

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2006-327386

(P2006-327386A)

(43) 公開日 平成18年12月7日(2006.12.7)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
B60H 1/32 (2006.01)	B60H 1/32 624Z	3LO11
B60H 1/00 (2006.01)	B60H 1/32 624A	
	B60H 1/00 101C	

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2005-153187 (P2005-153187)	(71) 出願人	000004765 カルソニックカンセイ株式会社 東京都中野区南台5丁目24番15号
(22) 出願日	平成17年5月25日(2005.5.25)	(71) 出願人	000005326 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山二丁目1番1号
		(74) 代理人	100083806 弁理士 三好 秀和
		(74) 代理人	100100712 弁理士 岩▲崎▼ 幸邦
		(74) 代理人	100100929 弁理士 川又 澄雄
		(74) 代理人	100095500 弁理士 伊藤 正和

最終頁に続く

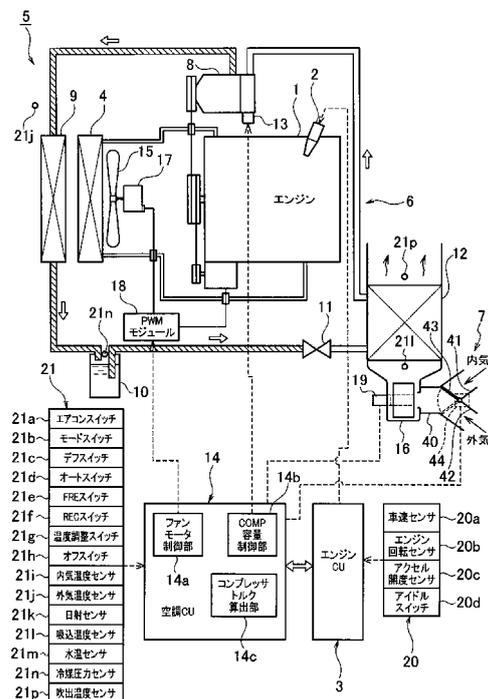
(54) 【発明の名称】 車両用空調装置

(57) 【要約】

【課題】 エバポレータ吸込温度が大幅に且つ急激に変動したとき、迅速にコンプレッサ吐出量を調整して車室内への吹出温度の変動を抑制できる車両用空調装置を提供する。

【解決手段】 車室内及び車室外の気温の温度差が所定値より大きく、かつ内外気切替ドア43が内気循環モードから外気吸込モードに切替えられたとき、可変容量コンプレッサ8に最大吐出量の運転指令を出力する空調コントロールユニット14を備えた。これにより、車室内から低温の内気を吸い込む状態から車室外から高温の外気を吸い込む状態へ移行してエバポレータ12への吸込温度が急激に上昇したとき、空調コントロールユニット14から出力される最大吐出量の運転指令に応じて、迅速に可変容量コンプレッサ8からの冷媒の吐出量を増加させてエバポレータ12での熱交換を促すことにより、エバポレータ吹出温度の上昇を少なくすることができる。

【選択図】 図1



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

外部制御信号により冷媒の吐出量を制御可能な可変容量コンプレッサ(8)、この可変容量コンプレッサ(8)から吐出される冷媒の流通経路の下流側に順次設けられるコンデンサ(9)、膨張弁(11)及びエバポレータ(12)を有する冷凍サイクル(6)と、前記エバポレータ(12)が内部に配置される送風路と、

前記送風路の上流側に配置され前記車室内及び車室外の空気の切替を行なう内外気切替手段(43)と、

この送風路の下流側に設けられる複数の吹出口と、を備えた車両用空調装置(5)であって、

前記車室内及び車室外の気温の温度差が所定値より大きく、かつ前記内外気切替手段(43)が内気循環モードから外気吸込モードに切替えられたとき、前記可変容量コンプレッサ(8)へ冷媒の最大吐出量の運転指令を出力する制御手段(14)を備えたことを特徴とする車両用空調装置(5)。

**【請求項 2】**

請求項 1 に記載の車両用空調装置(5)であって、

前記可変容量コンプレッサ(8)は、クランク室(30)と吸入室(50)とを連通する抽気通路と、クランク室(30)と吐出室(29)とを連通する給気通路(54)と、前記抽気通路および前記給気通路の何れか一方を開閉するコントロールバルブ(13)と、を備え、

前記制御手段(14)は、コントロールバルブ(13)の弁体(31)の位置を制御するすることで前記可変容量コンプレッサ(8)の吐出量を制御するようにしたことを特徴とする車両用空調装置(5)。

**【請求項 3】**

請求項 1 に記載の車両用空調装置(5)であって、

前記制御手段(14)は、前記車室内及び車室外の気温の温度差が所定値以下であるとき、及び前記内気循環モードから外気吸込モードへの切替指令が出力されていないときの少なくとも一方である場合、前記可変容量コンプレッサ(8)へ通常吐出量の運転指令を出力するようにしたことを特徴とする車両用空調装置(5)。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、冷媒を循環させて熱交換を行なう冷凍サイクルと、車室内に所定温度の空調風を供給する空調ユニットとを備えた車両用空調装置に関する。

**【背景技術】****【0002】**

この種の従来技術に関連するものとして、例えば特許文献 1 に記載されている車両用空調装置が挙げられる。この従来技術では、熱交換器の熱交換能力及び冷媒回路の動作状態に応じて可変容量コンプレッサからの冷媒の吐出量を制御することにより吹出温度変動やトルクショックを減少させるので、より快適性を向上させることができる。

**【特許文献 1】**特開 2001-121952 号公報(段落番号 0023 ~ 段落番号 0025、図 1)

**【発明の開示】****【発明が解決しようとする課題】****【0003】**

しかしながら、上述した従来技術にあつては、エバポレータ風下側の吹出温度と目標値との差が小さくなっていくように可変容量コンプレッサの吐出量を増減することにより、エバポレータ内を流れる冷媒量を調整して車室内への吹出温度を制御するようになっていく。その際に、過敏あるいは過度の応答による車室内への吹出温度の過不足や、可変容量コンプレッサ内の機械音(ハンチング音)の発生等を防止するため、可変容量コンプレッ

