

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4465903号  
(P4465903)

(45) 発行日 平成22年5月26日(2010.5.26)

(24) 登録日 平成22年3月5日(2010.3.5)

(51) Int.Cl.		F I			
<b>B60H</b>	<b>1/22</b>	<b>(2006.01)</b>	B60H	1/22	651C
<b>B60H</b>	<b>1/00</b>	<b>(2006.01)</b>	B60H	1/00	101C
<b>F25B</b>	<b>13/00</b>	<b>(2006.01)</b>	F25B	13/00	M

請求項の数 6 (全 28 頁)

(21) 出願番号	特願2001-105158 (P2001-105158)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成13年4月3日(2001.4.3)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開2002-200917 (P2002-200917A)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日	平成14年7月16日(2002.7.16)	(74) 代理人	100100022
審査請求日	平成19年6月12日(2007.6.12)		弁理士 伊藤 洋二
(31) 優先権主張番号	特願2000-130809 (P2000-130809)	(74) 代理人	100108198
(32) 優先日	平成12年4月28日(2000.4.28)		弁理士 三浦 高広
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(74) 代理人	100111578
(31) 優先権主張番号	特願2000-336342 (P2000-336342)		弁理士 水野 史博
(32) 優先日	平成12年11月2日(2000.11.2)	(72) 発明者	小林 亮
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内
		(72) 発明者	山中 康司
			愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車室内へ向かって空気が流れる空調ケース(18)と、  
前記空調ケース(18)内に設けられ、ヒートポンプ装置(10)の冷房運転時に低圧側熱交換器として作用し、前記ヒートポンプ装置(10)の暖房運転時には高圧側熱交換器として作用する室内熱交換器(15)と、  
前記空調ケース(18)内で前記室内熱交換器(15)の下流側に配置され、温水を熱源として前記空気を加熱するヒータコア(21)と、  
車両の窓ガラスの室内空気湿度に関連する物理量に基づいて前記窓ガラスが曇る状態であるか否かを判定する判定手段(S150、S210)とを備え、  
前記判定手段(S150、S210)は、前記窓ガラス付近の室内空気湿度に関連する物理量として前記温水の温度を用い、前記温水の温度が所定温水温度(Two)より低いときを前記窓ガラスが曇る状態であると判定するようになっており、  
前記所定温水温度(Two)は外気温の低下により高温側に補正するようになっており、

前記ヒートポンプ装置(10)の暖房運転時に、前記判定手段(S150、S210)により前記窓ガラスが曇る状態であると判定されたときに前記室内熱交換器(15)の温度が第1所定温度(Te1)以下となるように前記室内熱交換器(15)の暖房能力を制限することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項2】

前記室内熱交換器(15)が低圧側熱交換器として作用するときの耐圧保証圧力(P0)に相当する前記室内熱交換器(15)の温度を第2所定温度(Te2)とし、

前記判定手段(S150、S210)により前記窓ガラスが曇らない状態であると判定されたときに、前記室内熱交換器(15)の温度が、前記第1所定温度(Te1)より高く、且つ前記第2所定温度(Te2)より低い温度となるように前記室内熱交換器(15)の暖房能力を制御することを特徴とする請求項1に記載の車両用空調装置。

【請求項3】

前記判定手段(S150、S210)により前記窓ガラスが曇らない状態であると判定されたときに、前記ヒートポンプ装置(10)の運転を停止することを特徴とする請求項1に記載の車両用空調装置。

10

【請求項4】

前記第1所定温度(Te1)は10であることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1つに記載の車両用空調装置。

【請求項5】

前記ヒートポンプ装置(10)の圧縮機(11)の作動制御により前記室内熱交換器(15)の暖房能力を制御することを特徴とする請求項1ないし4のいずれか1つに記載の車両用空調装置。

【請求項6】

前記ヒートポンプ装置(10)の冷媒はCO<sub>2</sub>であることを特徴とする請求項1ないし5のいずれか1つに記載の車両用空調装置。

20

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、温水を熱源とする温水式暖房装置と、ヒートポンプ装置とを併用して車室内の暖房を行う車両用空調装置において、特に、ヒートポンプ装置の暖房運転時に室内熱交換器で凝縮水が再蒸発して窓ガラスが曇ることを防止するシステムに関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、車両用空調装置では冬期暖房時に温水(エンジン冷却水)を暖房用ヒータコアに循環させ、このヒータコアにて温水を熱源として空調空気を加熱する温水式暖房装置を備えている。この場合、温水温度が低いときには車室内への吹出空気温度が低下して必要な暖房能力が得られない。

30

【0003】

そこで、特公平5-39807号公報においては、上記の温水式暖房装置に更にヒートポンプ装置を組み合わせ、温水式ヒータコアの吹出空気温度あるいは温水温度が所定温度以下のときにはヒートポンプ装置を暖房運転させ、温水式ヒータコアを通過した空気をヒートポンプ装置の室内熱交換器で加熱することにより、暖房能力の向上を図ることが提案されている。

【0004】

ところで、車両用空調装置では冬期暖房時に汚染外気の導入防止のため内気モードを設定する場合がある。この場合は、窓ガラスの曇り止めのために、空調空気を冷却、除湿する必要が生じるので、外気温が0°C付近に低下するまで、ヒートポンプ装置の室内熱交換器を蒸発器として作動させ、ヒートポンプ装置を冷房運転させることがある。

40

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

従って、外気温=0°C付近において、窓ガラスの曇り止めのために、ヒートポンプ装置を冷房運転させた後に、暖房能力の不足から、ヒートポンプ装置を暖房運転させる場合が生じる。また、ヒートポンプ装置の前の冷房運転後、ヒートポンプ装置を一旦停止し、その後、短時間でヒートポンプ装置を今度は暖房運転で起動する場合がある。

【0006】

50

上記のような場合には、ヒートポンプ装置の冷房運転時に発生した凝縮水が室内熱交換器の表面に残存しているため、ヒートポンプ装置を暖房運転で起動すると、室内熱交換器が高圧側熱交換器（冷媒ガスの放熱器）として放熱作用を果たすので、室内熱交換器の温度が急上昇する。このため、室内熱交換器表面の凝縮水が再蒸発して車室内へ吹出し、車両窓ガラスを曇らせるという不具合が発生する。

【0007】

また、冷房運転により室内熱交換器で一度発生した凝縮水は冬期の低外気温時では蒸発しにくく、長期間残存することがあるので、冷房運転からの切替直後だけでなく、ヒートポンプ装置の暖房運転の起動により車両窓ガラスの曇りを発生させることがある。

【0010】

本発明は上記点に鑑みてなされたもので、温水を熱源とする温水式暖房装置とヒートポンプ装置とを併用して車室内の暖房を行う車両用空調装置において、ヒートポンプ装置の暖房運転時に室内熱交換器で凝縮水が再蒸発して窓ガラスが曇ることを防止することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明では、ヒートポンプ装置（10）の冷房運転時に低圧側熱交換器として作用し、ヒートポンプ装置（10）の暖房運転時には高圧側熱交換器として作用する室内熱交換器（15）と、

室内熱交換器（15）の下流側に配置され、温水を熱源として空気を加熱するヒータコア（21）と、

車両の窓ガラスの室内空気湿度に関連する物理量に基づいて窓ガラスが曇る状態であるか否かを判定する判定手段（S150、S210）とを備え、

判定手段（S150、S210）は、窓ガラス付近の室内空気湿度に関連する物理量として温水の温度を用い、温水の温度が所定温水温度（ $T_{w0}$ ）より低いときを窓ガラスが曇る状態であると判定するようになっており、

所定温水温度（ $T_{w0}$ ）は外気温の低下により高温側に補正するようになっており、

ヒートポンプ装置（10）の暖房運転時に、判定手段（S150、S210）により窓ガラスが曇る状態であると判定されたときに室内熱交換器（15）の温度が第1所定温度（ $T_{e1}$ ）以下となるように室内熱交換器（15）の暖房能力を制限することを特徴とする。

【0013】

これによると、暖房運転時に室内熱交換器（15）の温度が第1所定温度（ $T_{e1}$ ）以下に維持される。従って、この第1所定温度（ $T_{e1}$ ）を室内熱交換器（15）の表面に付着した凝縮水が再蒸発しにくい低温域（具体的には請求項4のように10）に設定することにより、暖房運転時に室内熱交換器（15）の表面の凝縮水が再蒸発することを抑制して、高湿度空気の吹出に起因する、窓ガラスの曇り発生を抑えることができる。

【0014】

なお、請求項1において、ヒータコア（21）への温水の供給源としては、車両エンジンの他に燃料電池等であってもよい。

【0016】

また、請求項1に記載の発明では、ヒートポンプ装置（10）の暖房運転時に、判定手段（S150、S210）により窓ガラスが曇る状態であると判定されたときに室内熱交換器（15）の温度が第1所定温度（ $T_{e1}$ ）以下となるように室内熱交換器（15）の暖房能力を制限するから、暖房運転時に窓ガラスが曇る状態であると判定した場合に高湿度空気の吹出を抑制して、窓ガラスの曇り発生をより確実に抑えることができる。

【0017】

また、窓ガラスが曇る状態でないときは、暖房能力の制限を解除することにより、ヒートポンプ装置（10）による暖房能力を増大することができる。

【0018】

10

20

30

40

50

請求項 1 に記載の発明において、判定手段 ( S 1 5 0 、 S 2 1 0 ) は、窓ガラス付近の室内空気湿度に関連する物理量に基づいて窓ガラスが曇る状態であるか否かを判定することができる。

【 0 0 1 9 】

ここで、窓ガラス付近の室内空気湿度は、湿度センサを用いて直接検出する他に、車両環境条件や空調運転条件等から算出 ( 推定 ) できる。例えば、窓ガラス付近の室内空気湿度は窓ガラスの温度に関連する物理量に基づいて算出 ( 推定 ) できる。そして、窓ガラスの温度に関連する物理量も、窓ガラスの温度自身の他に、これと相関のある外気温、車速等の物理量から算出 ( 推定 ) できる。

【 0 0 2 0 】

また、窓ガラス付近の室内空気湿度は窓ガラス付近の室内空気温度との相関性が高い ( 温度が高ければ、相対湿度が低下する ) ので、窓ガラス付近の室内空気温度から推定できる。そして、窓ガラス付近の室内空気温度は空調吹出温度から推定できる。

【 0 0 2 1 】

そこで、請求項 1 に記載の発明では、上記の窓ガラス付近の室内空気湿度に関連する物理量として、ヒータコア ( 2 1 ) を循環する温水の温度を用いており、この温水の温度が所定温水温度 (  $T_{w0}$  ) より低いときを窓ガラスが曇る状態であると判定することができる。つまり、室内への空調吹出温度はヒータコア ( 2 1 ) を循環する温水の温度に応じて変化するので、温水温度に基づいて窓ガラスが曇る状態であるか否かを判定できる。

【 0 0 2 2 】

さらに、請求項 1 に記載の発明においては、判定手段 ( S 1 5 0 、 S 2 1 0 ) によって、温水の温度が所定温水温度 (  $T_{w0}$  ) より低いときを窓ガラスが曇る状態であると判定するとともに、この所定温水温度 (  $T_{w0}$  ) を外気温の低下により高温側に補正しているから、窓ガラスの温度との相関性が強い外気温の変化に応じて温水温度の判定レベル (  $T_{w0}$  ) を可変して、窓ガラスの曇り状態の判定をよりの確に行うことができる。

【 0 0 2 4 】

請求項 2 に記載の発明では、請求項 1 に記載の車両用空調装置において、室内熱交換器 ( 1 5 ) が低圧側熱交換器として作用するときの耐圧保証圧力 (  $P_0$  ) に相当する室内熱交換器 ( 1 5 ) の温度を第 2 所定温度 (  $T_{e2}$  ) とし、判定手段 ( S 1 5 0 、 S 2 1 0 ) により窓ガラスが曇らない状態であると判定されたときに、室内熱交換器 ( 1 5 ) の温度が、第 1 所定温度 (  $T_{e1}$  ) より高く、且つ第 2 所定温度 (  $T_{e2}$  ) より低い温度となるように室内熱交換器 ( 1 5 ) の暖房能力を制御することを特徴とする。

【 0 0 2 5 】

これにより、窓ガラスが曇らない状態であるときは、室内熱交換器 ( 1 5 ) の温度を第 1 所定温度 (  $T_{e1}$  ) より高くすることにより、ヒートポンプ装置 ( 1 0 ) による暖房能力を増大することができる。また、室内熱交換器 ( 1 5 ) の温度を低圧側熱交換器として作用するときの耐圧保証圧力 (  $P_0$  ) に相当する第 2 所定温度 (  $T_{e2}$  ) より低く抑えることにより、耐圧性向上のための設計変更なしで、低圧側熱交換器として設計された室内熱交換器 ( 1 5 ) をそのまま高圧側熱交換器として利用でき、実用上極めて好都合である。

