 【0053】

各調湿ユニット(52a,52b)には、室内温度センサ(55a,55b)と、室内湿度センサ(56a,56b)と、室外温度センサ(57a,57b)と、室外湿度センサ(58a,58b)とが設けられている。これらのセンサ(53a,54,...,53b,54b,...)は、空気の流通経路における吸着熱交換器(81a,82a,81b,82b)の上流側に設置されている。室内温度センサ(55a,55b)は、調湿ユニット(52a,52b)へ吸い込まれた室内空気の温度を計測する。室内湿度センサ(56a,56b)は、調湿ユニット(52a,52b)へ吸い込まれた室内空気の相対湿度を計測する。室外温度センサ(57a,57b)は、調湿ユニット(52a,52b)へ吸い込まれた室外空気の温度を計測する。室外湿度センサ(58a,58b)は、調湿ユニット(52a,52b)へ吸い込まれた室外空気の相対湿度を計測する。

#### 【0054】

図示しないが、各調湿ユニット(52a,52b)には、室内空気の吸込口及び吹出口と、室外空気の吸込口及び吹出口とが形成されている。各調湿ユニット(52a,52b)は、それぞれに形成された室内空気の吸込口及び吹出口の全てが同一の室内空間に連通するように設置されている。つまり、各調湿ユニット(52a,52b)は、同一の室内空間から室内空気を吸い込んで室外へ排出し、取り込んだ室外空気を同一の室内空間へ供給する。

#### 【0055】

また、各調湿ユニット(52a,52b)に形成された室内空気の吸込口及び吹出口が連通する室内空間は、空調機(20)の各室内ユニット(22a~22d)の吸込口及び吹出口が連通する室内空間と同一の空間である。つまり、本参考技術の空調システム(10)では、各調湿ユニット(52a,52b)に形成された室内空気の吸込口及び吹出口と、各室内ユニット(22a~22d)に形成された吸込口及び吹出口とは、何れも共通の室内空間に連通している。

#### 【0056】

##### 制御システムの構成

上述したように、空調システム(10)の制御システム(90)は、空調側コントローラ(91)と調湿側コントローラ(92a,92b)とによって構成されている。

#### 【0057】

空調側コントローラ(91)は、空調機(20)の室外ユニット(21)に収容されている。空調側コントローラ(91)には、低圧センサ(27)や高圧センサ(26)の計測値が入力される。また、空調側コントローラ(91)には、ユーザーによって設定された室内温度の目標値(即ち、目標室内温度 $T_s$ )が、図外のリモコンを介して入力される。空調側コントローラ(91)は、空調機(20)の運転動作を制御するように構成される。

#### 【0058】

具体的に、空調側コントローラ(91)は、空調機(20)の冷房運転中において、空調用圧縮機(41)に接続されたインバータの出力周波数を、空調用冷媒回路(30)における冷媒の蒸発温度が目標蒸発温度となるように調節する。つまり、空調側コントローラ(91)は、空調用冷媒回路(30)における冷媒の蒸発温度が目標蒸発温度となるように、空調用圧縮機(41)の運転容量を調節する。空調側コントローラ(91)は、この動作を圧縮機制御動作として行う。

#### 【0059】

また、空調側コントローラ(91)は、空調機(20)の暖房運転中において、空調用圧縮機(41)に接続されたインバータの出力周波数を、空調用冷媒回路(30)における冷媒の

10

20

30

40

50

凝縮温度が目標凝縮温度となるように調節する。つまり、空調側コントローラ(91)は、空調用冷媒回路(30)における冷媒の凝縮温度が目標凝縮温度となるように、空調用圧縮機(41)の運転容量を調節する。空調側コントローラ(91)は、この動作を圧縮機制御動作として行う。

【0060】

空調側コントローラ(91)には、第1の調湿ユニット(52a)に設けられた室内温度センサ(55a)の計測値が入力される。また、空調側コントローラ(91)は、目標室内温度 $T_s$ に基づいて目標温度範囲を設定する。そして、空調側コントローラ(91)は、入力された室内温度センサ(55a)の計測値が目標温度範囲内の値となるように、空調用圧縮機(41)の停止と起動を交互に行う。

10

【0061】

具体的に、空調機(20)の冷房運転中において、空調側コントローラ(91)は、室内温度センサ(55a)の計測値が目標温度範囲内の値となるように空調機(20)に冷房運転の休止と再開を交互に実行させる動作を、温度調節動作として行う。また、空調機(20)の暖房運転中において、空調側コントローラ(91)は、室内温度センサ(55a)の計測値が目標温度範囲内の値となるように空調機(20)に暖房運転の休止と再開を交互に実行させる動作を、温度調節動作として行う。

【0062】

調湿側コントローラ(92a,92b)は、外気処理機(50)の調湿ユニット(52a,52b)に一つずつ収容されている。各調湿側コントローラ(92a,92b)には、室内湿度の目標値(即ち、目標室内湿度 $H_s$ )が、図外のリモコンを介して入力される。

20

【0063】

第1の調湿ユニット(52a)に設けられた調湿側コントローラ(92a)には、第1の調湿ユニット(52a)に設けられた室内温度センサ(55a)、室内湿度センサ(56a)、室外温度センサ(57a)、及び室外湿度センサ(58a)の計測値が入力される。この調湿側コントローラ(92a)は、第1の調湿ユニット(52a)の運転動作を制御するように構成されている。また、この調湿側コントローラ(92a)は、空調システム(10)の運転中には給気ファン(53a)及び排気ファン(54a)を常に運転させ続ける動作を、運転継続動作として行う。

【0064】

第2の調湿ユニット(52b)に設けられた調湿側コントローラ(92b)には、第2の調湿ユニット(52b)に設けられた室内温度センサ(55b)、室内湿度センサ(56b)、室外温度センサ(57b)、及び室外湿度センサ(58b)の計測値が入力される。この調湿側コントローラ(92b)は、第2の調湿ユニット(52b)の運転動作を制御するように構成されている。また、この調湿側コントローラ(92b)は、空調システム(10)の運転中には給気ファン(53b)及び排気ファン(54b)を常に運転させ続ける動作を、運転継続動作として行う。

30

【0065】

第1の調湿ユニット(52a)に設けられた調湿側コントローラ(92a)は、調湿用圧縮機(71)の運転制御を行うように構成されている。外気処理機(50)の運転中において、調湿側コントローラ(92a)は、調湿用圧縮機(71)に接続されたインバータの出力周波数を、室内の潜熱負荷に応じて調節する。つまり、調湿側コントローラ(92a)は、室内の潜熱負荷に応じて調湿用圧縮機(71)の運転容量を調節するように構成されている。

40

【0066】

また、第1の調湿ユニット(52a)に設けられた調湿側コントローラ(92a)は、空調機(20)の各室内ユニット(22a~22d)が室内へ吹き出す空気の流量を、室内温度センサ(55a)の計測値に基づいて調節するように構成されている。具体的に、この調湿側コントローラ(92a)には、空調側コントローラ(91)と同様に、目標室内温度 $T_s$ が入力される。この調湿側コントローラ(92a)では、目標室内温度 $T_s$ に基づいて風量削減用目標値が設定される。そして、この調湿側コントローラ(92a)は、空調機(20)の冷房運転中ま

50

たは暖房運転中に室内温度センサ（55a）の計測値が風量削減用目標値に達すると各室内ファン（24a～24d）の回転速度を強制的に引き下げる動作を、風量削減動作として行う。

【0067】

なお、本参考技術では、第1の調湿ユニット（52a）に設けられた調湿側コントローラ（92a）が調湿用圧縮機（71）の運転制御と風量削減動作とを行うように構成されているが、これは単なる一例である。つまり、本参考技術のような複数台の調湿ユニット（52a, 52b）を備える外気処理機（50）では、各調湿ユニット（52a, 52b）に設けられた調湿側コントローラ（92a, 92b）のうちの一つが、調湿用圧縮機（71）の運転制御と風量削減動作とを行うように構成されていけばよい。

【0068】

- 運転動作 -

空調システム（10）の運転動作について説明する。本参考技術の空調システム（10）において、空調機（20）では冷房運転と暖房運転が切り換え可能となり、外気処理機（50）では除湿運転と加湿運転が切り換え可能となっている。この空調システム（10）では、空調機（20）の冷房運転中に外気処理機（50）が除湿運転を行う場合もあれば加湿運転を行う場合も有り得る。また、この空調システム（10）では、空調機（20）の暖房運転中に外気処理機（50）が除湿運転を行う場合もあれば加湿運転を行う場合も有り得る。

【0069】

空調機の運転動作

上述したように、空調機（20）では、冷房運転と暖房運転とが切り換え可能となっている。冷房運転中と暖房運転中の何れにおいても、空調機（20）の空調用冷媒回路（30）では、冷媒を循環させることによって蒸気圧縮冷凍サイクルが行われる。

【0070】

空調機（20）の冷房運転について説明する。冷房運転中の空調用冷媒回路（30）では、四方切換弁（43）が第1状態（図1に実線で示す状態）に設定され、室外膨張弁（45）が全開状態に設定され、各室内膨張弁（37a～37d）の開度が適宜調節される。また、冷房運転中の空調用冷媒回路（30）では、室外熱交換器（44）が凝縮器として動作し、各室内熱交換器（36a～36d）が蒸発器として動作する。