10

20

30

40

50

サの吐出量を緩やかに増減させている。例えば、図 1 2 に示すように可変容量コンプレッサの最大吐出時のデューティを 100% とし、これに対するデューティ比 R を徐々に変化させる制御を行なうようになっており、上述したように応答が遅いため、時間 t で内気循環モードから外気導入モードへの切替でエバポレータへの吸込空気の温度 T 1 が急激に変動した場合、エバポレータから吹き出す空気の温度 T 2 も急激に上昇する結果、車室内への吹出温度が適正值から大きく外れてしまい、車室内の乗員に不快感を与えるという問題がある。特に、夏期のように外気温が高い場合、上述したように内気循環モードから外気導入モードへの切替時にエバポレータ吹出温度 T 2 が急激に上昇して車室内への吹出温度が適正值から大きく外れるという問題が顕著である。

#### 【0004】

10

本発明は、上記のような従来技術を考慮してなされたもので、その目的は、エバポレータへの吸込温度が変動したとき、迅速に可変容量コンプレッサの吐出量を調整して車室内への吹出温度の変動を抑制することのできる車両用空調装置を提供することにある。

#### 【課題を解決するための手段】

#### 【0005】

上記目的を達成するため本発明は、外部制御信号により冷媒の吐出量を制御可能な可変容量コンプレッサと、この可変容量コンプレッサから吐出される冷媒の流通経路の下流側に順次設けられるコンデンサ、膨張弁及びエバポレータとを有する冷凍サイクルと、前記エバポレータが内部に配置される送風路と、前記送風路の上流側に配置され前記車室内及び車室外の空気の切替を行なう内外気切替手段と、この送風路の下流側に設けられる複数の吹出口と、を備えた車両用空調装置であって、前記車室内及び車室外の気温の温度差が所定値より大きく、かつ前記内外気切替手段が内気循環モードから外気吸込モードに切替えられたとき、前記可変容量コンプレッサへ冷媒の最大吐出量の運転指令を出力する制御手段を備えたことを特徴とする。

20

#### 【0006】

このように構成した本発明では、車室内及び車室外の気温の温度差が所定値より大きく、かつ内外気切替手段が内気循環モードから外気吸込モードに切替えられたとき、制御手段から可変容量コンプレッサへ冷媒の最大吐出量の運転指令を出力することによって、迅速に可変容量コンプレッサからの冷媒の吐出量を増加させてエバポレータでの熱交換を促すことにより、エバポレータ吹出温度の上昇を少なくし、車室内への吹出温度の変動を抑制することができる。

30

#### 【発明の効果】

#### 【0007】

本発明では、例えば夏期のように外気温が高い場合であっても、内気循環モードから外気導入モードへ切替えたときに車室内への吹出温度を安定した状態に維持できるので、車室内の乗員に不快感を与えることがなくて済み、車室内の快適な状態を確保できる車両用空調装置を提供できる。

#### 【発明を実施するための最良の形態】

#### 【0008】

以下、本発明の実施形態に係る車両用空調装置を図面に基づいて説明する。

40

#### 【0009】

図 1 は本発明の一実施形態に係る車両用空調装置を示すブロック図、図 2 は本実施形態に設けられる可変容量コンプレッサの断面図、図 3 は本実施形態に設けられるコンプレッサ用コントロールバルブの説明図、図 4 は可変容量コンプレッサのデューティ比をパラメータとするコンプレッサ吸入側圧力とコンプレッサ吐出側圧力の特性線図、図 5 は本実施形態により可変容量コンプレッサの吐出量を制御する処理手順の一部を示すフローチャート、図 6 は本実施形態により可変容量コンプレッサの吐出量を制御する処理手順の残り部分を示すフローチャート、図 7 はコントロールバルブのフルストローク制御後のリセット処理を説明する特性線図、図 8 は演算用のデューティ比を 100% にする処理を説明する特性線図、図 9 はコントロールバルブの通常制御モード時の処理を説明する特性線図、図

50

10はコントロールバルブの中間制御モード時の処理を説明する特性線図、図11は空調コントロールユニットのデータ処理を説明する図である。なお、図5のA部及びB部と図6のA部及びB部とはそれぞれ連続している。また、図4～図11において可変容量コンプレッサ8のデューティ比を「DUTY」または「duty」と記してある。

【0010】

図1において、エンジン1は、燃料噴射のためのフューエルインジェクタ2を有する。フューエルインジェクタ2は、エンジンコントロールユニット3の制御信号により制御され、フューエルインジェクタ2の制御によりエンジン回転数が所定の回転数に可変される。ラジエータ4は、冷却水配管（特に、符号を付さず）を介してエンジン1に連結されている。

10

【0011】

本実施形態の車両用空調装置5は、冷媒を循環させて熱交換を行なう冷凍サイクル6と、図示を省略した車室内に所定温度の空調風を供給する空調ユニット7とを有している。冷凍サイクル6は、外部制御信号により冷媒の吐出量を制御可能な可変容量コンプレッサ8と、このコンプレッサ8から吐出される冷媒の流通経路の下流側に順次設けられるコンデンサ9、リキッドタンク10、温度式自動膨張弁11及びエバポレータ12と、これらを連結する冷媒配管（特に、符号を付さず）とから構成されている。

【0012】

可変容量コンプレッサ8は、エンジン1の回転により駆動され、エバポレータ12から送られてくる低温低圧の気化冷媒を高温高圧の気化冷媒としてコンデンサ9に送る。可変容量コンプレッサ8は、コントロールバルブ（ECVすなわち電磁制御弁）13を有する。コントロールバルブ13は、空調コントロールユニット14からの外部制御信号である制御パルス信号のデューティ比によって冷媒の吐出量を可変する。可変容量コンプレッサ8の構成及び可変容量制御の詳しい内容は、下記する。