【 0 0 2 6 】

請求項 3 に記載の発明のように、請求項 1 に記載の車両用空調装置において、判定手段 ( S 1 5 0 、 S 2 1 0 ) により窓ガラスが曇らない状態であると判定されたときに、ヒートポンプ装置 ( 1 0 ) の運転を停止するようにしてもよい。

【 0 0 2 7 】

請求項 5 に記載の発明のように、請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つに記載の車両用空調装置において、ヒートポンプ装置 ( 1 0 ) の圧縮機 ( 1 1 ) の作動制御により室内熱交換器 ( 1 5 ) の暖房能力を制御することができる。

【 0 0 3 7 】

請求項 6 に記載の発明のように、請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 つに記載の車両用空調装置において、ヒートポンプ装置 ( 1 0 ) の冷媒として  $CO_2$  を用いれば、 $CO_2$  冷媒の特

10

20

30

40

50

性に基づいて暖房運転時の高圧圧力（高圧冷媒温度）を高めてヒートポンプ装置（10）の暖房能力を確保しやすい。

【0048】

なお、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【0049】

【発明の実施の形態】

（第1実施形態）

図1は第1実施形態による車両用空調装置の全体構成を例示するもので、冷凍サイクルは冷房運転と暖房運転を切替可能なヒートポンプ装置10として構成されている。なお、本例のヒートポンプ装置10は冷媒としてCO<sub>2</sub>（2酸化炭素）を用いた超臨界冷凍サイクルにて構成してある。この超臨界冷凍サイクルは、特表平3-50326号公報等により公知であり、高圧側冷媒が臨界圧力よりも高い圧力状態で使用される場合があり、その場合は高圧側冷媒が凝縮せずガス状態のまま放熱する。

10

【0050】

圧縮機11はモータにより駆動される電動圧縮機であって、モータ回転数を制御（例えば、インバータ制御等）することにより吐出能力（吐出冷媒流量）を調整できる。四方弁12は図示しない弁体の位置を電気アクチュエータ機構により制御して圧縮機11の吐出側および吸入側の冷媒流れ方向を切り替えるものであり、図中、実線矢印Aは冷房時の冷媒流れ方向を示し、破線矢印Bは暖房時の冷媒流れ方向を示す。

20

【0051】

室外熱交換器13は圧縮機11等とともに車両エンジンルームに配置され、電動式の冷却ファン13aにより送風される外気（冷却空気）と熱交換するもので、冷房運転時は高圧側熱交換器（ガス放熱器）となり、暖房運転時は低圧側熱交換器（蒸発器）となる。減圧装置14は室外熱交換器13と室内熱交換器15との間に配置され、ヒートポンプ装置の高圧側冷媒を低圧圧力に減圧、膨張させる。この減圧装置14は可変絞りから構成されるもので、例えば、電氣的に絞り開度が調整される電気膨張弁から構成される。

【0052】

アキュムレータ16は四方弁12と圧縮機11の吸入側との間に配置され、このアキュムレータ16は蒸発器（室内熱交換器15または室外熱交換器13）の出口からの冷媒を受け入れ、そして、冷媒の気液を分離して液冷媒を溜め、ガス冷媒および底部付近の少量の液冷媒（オイルが溶け込んでいる）を圧縮機11側へ吸入させる。

30

【0053】

車両用空調装置の室内ユニット17は空調ケース18を有し、この空調ケース18は車室内へ向かって空気が流れる空気通路19を構成するもので、この空調ケース18内を電動式の空調用送風機20により空気が送風される。空調用送風機20の吸入側には図示しない内外気切替箱が設置され、内気（車室内空気）または外気（車室外空気）が切替導入される。冬期暖房時には窓ガラスの曇り止めのために通常、外気を内外気切替箱に導入する。

【0054】

室内熱交換器15は送風機20の下流側に配置され、冷房運転時には冷凍サイクルの低圧冷媒が流入する低圧側熱交換器（蒸発器）となり、低圧冷媒が室内熱交換器15で空気から吸熱して蒸発することにより空調用送風機23の送風空気を冷却する。また、暖房運転時には、室内熱交換器15は圧縮機11の吐出側の高圧冷媒ガスが直接流入する高圧側熱交換器（ガス冷媒放熱器）となり、高圧冷媒ガスが送風空気に放熱することにより送風空気を加熱する。

40

【0055】

空調ケース18内において、室内熱交換器15の空気下流側にはヒータコア21が設置されており、このヒータコア21は水冷式車両エンジン22から循環する温水（エンジン冷却水）を熱源として送風空気を加熱する温水式暖房用熱交換器である。

50

## 【 0 0 5 6 】

なお、本例の適用車種は、走行用駆動源として電動モータを備えるハイブリッド車であり、従って、車両エンジン 2 2 は走行用駆動源または車載発電機等の補機駆動用として運転される。

## 【 0 0 5 7 】

エアミックスドア 2 3 は車室内への吹出空気の温度調整手段であって、ヒータコア 2 1 のバイパス通路 2 4 を通過する冷風とヒータコア 2 1 を通過する温風との風量割合を調整して吹出空気の温度を調整する。エアミックスドア 2 3 はサーボモータからなる駆動装置 2 3 a により開閉される。

## 【 0 0 5 8 】

空調ケース 1 8 においてヒータコア 2 1 の下流側には車室内へ空調空気を吹き出す吹出口（図示せず）が設けられている。この吹出口としては周知のごとく乗員足元へ空気を吹き出すフット吹出口、乗員顔部側へ空気を吹き出すフェイス吹出口、および車両窓ガラス内面へ空気を吹き出すデフロスタ吹出口が設けられ、これらの吹出口を図示しない吹出モード切替ドアにより開閉して吹出モードを切り替えるようになっている。

## 【 0 0 5 9 】

空調用電子制御装置（以下 E C U という）2 5 は、マイクロコンピュータとその周辺回路から構成され、予め設定されたプログラムに従って入力信号に対する演算処理を行って、圧縮機 1 1 の回転数制御、四方弁 1 2 の切替およびその他の電気機器（1 3 a、1 4、2 0、2 3 a 等）の作動を制御する。

## 【 0 0 6 0 】

E C U 2 5 には、車両エンジン 2 2 の温水温度  $T_w$  を検出する水温センサ 2 6、外気温センサ 2 7、内気温センサ 2 8、日射センサ 2 9、室内熱交換器 1 5 の温度検出手段をなす吹出温度センサ 3 0 等のセンサ群から検出信号が入力される。

## 【 0 0 6 1 】

また、車室内計器盤付近に設置される空調操作パネル 3 1 の操作スイッチからの操作信号が E C U 2 5 に入力される。この操作スイッチとしては、冷凍サイクルの圧縮機 1 1 を起動するとともに四方弁 1 2 をヒートポンプ装置 1 0 の冷房運転の状態に切り替えるエアコンスイッチ 3 2、冷凍サイクルの圧縮機 1 1 を起動するとともに四方弁 1 2 をヒートポンプ装置 1 0 の暖房運転の状態に切り替える暖房スイッチ 3 3、車室内の希望温度を設定する温度設定スイッチ 3 4、風量切替スイッチ 3 5、吹出モード切替スイッチ 3 6、内外気切替スイッチ 3 7 等が備えられている。

## 【 0 0 6 2 】

次に、上記構成において第 1 実施形態の作動を説明する。まず、最初に、ヒートポンプ装置 1 0 を構成する冷凍サイクル部分の作動を説明すると、冷房時には、E C U 2 5 により四方弁 1 2 が図 1 の実線状態に操作され、圧縮機 1 1 の吐出ガス冷媒はまず四方弁 1 2 を通過して室外熱交換器 1 3 に流入する。

## 【 0 0 6 3 】

室外熱交換器 1 3 では、冷却ファン 1 3 a により送風される外気にてガス冷媒が冷却されて放熱する。サイクル熱負荷が大きいときには室外熱交換器 1 3 を通過する高圧冷媒の圧力は臨界圧力より高い超臨界状態となり、ガス状態のまま放熱する。一方、サイクル熱負荷が小さいときには高圧冷媒は臨界圧力より低い圧力状態となり、室外熱交換器 1 3 で凝縮する。

## 【 0 0 6 4 】

そして、室外熱交換器 1 3 通過後の冷媒は電気膨張弁から構成される減圧装置 1 4 にて減圧されて、低温低圧の気液 2 相状態となる。

## 【 0 0 6 5 】

次に、この低圧冷媒は室内熱交換器 1 5 内に流入して送風機 2 0 の送風する空調空気から吸熱して蒸発する。室内熱交換器 1 5 で冷却された空調空気は車室内へ吹き出して車室内を冷房する。室内熱交換器 1 5 で蒸発したガス冷媒は四方弁 1 2 を通過しアキュムレー

10

20

30

40

50

タ 1 6 を介して圧縮機 1 1 に吸入され、圧縮される。

【 0 0 6 6 】

冬期の暖房モード時には、E C U 2 5 により四方弁 1 2 が図 1 の破線状態に操作され、圧縮機 1 1 の吐出ガス冷媒はまず四方弁 1 2 を通過して室内熱交換器 1 5 に流入する。このため、圧縮機 1 1 の高温吐出ガス冷媒（過熱ガス冷媒）が室内熱交換器 1 5 にて送風空気に放熱して、送風空気を加熱する。

【 0 0 6 7 】

そして、室内熱交換器 1 5 通過後の冷媒は減圧装置 1 4 にて減圧されて、低温低圧の気液 2 相状態となる。この低圧冷媒は次に室外熱交換器 1 3 で冷却ファン 1 3 a により送風される外気から吸熱して蒸発する。室外熱交換器 1 3 で蒸発したガス冷媒は四方弁 1 2 を通過しアキュムレータ 1 6 を介して圧縮機 1 1 に吸入され、圧縮される。

10

【 0 0 6 8 】

なお、室内熱交換器 1 5 にてガス冷媒から空気に放出される熱量は、室外熱交換器 1 3 での吸熱量と圧縮機 1 1 の圧縮仕事量に相当する熱量の合計である。

【 0 0 6 9 】

そして、エンジン 2 2 にて加熱され温度上昇した温水を温水式ヒータコア 2 1 に循環させることにより、室内熱交換器 1 5 にて加熱された送風空気をヒータコア 2 1 においてさらに加熱することができ、車室内へ温風を吹き出すことができる。

【 0 0 7 0 】

ところで、冬期において内気吸入モード等では窓ガラスの曇り止めのために除湿暖房を行う場合がある。この除湿暖房時にはヒートポンプ装置 1 0 を冷房運転させて、室内熱交換器 1 5 にて送風空気を一旦、冷却除湿し、この除湿空気をヒータコア 2 1 で加熱して除湿温風を車室内へ吹き出す。

20

【 0 0 7 1 】

この除湿暖房時には室内熱交換器 1 5 表面に凝縮水が発生するので、室内熱交換器 1 5 表面に凝縮水が付着した状態のまま、ヒートポンプ装置 1 0 を暖房運転すると、凝縮水が再蒸発して窓ガラスの曇りの原因となる。

【 0 0 7 2 】

そこで、次に、ヒートポンプ装置 1 0 の冷房運転から暖房運転への切替に起因する窓ガラスの曇りを防止するための暖房能力制御を図 2 により詳述する。図 2 の制御ルーチンは、例えば、車両エンジン 2 2 のイグニッションスイッチ（図示せず）の投入によりスタートし、ステップ S 1 0 0 にて各センサ 2 6 ~ 3 0 および空調操作パネル 3 1 の操作スイッチ群 3 2 ~ 3 7 からの信号を読み込む。

30

【 0 0 7 3 】

次に、ステップ S 1 1 0 にてエアコンスイッチ 3 2 の投入有無により冷房運転が設定されているか判定する。冷房運転の設定時（エアコンスイッチ 3 2 の投入時）は次のステップ S 1 2 0 に進み、圧縮機 1 1 を起動するとともに四方弁 1 2 を図 1 実線の冷房状態に切り替えて、前述の冷房運転を行う。

【 0 0 7 4 】

一方、冷房運転が設定されていないときはステップ S 1 1 0 からステップ S 1 3 0 に進み、暖房スイッチ 3 3 の投入有無により暖房運転が設定されているか判定する。暖房運転の設定時（暖房スイッチ 3 3 の投入時）は次のステップ S 1 4 0 に進み、圧縮機 1 1 を起動するとともに四方弁 1 2 を図 1 破線の暖房状態に切り替えて、前述の暖房運転を行う。