【0071】

冷房運転中の空調用冷媒回路（30）における冷媒の流れを具体的に説明する。空調用圧縮機（41）から吐出された高圧冷媒は、四方切換弁（43）を通過後に室外熱交換器（44）へ流入し、室外空気へ放熱して凝縮する。室外熱交換器（44）から流出した冷媒は、室外膨張弁（45）とレシーバ（46）を通過後に液側連絡配管（31）へ流入し、各室内回路（35a～35d）へ分配される。各室内回路（35a～35d）へ流入した冷媒は、室内膨張弁（37a～37d）を通過する際に減圧されて低圧冷媒となり、その後室内熱交換器（36a～36d）へ流入し、室内空気から吸熱して蒸発する。各室内回路（35a～35d）において室内熱交換器（36a～36d）から流出した冷媒は、ガス側連絡配管（32）へ流入して合流した後に室外回路（40）へ流入し、四方切換弁（43）を通過後に空調用圧縮機（41）へ吸入されて圧縮される。

【0072】

上述したように、冷房運転中には、各室内熱交換器（36a～36d）が蒸発器として動作する。各室内ユニット（22a～22d）は、吸い込んだ室内空気を室内熱交換器（36a～36d）において冷却した後に室内へ送り返す。

【0073】

空調機（20）の暖房運転について説明する。暖房運転中の空調用冷媒回路（30）では、四方切換弁（43）が第2状態（図1に破線で示す状態）に設定され、室外膨張弁（45）及び各室内膨張弁（37a～37d）の開度が適宜調節される。また、暖房運転中の空調用冷媒回路（30）では、各室内熱交換器（36a～36d）が凝縮器として動作し、室外熱交換器（44）が蒸発器として動作する。

【0074】

10

20

30

40

50

暖房運転中の空調用冷媒回路（30）における冷媒の流れを具体的に説明する。空調用圧縮機（41）から吐出された冷媒は、四方切換弁（43）を通過後にガス側連絡配管（32）へ流入し、各室内回路（35a～35d）へ分配される。各室内回路（35a～35d）へ流入した冷媒は、室内熱交換器（36a～36d）へ流入し、室内空気へ放熱して凝縮する。各室内回路（35a～35d）において室内熱交換器（36a～36d）から流出した冷媒は、室内膨張弁（37a～37d）を通過後に液側連絡配管（31）へ流入して合流してから室外回路（40）へ流入する。室外回路（40）へ流入した冷媒は、レシーバ（46）を通過後に室外膨張弁（45）へ流入し、室外膨張弁（45）を通過する際に減圧されて低圧冷媒となる。室外膨張弁（45）を通過した冷媒は、室外熱交換器（44）へ流入し、室外空気から吸熱して蒸発する。室外熱交換器（44）から流出した冷媒は、四方切換弁（43）を通過後に空調用圧縮機（41）へ吸入されて圧縮される。

10

## 【0075】

上述したように、暖房運転中には、各室内熱交換器（36a～36d）が凝縮器として動作する。各室内ユニット（22a～22d）は、吸い込んだ室内空気を室内熱交換器（36a～36d）において加熱した後に室内へ送り返す。

## 【0076】

## 外気処理機の運転動作

上述したように、外気処理機（50）では、除湿運転と加湿運転とが切り換え可能となっている。除湿運転中と加湿運転中の何れにおいても、外気処理機（50）の調湿用冷媒回路（60）では、冷媒を循環させることによって蒸気圧縮冷凍サイクルが行われる。

20

## 【0077】

外気処理機（50）の除湿運転について、図2を参照しながら説明する。除湿運転中において、各調湿ユニット（52a,52b）は、第1動作と第2動作を交互に所定の時間毎（例えば3分間毎）に切り換えて行う。なお、各調湿ユニット（52a,52b）における第1動作と第2動作の相互切り換えのタイミングは、互いに同期している必要はない。

## 【0078】

図2（A）に示すように、第1動作中の調湿ユニット（52a,52b）では、四方切換弁（83a,83b）が第1状態に設定され、調湿用膨張弁（84a,84b）の開度が適宜調節される。そして、第1動作中の調湿用回路（80a,80b）では、第1吸着熱交換器（81a,81b）が凝縮器として動作し、第2吸着熱交換器（82a,82b）が蒸発器として動作する。第1吸着熱交換器（81a,81b）では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって加熱される。第2吸着熱交換器（82a,82b）では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって冷却される。

30

## 【0079】

第1動作中の調湿用回路（80a,80b）における冷媒の流れを具体的に説明する。調湿用回路（80a,80b）の高圧側端には、調湿用圧縮機（71）から吐出された高圧冷媒が高圧側連絡配管（61）を通じて供給される。調湿用回路（80a,80b）へ流入した高圧冷媒は、四方切換弁（83a,83b）を通過後に第1吸着熱交換器（81a,81b）へ流入して凝縮する。第1吸着熱交換器（81a,81b）から流出した冷媒は、調湿用膨張弁（84a,84b）を通過する際に減圧されて低圧冷媒となり、その後第2吸着熱交換器（82a,82b）へ流入して蒸発する。第2吸着熱交換器（82a,82b）から流出した冷媒は、四方切換弁（83a,83b）を通過後に低圧側連絡配管（62）へ流入し、その後調湿用圧縮機（71）へ吸入されて圧縮される。

40

## 【0080】

また、図2（A）に示すように、第1動作中の調湿ユニット（52a,52b）では、室内空気が第1吸着熱交換器（81a,81b）へ送られ、室外空気が第2吸着熱交換器（82a,82b）へ送られる。第1吸着熱交換器（81a,81b）では、加熱された吸着剤から脱離した水分が室内空気に付与される。第1吸着熱交換器（81a,81b）を通過する際に加湿された室内空気は、排気ファン（54a,54b）に吸い込まれ、その後室外へ排出される。一方、第2吸着熱交換器（82a,82b）では、室外空気中の水分が吸着剤に吸着され、その際に生じた吸着熱が冷媒に吸熱される。第2吸着熱交換器（82a,82b）を通過する際に除湿された室外空気は、給気ファン（53a,53b）に吸い込まれ、その後室内へ供給される。

50

## 【 0 0 8 1 】

図 2 ( B ) に示すように、第 2 動作中の調湿ユニット ( 52a, 52b ) では、四方切換弁 ( 83a, 83b ) が第 2 状態に設定され、調湿用膨張弁 ( 84a, 84b ) の開度が適宜調節される。そして、第 2 動作中の調湿用回路 ( 80a, 80b ) では、第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) が凝縮器として動作し、第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) が蒸発器として動作する。第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって加熱される。第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって冷却される。

## 【 0 0 8 2 】

第 2 動作中の調湿用回路 ( 80a, 80b ) における冷媒の流れを具体的に説明する。調湿用回路 ( 80a, 80b ) の高圧側端には、調湿用圧縮機 ( 71 ) から吐出された高圧冷媒が高圧側連絡配管 ( 61 ) を通じて供給される。調湿用回路 ( 80a, 80b ) へ流入した高圧冷媒は、四方切換弁 ( 83a, 83b ) を通過後に第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) へ流入して凝縮する。第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) から流出した冷媒は、調湿用膨張弁 ( 84a, 84b ) を通過する際に減圧されて低圧冷媒となり、その後第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) へ流入して蒸発する。第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) から流出した冷媒は、四方切換弁 ( 83a, 83b ) を通過後に低圧側連絡配管 ( 62 ) へ流入し、その後調湿用圧縮機 ( 71 ) へ吸入されて圧縮される。

## 【 0 0 8 3 】

また、図 2 ( B ) に示すように、第 2 動作中の調湿ユニット ( 52a, 52b ) では、室内空気が第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) へ送られ、室外空気が第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) へ送られる。第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) では、加熱された吸着剤から脱離した水分が室内空気に付与される。第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) を通過する際に加湿された室内空気は、排気ファン ( 54a, 54b ) に吸い込まれ、その後室外へ排出される。一方、第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) では、室外空気中の水分が吸着剤に吸着され、その際に生じた吸着熱が冷媒に吸熱される。第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) を通過する際に除湿された室外空気は、給気ファン ( 53a, 53b ) に吸い込まれ、その後室内へ供給される。

## 【 0 0 8 4 】

外気処理機 ( 50 ) の加湿運転について、図 3 を参照しながら説明する。加湿運転中において、各調湿ユニット ( 52a, 52b ) は、第 1 動作と第 2 動作を交互に所定の時間毎 ( 例えば 3 分間毎 ) に切り換えて行う。なお、各調湿ユニット ( 52a, 52b ) における第 1 動作と第 2 動作の相互切り換えのタイミングは、互いに同期している必要はない。

## 【 0 0 8 5 】

図 3 ( A ) に示すように、第 1 動作中の調湿ユニット ( 52a, 52b ) では、四方切換弁 ( 83a, 83b ) が第 1 状態に設定され、調湿用膨張弁 ( 84a, 84b ) の開度が適宜調節される。そして、第 1 動作中の調湿用回路 ( 80a, 80b ) では、第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) が凝縮器として動作し、第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) が蒸発器として動作する。第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって加熱される。第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって冷却される。第 1 動作中の調湿用回路 ( 80a, 80b ) における冷媒の流れは、除湿運転の第 1 動作中の調湿用回路 ( 80a, 80b ) における冷媒の流れと同じである。

## 【 0 0 8 6 】

また、図 3 ( A ) に示すように、第 1 動作中の調湿ユニット ( 52a, 52b ) では、室外空気が第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) へ送られ、室内空気が第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) へ送られる。第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) では、加熱された吸着剤から脱離した水分が室外空気に付与される。第 1 吸着熱交換器 ( 81a, 81b ) を通過する際に加湿された室外空気は、給気ファン ( 53a, 53b ) に吸い込まれ、その後室内へ供給される。一方、第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) では、室内空気中の水分が吸着剤に吸着され、その際に生じた吸着熱が冷媒に吸熱される。第 2 吸着熱交換器 ( 82a, 82b ) を通過する際に除湿された室内空気は、排気ファン ( 54a, 54b ) に吸い込まれ、その後室外へ排出される。