20

【0013】

コンデンサ9は、ラジエータ4の前面に配置されている。コンデンサ9は、走行風や冷却ファン15の風によって高温高圧の気化冷媒を凝縮点まで冷却して高圧中温の液化冷媒とする。そして、高圧中温の液化冷媒をリキッドタンク10に送る。

【0014】

リキッドタンク10は、高圧中温の液化冷媒に含まれる水分やゴミを取り除き、冷媒が円滑に供給できるように溜める。そして、このように溜められた液化冷媒を温度式自動膨張弁11に送る。

30

【0015】

温度式自動膨張弁11は、高圧中温の液化冷媒を急激に膨張させ、低温低圧の霧状の液化冷媒としてエバポレータ12に送る。

【0016】

エバポレータ12は、霧状の液化冷媒を、ブローファン16により車室内へと送られる送風の熱を奪うことによって蒸発させ、低温低圧の気化冷媒とする。そして、低温低圧の気化冷媒を可変容量コンプレッサ8に送る。

【0017】

冷却電動ファン15は、ファンモータ17からの駆動力によって回転される。ファンモータ17は、空調コントロールユニット14からのモータ駆動電圧をPWMモジュール18でPWM（パルス幅変調）された信号によって駆動される。なお、ファンモータ17はエンジンコントロールユニット13からリレー等を介して直接駆動される場合もある。

40

【0018】

ブローファン16の吸込側に内外気切替箱40があり、車室内の空気である内気を吸い込む内気吸込口41と、車室外の空気である外気を吸い込む外気吸込口42と、これら内気の吸い込み及び又は外気の吸い込みを切替える内外気切替ドア43と、を備えている。ブローファン16は、ブローファンモータ19の駆動力により回転される。ブローファン16が回転すると、車室内の空気である内気及び又は車室外の空気である外気を吸い込み

50

、この吸い込んだ空気をエバポレータ 1 2 に圧送し、冷たくなった空気を車室内に送風する。ブローファンモータ 1 9 は、空調コントロールユニット 1 4 からの駆動制御信号によって駆動される。

**【 0 0 1 9 】**

エンジンコントロールユニット 3 は、双方向通信線を介して空調コントロールユニット 1 4 に接続されている。エンジンコントロールユニット 3 にはエンジン制御センサ群 2 0 のセンサ検出データが入力され、エンジンコントロールユニット 3 は、これらセンサ検出データやエンジン制御指令に基づいてエンジン 1 を制御する。エンジン制御センサ群 2 0 は、車速センサ 2 0 a , エンジン回転数センサ 2 0 b 、アクセル開度センサ 2 0 c 、アイドルスイッチ 2 0 d などである。

10

**【 0 0 2 0 】**

空調コントロールユニット 1 4 は、ファンモータ制御部 1 4 a とコンプレッサ容量制御部 1 4 b とコンプレッサトルク算出部 1 4 c 等を内蔵する。ファンモータ制御部 1 4 a は、上述したようにファンモータ 1 7 の駆動を制御する。コンプレッサ容量制御部 1 4 b は、上述したようにコントロールバルブ 1 3 を制御する。

**【 0 0 2 1 】**

また、空調コントロールユニット 1 4 には空調制御センサ群 2 1 のセンサ検出データが入力され、空調コントロールユニット 1 4 はこれらセンサ検出データや空調制御指令に基づいて可変容量コンプレッサ 8 やブローファンモータ 1 9 等を制御する。空調制御センサ群 2 1 は、車両用空調装置 5 に通常設置される既設のセンサであり、エアコンスイッチ 2 1 a 、モードスイッチ 2 1 b 、デフスイッチ 2 1 c 、オートスイッチ 2 1 d 、FRE スイッチ ( 外気導入スイッチ ) 2 1 e , REC スイッチ ( 内気循環スイッチ ) 2 1 f 、温度調整スイッチ 2 1 g 、オフスイッチ 2 1 h 、車室内の気温を検出する内気温度検出手段である内気温度センサ 2 1 i 、車室外の気温を検出する外気温度検出手段であり例えばエンジン室前方のグリル部に設置される外気温度センサ 2 1 j 、日射センサ 2 1 k 、エバポレータ 1 2 の入口側空気温度検出手段であるエバポレータ吸込温度センサ 2 1 l 、水温センサ 2 1 m 、可変容量コンプレッサ 8 のコンプレッサ吐出側圧力を検出する冷媒圧力センサ 2 1 n 、エバポレータ 1 2 の出口側空気温度検出手段であるエバポレータ吹出温度センサ 2 1 p 等である。内外気切替ドア 4 3 は、FRE スイッチ 2 1 e による外気吸い込み ( FRE ) もしくは REC スイッチ 2 1 f による内気吸い込み ( REC ) の選択、又は空調制御指令に基づき内外気切替駆動部 4 4 の駆動で切替えられる。

20

30

**【 0 0 2 2 】**

図 2 において、可変容量コンプレッサ 8 は、周方向に複数のシリンダボア 5 1 が形成されたハウジング 2 2 と、このハウジング 2 2 の中心位置に配置され、プーリ 2 3 の回転によって回転される回転軸 2 4 と、この回転軸 2 4 に斜板駆動体 2 5 を介して連結された斜板 2 6 と、この斜板 2 6 の回転によって各シリンダボア 5 1 内を往復移動し、この往復ストロークを斜板 2 6 の傾斜角によって可変する複数のピストン 2 7 と、ピストン 2 7 背面に作用するクランク室圧力  $P_c$  を変化させることによって斜板 2 6 の傾斜角が可変し、冷媒の吐出量を制御するコントロールバルブ 1 3 と、を備えている。