40

【 0 0 7 5 】

次に、ステップ S 1 5 0 にて水温センサ 2 6 により検出される温水温度  $T_w$  が所定温度  $T_{w0}$  以下であるか判定する。ここで、所定温度  $T_{w0}$  は例えば 60 であり、温水温度  $T_w$  が 60 以上に上昇すると、ヒータコア 2 1 で加熱されて車室内の乗員足元部および窓ガラス内面へ吹き出す温風の温度が窓ガラスの曇りにくいレベルまで上昇する。つまり、温風温度の上昇により窓ガラス付近の空気が露点に達するまで温度低下しない状態となる。

50

## 【0076】

このように、温水温度  $T_w$  は窓ガラス付近の空気湿度との相関性が高い物理量といえることができる。そこで、本例では、ステップ  $S_{150}$  において、温水温度  $T_w$  が  $60$  以上あるときは窓ガラスが曇らない状態であると判定し、これに反し、温水温度  $T_w$  が  $60$  未満であるときは窓ガラスが曇る状態であると判定する。

## 【0077】

そして、温水温度  $T_w$  が  $60$  未満であるときはステップ  $S_{160}$  に進み、室内熱交換器  $15$  の吹出空気温度  $T_e$  が第1所定温度  $T_{e1}$  以下となるように圧縮機  $11$  の回転数を制御する。ここで、第1所定温度  $T_{e1}$  は、室内熱交換器  $15$  が放熱器として作用しても室内熱交換器  $15$  表面で凝縮水が再蒸発することを抑制する温度であって、本発明者らの実験検討によると、第1所定温度  $T_{e1} = 10$  に設定し、吹出空気温度  $T_e$  を  $10$  以下に制限することにより凝縮水の再蒸発を抑制して、寒冷時（外気温 =  $-20$  程度）でも窓ガラスの曇りを防止できることが分かった。

10

## 【0078】

なお、室内熱交換器  $15$  でガス冷媒が超臨界状態で放熱するときは冷媒の相変化がないので、室内熱交換器  $15$  の冷媒入口部から冷媒出口部に向かって次第に冷媒温度が低下する。それに伴って、室内熱交換器  $15$  の吹出空気温度  $T_e$  も冷媒入口部から冷媒出口部に向かって次第に低下する。そこで、温度センサ  $30$  は室内熱交換器  $15$  の冷媒入口部と冷媒出口部の中間部に設置して、室内熱交換器  $15$  の平均的吹出空気温度を検出するようにしてある。

20

## 【0079】

ステップ  $S_{160}$  における圧縮機  $11$  の回転数制御の具体例としては、吹出空気温度  $T_e$  が  $10$  まで上昇すると、圧縮機  $11$  の回転数を所定量低下させ、これにより、吹出空気温度  $T_e$  が低下して例えば、 $8$  まで低下すると、圧縮機  $11$  の回転数を所定量上昇させる。このように吹出空気温度  $T_e$  に基づいて圧縮機回転数をフィードバック制御する。

## 【0080】

一方、ステップ  $S_{150}$  にて温水温度  $T_w$  が所定温度  $T_{w0}$  ( $60$ ) より高いときは、窓ガラスが曇らない状態であるので、ステップ  $S_{170}$  にて室内熱交換器  $15$  の吹出空気温度  $T_e$  が第2所定温度  $T_{e2}$  以下となるように圧縮機  $11$  の回転数を制御する。ここで、第2所定温度  $T_{e2}$  は上記第1所定温度  $T_{e1}$  ( $10$ ) より高い温度 ( $40$ ) であるから、室内熱交換器  $15$  の暖房能力をステップ  $S_{160}$  による圧縮機回転数制御時より増大できる。

30

## 【0081】

但し、この第2所定温度  $T_{e2}$  は室内熱交換器  $15$  の耐圧保証圧力  $P_0$  を考慮して次のように設定している。室内熱交換器  $15$  は本来冷房運転時に低圧側熱交換器（蒸発器）として作用するものであって、その低圧側熱交換器としての耐圧保証圧力  $P_0$  は例えば  $10 \text{ MPa}$  である。そこで、暖房運転時にこの耐圧保証圧力  $P_0$  ( $10 \text{ MPa}$ ) に相当する温度以下に、室内熱交換器  $15$  の吹出空気温度  $T_e$  を制御すれば、室内熱交換器  $15$  の耐圧性を高めるための設計変更を特別にしなくても、低圧側熱交換器（蒸発器）として設計された室内熱交換器  $15$  をそのまま高圧側熱交換器として使用できる。

40

## 【0082】

$\text{CO}_2$  冷媒の場合、耐圧保証圧力  $P_0$  ( $10 \text{ MPa}$ ) に相当する、室内熱交換器  $15$  の冷媒出入口間の平均的冷媒温度は略  $40$  である。従って、第2所定温度  $T_{e2} = 40$  に設定して、暖房運転時に室内熱交換器  $15$  の吹出空気温度  $T_e$  をこの第2所定温度  $T_{e2}$  以下となるように制御すれば、室内熱交換器  $15$  の冷媒圧力を耐圧保証圧力  $P_0$  以下に維持できる。

## 【0083】

一方、ステップ  $S_{130}$  にて暖房運転が設定されていないと判定したときは、ステップ  $S_{180}$  にて圧縮機  $11$  を停止状態としてヒートポンプ装置  $10$  を停止状態とする。

## 【0084】

50



ところで、第1実施形態では窓ガラスが曇る状態なのか否かを判定する温水温度 $T_w$ の判定温度 $T_{w0}$ を $60$ 一定としているが、窓ガラスの温度は外気温 $T_{am}$ の低下に伴って低下し、それにより、窓ガラスが曇り易くなる。そこで、この点を考慮して、図3のように、判定温度 $T_{w0}$ を外気温 $T_{am}$ の低下に伴って高温側へ補正する。これにより、窓ガラスの曇り止めをより確実に行うことができる。

【0085】

(第2実施形態)

図4は第2実施形態によるヒートポンプ装置10の制御を示すもので、第1実施形態の図2との相違点はステップS150にて温水温度 $T_w$ が所定温度 $T_{w0}$ ( $60$ )より高いとき(窓ガラスが曇らない状態であるとき)はステップS180に進み、ヒートポンプ装置10を停止状態とする点である。

10

【0086】

つまり、車両(車種)によっては、温水温度 $T_w$ が $60$ 以上に上昇すれば、温水熱源によるヒータコア21の暖房能力だけで車室内の暖房をほぼ満足できるレベルに到達できる場合がある。そこで、第2実施形態では、温水温度 $T_w$ が $60$ 以上へ上昇すると直ちにヒートポンプ装置10を停止させて車両エンジン22の省動力を図る。

【0087】

(第3実施形態)

図5は第3実施形態によるヒートポンプ装置10の制御を示すもので、第1実施形態ではステップS170にて室内熱交換器15の吹出空気温度 $T_e$ が第1所定温度 $T_{e1}$ ( $10$ )より高い第2所定温度 $T_{e2}$ ( $40$ )以下となるように圧縮機11の回転数を制御しているが、第3実施形態では、ステップS170にて室内熱交換器15の吹出空気温度 $T_e$ が第1所定温度 $T_{e1}$ ( $10$ )より低い第3所定温度 $T_{e3}$ ( $0$ )以下となるように圧縮機11の回転数を制御する。

20

【0088】

つまり、温水温度 $T_w$ が $60$ 以上に上昇したときに、第2実施形態のごとくヒートポンプ装置10を停止させると暖房能力が不足する場合がある。例えば、外気温 $-20$ ~- $30$ のような極く寒冷地で外気導入により車室内を暖房する場合等では、ヒータコア21の暖房能力だけでは暖房熱負荷が過大となり、暖房能力不足が生じることがある。

【0089】

そこで、第3実施形態では、温水温度 $T_w$ が $60$ 以上に上昇した後に、室内熱交換器15の吹出空気温度 $T_e$ が第1所定温度 $T_{e1}$ ( $10$ )より低い第3所定温度 $T_{e3}$ ( $0$ )以下となるように圧縮機11の回転数を制御する。これにより、 $-20$ ~- $30$ の極く低温の外気を室内熱交換器15で一旦 $0$ 近傍まで上昇させる。その後、ヒータコア21にて温水熱源により外気を再度加熱して車室内の暖房を行うことができるので、第2実施形態に比較して暖房能力を向上できる。

30

【0090】

(第4実施形態)

図6は第4実施形態によるヒートポンプ装置10の制御を示すもので、第1~第3実施形態では温水温度 $T_w$ に基づいて窓ガラスが曇る状態であるか否かを判定しているが、第4実施形態ではヒートポンプ装置10の冷房運転履歴に基づいて窓ガラスが曇る状態であるか否かを判定する。

40

【0091】

図6の制御フローのうち図4、図5との相違点を説明すると、図6の制御フローでは、まず、ステップS190でフラグ $F=0$ に初期化する。そして、ステップS120で冷房運転を実行すると、ステップS200でフラグ $F=1$ にする。

【0092】

一方、ステップS150では温水温度 $T_w$ の判定温度 $T_{w0}$ を、ヒータコア21による暖房能力を十分確保できるレベルの温度( $80$ )に高めている。そのため、第4実施形態では、温水温度 $T_w$ が判定温度 $T_{w0}$ を上回ると、ステップS180に進み、ヒートポン

50

プ装置 10 を停止状態とする。

【 0 0 9 3 】

そして、温水温度  $T_w$  が判定温度  $T_{w0}$  ( 8 0 ) 未満であるときはステップ S 2 1 0 にてフラグ  $F = 0$  であるか判定する。この判定は車両エンジン 2 2 の起動後 ( イグニッションスイッチ ON 後 ) 一度でも冷房運転を実行したかどうかの判定である。

【 0 0 9 4 】

すなわち、車両エンジン 2 2 の起動後 ( イグニッションスイッチ ON 後 ) 一度も冷房運転を実行していないときは、フラグ  $F = 0$  の初期化状態がそのまま維持されている。従って、この場合はヒートポンプ装置 10 の暖房運転直前での冷房運転の履歴がないので、室内熱交換器 1 5 表面での凝縮水保持量がないとか、少ない場合である。そこで、この場合は窓ガラスが曇らない状態であると判定できるので、ステップ S 1 7 0 に進み、室内熱交換器 1 5 の吹出空気温度  $T_e$  が第 2 所定温度  $T_{e2}$  ( 4 0 ) 以下となるように圧縮機 1 1 の回転数を制御する。

【 0 0 9 5 】

一方、ステップ S 2 1 0 にてフラグ  $F = 0$  でないと判定されたときは、ヒートポンプ装置 10 の暖房運転前に冷房運転の履歴があることになり、室内熱交換器 1 5 表面で凝縮水が保持されており、窓ガラスが曇る状態であると判定できる。そこで、この場合はステップ S 1 6 0 に進み、室内熱交換器 1 5 の吹出空気温度  $T_e$  が第 1 所定温度  $T_{e1}$  ( 1 0 ) 以下となるように圧縮機 1 1 の回転数を制御する。

【 0 0 9 6 】

( 第 5 実施形態 )

図 7 は第 5 実施形態によるヒートポンプ装置 10 の制御を示すもので、ステップ S 1 0 0 、 S 1 1 0 、 S 1 2 0 、 S 1 3 0 、 S 1 8 0 の処理は第 1 ~ 第 4 実施形態と同じであり、また、ステップ S 1 5 0 の処理は第 4 実施形態 ( 図 6 ) と同じである。

【 0 0 9 7 】

第 5 実施形態では、室内熱交換器 1 5 の冷媒圧力  $P_e$  を検出する圧力センサ ( 図示せず ) を追加設置し、その検出信号を E C U 2 5 に入力する。

【 0 0 9 8 】

第 5 実施形態では、暖房運転時に温水温度  $T_w$  が判定温度  $T_{w0}$  ( 8 0 ) 未満であるときはステップ S 2 2 0 に進み、室内熱交換器 1 5 の冷媒圧力  $P_e$  が室内熱交換器 1 5 の耐圧保証圧力  $P_0$  ( 1 0 M P a ) 未満であるか判定する。ここで、耐圧保証圧力  $P_0$  は第 1 実施形態で既述したように室内熱交換器 1 5 が低圧側熱交換器 ( 蒸発器 ) として作用する際の耐圧保証圧力である。