## 【 0 0 8 7 】

図 3 ( B ) に示すように、第 2 動作中の調湿ユニット ( 52a, 52b ) では、四方切換弁 ( 83a

10

20

30

40

50

,83b) が第 2 状態に設定され、調湿用膨張弁 (84a,84b) の開度が適宜調節される。そして、第 2 動作中の調湿用回路 (80a,80b) では、第 2 吸着熱交換器 (82a,82b) が凝縮器として動作し、第 1 吸着熱交換器 (81a,81b) が蒸発器として動作する。第 2 吸着熱交換器 (82a,82b) では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって加熱される。第 1 吸着熱交換器 (81a,81b) では、その表面に担持された吸着剤が冷媒によって冷却される。第 2 動作中の調湿用回路 (80a,80b) における冷媒の流れは、除湿運転の第 2 動作中の調湿用回路 (80a,80b) における冷媒の流れと同じである。

【 0 0 8 8 】

また、図 3 (B) に示すように、第 2 動作中の調湿ユニット (52a,52b) では、室外空気が第 2 吸着熱交換器 (82a,82b) へ送られ、室内空気が第 1 吸着熱交換器 (81a,81b) へ送られる。第 2 吸着熱交換器 (82a,82b) では、加熱された吸着剤から脱離した水分が室外空気に付与される。第 2 吸着熱交換器 (82a,82b) を通過する際に加湿された室外空気は、給気ファン (53a,53b) に吸い込まれ、その後室内へ供給される。一方、第 1 吸着熱交換器 (81a,81b) では、室内空気中の水分が吸着剤に吸着され、その際に生じた吸着熱が冷媒に吸熱される。第 1 吸着熱交換器 (81a,81b) を通過する際に除湿された室内空気は、排気ファン (54a,54b) に吸い込まれ、その後室外へ排出される。

【 0 0 8 9 】

制御システムの動作、冷房運転

空調機 (20) が冷房運転を行っている場合における制御システム (90) の動作について、図 4 のフロー図を参照しながら説明する。制御システム (90) は、空調機 (20) が冷房運転を行っている状態であれば、外気処理機 (50) が除湿運転と加湿運転のどちらを行っている状態においても、図 4 のフロー図に示す動作を行う。

【 0 0 9 0 】

図外のリモコンに設けられた電源ボタンをユーザーが操作すると、ステップ ST 1 0 において、空調システム (10) の電源が投入される。また、ステップ ST 1 0 では、室内空気の温度の目標値 (目標室内温度  $T_s$ ) が空調側コントローラ (91) と各調湿側コントローラ (92a,92b) に対してリモコンから入力され、室内空気の相対湿度の目標値 (目標室内湿度  $H_s$ ) が各調湿側コントローラ (92a,92b) に対してリモコンから入力される。そして、次のステップ ST 1 1 では、空調側コントローラ (91) が空調用圧縮機 (41) を起動させ、空調機 (20) が冷房運転を開始する。また、このステップ ST 1 1 では、第 1 の調湿ユニット (52a) の調湿側コントローラ (92a) が調湿用圧縮機 (71) を起動させ、外気処理機 (50) が除湿運転または加湿運転を開始する。

【 0 0 9 1 】

次のステップ ST 1 2 では、空調側コントローラ (91) が空調用圧縮機 (41) に対する圧縮機制御動作を開始する。圧縮機制御動作において、空調側コントローラ (91) は、室内の顕熱負荷に応じて各室内熱交換器 (36a~36d) における冷媒の蒸発温度の目標値 (目標蒸発温度  $T_{es}$ ) を設定する。また、空調側コントローラ (91) は、低圧センサ (27) の計測値に基づいて、各室内熱交換器 (36a~36d) における冷媒の蒸発温度を算出する。

【 0 0 9 2 】

圧縮機制御動作において、空調側コントローラ (91) は、冷媒蒸発温度の算出値が目標蒸発温度  $T_{es}$  となるように、空調用圧縮機 (41) の運転容量を調節する。具体的に、冷媒蒸発温度の算出値が目標蒸発温度  $T_{es}$  を上回っている場合、空調側コントローラ (91) は、各室内熱交換器 (36a~36d) における冷媒の蒸発温度を低下させるために、空調用圧縮機 (41) へ入力される交流の周波数を上昇させて空調用圧縮機 (41) の運転容量を増加させる。逆に、冷媒蒸発温度の算出値が目標蒸発温度  $T_{es}$  を下回っている場合、空調側コントローラ (91) は、各室内熱交換器 (36a~36d) における冷媒の蒸発温度を上昇させるために、空調用圧縮機 (41) へ入力される交流の周波数を低下させて空調用圧縮機 (41) の運転容量を減少させる。

【 0 0 9 3 】

次のステップ ST 1 3 では、第 1 の調湿ユニット (52a) に設けられた調湿側コントロー

10

20

30

40

50

ラ (92a) が、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  (即ち、室内気温の実測値) を読み込む。次のステップST14において、調湿側コントローラ (92a) は、ステップST13において読み込んだ室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  と目標室内温度  $T_s$  の差 ( $T_r - T_s$ ) を算出する。また、調湿側コントローラ (92a) には、所定の定数  $K$  が予め記録されている。そして、調湿側コントローラ (92a) は、算出した値 ( $T_r - T_s$ ) を「 $K$ 」と比較する。調湿側コントローラ (92a) は、( $T_r - T_s$ ) の値が「 $K$ 」よりも大きい場合 ( $T_r - T_s > K$ ) にはステップST13へ戻り、( $T_r - T_s$ ) の値が「 $K$ 」以下の場合 ( $T_r - T_s \leq K$ ) にはステップST15へ移って各室内ファン (24a~24d) の回転速度を強制的に引き下げる。

#### 【0094】

なお、定数  $K$  の値は、0 (ゼロ) よりも大きく且つ後述する定数  $K_1$  よりも小さい値 ( $0 < K < K_1$ ) に設定される。本参考技術において、定数  $K$  の値は、例えば「0.8」に設定される。

#### 【0095】

第1の調湿ユニット (52a) に設けられた調湿側コントローラ (92a) は、ステップST13からステップST15までの動作を、風量削減動作として行う。具体的に、調湿側コントローラ (92a) では、風量削減用基準値が ( $T_s + \Delta T$ ) に設定されている。そして、調湿側コントローラ (92a) は、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が風量削減用基準値 ( $T_s + \Delta T$ ) を上回っている間は各室内ファン (24a~24d) の回転速度を通常の設定値に保つ一方、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が風量削減用基準値 ( $T_s + \Delta T$ ) 以下になると各室内ファン (24a~24d) の回転速度を強制的に引き下げる。

#### 【0096】

ステップST15に続くステップST16では、空調側コントローラ (91) が室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  を読み込む。次のステップST17において、空調側コントローラ (91) は、ステップST16において読み込んだ室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  と目標室内温度  $T_s$  の差 ( $T_r - T_s$ ) を算出する。また、空調側コントローラ (91) には、所定の定数  $K_1$  が予め記録されている。そして、空調側コントローラ (91) は、算出した値 ( $T_r - T_s$ ) を「 $K_1$ 」と比較する。空調側コントローラ (91) は、( $T_r - T_s$ ) の値が「 $K_1$ 」よりも大きい場合 ( $T_r - T_s > K_1$ ) にはステップST16へ戻り、( $T_r - T_s$ ) の値が「 $K_1$ 」以下の場合 ( $T_r - T_s \leq K_1$ ) にはステップST18へ移って空調用圧縮機 (41) を停止させる。

#### 【0097】

本参考技術において、定数  $K_1$  の値は、例えば「1.0」に設定される。

#### 【0098】

ステップST18に続くステップST19では、空調側コントローラ (91) が室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  を読み込む。次のステップST20において、空調側コントローラ (91) は、ステップST19において読み込んだ室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  と目標室内温度  $T_s$  の差 ( $T_r - T_s$ ) を算出し、算出した値 ( $T_r - T_s$ ) を「 $K_2$ 」と比較する。空調側コントローラ (91) は、( $T_r - T_s$ ) の値が「 $K_2$ 」よりも小さい場合 ( $T_r - T_s < K_2$ ) にはステップST19へ戻り、( $T_r - T_s$ ) の値が「 $K_2$ 」以上の場合 ( $T_r - T_s \geq K_2$ ) にはステップST21へ移って空調用圧縮機 (41) を起動させる。

#### 【0099】

空調側コントローラ (91) は、ステップST16からステップST21までの動作を、温度調節動作として行う。具体的に、空調側コントローラ (91) では、目標温度範囲の下限値が ( $T_s - \Delta T_1$ ) に設定され、目標温度範囲の上限値が ( $T_s + \Delta T_2$ ) に設定されている。そして、空調側コントローラ (91) は、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が ( $T_s - \Delta T_1$ ) 以上 ( $T_s + \Delta T_2$ ) 以下の範囲内に保たれるように、空調用圧縮機 (41) の停止と起動を交互に行う。

#### 【0100】

つまり、空調用圧縮機 (41) の運転中において、空調側コントローラ (91) は、室内温

10

20

30

40

50



度センサ（55a）の計測値  $T_r$  が目標温度範囲の下限値（ $T_{s-}$ ）に達するまでは空調用圧縮機（41）の運転を継続させ、室内温度センサ（55a）の計測値  $T_r$  が下限値（ $T_{s-}$ ）に達すると空調用圧縮機（41）を停止させる。また、空調用圧縮機（41）を停止させた後において、空調側コントローラ（91）は、室内温度センサ（55a）の計測値  $T_r$  が目標温度範囲の上限値（ $T_{s+}$ ）に達するまでは空調用圧縮機（41）を停止状態に保持し、室内温度センサ（55a）の計測値  $T_r$  が上限値（ $T_{s+}$ ）に達すると空調用圧縮機（41）の運転を再開させる。