**【 0 0 2 3 】**

ピストン 2 7 は、往復運動によって吸入室 5 0 の冷媒をシリンダボア 5 1 に吸引し、シリンダボア 5 1 で吸引した冷媒を圧縮し、この圧縮した冷媒を吐出室 ( 高圧室 ) 2 9 に吐出する。斜板 2 6 及びピストン 2 7 は、可変容量コンプレッサ 8 の運転停止時において、吐出室 2 9 の高圧側圧力と吸入室 5 0 の低圧側圧力が均等になると第 1 バネ 5 2 と第 2 バネ 5 3 のスプリング力によって初期位置である中間位置 ( ピストン 2 7 のフルストローク位置とディストローク位置の中間 ) に位置するようになっている。

40

**【 0 0 2 4 】**

吐出室 2 9 とクランク室 3 0 の間は供給通路 5 4 によって、クランク室 3 0 と吸入室 5 0 の間は抽気通路 ( 図示せず ) によってそれぞれ連通されている。供給通路 5 5 の途中には、その通路面積を可変できるコントロールバルブ 1 3 が配置されている。

50

## 【0025】

コントロールバルブ13は、図3に示すように、ハウジング22に対して往復移動自在に配置された制御体28を有する。この制御体28は、高圧室29とクランク室30とを連通する給気通路54の途中に配置され且つ高圧室29からクランク室30への冷媒流量をリフト量によって制御する弁体としての高圧ボール31と、コンプレッサ吸入側圧力 $P_s$ が作用されたダイヤフラム32と、セットバネ33のバネ力が作用されたバネ受け部34とを一体に有し、電磁コイル35の通電によって発生する電磁力を移動方向に受けるように形成されている。

## 【0026】

空調コントロールユニット14は、空調制御センサ群21の各種センサの検出値と乗員が温度調整スイッチ21gで設定した目標室内温度とにより、車両用空調装置5の目標吹出温度、吹出風量などを演算する。このとき、目標エバポレータ吹出温度を求め、さらに可変容量コンプレッサ8のデューティ比を算出する。空調コントロールユニット14では、図11に示すように受信データのチェックと変換を行なうようになっている。すなわち、ステップS21として受信データがあると判定した場合、ステップS22として受信データを12個で1かたまりとして取得し、ステップS23として受信データを変換するとともに、デューティ比(強制DUTY)、モード状態(REC, FRE、...)などの種類毎に分類して各格納領域A1~Anに格納するようになっている。なお、上記の受信データは30ms毎に最新情報にリフレッシュされる。

## 【0027】

コントロールバルブ13は、空調コントロールユニット14から出力されたデューティ比に応じて可変容量コンプレッサ8の吐出量を制御する。このようなデューティ比による吐出量の制御処理として、電磁コイル35には、空調コントロールユニット14がコントロールバルブ13に送る制御パルス信号のデューティ比による通電が行われ、デューティ比に比例する電磁力が制御体28に作用する。これにより、高圧ボール31のリフト量が可変され、高圧ボール31のリフト量によって斜板26の傾斜角が可変される。以上より、空調コントロールユニット14がコントロールバルブ13に送る制御パルス信号のデューティ比によって可変容量コンプレッサ8の冷媒の吐出量が制御される。具体的には、最大容量運転信号とすると、つまりこの例ではデューティ比:MAX状態(100%)とすると、コントロールバルブ13が閉位置に位置してクランク室30の圧力が低下し、斜板26が最大傾斜角で、ピストン27がフルストローク位置側に位置する。最小容量運転信号とすると、つまりこの例ではデューティ比:MIN状態(0%)とすると、コントロールバルブ13が開位置に位置してクランク室30の圧力が上昇し、斜板26が最小傾斜角で、ピストン27がディストローク位置側に位置することになる。このように可変容量コンプレッサ8は、吐出室29からクランク室30への冷媒流量を調整することで冷媒の吐出容量を制御できるため、図4に示すようにデューティ比とコンプレッサ吐出側圧力からコンプレッサ吸入側圧力をほぼ特定できる。

## 【0028】

又、これを利用してデューティ比モードによる制御を行う。つまり、デューティ比MAXモードでは、デューティ比を最大デューティ比(100%)で固定する。デューティ比NORMALモードでは、デューティ比を目標エバポレータ後温度と実エバポレータ後温度とにより算出した値とする。デューティ比MINモードでは、デューティ比を最低デューティ比(0%)で固定する。

## 【0029】

本実施形態の可変容量コンプレッサ8では、電磁コイル35に非通電状態(つまり、デューティ比=0%)では、図4のduty=0%線図(一点鎖線)の吐出側圧力(高圧側圧力) $P_d$ 、吸入側圧力(低圧側圧力) $P_s$ の関係になるようにコントロールバルブ13のダイヤフラム32、セットスプリング33が設定されている。吸入側圧力(低圧側圧力) $P_s$ が非常に高い状態(例えば500kPa)では、ダイヤフラム32に500kPaの圧力が作用し、制御体28、高圧ボール31が押し下げられて全閉位置となる。全閉位

10

20

30

40

50

置では、クランク室 30 が吸入室 50 にのみ連通する状態となり、吸入側圧力（低圧側圧力）と同等となり、ピストンストロークが最大（最大容量）となる。すると、吸入側圧力（低圧側圧力）は徐々に低下する。duty = 0% 線図に近くなると、ダイヤフラム 32 に作用する吸入側圧力（低圧側圧力）も低下し制御体 28、高圧ボール 31 の押し下げ量が低下する。すると、クランク室 30 への冷媒流量も低下し、ピストン背面に作用する圧力上昇により徐々にピストンストロークも低下し容量制御状態となり圧力が duty = 0% 線図上で安定する。