【 0 0 9 9 】

冷媒圧力  $P_e$  が  $P_0$  に上昇するとステップ S 1 8 0 に進み、ヒートポンプ装置 10 を停止させ、冷媒圧力  $P_e$  が  $P_0$  を超過しないよう制御する。一方、冷媒圧力  $P_e$  が  $P_0$  より低いときはステップ S 2 3 0 に進み、外気温  $T_{am}$  が 0 より高いか判定する。

【 0 1 0 0 】

外気温  $T_{am}$  が 0 より高いときはステップ S 2 4 0 にて室内熱交換器 1 5 の吹出温度  $T_e$  が外気温  $T_{am} +$  若干量 の範囲内に維持されるように圧縮機 1 1 の回転数を制御する。より具体的に説明すると、吹出温度  $T_e$  が外気温  $T_{am} + 5 ^\circ C$  まで上昇すると、圧縮機 1 1 の回転数を所定量減少させ、これにより、吹出温度  $T_e$  が外気温  $T_{am} + 3 ^\circ C$  まで低下すると、圧縮機 1 1 の回転数を所定量増加させる。

【 0 1 0 1 】

このような圧縮機 1 1 の回転数制御によって、室内熱交換器 1 5 の吹出温度  $T_e$  を外気温  $T_{am} +$  若干量 の範囲内に維持することができ、これにより、以下の理由から車両窓ガラスでの曇りを良好に防止できる。

【 0 1 0 2 】

すなわち、冬期暖房時には、窓ガラスの曇り止めのために、通常、外気が空調ケース 1 8 内に導入され、外気が室内熱交換器 1 5 を通過するのであるが、室内熱交換器 1 5 の吹出

10

20

30

40

50

温度  $T_e$  を外気温  $T_{am}$  より少し高めの温度 ( $T_{am} + \quad$ ) 以下に制御することにより、導入外気は室内熱交換器 15 にて若干量 ( $+5^\circ\text{C}$ ) の温度だけ上昇することになり、従って、導入外気の相対湿度低下は僅少である。そのため、室内熱交換器 15 にて凝縮水が再蒸発するのを抑制できる。

【0103】

そして、車両窓ガラスは外気に直接接しているので、窓ガラス内面の温度は外気温  $T_{am}$  より若干高めの温度になっている。従って、室内熱交換器 15 の吹出温度  $T_e$  を外気温  $T_{am}$  より少し高めの温度 ( $T_{am} + \quad$ ) に制御すれば、ヒータコア 21 の下流側に設けられたデフロスタ吹出口 (図示せず) から車両窓ガラスに向かって吹き出した空気が車両窓ガラス内面に接触して車両窓ガラス内面と同程度の温度まで冷却されても飽和状態に到達せず、車両窓ガラスの内面で結露することはない。

10

【0104】

また、空調ケース 18 内に外気を導入して暖房モードを実行する場合に、外気温が  $0^\circ\text{C}$  以上に上昇することに伴って、室内熱交換器 15 の吹出温度  $T_e$  を外気温  $T_{am} + 5^\circ\text{C}$  に制御することにより、この  $+5^\circ\text{C}$  の温度上昇分だけ、ヒータコア 21 の暖房負荷を低減でき、車室内暖房効果を向上できる。

【0105】

一方、外気温  $T_{am}$  が  $0$  以下であるときはステップ S230 からステップ S250 に進み、室内熱交換器 15 の吹出温度  $T_e$  が  $0$  近傍の所定範囲に維持されるように圧縮機 11 の回転数を制御する。より具体的に説明すると、吹出温度  $T_e$  が  $0^\circ\text{C}$  まで上昇すると、圧縮機 11 の回転数を所定量減少させ、これにより、吹出温度  $T_e$  が  $-2^\circ\text{C}$  まで低下すると、圧縮機 11 の回転数を所定量増加させる。

20

【0106】

このような圧縮機 11 の回転数制御によって、室内熱交換器 15 の吹出温度  $T_e$  を  $0$  近傍の所定範囲 ( $-2^\circ\text{C} \sim 0$ ) に維持することができる。

【0107】

従って、室内熱交換器 15 で凍結した凝縮水が融解し、蒸発するのを防止できるので、凝縮水の蒸発による車両窓ガラスの曇り発生を防止できる。また、寒冷地では外気温度 =  $-30^\circ\text{C} \sim -20^\circ\text{C}$  程度の極低温時に暖房モードが使用されるので、このような場合には、ヒートポンプ装置 10 の暖房運転により空調ケース 18 内への導入外気を  $-30^\circ\text{C} \sim -20^\circ\text{C}$  から室内熱交換器 15 におけるガス冷媒の放熱により  $0^\circ\text{C}$  近傍まで温度上昇するので、この温度上昇分だけ、車室内暖房効果を向上できる。

30

【0108】

(第6実施形態)

最初に第6実施形態の課題について説明すると、上記の各実施形態ではヒートポンプ装置 10 の暖房運転時に車両の窓ガラスが曇る状態であることを判定すると、室内熱交換器 15 の温度が第1所定温度  $T_{e1}$  以下となるように室内熱交換器 15 の暖房能力を制限し、これにより、車両の窓ガラスの曇り防止を行うようにしている。

【0109】

ところが、ヒートポンプ装置 10 では、暖房運転時に室外熱交換器 13 での吸熱量と圧縮仕事量に相当する熱量の合計を室内熱交換器 15 で放熱するので、効率 (COP) が高く、圧縮機動力が比較的小さいので、車両エンジン 22 の駆動負荷が小さくなる。

40

【0110】

その結果、エンジン 22 の温水温度の上昇が遅くなるので、上記の各実施形態のように温水温度が所定温度  $T_{wo}$  (例えば、 $60$ ) 以下であるときを窓ガラスが曇る状態であるとして判定し、室内熱交換器 15 の暖房能力を制限する制御 (窓ガラスの曇り防止制御) を行うと、この制御期間が長くなってしまい、ヒートポンプ装置 10 の暖房能力を車室内暖房のために有効発揮できない。

【0111】

そこで、第6実施形態では、ヒートポンプ装置 10 と、ヒートポンプ装置 10 よりも圧縮

50

機動力が大きい暖房方式（ホットガスヒータサイクル）とを切替可能として、温水温度の低いときはホットガスヒータサイクルを運転することにより、車両エンジン 2 2 の駆動負荷を増大させる。これにより、温水温度の上昇を促進し、暖房性能の早期向上を図るものである。

【 0 1 1 2 】

図 8 は第 6 実施形態であり、圧縮機 1 1 は電磁クラッチ 1 1 a を介して車両エンジン 2 2 により駆動するようになっている。

【 0 1 1 3 】

第 6 実施形態では、実線矢印 A で示す冷房モードの冷媒経路において、四方弁 1 2 と室外熱交換器 1 3 の入口側との間の冷媒通路を室内熱交換器 1 5 の入口側に直接連通するホットガスバイパス通路 4 0 を設けている。このホットガスバイパス通路 4 0 は圧縮機 1 1 の吐出ガス冷媒を室内熱交換器 1 5 に直接導入して、高温の吐出ガス冷媒により空気を加熱するホットガスヒータサイクルを設定するためのものである。

10

【 0 1 1 4 】

そして、室外熱交換器 1 3 側流路とホットガスバイパス通路 4 0 との分岐部に、ECU 2 5 により開閉制御される電気式切替弁 4 1 を設けており、この電気式切替弁 4 1 によりホットガスバイパス通路 4 0 への冷媒流れと室外熱交換器 1 3 への冷媒流れを切り替えるようになっている。

【 0 1 1 5 】

この電気式切替弁 4 1 は、具体的には室外熱交換器 1 3 側流路の電磁弁とホットガスバイパス通路 4 0 側流路の電磁弁との 2 個の電磁弁を組み合わせる構成することができる。また、室外熱交換器 1 3 側流路の電磁弁とホットガスバイパス通路 4 0 側流路の差圧弁とを組み合わせる構成することもできる。また、電気式切替弁 4 1 を三方切替型の 1 個の弁で構成することもできる。

20

【 0 1 1 6 】

ホットガスバイパス通路 4 0 には減圧装置 4 2 を設けて、圧縮機 1 1 の吐出ガス冷媒を減圧装置 4 2 により所定量減圧した後に室内熱交換器 1 5 に直接導入する。減圧装置 4 2 は固定絞りで構成することができ、そのため、電気式切替弁 4 1 の通路部に減圧装置 4 2 を一体に構成することができる。

【 0 1 1 7 】

なお、第 6 実施形態においても、ヒートポンプ装置 1 0 の冷媒として  $\text{CO}_2$  を用いている。これにより、 $\text{CO}_2$  冷媒の特性に基づいて暖房運転時の高圧圧力（高圧冷媒温度）を高めてヒートポンプ装置 1 5 の暖房能力を確保しやすい。

30

【 0 1 1 8 】

ヒートポンプ装置 1 0 の暖房運転では、室外熱交換器 1 3 での吸熱量と圧縮仕事量に相当する熱量の合計を室内熱交換器 1 5 で放熱するのに対して、ホットガスヒータサイクルでは、ホットガスバイパス通路 4 0 を通して圧縮機 1 1 の吐出ガス冷媒を室内熱交換器 1 5 に直接導入するので、圧縮機 1 1 の圧縮仕事量に相当する熱量だけを室内熱交換器 1 5 で放熱することになる。従って、ホットガスヒータサイクルはヒートポンプ装置 1 0 の暖房運転に比較して効率（暖房性能 / 圧縮機動力）が低下する。

40

【 0 1 1 9 】

このため、ホットガスヒータサイクルでは暖房性能確保のために、ヒートポンプ装置 1 0 の暖房運転より圧縮機 1 1 の吐出圧を高くする必要がある。その結果、図 9 に示すようにホットガスヒータサイクルでは、室内熱交換器 1 5 での放熱量を同一にする条件において、圧縮機動力がヒートポンプ装置 1 0 の 2 ~ 3 倍に増える。

【 0 1 2 0 】

第 6 実施形態では、このようにホットガスヒータサイクルでは圧縮機動力が増えるという特性に着目して、エンジン水温の低温時にホットガスヒータサイクルを選択することにより、圧縮機 1 1 の動力を強制的に増加させてエンジン水温の上昇を促進させる。

【 0 1 2 1 】

50

図10は第6実施形態による作動を示すフローチャートであり、図10の制御ルーチンは暖房スイッチ33の投入により暖房モードが設定されるとスタートし、まず、ステップS300にて水温センサ26により検出される温水温度 $T_w$ が第1所定温度 $T_{w1}$ より低いか判定する。ここで、第1所定温度 $T_{w1}$ は例えば60であり、温水温度 $T_w$ が60以上に上昇すると、温水熱源によるヒータコア21の暖房能力だけで車室内の暖房をほぼ満足できる場合がある。

【0122】

そこで、温水温度 $T_w$ が第1所定温度 $T_{w1}$ (=60)より高いときはステップS310に進み、電磁クラッチ11aをオフして圧縮機11を停止し、ヒートポンプ装置10を停止状態とする。これにより、車室内の暖房は、温水熱源によるヒータコア21の暖房能力だけで行う。

10

【0123】

一方、温水温度 $T_w$ が第1所定温度 $T_{w1}$ より低いときはステップS320に進み、温水温度 $T_w$ が第2所定温度 $T_{w2}$ より低いか判定する。ここで、第2所定温度 $T_{w2}$ は第1所定温度 $T_{w1}$ より低い温度であって、例えば40である。

【0124】

温水温度 $T_w$ が第2所定温度 $T_{w2}$ より高いときは、ステップS330に進み、通常のヒートポンプ暖房運転を行う。すなわち、図8において、四方弁12を破線で示す暖房モード時の状態に操作し、かつ、電磁クラッチ11aをオンして圧縮機11を車両エンジン22により駆動する。これと同時に、電気式切替弁41を、ホットガスバイパス通路40側の流路を閉塞し、室外熱交換器13側の流路を開放する状態に切り替える。

20

【0125】

これにより、ヒートポンプ装置10において、圧縮機11の作動により冷媒が破線矢印Bの経路で循環し、圧縮機11の吐出冷媒ガスが直接室内熱交換器15に流入して送風空気(暖房時は通常、外気)を加熱する。なお、ヒートポンプ装置10の暖房運転を必要とする条件( $T_w < T_{w1}$ )では、エアミックスドア23は通常ヒータコア21の通風路を全開する位置(最大暖房位置)にある。そのため、室内熱交換器15で加熱された空気はヒータコア21で更に加熱された後に車室内へ吹き出す。

【0126】

これに対し、温水温度 $T_w$ が第2所定温度 $T_{w2}$ より低いときは、ステップS320からステップS340に進み、ヒートポンプ装置10をホットガスヒータサイクルにて運転する。