【0101】

制御システムの動作、暖房運転

空調機（20）が暖房運転を行っている場合における制御システム（90）の動作について、図5のフロー図を参照しながら説明する。制御システム（90）は、空調機（20）が暖房運転を行っている状態であれば、外気処理機（50）が除湿運転と加湿運転のどちらを行っている状態においても、図5のフロー図に示す動作を行う。

10

【0102】

図外のリモコンに設けられた電源ボタンをユーザーが操作すると、ステップST30において、空調システム（10）の電源が投入される。また、ステップST30では、室内空気の温度の目標値（目標室内温度  $T_s$ ）が空調側コントローラ（91）と各調湿側コントローラ（92a, 92b）に対してリモコンから入力され、室内空気の相対湿度の目標値（目標室内湿度  $H_s$ ）が各調湿側コントローラ（92a, 92b）に対してリモコンから入力される。そして、次のステップST31では、空調側コントローラ（91）が空調用圧縮機（41）を起動させ、空調機（20）が暖房運転を開始する。また、このステップST31では、第1の調湿ユニット（52a）の調湿側コントローラ（92a）が調湿用圧縮機（71）を起動させ、外気処理機（50）が除湿運転または加湿運転を開始する。

20

【0103】

次のステップST32では、空調側コントローラ（91）が空調用圧縮機（41）に対する圧縮機制御動作を開始する。圧縮機制御動作において、空調側コントローラ（91）は、室内の顕熱負荷に応じて各室内熱交換器（36a~36d）における冷媒の凝縮温度の目標値（目標凝縮温度  $T_{cs}$ ）を設定する。また、空調側コントローラ（91）は、高圧センサ（26）の計測値に基づいて、各室内熱交換器（36a~36d）における冷媒の凝縮温度を算出する。

【0104】

圧縮機制御動作において、空調側コントローラ（91）は、冷媒凝縮温度の算出値が目標凝縮温度  $T_{cs}$  となるように、空調用圧縮機（41）の運転容量を調節する。具体的に、冷媒凝縮温度の算出値が目標凝縮温度  $T_{cs}$  を下回っている場合、空調側コントローラ（91）は、各室内熱交換器（36a~36d）における冷媒の凝縮温度を上昇させるために、空調用圧縮機（41）へ入力される交流の周波数を上昇させて空調用圧縮機（41）の運転容量を増加させる。逆に、冷媒凝縮温度の算出値が目標凝縮温度  $T_{cs}$  を上回っている場合、空調側コントローラ（91）は、各室内熱交換器（36a~36d）における冷媒の凝縮温度を低下させるために、空調用圧縮機（41）へ入力される交流の周波数を低下させて空調用圧縮機（41）の運転容量を減少させる。

30

【0105】

次のステップST33では、第1の調湿ユニット（52a）に設けられた調湿側コントローラ（92a）が、室内温度センサ（55a）の計測値  $T_r$ （即ち、室内気温の実測値）を読み込む。次のステップST34において、調湿側コントローラ（92a）は、ステップST33において読み込んだ室内温度センサ（55a）の計測値  $T_r$  と目標室内温度  $T_s$  の差（ $T_r - T_s$ ）を算出し、算出した値（ $T_r - T_s$ ）を「 $\Delta$ 」と比較する。調湿側コントローラ（92a）は、（ $T_r - T_s$ ）の値が「 $\Delta$ 」未満の場合（ $T_r - T_s < \Delta$ ）にはステップST33へ戻り、（ $T_r - T_s$ ）の値が「 $\Delta$ 」以上の場合（ $T_r - T_s \geq \Delta$ ）にはステップST35へ移って各室内ファン（24a~24d）の回転速度を強制的に引き下げる。

40

【0106】

第1の調湿ユニット（52a）に設けられた調湿側コントローラ（92a）は、ステップST3

50

3 からステップST3 5 までの動作を、風量削減動作として行う。具体的に、調湿側コントローラ (92a) では、風量削減用基準値が (  $T_s -$  ) に設定されている。そして、調湿側コントローラ (92a) は、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が風量削減用基準値 (  $T_s -$  ) を下回っている間は各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度を通常の設定値に保つ一方、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が風量削減用基準値 (  $T_s -$  ) 以上になると各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度を強制的に引き下げる。

【 0 1 0 7 】

ステップST3 5 に続くステップST3 6 では、空調側コントローラ (91) が室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  を読み込む。次のステップST3 7 において、空調側コントローラ (91) は、ステップST3 6 において読み込んだ室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  と目標室内温度  $T_s$  の差 (  $T_r - T_s$  ) を算出し、算出した値 (  $T_r - T_s$  ) を「 」と比較する。空調側コントローラ (91) は、(  $T_r - T_s$  ) の値が「 」未満の場合 (  $T_r - T_s <$  ) にはステップST3 6 へ戻り、(  $T_r - T_s$  ) の値が「 」以上の場合 (  $T_r - T_s$  ) にはステップST3 8 へ移って空調用圧縮機 (41) を停止させる。

10

【 0 1 0 8 】

ステップST3 8 に続くステップST3 9 では、空調側コントローラ (91) が室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  を読み込む。次のステップST4 0 において、空調側コントローラ (91) は、ステップST3 9 において読み込んだ室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  と目標室内温度  $T_s$  の差 (  $T_r - T_s$  ) を算出し、算出した値 (  $T_r - T_s$  ) を「 - 」と比較する。空調側コントローラ (91) は、(  $T_r - T_s$  ) の値が「 - 」よりも大きい場合 (  $T_r - T_s >$  ) にはステップST3 9 へ戻り、(  $T_r - T_s$  ) の値が「 - 」以下の場合 (  $T_r - T_s$  ) にはステップST4 1 へ移って空調用圧縮機 (41) を起動させる。

20

【 0 1 0 9 】

空調側コントローラ (91) は、ステップST3 6 からステップST4 1 までの動作を、温度調節動作として行う。具体的に、空調側コントローラ (91) では、目標温度範囲の下限値が (  $T_s -$  ) に設定され、目標温度範囲の上限値が (  $T_s +$  ) に設定されている。そして、空調側コントローラ (91) は、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が (  $T_s -$  ) 以上 (  $T_s +$  ) 以下の範囲内に保たれるように、空調用圧縮機 (41) の停止と起動を交互に行う。

【 0 1 1 0 】

つまり、空調用圧縮機 (41) の運転中において、空調側コントローラ (91) は、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が目標温度範囲の上限値 (  $T_s +$  ) に達するまでは空調用圧縮機 (41) の運転を継続させ、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が上限値 (  $T_s +$  ) に達すると空調用圧縮機 (41) を停止させる。また、空調用圧縮機 (41) を停止させた後において、空調側コントローラ (91) は、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が目標温度範囲の下限値 (  $T_s -$  ) に達するまでは空調用圧縮機 (41) を停止状態に保持し、室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が下限値 (  $T_s -$  ) に達すると空調用圧縮機 (41) の運転を再開させる。

30

【 0 1 1 1 】

- 参考技術 1 の効果 -

本参考技術の空調システム (10) において、制御システム (90) は、空調機 (20) の冷房運転中に室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が風量削減用基準値 (  $T_s +$  ) に達すると、各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度を引き下げる。各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度が低下すると、各室内熱交換器 (36a ~ 36d) を通過する空気の流量が減少し、各室内ユニット (22a ~ 22d) において得られる冷房能力が減少するため、室内気温の低下速度が緩やかとなる。従って、本参考技術によれば、空調機 (20) の冷房運転中に室内気温の実測値が目標温度範囲の下限値に達するまでの時間を、各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度を低下させなかった場合に比べて長くすることができる。

40

【 0 1 1 2 】

この点について、図 6 を参照しながら具体的に説明する。空調用圧縮機 (41) の運転中

50

には室内気温が低下し続け、時刻  $t_1$  において室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が風量削減用基準値 ( $T_{s+}$ ) に達すると、調湿側コントローラ (92a) が各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度を強制的に引き下げる。各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度が低下すると、各室内ユニット (22a ~ 22d) から室内へ吹き出される空気の流量が減少する。このため、時刻  $t_1$  以降は、時刻  $t_1$  以前に比べて室内気温の低下速度が緩やかとなる。仮に時刻  $t_1$  において各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度が引き下げられなかったとすると、室内気温は時刻  $t_1$  以前と同じ割合で低下して時刻  $t_2'$  において目標温度範囲の下限值 ( $T_{s-}$ ) に達すると推測される。それに対し、時刻  $t_1$  において各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度が引き下げられると、時刻  $t_2'$  よりも後の時刻  $t_2$  になって初めて室内気温が目標温度範囲の下限值 ( $T_{s-}$ ) に達する。

10

## 【0113】

また、本参考技術の空調システム (10) において、制御システム (90) は、空調機 (20) の暖房運転中に室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が風量削減用基準値 ( $T_{s-}$ ) に達すると、各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度を引き下げる。各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度が低下すると、各室内熱交換器 (36a ~ 36d) を通過する空気の流量が減少し、各室内ユニット (22a ~ 22d) において得られる暖房能力が減少するため、室内気温の上昇速度が緩やかとなる。従って、この発明によれば、空調機 (20) の暖房運転中に室内気温の実測値が目標温度範囲の上限値に達するまでの時間を、各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度を低下させなかった場合に比べて長くすることができる。