#### 【0030】

例えば、空調コントロールユニット 14 からデューティ比 60% とするようにコントロールバルブ 13 に制御パルス信号が出力されると、可変容量コンプレッサ 8 は duty = 60% 線図（短点線）の吐出側圧力（高圧側圧力） $P_d$ 、吸入側圧力（低圧側圧力） $P_s$  の関係になるように制御する。電磁コイル 35 に通電されているが、吸入側圧力（低圧側圧力）が非常に高い状態（例えば 500 kPa）では、ダイヤフラム 32 に 500 kPa の圧力が作用し、制御体 28、高圧ボール 31 が押し下げられる。これにより、クランク室 30 は吸入室 50 の吸入側圧力と同等となり、ピストンストロークが最大（最大容量）となる。すると、吸入側圧力（低圧側圧力）は徐々に低下する。duty = 60% 線図に近くなると、ダイヤフラム 32 に作用する吸入側圧力（低圧側圧力）も低下し制御体 28、高圧ボール 31 の押し下げ量が低下する。すると、クランク室 30 への冷媒流量も低下し、ピストン背面に作用する圧力上昇により徐々にピストンストロークも低下し容量制御状態となり圧力が duty = 60% 線図上で安定する。

10

20

#### 【0031】

この実施形態にあつては、コントロールユニット 14 のコンプレッサ容量制御部 14b が、図 5 及び図 6 に示す処理手順にしたがってコントロールバルブ 13 を制御することで可変容量コンプレッサ 8 の吐出量を制御するようになっている。

#### 【0032】

すなわち、コンプレッサ容量制御部 14b は、図 5 のステップ S1 として前回のモード状態を確認し、特に内気吸い込み（REC）であったかどうか判定して、その結果、前回は内気吸い込み（REC）であった場合、ステップ S2 として今回のモード状態を確認し、特に外気吸い込み（FRE）であるかどうか判定する。その結果、今回は外気吸い込み（FRE）である場合、ステップ S3 として外気温がエバポレータ吸込温度より所定温度、例えば 15 度 C 以上高いかどうか確認し、その結果、外気温がエバポレータ吸込温度より 15 度 C 以上高い場合、ステップ S4 としてコントロールバルブ 13 のフルストローク制御モードをセットする。なお、上記のステップ S1 で前回は内気吸い込み（REC）でないと判定した場合、ステップ S5 に直接移行する。同様に、ステップ S2 で今回は外気吸い込み（FRE）でないと判定した場合、またステップ S3 で外気温がエバポレータ吸込温度より 15 度 C 以上高くないと判定した場合も、それぞれステップ S5 に直接移行する。

30

#### 【0033】

次いで、ステップ S5 としてコントロールバルブ 13 のフルストローク制御モードがセットされたことを確認した後、ステップ S6 ~ S12 にしたがって最大吐出量の制御を行なう。この最大吐出量の制御のうち、まずステップ S6 として、エバポレータ吹出温度が所定値（目標エバポレータ吹出温度より 1 度 C 以上低い温度）に到達しているかどうか確認し、エバポレータ吹出温度が上記の所定値に到達している場合、ステップ S7 としてコントロールバルブ 13 のフルストローク制御モードをリセットし、ステップ S8 として、図 7 に示すように演算用及び出力用のデューティ比を強制的に 50% とし、ステップ S9 として今回、設定した制御モード（例えば REC, FRE, FR1 及び FR2 など）に関する情報を格納した後、一連の処理を終了する。

40

#### 【0034】

また、上記のステップ S6 でエバポレータ吹出温度が上記の所定値に到達していない場合には、ステップ S10 として、図 8 に示すように演算用のデューティ比を強制的に 10

50

0%にし、ステップS11として出力用のデューティ比を演算用のデューティ比と比較して、その結果、出力用のデューティ比が演算用のデューティ比より小さい場合、ステップS12として出力用のデューティ比を1%大きくする。なお、デューティ比を100ms程度で算出しているので、当初のデューティ比が0%であっても10秒程度で100%に到達する。

【0035】

次いで、ステップS9に進んで今回、設定した制御モードに関する情報を格納した後、一連の処理を終了する。一方、上記のステップS11で出力用のデューティ比が演算用のデューティ比より小さくない場合、ステップS12を省略してステップS9に進む。

【0036】

また、上記のステップS5でコントロールバルブ13のフルストローク制御モードがセットされていないことを確認した場合、図10の(a)及び(b)に示すように、時間t1にて演算用及び出力用のデューティ比Rを強制的に100%から50%に制御した後、図6のステップS13として、10秒後の時間t2でエバポレータ吹出温度T2が上昇したかどうかを確認する。その結果、エバポレータ吹出温度T2が上昇しないと判定した場合、ステップS14～S19にしたがって通常吐出量の制御を行なう。この通常吐出量の制御のうち、まずステップS14として次の(1)式及び(2)式に基づいて演算用のデューティ比を算出する。

【0037】

すなわち、今回の積算値 = 前回の積算値 + 積算定数 × (エバポレータ吹出温度 - 目標エバポレータ吹出温度) …… (1)式

演算用のデューティ比 = 比例定数 × (エバポレータ吹出温度 - 目標エバポレータ吹出温度) + 今回の積算値 …… (2)式

次いで、ステップS15として出力用のデューティ比と演算用のデューティ比を比較し、その結果、出力用のデューティ比が演算用のデューティ比より大きい場合、ステップS16として出力用のデューティ比を1%小さくして、ステップS18へ進む。一方、出力用のデューティ比が演算用のデューティ比より大きい場合、ステップS17として出力用のデューティ比を1%大きくして、ステップS18へ進み、出力用のデューティ比が演算用のデューティ比と同等である場合、ステップS16及びステップS17を省略して直接ステップS18へ進む。

【0038】

次いで、ステップS18として出力用のデューティ比が所定値(フル判断デューティ、すなわちフルストローク制御へ支障なく移行可能と判断されるデューティ比)に到達しているかどうかを確認し、その結果、図9に示すように出力用のデューティ比が上記の所定値に到達している場合、ステップS19としてコントロールバルブ13のフルストローク制御モードをセットし、図5のステップS9へ進む。一方、上記のステップS18で出力用のデューティ比が上記の所定値より小さい場合、ステップS19を省略して図5のステップS9へ進む。