30

【0127】

すなわち、図8において、四方弁12を実線で示す冷房モード時の状態に操作し、かつ、電磁クラッチ11aをオンして圧縮機11を車両エンジン22により駆動する。これと同時に、電気式切替弁41を、ホットガスバイパス通路40側の流路を開放し、室外熱交換器13側の流路を閉塞する状態に切り替える。

【0128】

これにより、圧縮機11の吐出冷媒ガスが実線矢印Aのように電気式切替弁41へ向かって流れ、この電気式切替弁41を通過してホットガスバイパス通路40へ高温冷媒ガスが流入する。この高温冷媒ガスは、ホットガスバイパス通路40の減圧装置(固定絞り)42で所定量減圧された後、室内熱交換器15に直接導入される。

40

【0129】

この室内熱交換器15では、送風機20により送風される空気(暖房時は通常外気)を高温冷媒ガスと熱交換させて加熱する。そして、室内熱交換器15で加熱された空気はヒータコア21で更に加熱された後に車室内へ吹き出す。室内熱交換器15で放熱した冷媒ガスはその後、四方弁12とアキュムレータ16を通過して圧縮機11に吸入され、再度圧縮される。

【0130】

上記のごとくステップS340にてホットガスヒータ運転を設定した後に、次に、ステッ

50

プS350にて室内熱交換器15の吹出空気温度 $T_e$ が所定温度 $T_{e1}$ 以上であるか判定する。ここで、所定温度 $T_{e1}$ は、前述の各実施形態と同様に、室内熱交換器15が放熱器として作用しても室内熱交換器15表面で凝縮水が再蒸発することを抑制する温度であって、具体的には所定温度 $T_{e1} = 10$ 程度が好ましい。

#### 【0131】

吹出空気温度 $T_e$ が所定温度 $T_{e1}$  (10)以上であるときは、ステップS360に進み、ホットガスヒータの能力制御運転を行う。具体的一例としては、 $T_e = 10$ で電磁クラッチ11a (圧縮機11)をオフし、 $T_e = 8$ で電磁クラッチ11a (圧縮機11)をオンするという、圧縮機11作動の断続(オンオフ)制御を行って、ホットガスヒータの能力制御(能力制限)を行う。

10

#### 【0132】

これにより、室内熱交換器15が放熱器として作用するときに凝縮水の再蒸発を抑制して、寒冷時でも窓ガラスの曇りを防止できる。

#### 【0133】

吹出空気温度 $T_e$ が所定温度 $T_{e1}$  (10)より低い時は、ホットガスヒータ運転の能力制御を行わない。

#### 【0134】

ところで、ホットガスヒータ運転では、前述の図9に示すようにヒートポンプ運転に比して圧縮機動力が2~3倍に増加するから、温水温度 $T_w$ が第2所定温度 $T_{w2}$  (40)より低いときに、ホットガスヒータ運転(圧縮機動力の強制増加状態)を設定することにより、車両エンジン22の駆動負荷増大により、温水温度の上昇を促進することができる。その結果、ヒータコア21での温水暖房性能を早期に向上できる。

20

#### 【0135】

##### (第7実施形態)

上記の第6実施形態では温水温度 $T_w$ が第2所定温度 $T_{w2}$ に上昇するまでの間は、ホットガスヒータ運転を選択し、これにより、圧縮機11の動力を強制的に増加させるようにしているが、第7実施形態では、ヒートポンプ装置10の暖房運転時に、室内熱交換器15を通過した高压冷媒を低压に減圧する電気膨張弁14に着目して、この電気膨張弁14の開度を強制的に全開状態または全開状態に近い所定開度以上に保持する。

#### 【0136】

具体的には、図10の制御ルーチンにおいて、ステップS340において、ホットガスヒータ運転の代わりに、電気膨張弁14の開度を強制的に全開状態または全開状態に近い所定開度以上に保持するヒートポンプ運転を行えばよい。

30

#### 【0137】

これにより、温水温度の低温時にはヒートポンプ装置10の冷媒循環量を強制的に増加させて、圧縮機11の動力を強制的に増加させることができるため、車両エンジン22の駆動負荷が増加して、温水温度を早期に上昇させることができる。

#### 【0138】

##### (第8実施形態)

第8実施形態は通常の冷凍サイクルによる冷房運転と、ホットガスヒータサイクルの暖房運転とを切替可能な冷凍サイクル装置を備えた車両用空調装置に関するものであり、ホットガスヒータサイクルの暖房運転に伴う窓ガラスの曇りを、ホットガスヒータサイクルの暖房能力の制限により防止するとともに、この暖房能力の制限を極力減らすことができるようにしている。

40

#### 【0139】

図11は第8実施形態による車両用空調装置の全体構成図であり、図11のホットガスヒータサイクルHは図8の第6実施形態で説明したホットガスヒータサイクルと基本的には同一機能を果たすものであり、図8と同一もしくは均等部分には同一符号を付してある。

#### 【0140】

空調用冷凍サイクルRは後述のように通常の冷房用冷凍サイクルCとホットガスヒータサ

50

イクルHを切替設定できるものであり、圧縮機11は、電磁クラッチ11aを介して水冷式の車両エンジン22により駆動される。圧縮機11の吐出側冷媒通路には圧縮機11の吐出圧を検出する圧力センサ43が設けてある。

【0141】

圧縮機11の吐出側は冷房用電磁弁41aを介して室外熱交換器(凝縮器)13に接続され、この室外熱交換器13の出口側は冷媒の気液を分離して液冷媒を溜める受液器44に接続される。室外熱交換器13は圧縮機11等とともに車両エンジンルームに配置され、電動式の冷却ファン13aにより送風される外気(冷却空気)と熱交換する。

【0142】

そして、受液器44の出口側は温度式膨張弁からなる第1減圧装置14に接続されている。この第1減圧装置14の出口側は逆止弁45を介して室内熱交換器(蒸発器)15に接続されている。室内熱交換器15の出口側はアキュムレータ16を介して圧縮機11の吸入側に接続されている。

10

【0143】

上記した圧縮機11の吐出側から冷房用電磁弁41a 室外熱交換器13 受液器44 第1減圧装置14 逆止弁45 室内熱交換器15 アキュムレータ16を経て圧縮機11の吸入側に戻る閉回路により通常の冷房用冷凍サイクルCが構成される。

【0144】

一方、圧縮機11の吐出側と室内熱交換器15の入口側との間に、室外熱交換器13等をバイパスするホットガスバイパス通路40が設けてあり、このバイパス通路40には暖房用電磁弁41bおよび第2減圧装置42が直列に設けてある。この第2減圧装置42はオリフィス、キャピラリチューブ等の固定絞りで構成することができる。圧縮機11の吐出側から暖房用電磁弁41b 第2減圧装置42 室内熱交換器15 アキュムレータ16を経て圧縮機11の吸入側に戻る閉回路により暖房用のホットガスヒータサイクルHが構成される。

20

【0145】

室内ユニット17は、車室内へ向かって空気が流れる空気通路19を構成する空調ケース18を有し、この空調ケース18において空調用送風機20の上流部には、内気吸入口46からの内気吸入と外気吸入口47からの外気吸入を切り替える内外気切替ドア48が設けられている。なお、内外気切替ドア48は、図示しないリンク機構を介してモータ48a(図12)により駆動される。

30

【0146】

一方、空調ケース18の最も空気下流側には、車両フロント窓ガラスの内面に向けて空調風(主に温風)を吹き出すためのデフロスタ(DEF)吹出口49、車両乗員の頭胸部に向けて空調風(主に冷風)を吹き出すためのフェイス(FACE)吹出口50、車両乗員の足元部に向けて空調風(主に温風)を吹き出すためのフット(FOOT)吹出口51、およびこれらの各吹出口を選択的に開閉する複数個のモード切替ドア52~54が回動可能に設けられている。

【0147】

なお、このモード切替ドア52~54は、図示しないリンク機構を介してモータ55(図12)により駆動される。このモード切替ドア52~54により、フェイス吹出口50のみを開放するフェイス(FACE)モードと、フェイス吹出口50とフット吹出口51の両方を開放するバイレベル(B/L)モードと、フット吹出口51を開放するフット(FOOT)モードと、フット吹出口51とデフロスタ吹出口49を両方とも開放するフットデフ(F/D)モードと、デフロスタ吹出口49を開放するデフロスタ(DEF)モードとを切り替えることができる。

40

【0148】

なお、送風機20は、図示の簡略化のために軸流式で示しているが、実際は、遠心式ファンを持つ送風機であり、この遠心式送風機20はブロワモータ20aにより回転駆動される。なお、本実施形態の遠心式送風機20の送風量は、ブロワモータ20aに印加するブ

50

ロワ制御電圧を調整することにより、0段階（OFF）から32段階まで連続的または段階的に切り替え可能になっている。

【0149】

次に、室内熱交換器（蒸発器）15を通過した空気を再加熱する温水式ヒータコア21および温水弁56は、エンジン22により駆動されるウォータポンプ（図示せず）により温水（冷却水）が循環する温水循環回路57の途中に設置され、これらのエンジン22、温水式ヒータコア21、温水循環回路57および温水弁56によって温水式暖房装置（主暖房装置）が構成される。

【0150】

温水弁56は冷房モードの最大冷房時には閉弁するが、それ以外の時には温水弁56は常に開弁する。そして、温水弁56の開度の調整により温水式ヒータコア21への温水流量を調整して車室内への吹出空気温度を調整できる。本実施形態では、車室内への吹出空気の温度調整手段として、温水式ヒータコア21への温水流量を調整する温水弁56を用いているが、第1実施形態のように冷温風の風量割合を調整して車室内への吹出空気温度を調整するエアミックスドア23を本実施形態の温度調整手段として用いてもよいことはもちろんである。温水弁56はモータ56a（図12）により駆動される。

10

【0151】

図12は本実施形態の電気制御ブロック図であり、エアコンECU25はマイクロコンピュータとその周辺回路から構成され、車室内前部の計器盤周辺に設けられた空調操作パネル31上の各種操作スイッチ32～37からのスイッチ操作信号、およびセンサ群26～30、43からのセンサ検出信号が入力される。そして、ECU25はこれらの入力信号に基づいて所定の演算処理を行い、空調用の各種機器11a、13b、20a、41a、41b、48a、55、56aの作動を制御する。

20

【0152】

なお、空調操作パネル31のエアコンスイッチ32は、冷凍サイクルの圧縮機11の起動または停止を指令するスイッチであり、このエアコンスイッチ32は冷凍サイクルの冷房モードを設定する冷房スイッチの役割を果たす。また、ホットガススイッチ33は、ホットガスヒータサイクルHによる暖房モードを設定する暖房スイッチの役割を果たす。

【0153】

次に、上記構成において第8実施形態の作動を説明する。まず、最初に、冷凍サイクル部分の作動を説明すると、冷房モード時には、ECU25により冷房用電磁弁41aが開状態とされ、暖房用電磁弁41bが閉状態とされる。従って、電磁クラッチ11aが接続状態となり、圧縮機11が車両エンジン22にて駆動されると、圧縮機11の吐出ガス冷媒は開状態の冷房用電磁弁41aを通過して室外熱交換器13に流入する。

30

【0154】

室外熱交換器13では、冷却ファン13aにより送風される外気にて冷媒が冷却されて凝縮する。そして、室外熱交換器13通過後の冷媒は受液器44で気液分離され、液冷媒のみが第1減圧装置14で減圧されて、低温低圧の気液2相状態となる。

【0155】

次に、この低圧冷媒は逆止弁45を通過して室内熱交換器15内に流入して送風機20の送風する空調空気から吸熱して蒸発する。室内熱交換器15で冷却された空調空気は車室内へ吹き出して車室内を冷房する。室内熱交換器15で蒸発したガス冷媒はアキュムレータ16を介して圧縮機11に吸入され、圧縮される。

40

【0156】

冬期の暖房モード時には、ECU25により冷房用電磁弁41aが閉状態とされ、暖房用電磁弁41bが開状態とされ、ホットガスバイパス通路40が開通する。このため、圧縮機11の高温吐出ガス冷媒（過熱ガス冷媒）が開状態の暖房用電磁弁41bを通過して第2減圧装置42で減圧された後、室内熱交換器15に流入する。

【0157】

このとき、逆止弁45はホットガスバイパス通路40からのガス冷媒が第1減圧装置14

50



側へ流れるのを防止する。従って、冷凍サイクルは、圧縮機 1 1 の吐出側 暖房用電磁弁 4 1 b 第 2 減圧装置 4 2 室内熱交換器 1 5 アキュムレータ 1 6 圧縮機 1 1 の吸入側に戻る閉回路（ホットガスヒータサイクル H）にて運転される。