20

## 【0114】

この点について、図7を参照しながら具体的に説明する。空調用圧縮機 (41) の運転中には室内気温が上昇し続け、時刻  $t_1$  において室内温度センサ (55a) の計測値  $T_r$  が風量削減用基準値 ( $T_{s-}$ ) に達すると、調湿側コントローラ (92a) が各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度を強制的に引き下げる。各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度が低下すると、各室内ユニット (22a ~ 22d) から室内へ吹き出される空気の流量が減少する。このため、時刻  $t_1$  以降は、時刻  $t_1$  以前に比べて室内気温の上昇速度が緩やかとなる。仮に時刻  $t_1$  において各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度が引き下げられなかったとすると、室内気温は時刻  $t_1$  以前と同じ割合で上昇して時刻  $t_2'$  において目標温度範囲の上限値 ( $T_{s+}$ ) に達すると推測される。それに対し、時刻  $t_1$  において各室内ファン (24a ~ 24d) の回転速度が引き下げられると、時刻  $t_2'$  よりも後の時刻  $t_2$  になって初めて室内気温が目標温度範囲の上限値 ( $T_{s+}$ ) に達する。

30

## 【0115】

このように、本参考技術によれば、空調機 (20) の冷房運転中または暖房運転中において、室内気温の実測値が風量削減用基準値に達した時点 (図6, 7における時刻  $t_1$ ) から、制御システム (90) の温度調節動作によって空調機 (20) の冷房運転または暖房運転が休止させられる時点 (図6, 7における時刻  $t_2$ ) までの時間を延長することができる。その結果、制御システム (90) の温度調節動作によって空調用圧縮機 (41) が起動される頻度を低減することができる。そして、空調用圧縮機 (41) を起動させる際には比較的多くの電力が消費されるが、本参考技術によれば、その空調用圧縮機 (41) の起動の回数を削減することができるため、空調システム (10) のランニングコストを削減することができる。

40

## 【0116】

ところで、空調機 (20) の運転中には、各室内ユニット (22a ~ 22d) から室内へ空気が吹き出されることによって室内空間の空気が攪拌され、それによって室内の各位置における空気状態 (即ち、温度や湿度) が均一化される。このため、建物等に空調機 (20) だけが設けられている場合に、各室内ユニット (22a ~ 22d) から室内へ吹き出される空気の流量を低下させると、各室内ユニット (22a ~ 22d) から吹き出される空気の流れによる室内空気の攪拌効果が低下し、室内の各位置における空気状態が不均一化するおそれがある。

## 【0117】

それに対し、本参考技術の空調システム (10) では、その運転中に外気処理機 (50) が

50

常に運転を行う。このため、各室内ユニット（22a～22d）からの吹き出し風量が減少した状態でも、外気処理機（50）から室内への吹き出し風量は減少しない。従って、本参考技術によれば、空調機（20）の各室内ユニット（22a～22d）からの吹き出し風量が減少した状態においても、外気処理機（50）から室内へ吹き出される空気の流れによって室内空気の攪拌効果を得ることができる。その結果、室内の各位置における空気状態を、各室内ユニット（22a～22d）からの吹き出し風量を削減する前と同程度に均一化することができる。

#### 【0118】

本参考技術の空調システム（10）では、制御システム（90）が圧縮機制御動作を行うため、制御システム（90）の風量削減動作によって各室内ユニット（22a～22d）の室内への吹き出し風量が削減された状態においても、冷房運転中の空調用冷媒回路（30）における冷媒の蒸発温度は概ね目標蒸発温度に保たれる。従って、本参考技術によれば、制御システム（90）の風量削減動作中には、空調用冷媒回路（30）における冷媒の蒸発温度を概ね目標蒸発温度に保持したまま、各室内熱交換器（36a～36d）を通過する空気の流量を削減することができる。その結果、各室内ユニット（22a～22d）において得られる冷房能力を制御システム（90）の風量削減動作によって一層確実に低下させることができ、空調機（20）の冷房運転中に室内気温の実測値が目標温度範囲の下限値に達するまでの時間を十分に長くすることができる。

#### 【0119】

また、本参考技術の空調システム（10）では、制御システム（90）が圧縮機制御動作を行うため、制御システム（90）の風量削減動作によって各室内ユニット（22a～22d）の室内への吹き出し風量が削減された状態においても、暖房運転中の空調用冷媒回路（30）における冷媒の凝縮温度は概ね目標凝縮温度に保たれる。従って、本参考技術によれば、制御システム（90）の風量削減動作中には、空調用冷媒回路（30）における冷媒の凝縮温度を概ね目標凝縮温度に保持したまま、各室内熱交換器（36a～36d）を通過する空気の流量を削減することができる。その結果、各室内ユニット（22a～22d）において得られる暖房能力を制御システム（90）の風量削減動作によって一層確実に低下させることができ、空調機（20）の暖房運転中に室内気温の実測値が目標温度範囲の上限値に達するまでの時間を十分に長くすることができる。

#### 【0120】

本参考技術の制御システム（90）では、空調側コントローラ（91）の温度調節動作と、調湿側コントローラ（92a）の風量削減動作の何れにおいても、調湿ユニット（52a）に設けられた室内温度センサ（55a）の計測値 $T_r$ が用いられる。上述したように、空調システム（10）の運転中には、外気処理機（50）が常に運転される。つまり、空調システム（10）の運転中において、各調湿ユニット（52a,52b）では常に給気ファン（53a,53b）及び排気ファン（54a,54b）が運転された状態となり、各調湿ユニット（52a,52b）へ常に室内空気が取り込まれる。このため、空調システム（10）の運転中において、調湿ユニット（52a）に設けられた室内温度センサ（55a）の計測値は、常に実際の室内気温と実質的に等しい値となる。従って、本参考技術の制御システム（90）では、実際の室内気温と実質的に等しい値となる室内温度センサ（55a）の計測値を用いて温度調節動作や風量削減動作を行うことができ、空調機（20）や外気処理機（50）に対する制御動作を的確に行うことができる。

#### 【0121】

##### 《参考技術2》

参考技術2について説明する。本参考技術は、上記参考技術1の空調システム（10）において、制御システム（90）が行う動作を変更したものである。ここでは、本参考技術の制御システム（90）について、上記参考技術1と異なる点を説明する。

#### 【0122】

本参考技術の制御システム（90）では、第1の調湿ユニット（52a）に設けられた調湿側コントローラ（92a）が容量削減動作を行うように構成される。なお、この制御システ

10

20

30

40

50

ム(90)では、第2の調湿ユニット(52b)に設けられた調湿側コントローラ(92b)が容量削減動作を行うように構成されていてもよい。つまり、本参考技術の制御システム(90)では、各調湿ユニット(52a,52b)に設けられた調湿側コントローラ(92a,92b)のうちの一つが、容量削減動作を行うように構成されていればよい。

#### 【0123】

第1の調湿ユニット(52a)に設けられた調湿側コントローラ(92a)は、空調用圧縮機(41)の運転容量を、室内温度センサ(55a)の計測値に基づいて調節するように構成されている。具体的に、この調湿側コントローラ(92a)には、空調側コントローラ(91)と同様に、目標室内温度 $T_s$ が入力される。この調湿側コントローラ(92a)では、目標室内温度 $T_s$ に基づいて容量削減用目標値が設定される。そして、この調湿側コントローラ(92a)は、空調機(20)の冷房運転中または暖房運転中に室内温度センサ(55a)の計測値が容量削減用目標値に達すると空調用圧縮機(41)へ供給される交流の周波数(即ち、空調用圧縮機(41)の運転周波数)を強制的に引き下げる動作を、容量削減動作として行う。

10

#### 【0124】

本参考技術の制御システム(90)において、第1の調湿ユニット(52a)に設けられた調湿側コントローラ(92a)では、空調機(20)の冷房運転中における容量削減用基準値が( $T_s +$ )に設定されている。つまり、この調湿側コントローラ(92a)では、空調機(20)の冷房運転中における容量削減用基準値と風量削減用基準値とが同じ値に設定されている。

20

#### 【0125】

- 運転動作 -

本参考技術の制御システム(90)が行う動作について説明する。

#### 【0126】

制御システムの動作、冷房運転

空調機(20)の冷房運転中における制御システム(90)の動作について、図8のフロー図を参照しながら説明する。図8に示す本参考技術の制御システム(90)の動作では、ステップST15における動作だけが、図4に示す上記参考技術1の制御システム(90)の動作と相違している。

#### 【0127】

本参考技術の制御システム(90)の動作について、上記参考技術1と異なる点を説明する。ステップST14において、調湿側コントローラ(92a)は、ステップST13において読み込んだ室内温度センサ(55a)の計測値 $T_r$ と目標室内温度 $T_s$ の差( $T_r - T_s$ )を算出し、算出した値( $T_r - T_s$ )を「 $\Delta$ 」と比較する。調湿側コントローラ(92a)は、( $T_r - T_s$ )の値が「 $\Delta$ 」よりも大きい場合( $T_r - T_s > \Delta$ )にはステップST13へ戻り、( $T_r - T_s$ )の値が「 $\Delta$ 」以下の場合( $T_r - T_s \leq \Delta$ )にはステップST15へ移って各室内ファン(24a~24d)の回転速度と空調用圧縮機(41)の運転周波数とを強制的に引き下げる。