【0039】

また、図10の(a)及び(b)に示すように時間t1にて演算用及び出力用のデューティ比を強制的に50%に制御した後、10秒後の時間t2にてエバポレータ吹出温度T2が少しでも上昇した場合、これを上記のステップS13にて判定し、ステップS20として上述した最大吐出量と通常吐出量との中間の吐出量の制御を行なう。すなわち、出力用及び演算用のデューティ比を65%として可変容量コンプレッサ8の吐出量を制御する。

【0040】

このように構成した本実施形態では、外気温とエバポレータ吸込温度との温度差が所定値より大きく、かつ内気循環モードから外気吸込モードに切替えられたとき、空調コントロールユニット14で可変容量コンプレッサ8のコントロールバルブ13へ冷媒の最大吐出量の運転指令を出力することにより、迅速に可変容量コンプレッサ8の吐出量を調整し

10

20

30

40

50

、車室内への吹出温度の変動を抑制することができる。

【0041】

さらに、可変容量コンプレッサ8の吐出量を最大にすることによりエバポレータ吹出温度が所定値に到達した後、ステップS7でコントロールバルブ13のフルストローク制御モードをリセットし、図7に示すように演算用及び出力用のデューティ比を強制的に50%とするので、コントロールバルブ13のストロークをフル位置から中間位置へ確実に減らすことができる。

【0042】

また、本実施形態では、外気温とエバポレータ吸込温度との温度差が15度C以下であるとき、ステップS14～S19にて通常吐出量の制御を行ない、可変容量コンプレッサ8の吐出量を徐々に大きくし、エバポレータ12に流れる冷媒を少しずつ増加させるので、車室内の乗員が吹出温度の急激な変化を感じることがない。さらに、内気循環モードから外気吸込モードへの切替指令が出力されていないときも同様である。

10

【0043】

また、本実施形態では、デューティ比を50%とした後にエバポレータ吹出温度が上昇した場合、ステップS20にて可変容量コンプレッサ8の最大吐出量と通常吐出量との中間の吐出量の制御を行なうので、この点でもエバポレータ吹出温度の上昇に迅速に対応することができる。

【0044】

なお、上記実施形態にあっては、エバポレータ12に吸い込む空気の温度が車室内の気温とほぼ等しいことから、エバポレータ吸込温度センサ211で測定したエバポレータ吸込温度を用いて、車室内及び車室外の気温の温度差を求めるようにしたが、本発明はこれに限定されず、内気温度センサ21iで測定した車室内温度を用いることもできる。さらに、エバポレータ吸込温度の温度変動により車室内及び車室外の気温の温度差を推定してもよい。

20

【産業上の利用可能性】

【0045】

本発明は、車室内の空気を取り入れる内気循環モードから車室外の空気を取り入れる外気導入モードへ切替えたときに、車室内への吹出温度を安定した状態に維持することにより車室内の乗員に不快感を与えることがなくて済み、車室内の快適な状態を確保できると