【 0 1 5 8 】

そして、第 2 減圧装置 4 2 で減圧された後の過熱ガス冷媒が室内熱交換器 1 5 にて送風空気に放熱して、送風空気を加熱する。ここで、室内熱交換器 1 5 にてガス冷媒から放出される熱量は、圧縮機 1 1 の圧縮仕事量に相当するものである。このとき、温水式のヒータコア 2 1 に温水弁 5 6 を介して温水を流すことにより、送風空気をヒータコア 2 1 においてさらに加熱することができ、車室内へ温風を吹き出すことができる。室内熱交換器 1 5 で放熱したガス冷媒はアキュムレータ 1 6 を介して圧縮機 1 1 に吸入され、圧縮される。

10

【 0 1 5 9 】

次に、第 8 実施形態による冷凍サイクル制御の具体例を説明する。この冷凍サイクル制御には、冬期の低外気温時における冷房モードと暖房モードとの切替に起因する窓ガラスの曇り止めのための、ホットガスヒータサイクル H の暖房能力制限の制御を含んでいる。

【 0 1 6 0 】

図 1 3 の制御ルーチンは、例えば、車両エンジン 2 2 のイグニッションスイッチ（図示せず）の投入によりスタートするものであり、ステップ S 4 0 0 にてセンサ群 2 6 ~ 3 0、4 3 および空調操作パネル 3 1 の操作スイッチ群 3 2 ~ 3 7 からの信号を読み込む。また、前回の車両エンジン 2 2 の運転時における冷房運転フラグ J を読み込む。

20

【 0 1 6 1 】

ここで、冷房運転フラグ J は、前回の空調運転時（前回の車両エンジン 2 2 の運転時）に冷凍サイクル R が冷房運転したまま停止されると J = 1 となり、一方、前回の空調運転時に冷凍サイクル R が冷房運転していない時は J = 0 となる。また、前回の空調運転時に冷凍サイクル R が冷房運転しても、その後に、ホットガスヒータサイクルによる暖房運転を所定時間 t 0 以上継続して、室内熱交換器 1 5 の表面の凝縮水が蒸発した判定されるときは後述のステップ S 4 9 0 により J = 0 となる。この冷房運転フラグ J の信号は、車両エンジン 2 2 が停止されても E C U 2 5 にて記憶保持され、次回の空調運転時（次回の車両エンジン運転時）にステップ S 4 0 0 にて読み込まれるようになっている。

【 0 1 6 2 】

次に、ステップ S 4 1 0 にて冷房モードが設定されているか判定する。具体的には、空調操作パネル 3 1 のエアコンスイッチ 3 2 の投入有無により冷房モードの設定有無を判定し、同スイッチ 3 2 の投入時はステップ S 4 1 0 の判定が Y E S となり、ステップ S 4 2 0 にて冷凍サイクル R を通常の冷房用冷凍サイクル C にて運転させる。すなわち、電磁クラッチ 1 1 a を O N し、圧縮機 1 1 を作動させ、かつ、冷房用電磁弁 4 1 a を開、暖房用電磁弁 4 1 b を閉の状態にして、前述の冷房モード状態で冷凍サイクル R を運転させる。これにより、室内熱交換器 1 5 が蒸発器となって、送風空気を冷却する。次のステップ S 4 3 0 では冷房モードの設定によりフラグ J = 1 にする。

30

【 0 1 6 3 】

一方、冷房モードを設定していないとき（エアコンスイッチ 3 2 のオフ時）はステップ S 4 1 0 の判定が N O となり、ステップ S 4 4 0 に進み、ホットガスヒータサイクル H による暖房モードが設定されているか判定する。この判定は具体的にはホットガススイッチ 3 3 の投入有無により行う。同スイッチ 3 3 の投入時はステップ S 4 4 0 の判定が Y E S となり、次のステップ S 4 5 0 にて冷房運転フラグ J = 0 か判定する。

40

【 0 1 6 4 】

冷房運転フラグ J = 0 であるときは、前回の空調運転時に冷房運転をしていないとき、あるいは、冷房運転をしてもその後のホットガスヒータサイクル H による暖房運転のために、室内熱交換器 1 5 表面に凝縮水が付着していない状態であるから、ホットガスヒータサイクル H による暖房運転をしても室内熱交換器 1 5 表面での凝縮水の再蒸発が発生せず、窓ガラスの曇りの心配がないことを意味する。

50

## 【 0 1 6 5 】

そこで、冷房運転フラグ J = 0 であるときは、窓ガラスの曇りの心配がないため、次のステップ 4 6 0 に進み、ホットガスヒータサイクル H による暖房モードを最大能力にて運転する。

## 【 0 1 6 6 】

図 1 4 は上記ステップ 4 6 0 によるホットガスヒータ暖房モードの最大能力運転の具体例を示すもので、先ず、ステップ S 4 6 0 0 にてフラグ I = 0 に初期化する。次に、ステップ S 4 6 0 1 にて外気温が第 1 所定値（例えば、 $10^{\circ}\text{C}$ ）以下であるか判定する。外気温が第 1 所定値以下のときは、ステップ S 4 6 0 2 にてエンジン水温が所定値（例えば、 $80^{\circ}\text{C}$ ）以下であるか判定する。

10

## 【 0 1 6 7 】

エンジン水温が所定値以下のときは、次に、ステップ S 4 6 0 3 にて冷房用冷房用電磁弁 4 1 a を閉、暖房用暖房用電磁弁 4 1 b を開の状態（暖房モードの状態）にする。次に、ステップ S 4 6 0 4 にてフラグ I = 0 か判定する。ホットガススイッチ 3 3 の投入後の最初（1 回目）の判定であれば、フラグ I = 0 であるので、ステップ S 4 6 0 5 に進み、圧縮機 1 1 の吐出圧 P d が第 1 所定値（例えば、 $20\text{ kg / cm}^2\text{ G}$ ）以下であるか判定する。

## 【 0 1 6 8 】

吐出圧 P d が第 1 所定値以下であれば、ステップ S 4 6 0 6 に進み、電磁クラッチ 1 1 a を ON し、圧縮機 1 1 を作動させる。これに対し、上記ステップ S 4 6 0 5 において圧縮機 1 1 の吐出圧 P d が第 1 所定値より高いときはステップ S 4 6 0 7 に進み、電磁クラッチ 1 1 a を OFF して、圧縮機 1 1 を停止するとともに、フラグ I = 1 にする。

20

## 【 0 1 6 9 】

ここで、本例においては、圧縮機 1 1 の吐出圧 P d に基づいて圧縮機 1 1 の作動を断続することにより、ホットガスヒータサイクルによる暖房モードの能力を制御するようになっている。そこで、圧縮機 1 1 の吐出圧 P d が第 1 所定値を越えると暖房能力の制御およびサイクル高圧の異常上昇防止のために圧縮機 1 1 を停止する。

## 【 0 1 7 0 】

そして、ステップ S 4 6 0 7 にてフラグ I = 1 にするので、次のステップ S 4 6 0 4 における判定が NO となって、ステップ S 4 6 0 8 に進み、圧縮機 1 1 の吐出圧 P d が第 2 所定値（例えば、 $2\text{ kg / cm}^2\text{ G}$ ）以下であるか判定する。圧縮機 1 1 の吐出圧 P d が第 2 所定値以下に低下するまでは、ステップ S 4 6 0 8 からステップ S 4 6 0 9 に進み、電磁クラッチ 1 1 a の OFF 状態（圧縮機 1 1 の停止状態）を保持する。

30

## 【 0 1 7 1 】

そして、圧縮機 1 1 の停止により吐出圧 P d が第 2 所定値以下に低下すると、ステップ S 4 6 0 8 からステップ S 4 6 1 0 に進み、電磁クラッチ 1 1 a を ON して圧縮機 1 1 を作動状態に復帰させるとともに、フラグ I = 0 にする。これにより、ステップ S 4 6 0 4 からステップ S 4 6 0 5、S 4 6 0 6 に進み、吐出圧 P d が第 1 所定値を越えるまで、圧縮機 1 1 の作動状態を保持する。

## 【 0 1 7 2 】

なお、ステップ S 4 6 0 1 の判定で外気温が  $10^{\circ}\text{C}$  を上回るとき、およびステップ S 4 6 0 2 でエンジン水温が  $80^{\circ}\text{C}$  を上回るときは、ホットガスヒータサイクルによる暖房モードの必要がないときであるので、ステップ S 4 6 1 1 に進み、暖房用電磁弁 4 1 b を閉の状態にし、ステップ S 4 6 1 2 にて電磁クラッチ 1 1 a を OFF して、圧縮機 1 1 を停止する。

40

## 【 0 1 7 3 】

また、ホットガスヒータサイクルによる暖房モード時には外気温が  $10^{\circ}\text{C}$  以下の低温域にあるため、圧縮機 1 1 の停止により吐出圧 P d が急速に低下するので、吐出圧 P d に対する圧縮機停止用の第 1 所定値（例えば、 $20\text{ kg / cm}^2\text{ G}$ ）と、圧縮機作動復帰用の第 2 所定値（例えば、 $2\text{ kg / cm}^2\text{ G}$ ）との間に大きな圧力差（ヒステリシス）を設定

50

して、圧縮機 11 の頻繁な断続（ハンチング）を抑えるようにしている。

【0174】

次に、図 13 の制御ルーチンにおいてステップ S 450 の判定が NO である時（冷房運転フラグ J = 1 である時）は、前回の空調運転時に冷房運転をしているので、室内熱交換器 15 表面に凝縮水が付着しており、従って、ホットガスヒータサイクル H による暖房運転でもって、室内熱交換器 15 表面での凝縮水の再蒸発が起こり、窓ガラスの曇りが発生する可能性がある。

【0175】

この場合は先ず、ステップ S 455 に進み、ホットガス暖房モードの起動後の経過時間 t が所定時間 t0 以上経過したか判定する。

10

【0176】

ここで、所定時間 t0 は、ホットガス暖房モードにおいて室内熱交換器 15 の放熱により室内熱交換器 15 表面の凝縮水の蒸発を完了させるに必要なホットガス暖房作動時間であり、予め、実験等により求めた一定値とすることができる。しかし、室内熱交換器 15 表面の凝縮水の付着量は実際には前回の冷房運転時間が長い程多くなり、また、前回の冷房運転停止から今回のホットガス暖房モードの起動（車両エンジン 22 の起動）までの時間が短い程多くなる。それ故、上記のホットガス暖房必要作動時間 t0 は、前回の冷房運転時間が長い程、また、前回の冷房運転停止から今回のホットガス暖房モードの起動（車両エンジン 22 の起動）までの時間が短い程、長くなるように決定することが好ましい。

【0177】

図 15 はホットガス暖房必要作動時間 t0 を決定する特性図であり、1 は前回の冷房運転停止から今回のホットガス暖房モードの起動までの時間 t1 が 2 時間以下の特性であり、2 は時間 t1 が 2 時間を超えて 5 時間以下の特性であり、3 は時間 t1 が 5 時間を超えて 10 時間以下の特性である。

20

【0178】

図 13 のステップ S 455 にて、ホットガス暖房モードの起動後の経過時間 t が所定時間 t0 未満であると判定されると、ステップ S 470 に進みホットガス暖房モードの運転を行う。このステップ S 470 によるホットガス暖房モードは、窓ガラスの曇り発生の可能性があるため、曇り止めのための暖房能力制限の制御を含むものである。

【0179】

図 16 は上記ステップ S 470 による具体的制御例を示すものであり、先ず、ステップ S 4700 にてフラグ I = 0 に初期化する。次に、ステップ S 4701 にて外気温が第 1 所定値（例えば、10 °C）以下であるか判定する。外気温が第 1 所定値以下のときは、ステップ S 4702 にて冷房用冷房用電磁弁 41a を閉、暖房用暖房用電磁弁 41b を開の状態（暖房モードの状態）にする。次に、ステップ S 4703 にてエンジン水温が所定値（例えば、40 °C）以下であるか判定する。

30

【0180】

このステップ S 4703 の判定は、窓ガラスが曇る状況にあるかどうかを判定する。すなわち、車両の窓ガラスの温度が低くなる程、車室内空気が窓ガラスに触れたときに露点温度に達する絶対湿度が小さくなり、曇りやすくなる。このことから、窓ガラスの温度の高低に基づいて窓ガラスが曇るかどうかを判定することができる。