30

#### 【0128】

第1の調湿ユニット(52a)に設けられた調湿側コントローラ(92a)は、ステップST13からステップST15までの動作を、風量削減動作および容量削減動作として行う。具体的に、調湿側コントローラ(92a)では、風量削減用基準値と容量削減用基準値の両方が( $T_s +$ )に設定されている。そして、調湿側コントローラ(92a)は、室内温度センサ(55a)の計測値 $T_r$ が風量削減用基準値および容量削減用基準値( $T_s +$ )を上回っている間は、各室内ファン(24a~24d)の回転速度を通常の設定値に保つと共に、空調用圧縮機(41)の運転周波数を空調側コントローラ(91)が圧縮機制御動作によって設定した値に保つ。一方、調湿側コントローラ(92a)は、室内温度センサ(55a)の計測値 $T_r$ が風量削減用基準値および容量削減用基準値( $T_s +$ )以下になると、各室内ファン(24a~24d)の回転速度を強制的に引き下げると共に、空調用圧縮機(41)の運転周波数を空調側コントローラ(91)が圧縮機制御動作によって設定した値よりも低い値に低下させる

40

50

。つまり、冷房運転中の容量削減動作において、調湿側コントローラ（92a）は、空調用圧縮機（41）の運転周波数を、“各室内熱交換器（36a～36d）における冷媒の蒸発温度が目標蒸発温度となるように空調側コントローラ（91）が設定した運転周波数”よりも低い値に強制的に引き下げる。

【0129】

制御システムの動作、暖房運転

空調機（20）の暖房運転中における制御システム（90）の動作について、図9のフロー図を参照しながら説明する。図9に示す本参考技術の制御システム（90）の動作では、ステップST35における動作だけが、図5に示す上記参考技術1の制御システム（90）の動作と相違している。

【0130】

本参考技術の制御システム（90）の動作について、上記参考技術1と異なる点を説明する。ステップST34において、調湿側コントローラ（92a）は、ステップST33において読み込んだ室内温度センサ（55a）の計測値 $T_r$ と目標室内温度 $T_s$ の差（ $T_r - T_s$ ）を算出し、算出した値（ $T_r - T_s$ ）を「 $\Delta$ 」と比較する。調湿側コントローラ（92a）は、（ $T_r - T_s$ ）の値が「 $\Delta$ 」未満の場合（ $T_r - T_s < \Delta$ ）にはステップST33へ戻り、（ $T_r - T_s$ ）の値が「 $\Delta$ 」以上の場合（ $T_r - T_s \geq \Delta$ ）にはステップST35へ移って各室内ファン（24a～24d）の回転速度と空調用圧縮機（41）の運転周波数とを強制的に引き下げる。

【0131】

第1の調湿ユニット（52a）に設けられた調湿側コントローラ（92a）は、ステップST33からステップST35までの動作を、風量削減動作および容量削減動作として行う。具体的に、調湿側コントローラ（92a）では、風量削減用基準値と容量削減用基準値の両方が（ $T_s - \Delta$ ）に設定されている。そして、調湿側コントローラ（92a）は、室内温度センサ（55a）の計測値 $T_r$ が風量削減用基準値および容量削減用基準値（ $T_s - \Delta$ ）を下回っている間は、各室内ファン（24a～24d）の回転速度を通常の設定値に保つと共に、空調用圧縮機（41）の運転周波数を空調側コントローラ（91）が圧縮機制御動作によって設定した値に保つ。一方、調湿側コントローラ（92a）は、室内温度センサ（55a）の計測値 $T_r$ が風量削減用基準値および容量削減用基準値（ $T_s - \Delta$ ）以上になると、各室内ファン（24a～24d）の回転速度を強制的に引き下げると共に、空調用圧縮機（41）の運転周波数を空調側コントローラ（91）が圧縮機制御動作によって設定した値よりも低い値に低下させる。つまり、暖房運転中の容量削減動作において、調湿側コントローラ（92a）は、空調用圧縮機（41）の運転周波数を、“各室内熱交換器（36a～36d）における冷媒の凝縮温度が目標凝縮温度となるように空調側コントローラ（91）が設定した運転周波数”よりも低い値に強制的に引き下げる。

【0132】

- 参考技術2の効果 -

本参考技術の制御システム（90）において、第1の調湿ユニット（52a）に設けられた調湿側コントローラ（92a）は、空調機（20）の冷房運転中に室内気温が容量削減用基準値に達すると、空調用圧縮機（41）の運転容量を低下させる。冷房運転中に空調用圧縮機（41）の運転容量が低下すると、各室内ユニット（22a～22d）の冷房能力が減少し、室内気温の低下速度が緩やかとなる。その結果、空調機（20）の冷房運転中に室内気温が目標温度範囲の下限値に達するまでの時間が、空調用圧縮機（41）の運転容量を低下させなかった場合に比べて長くなる。

【0133】

また、本参考技術の制御システム（90）において、第1の調湿ユニット（52a）に設けられた調湿側コントローラ（92a）は、空調機（20）の暖房運転中に室内気温が容量削減用基準値に達すると、空調用圧縮機（41）の運転容量を低下させる。暖房運転中に空調用圧縮機（41）の運転容量が低下すると、各室内ユニット（22a～22d）の暖房能力が減少し、室内気温の上昇速度が緩やかとなる。その結果、空調機（20）の暖房運転中に室内気温

10

20

30

40

50

が目標温度範囲の上限値に達するまでの時間が、空調用圧縮機(41)の運転容量を低下させなかった場合に比べて長くなる。

【0134】

このように、本参考技術によれば、空調機(20)の冷房運転中または暖房運転中において、室内気温の実測値が容量削減用基準値に達した時点から、制御システム(90)の温度調節動作によって空調機(20)の冷房運転または暖房運転が休止させられる時点までの時間を延長することができる。その結果、制御システム(90)の温度調節動作によって空調用圧縮機(41)が起動される頻度を一層低減することができる。そして、比較的多くの電力を消費する空調用圧縮機(41)の起動の回数を更に削減することができるため、空調システム(10)のランニングコストを一層確実に削減することができる。

10

【0135】

《発明の実施形態》

本発明の実施形態について説明する。本実施形態は、参考技術2の制御システム(90)を変更したものである。

【0136】

空調機(20)の冷房運転中において、本実施形態の制御システム(90)の調湿側コントローラ(92a)では、容量削減用基準値が、目標室内温度 $T_s$ よりも高く且つ風量削減用基準値よりも低い値に設定される。また、空調機(20)の暖房運転中において、本実施形態の制御システム(90)の調湿側コントローラ(92a)では、容量削減用基準値が、風量削減用基準値よりも高く且つ目標室内温度 $T_s$ よりも低い値に設定される。

20

【0137】

《その他の実施形態》

- 第1変形例 -

図10に示すように、上記の参考技術および実施形態では、各調湿ユニット(52a,52b)に調湿用圧縮機(71a,71b)が一台ずつ搭載されていてもよい。図10に示す空調システム(10)では、外気処理機(50)が二台の調湿ユニット(52a,52b)だけによって構成される。各調湿ユニット(52b)の調湿用回路(80a,80b)において、調湿用圧縮機(71a,71b)は、その吐出側が四方切換弁(83a,83b)の第1のポートに接続され、その吸入側がアキュムレータ(72a,72b)を介して四方切換弁(83a,83b)の第2のポートに接続される。

30

【0138】

- 第2変形例 -

図11に示すように、上記の参考技術および実施形態では、室外ユニット(21)の室外回路(40)に設けられた圧縮機(41)が図1における調湿用圧縮機(71)を兼ねていてもよい。図11に示す空調システム(10)では、一台の室外ユニット(21)と、四台の室内ユニット(22a~22d)と、二台の調湿ユニット(52a,52b)とを配管で接続することによって、一つの冷媒回路(15)が形成されている。

【0139】

具体的に、本変形例では、室外回路(40)の高圧側閉鎖弁(73)と低圧側閉鎖弁(74)とが接続されている。本変形例の室外回路(40)において、高圧側閉鎖弁(73)は圧縮機(41)の吐出側と四方切換弁(43)を繋ぐ配管に接続され、低圧側閉鎖弁(74)はアキュムレータ(42)と四方切換弁(43)を繋ぐ配管に接続されている。そして、実施形態1と同様に、高圧側閉鎖弁(73)には高圧側連絡配管(61)が接続され、低圧側閉鎖弁(74)には低圧側連絡配管(62)が接続される。

40

【0140】

- 第3変形例 -

上記の参考技術および実施形態において、空調側コントローラ(91)は、空調用冷媒回路(30)で行われる冷凍サイクルの低圧に基づいて空調用圧縮機(41)の運転容量を調節する動作を、空調機(20)の冷房運転中における圧縮機制御動作として行うように構成されていてもよい。

50

## 【0141】

つまり、本変形例の空調側コントローラ(91)は、冷房運転中の圧縮機制御動作として、低圧センサ(27)の計測値が所定の目標低圧圧力になるように、空調用圧縮機(41)の運転周波数を調節する。具体的に、低圧センサ(27)の計測値が目標低圧圧力を上回っている場合、空調側コントローラ(91)は、冷凍サイクルの低圧を低下させるために、空調用圧縮機(41)へ入力される交流の周波数を上昇させて空調用圧縮機(41)の運転容量を増加させる。逆に、低圧センサ(27)の計測値が目標低圧圧力を下回っている場合、空調側コントローラ(91)は、冷凍サイクルの低圧を上昇させるために、空調用圧縮機(41)へ入力される交流の周波数を低下させて空調用圧縮機(41)の運転容量を減少させる。

## 【0142】

また、上記の各実施形態において、空調側コントローラ(91)は、空調用冷媒回路(30)で行われる冷凍サイクルの高圧に基づいて空調用圧縮機(41)の運転容量を調節する動作を、空調機(20)の暖房運転中における圧縮機制御動作として行うように構成されていてもよい。