30

【図面の簡単な説明】

【0046】

【図1】本発明の一実施形態に係る車両用空調装置を示すブロック図である。

【図2】本実施形態に設けられる可変容量コンプレッサの断面図である。

【図3】本実施形態に設けられるコンプレッサ用コントロールバルブの説明図である。

【図4】可変容量コンプレッサのデューティ比をパラメータとするコンプレッサ吸入側圧力とコンプレッサ吐出側圧力の特性線図である。

【図5】本実施形態により可変容量コンプレッサの吐出量を制御する処理手順の一部を示すフローチャートである。

40

【図6】本実施形態により可変容量コンプレッサの吐出量を制御する処理手順の残り部分を示すフローチャートである。

【図7】コントロールバルブのフルストローク制御後のリセット処理を説明する特性線図である。

【図8】演算用のデューティ比を100%にする処理を説明する特性線図である。

【図9】コントロールバルブの通常制御モード時の処理を説明する特性線図である。

【図10】コントロールバルブの中間制御モード時の処理を説明する特性線図である。

【図11】空調コントロールユニットのデータ処理を説明する図である。

【図12】コントロールバルブの通常制御モード時のエバポレータ吸込温度と吹出温度の

50

推移を示す特性線図である。

【符号の説明】

【0047】

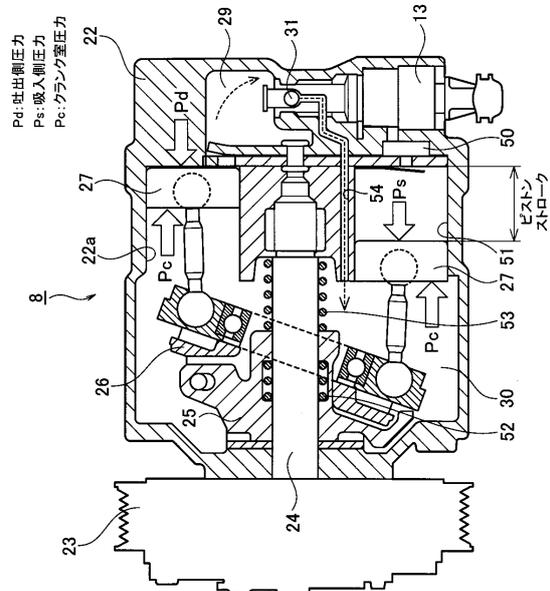
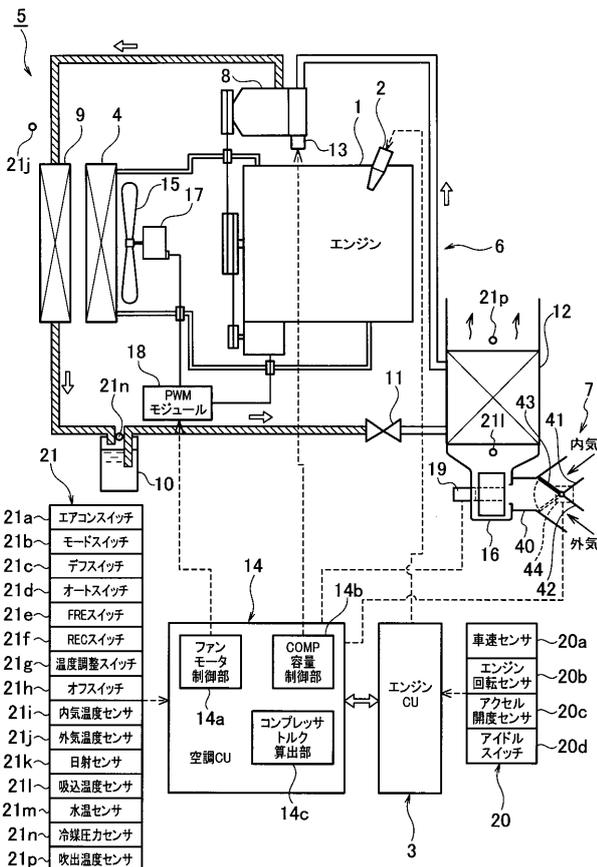
- 5 車両用空調装置
- 6 冷凍サイクル
- 7 空調ユニット
- 8 可変容量コンプレッサ
- 9 コンデンサ
- 11 膨張弁
- 12 エバポレータ
- 13 コントロールバルブ
- 14 空調コントロールユニット（制御手段）
- 14b コンプレッサ容量制御部
- 20 エンジン制御センサ群（状態検出手段）
- 21 空調制御センサ群（状態検出手段）
- 21i 内気温度センサ
- 21j 外気温度センサ
- 21l エバポレータ吸込温度センサ
- 21p エバポレータ吹出温度センサ
- 43 内外気切替ドア（内外気切替手段）