40

【0181】

車両用空調装置では、温水式ヒータコア 21 に導入されるエンジン水温により車室内への吹出空気温度（デフロスタ吹出空気温度）が変動するので、エンジン水温と窓ガラスの温度との間には相関関係がある。そこで、本例では、エンジン水温 TW が所定値（例えば、40 °C）未満であれば、窓ガラス温度が低いため、窓ガラスが曇ると判定し、これに反し、エンジン水温 TW が所定値（例えば、40 °C）以上になれば、車室内への吹出空気温度の上昇、ひいては窓ガラス温度の上昇により窓ガラスが曇らないと判定する。

【0182】

上記ステップ S 4703 にてエンジン水温 TW が所定値（例えば、40 °C）未満である

50

と判定されたときは窓ガラスが曇る状況にあるので、以下に述べる曇り止めのための暖房能力制限の制御を行う。

【0183】

まず、ステップS4704にてフラグI = 0か判定する。ホットガススイッチ33の投入後の最初(1回目)の判定であれば、フラグI = 0であるので、ステップS4705に進み、圧縮機10の吐出圧Pdが第1所定値(例えば、20 kg/cm<sup>2</sup> G)以下であるか判定する。

【0184】

吐出圧Pdが第1所定値以下であれば、ステップS4706に進み、外気温が第2所定値(例えば、0°C)以上であるか判定する。外気温が第2所定値以上であるときは、ステップS4707にて室内熱交換器(蒸発器)15の温度(具体的には室内熱交換器吹出温度)Teが第1所定値より低いと判定する。ここで、第1所定値は、本例では、外気温 + 5°Cに設定している。

10

【0185】

そして、室内熱交換器温度Teが第1所定値より低いときはステップS4708に進み、電磁クラッチ11aをONし、圧縮機11を作動させる。これに対し、室内熱交換器温度Teが第1所定値より高いときはステップS4707に進み、電磁クラッチ11aをOFFし、圧縮機11を停止させる。これと同時に、フラグI = 1にする。

【0186】

また、上記のステップS4706にて外気温が第2所定値より低いときはステップS4710に進み、室内熱交換器温度Teが第2所定値より低いと判定する。ここで、第2所定値は、本例では、0°Cに設定している。そして、室内熱交換器温度Teが第2所定値より低いときはステップS4711に進み、電磁クラッチ11aをONし、圧縮機11を作動させる。これに対し、室内熱交換器温度Teが第2所定値より高いときはステップS4712に進み、電磁クラッチ11aをOFFし、圧縮機11を停止させる。

20

【0187】

一方、上記ステップS4705において圧縮機11の吐出圧Pdが第1所定値より高いときはステップS4709に進み、電磁クラッチ11aをOFFして、圧縮機11を停止するとともに、フラグI = 1にする。

【0188】

そして、ステップS4709にてフラグI = 1になると、次のステップS4704における判定がNOとなって、ステップS4713に進み、圧縮機11の吐出圧Pdが第2所定値(例えば、2 kg/cm<sup>2</sup> G)以下であるか判定する。圧縮機11の吐出圧Pdが第2所定値以下に低下するまでは、ステップS4713からステップS4714に進み、電磁クラッチ11aのOFF(圧縮機11の停止)状態を保持する。

30

【0189】

そして、圧縮機11の停止により吐出圧Pdが第2所定値以下に低下すると、ステップS4713からステップS4715に進み、電磁クラッチ11aをONして圧縮機11を作動状態に復帰させるとともに、フラグI = 0にする。これにより、ステップS4704からステップS4705に進み、吐出圧Pdが第1所定値を越えるまで、圧縮機11の作動状態を保持する。

40

【0190】

なお、ステップS4701の判定で外気温が10°Cを上回るときは、ホットガスヒータサイクルによる暖房モードの必要がないときであるので、ステップS4716に進み、暖房用電磁弁41bを閉状態にし、ステップS4714にて電磁クラッチ11aをOFFして、圧縮機11を停止する。

【0191】

一方、ステップS4703において、エンジン水温が40°Cを超えるときは窓ガラスが曇らない状況にあるので、図14と同様に、ホットガス暖房モードを最大能力で運転する。すなわち、エンジン水温が40°Cを超えるときはステップS4703の判定がNOとなり

50

、ステップS 4 7 1 7 ~ S 4 7 2 3にて、圧縮機 1 1の吐出圧 P dのみに応じて、圧縮機 1 1の作動を断続して、暖房モードの能力を制御する。

【 0 1 9 2 】

この暖房モードの能力制御は、図 1 4のステップS 4 6 0 5 ~ S 4 6 1 0の能力制御と同じであり、室内熱交換器温度 T eを制限する制御を行わないので、ホットガス暖房モードを最大能力で運転することになる。

【 0 1 9 3 】

以上のように、図 1 6では、暖房モード時に圧縮機 1 1の作動を断続制御して室内熱交換器 1 5の温度を制限する能力制限の制御と、室内熱交換器温度 T eを制限しない最大能力運転の制御とを包含しており、これをまとめると次のようになる。

10

【 0 1 9 4 】

( 1 ) エンジン水温が 4 0 以下であり、窓ガラスが曇る可能性がある時  
1 0 ° C 外気温 1 0 ° C であるとき

このときは、ステップS 4 7 0 7、S 4 7 0 8、S 4 7 0 9により、室内熱交換器温度が外気温 + 5 ° Cとなるように圧縮機 1 1の作動を断続制御している。これにより、以下の理由から車両窓ガラスでの曇り発生を良好に防止できる。

【 0 1 9 5 】

すなわち、冬期暖房時には、窓ガラスの曇り止めのために、通常、外気が空調ケース 1 8内に導入され、外気が室内熱交換器 1 5を通過するのであるが、室内熱交換器 1 5の温度を外気温より少し高めの温度(外気温 + 5 ° C)以下に制御することにより、導入外気は室内熱交換器 1 5にて若干量(+ 5 ° C)の温度だけ上昇することになり、従って、導入外気の相対湿度低下は僅少である。そのため、室内熱交換器 1 5にて凝縮水が再蒸発するのを抑制できる。

20

【 0 1 9 6 】

そして、車両窓ガラスは外気に直接接しているのもので、その温度は外気温と同等ないしは若干高めの温度になっている。従って、室内熱交換器 1 5の温度を外気温より少し高めの温度(外気温 + 5 ° C)に制御すれば、暖房用ヒータコア 2 1の下流側に設けられたデフロスタ吹出口 4 9から車両窓ガラスに向かって吹き出した空気が車両窓ガラスに接触して車両窓ガラスと同程度の温度まで冷却されても飽和状態に到達せず、車両窓ガラスの表面で結露することはない。

30

【 0 1 9 7 】

また、空調ケース 1 8内に外気を導入して暖房モードを実行する場合に、外気温が 0 ° C以上に上昇することに伴って、室内熱交換器 1 5の温度を外気温 + 5 ° Cに制御することにより、この + 5 ° Cの温度上昇分だけ、暖房用ヒータコア 2 1の暖房負荷を低減でき、車室内暖房効果を向上できる。

【 0 1 9 8 】

2 外気温 0 ° C であるとき

このときは、ステップS 4 7 1 0、S 4 7 1 1、S 4 7 1 2により、室内熱交換器温度が 0 ° Cとなるように圧縮機 1 1の作動を断続制御している。従って、室内熱交換器 1 5で凍結した凝縮水が融解し、蒸発するのを防止できるので、凝縮水の蒸発による車両窓ガラスの曇り発生を防止できる。

40

【 0 1 9 9 】

また、寒冷地では外気温度 = - 3 0 ° C ~ - 2 0 ° C 程度の極低温時に暖房モードが使用されるので、このような場合には、ホットガスヒータサイクルによる暖房モードの実行により、空調ケース 1 8内への導入外気を - 3 0 ° C ~ - 2 0 ° C から室内熱交換器 1 5におけるガス冷媒の放熱により 0 ° C まで温度上昇するので、この温度上昇分だけ、車室内暖房効果を向上できる。

【 0 2 0 0 】

( 2 ) エンジン水温が 4 0 を超え、窓ガラスが曇らない時  
ステップS 4 7 1 7 ~ S 4 7 2 3にて、圧縮機 1 1の吐出圧 P dのみに応じて、圧縮機 1

50

1の作動を断続して、暖房モードの能力を制御する。これにより、室内熱交換器温度 $T_e$ を制限しない最大能力の暖房モード運転を行う。

【0201】

再び、図13において、ステップS455にてホットガス暖房モードの起動後の経過時間 $t$ が所定時間 $t_0$ 以上経過したと判定されると、ステップS490に進み、冷房運転フラグ $J=0$ にする。これにより、以後、ステップS450の判定が常にYESとなり、ステップS460によるホットガス暖房モードの最大能力運転を行う。

【0202】

なお、ホットガス暖房モードを設定していないときはステップS440の判定がNOとなり、ステップS500にてホットガス暖房モードを停止状態、すなわち、暖房用電磁弁41bを閉状態とし、電磁クラッチ11aをOFFして圧縮機11を停止状態とする。

10

【0203】

第8実施形態において、ホットガス暖房モードの経過時間 $t_1$ が所定時間 $t_0$ に達する前に車両エンジン22が停止した場合には、室内熱交換器15の凝縮水が完全に蒸発する前にホットガス暖房モードが強制的に停止される。従って、この場合は、ホットガス暖房モードの経過時間 $t_1$ が短い程、所定時間 $t_0$ を長くするように補正してもよい。

【0204】

(他の実施形態)

なお、上記第1～第5実施形態では、圧縮機11を電動圧縮機として、圧縮機11の回転数制御により室内熱交換器44の吹出温度 $T_e$ を制御する例を説明したが、第6、第7実施形態と同様に圧縮機11を電磁クラッチを介して車両エンジン22により駆動し、圧縮機11の作動を電磁クラッチにより断続することにより室内熱交換器44の吹出温度 $T_e$ を制御してもよい。

20

【0205】

また、圧縮機11がその吐出容量を変更可能な可変容量型圧縮機である場合には圧縮機11の吐出容量制御により室内熱交換器44の吹出温度 $T_e$ を制御してもよい。

【0206】

また、減圧装置14の開度を電氣的に制御し、この減圧装置14の開度制御により暖房時の高圧側圧力を調整して室内熱交換器44の冷媒温度を調整し、これにより、室内熱交換器44の吹出温度 $T_e$ を制御してもよい。

30

【0207】

また、室内熱交換器44の吹出温度 $T_e$ の代わりに室内熱交換器44のフィン表面温度等を検出して、室内熱交換器44の温度を制御するようにしてもよい。

【0208】

また、第1～第5実施形態では、ヒータコア21に車両エンジン21からの温水が循環する場合について説明したが、燃料電池搭載車において燃料電池の冷却水(温水)をヒータコア21に循環させてもよい。

【0209】

なお、上記の各実施形態では、エアコン(冷房)スイッチ32(図1)の投入により冷房モードを設定し、暖房スイッチ33(図1)の投入により暖房モードを設定するマニュアル設定方式について説明したが、空調用電子制御装置25により車室内温度を自動制御する場合には、車室の熱負荷条件と設定温度に基づいて目標吹出温度を算出し、車室内への吹出空気温度が目標吹出温度となるようにエアミックスドア23等の温度調整手段を制御する。従って、上記目標吹出温度が所定温度以上である領域で暖房モードを自動設定し、上記目標吹出温度が所定温度以下である領域で冷房モードを自動設定するようにしてもよい。