## 【0143】

つまり、本変形例の空調側コントローラ(91)は、暖房運転中の圧縮機制御動作として、高圧センサ(26)の計測値が所定の目標高圧圧力になるように、空調用圧縮機(41)の運転周波数を調節する。具体的に、高圧センサ(26)の計測値が目標高圧圧力を下回っている場合、空調側コントローラ(91)は、冷凍サイクルの高圧を上昇させるために、空調用圧縮機(41)へ入力される交流の周波数を上昇させて空調用圧縮機(41)の運転容量を増加させる。逆に、高圧センサ(26)の計測値が目標高圧圧力を上回っている場合、空調側コントローラ(91)は、冷凍サイクルの高圧を低下させるために、空調用圧縮機(41)へ入力される交流の周波数を低下させて空調用圧縮機(41)の運転容量を減少させる。

## 【0144】

- 第4変形例 -

上記の参考技術および実施形態において、外気処理機(50)の各調湿ユニット(52a,52b)は、除湿運転と加湿運転に加えて単純換気運転を実行できるように構成されていてもよい。単純換気運転中の各調湿ユニット(52a,52b)では、調湿用圧縮機(71,71a,71b)が停止された状態で給気ファン(53a,53b)及び排気ファン(54a,54b)の運転が継続される。そして、単純換気運転中の各調湿ユニット(52a,52b)は、吸い込んだ室外空気を除湿も加湿も施さないそのままの状態です室内へ供給し、吸い込んだ室内空気を除湿も加湿も施さないそのままの状態です室外へ排出する。

## 【0145】

上述したように、上記の参考技術および実施形態の空調システム(10)では、制御システム(90)が運転継続動作を行うことによって、空調システム(10)の運転中には常に外気処理機(50)の運転が継続されるが、その際に外気処理機(50)が行う運転は、除湿運転と加湿運転と単純換気運転のいずれであってもよい。

## 【0146】

なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

## 【産業上の利用可能性】

## 【0147】

以上説明したように、本発明は、空調機と外気処理機とを備える空調システムについて有用である。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0148】

【図1】参考技術1の空調システムの概略構成を示す冷媒回路図である。

【図2】除湿運転中の状態を示す調湿ユニットの概略構成図であって、(A)は第1動作中の状態を示すものであり、(B)は第2動作中の状態を示すものである。

【図3】加湿運転中の状態を示す調湿ユニットの概略構成図であって、(A)は第1動作中

10

20

30

40

50



の状態を示すものであり、(B)は第2動作中の状態を示すものである。

【図4】参考技術1の制御システムが空調機の冷房運転中に行うの動作を示すフロー図である。

【図5】参考技術1の制御システムが空調機の暖房運転中に行うの動作を示すフロー図である。

【図6】空調機によって冷房される室内の温度と空調機の運転状態の経時変化を示すタイムチャートである。

【図7】空調機によって暖房される室内の温度と空調機の運転状態の経時変化を示すタイムチャートである。

【図8】参考技術2の制御システムが空調機の冷房運転中に行うの動作を示すフロー図である。

10

【図9】参考技術2の制御システムが空調機の暖房運転中に行うの動作を示すフロー図である。

【図10】その他の実施形態の第1変形例の空調システムの概略構成を示す冷媒回路図である。

【図11】その他の実施形態の第2変形例の空調システムの概略構成を示す冷媒回路図である。

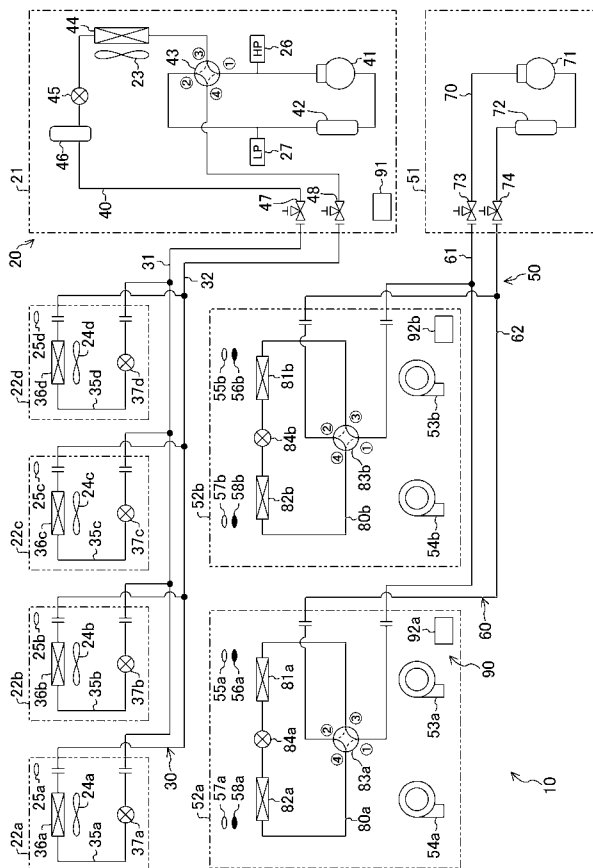
【符号の説明】

【0149】

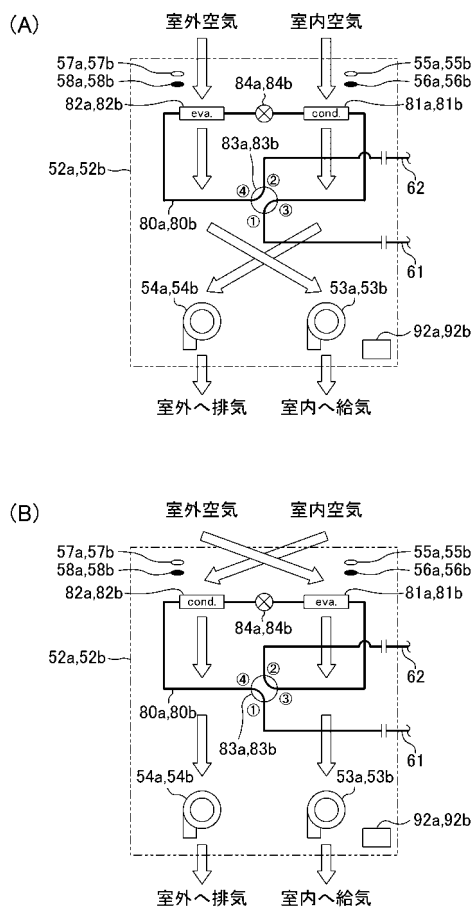
- 10 空調システム
- 15 冷媒回路
- 20 空調機
- 41 空調用圧縮機(圧縮機)
- 50 外気処理機
- 90 制御システム(制御手段)