10

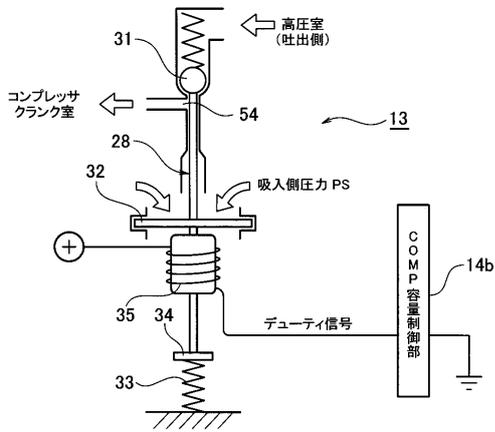
20

【図1】

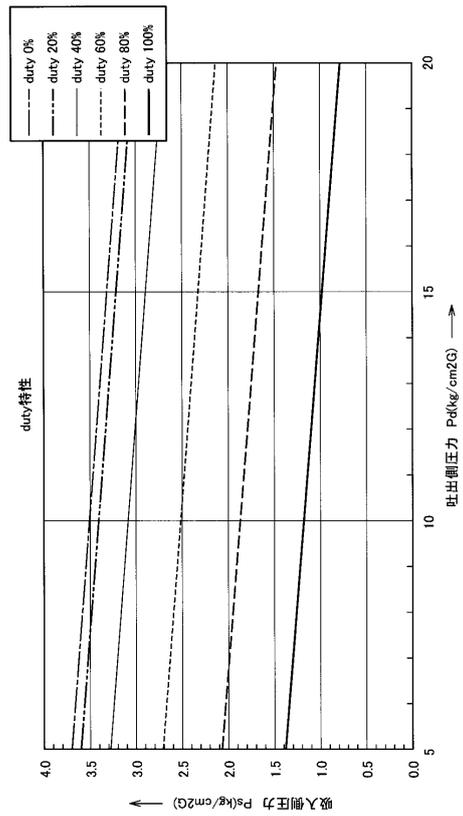
【図2】



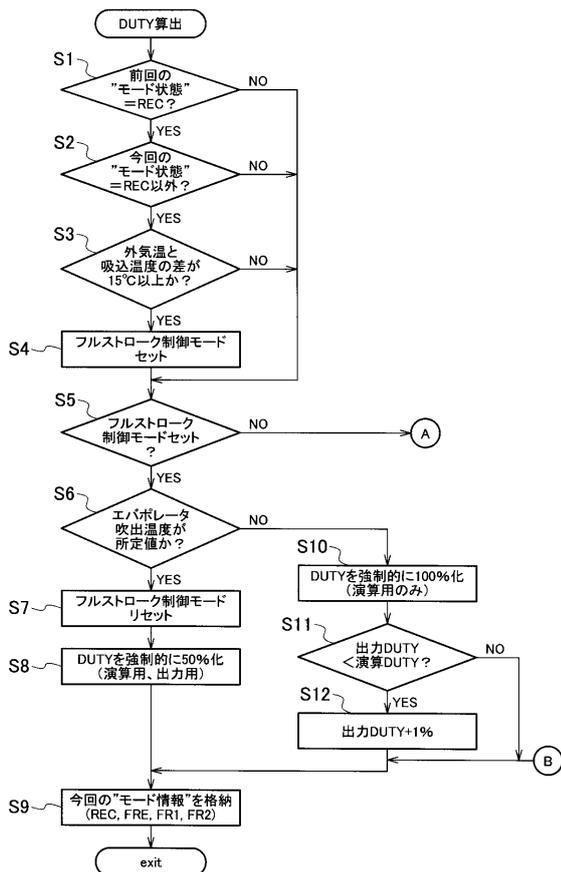
【 図 3 】



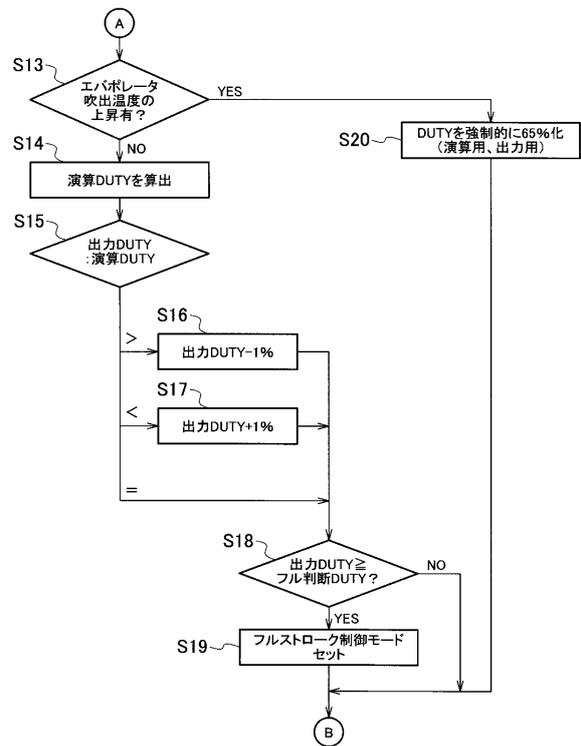
【 図 4 】



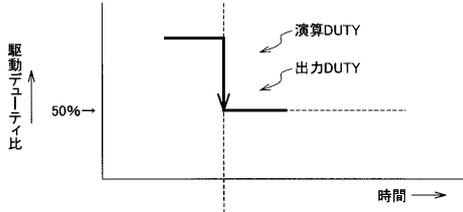
【 図 5 】



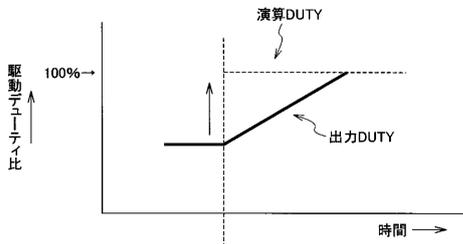
【 図 6 】



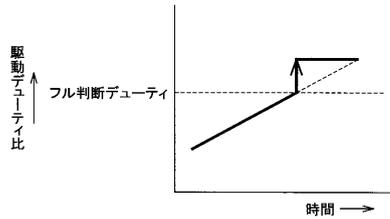
【 図 7 】



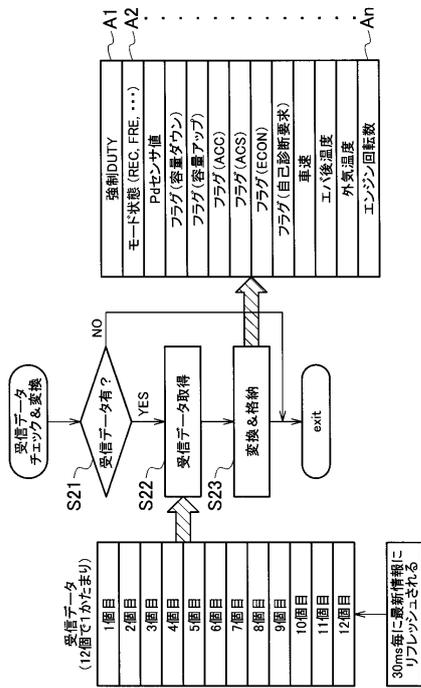
【 図 8 】



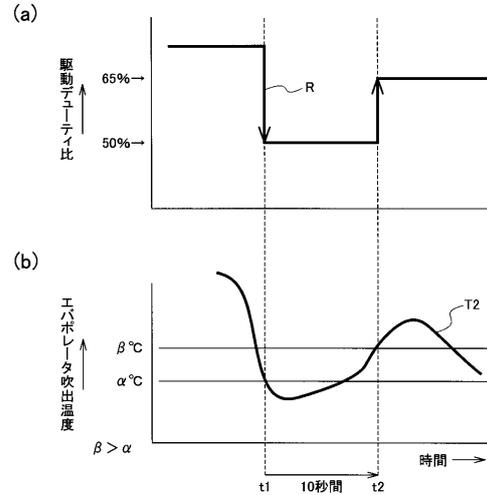
【 図 9 】



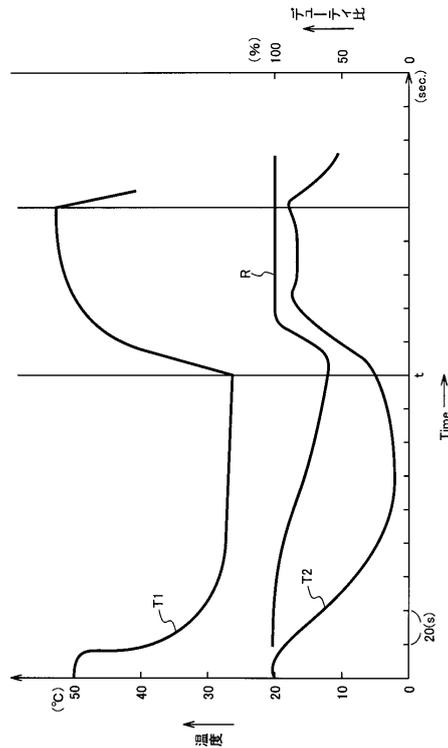
【 図 1 1 】



【 図 1 0 】



【 図 1 2 】



---

フロントページの続き

(74)代理人 100101247

弁理士 高橋 俊一

(74)代理人 100098327

弁理士 高松 俊雄

(72)発明者 高橋 栄二

東京都中野区南台5丁目2番15号 カルソニックカンセイ株式会社内

(72)発明者 横居 良一

東京都中野区南台5丁目2番15号 カルソニックカンセイ株式会社内

(72)発明者 綾部 吉洋

東京都中野区南台5丁目2番15号 カルソニックカンセイ株式会社内

(72)発明者 毛利 和人

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

Fターム(参考) 3L011 AC01