20

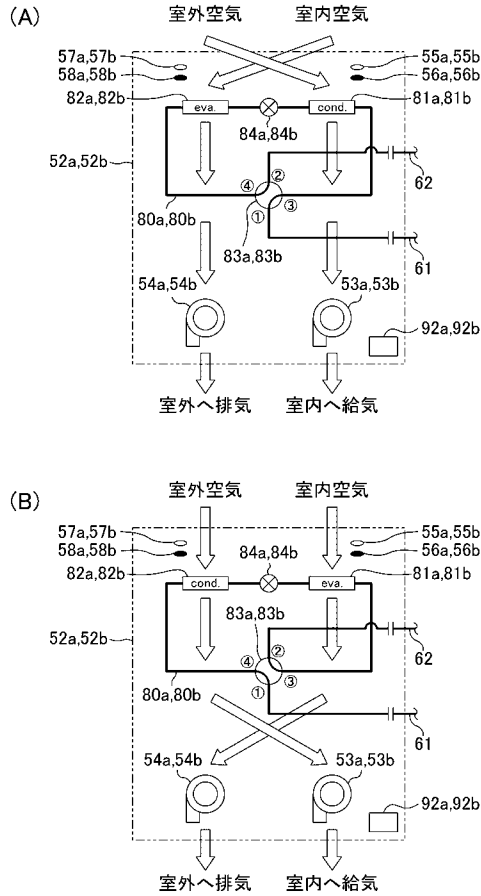
【図1】



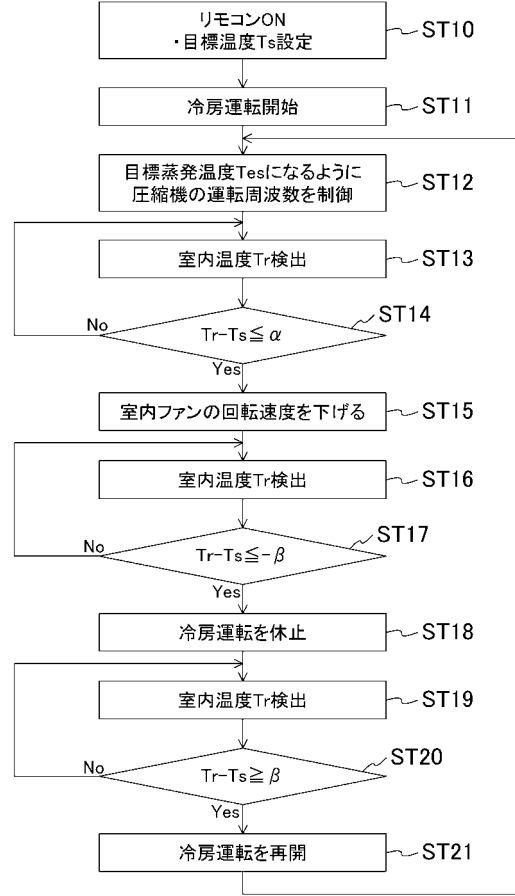
【図2】



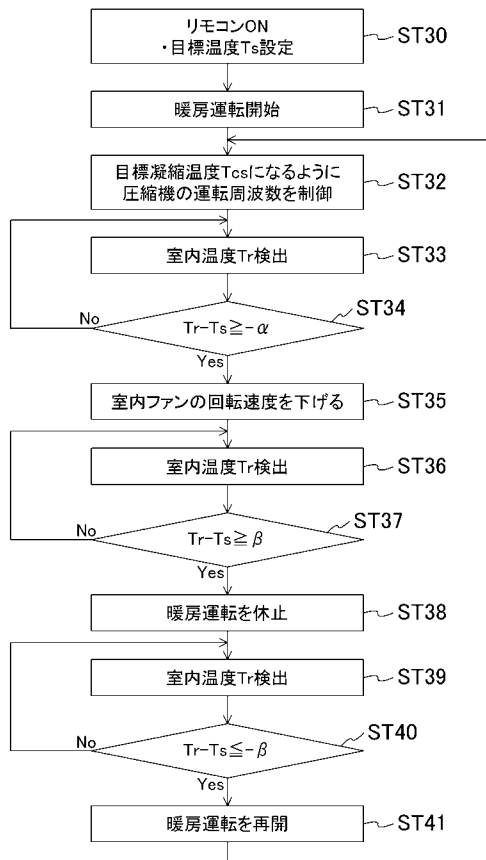
【図3】



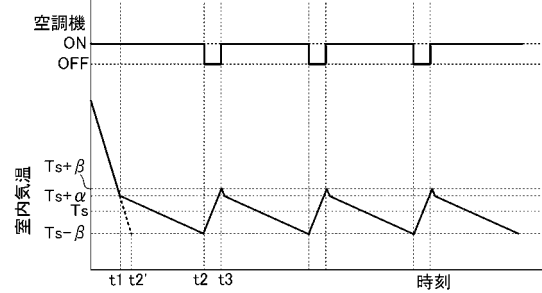
【図4】



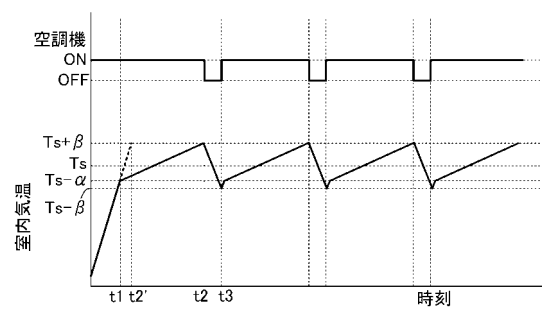
【図5】



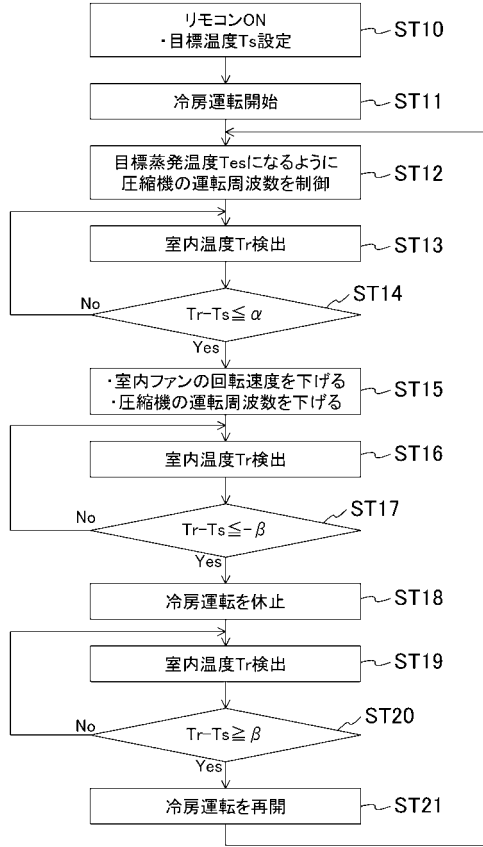
【図6】



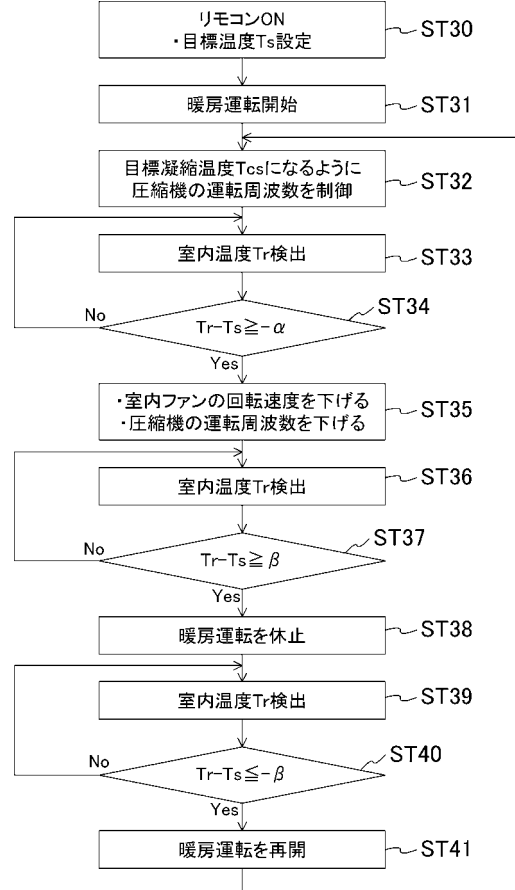
【図7】



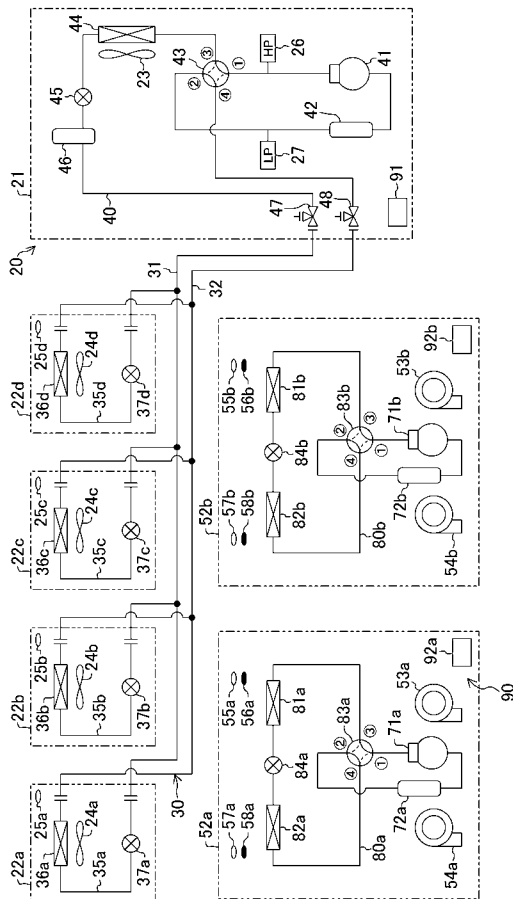
【図8】



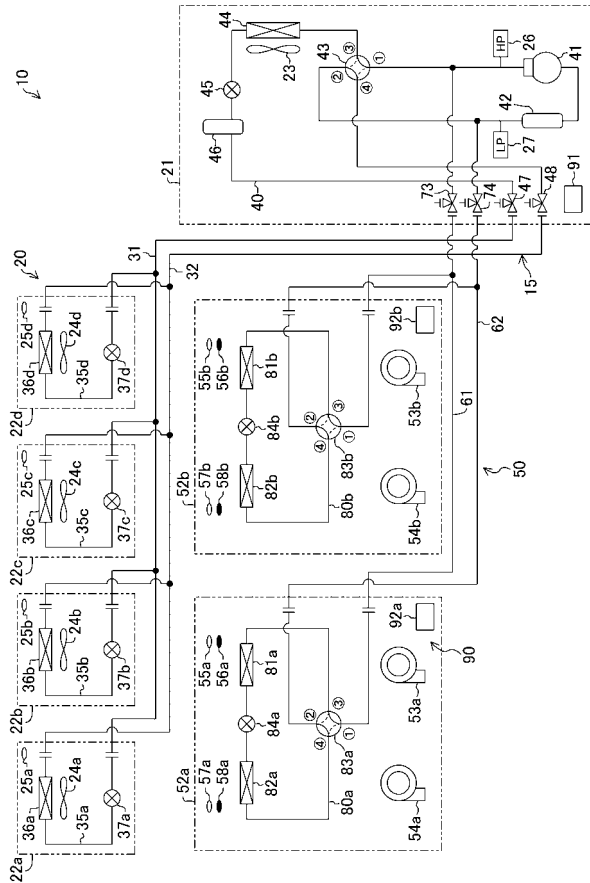
【図9】



【図10】



【図11】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
F 2 5 B 1/00 3 6 1 D

(74)代理人 100115059

弁理士 今江 克実

(74)代理人 100115691

弁理士 藤田 篤史

(74)代理人 100117581

弁理士 二宮 克也

(74)代理人 100117710

弁理士 原田 智雄

(74)代理人 100121728

弁理士 井関 勝守

(74)代理人 100124671

弁理士 関 啓

(74)代理人 100131060

弁理士 杉浦 靖也

(72)発明者 池上 周司

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

審査官 小野田 達志

(56)参考文献 特開2006-329471(JP,A)

特開平07-083485(JP,A)

特開2007-147120(JP,A)

特開2007-010200(JP,A)

特開2008-190759(JP,A)

特開平10-332186(JP,A)

特開平10-030840(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 2 4 F 1 1 / 0 2

F 2 4 F 3 / 1 4 7

F 2 4 F 1 1 / 0 5 3

F 2 5 B 1 / 0 0