40

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態の全体構成図である。

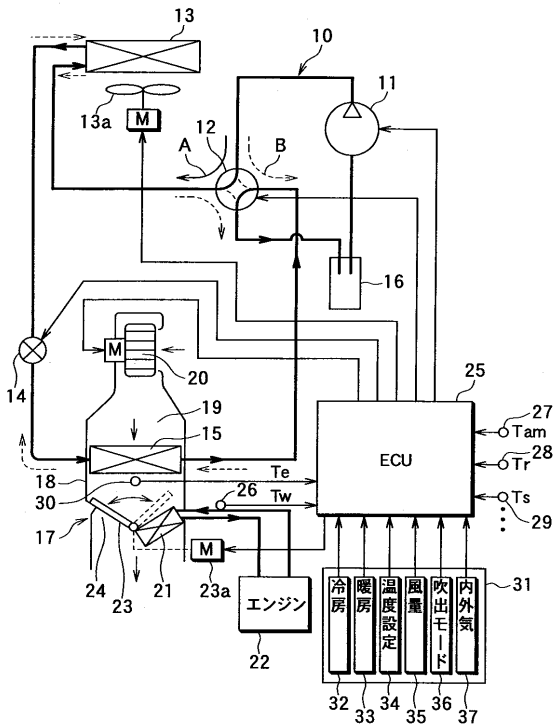
【図2】第1実施形態の制御フローチャートである。

【図3】第1実施形態において温水温度の判定温度を外気温補正する場合の特性図である

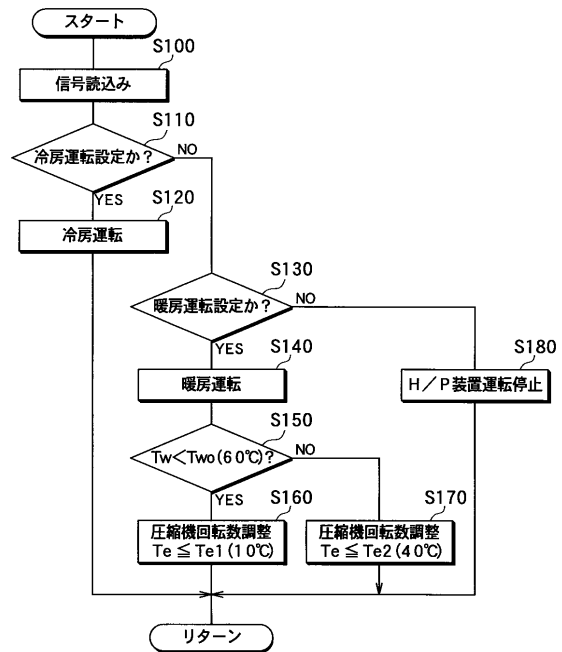
50

- 。 【図4】第2実施形態の制御フローチャートである。
- 【図5】第3実施形態の制御フローチャートである。
- 【図6】第4実施形態の制御フローチャートである。
- 【図7】第5実施形態の制御フローチャートである。
- 【図8】第6実施形態の全体構成図である。
- 【図9】第6実施形態で用いるホットガスヒータサイクルとヒートポンプ装置による圧縮機動力の説明図である。
- 【図10】第6実施形態の制御フローチャートである。
- 【図11】第8実施形態の全体構成図である。
- 【図12】第8実施形態の電気制御ブロック図である。
- 【図13】第8実施形態の制御フローチャートである。
- 【図14】図13のステップ460の具体例を示す制御フローチャートである。
- 【図15】第8実施形態の制御特性図である。
- 【図16】図13のステップ470の具体例を示す制御フローチャートである。
- 【符号の説明】
- 10 ... ヒートポンプ装置、 15 ... 室内熱交換器、 18 ... 空調ケース、
- 21 ... ヒータコア。

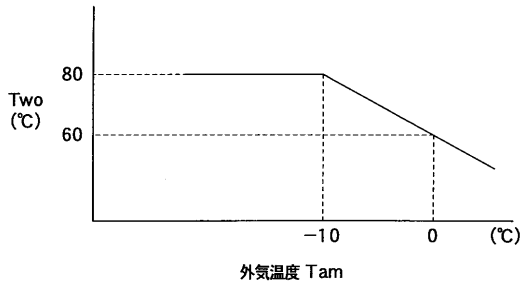
【図1】



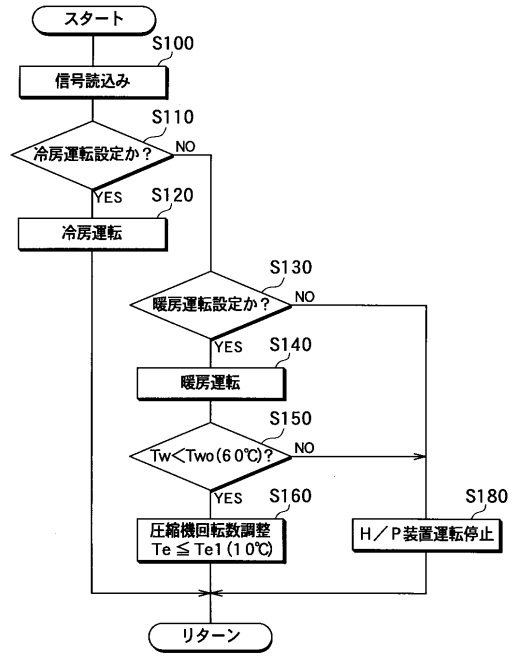
【図2】



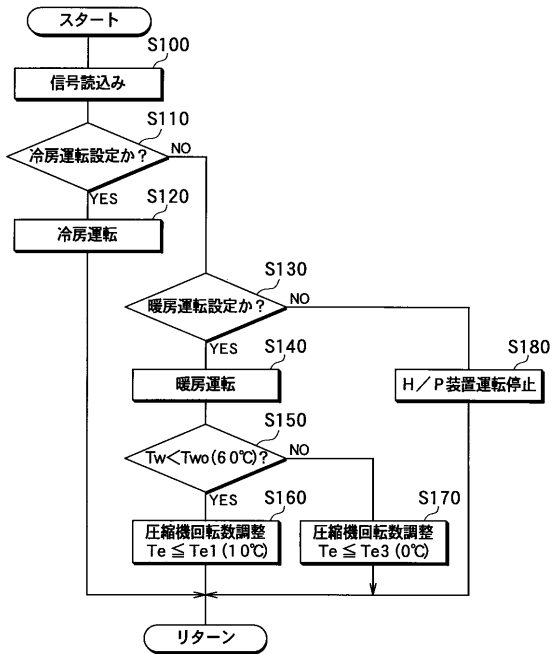
【図3】



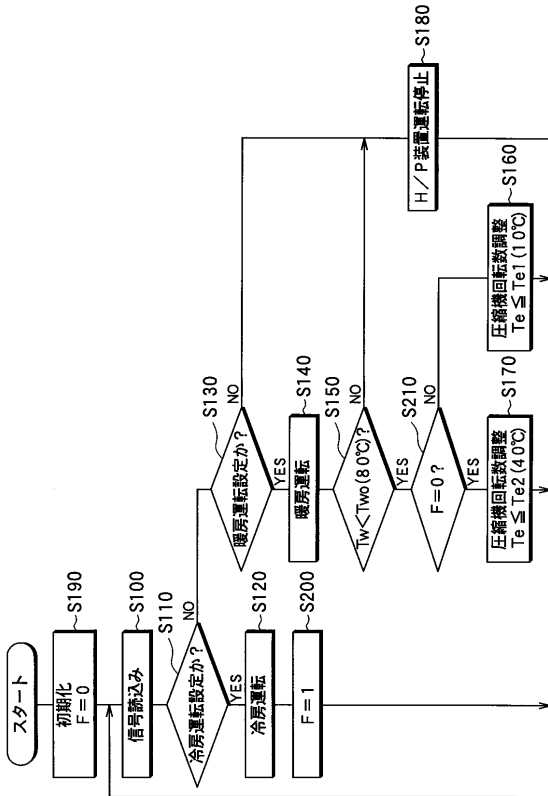
【図4】



【図5】

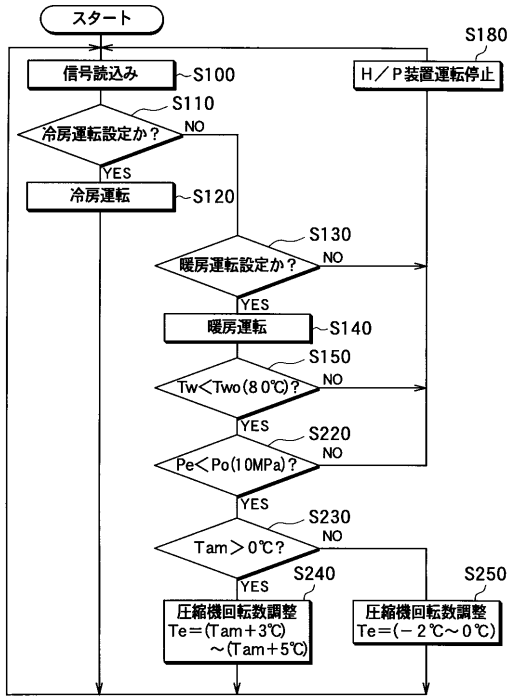


【図6】

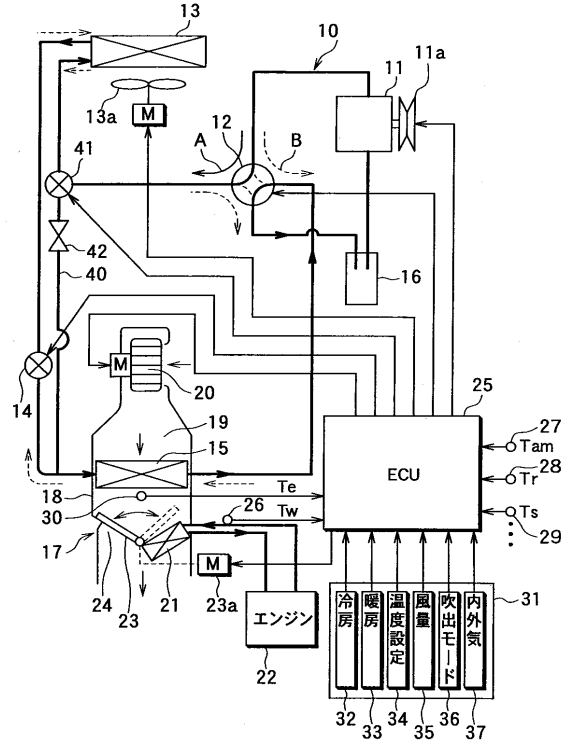




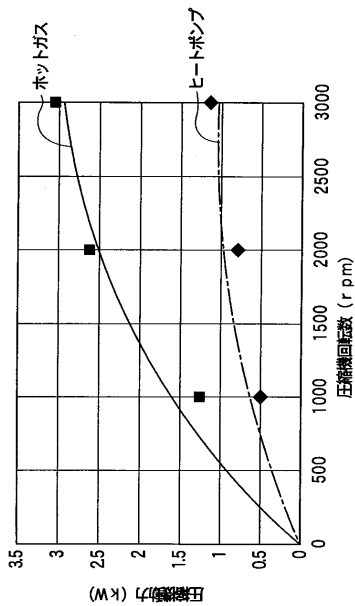
【図7】



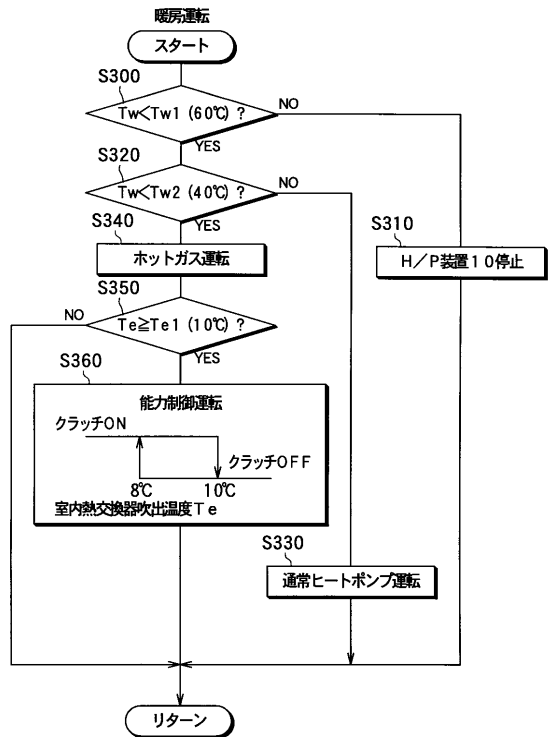
【図8】



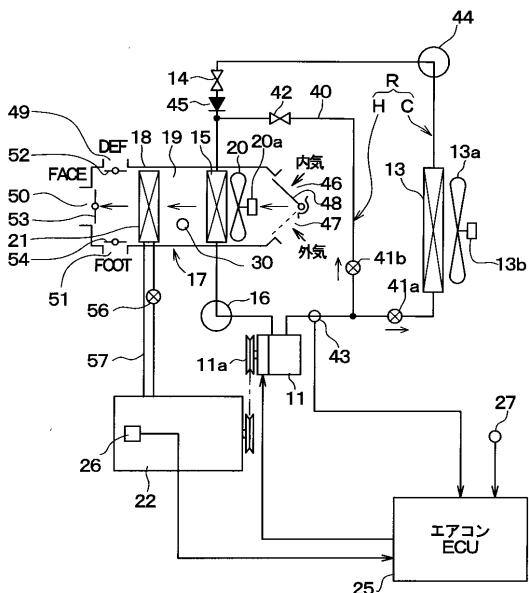
【図9】



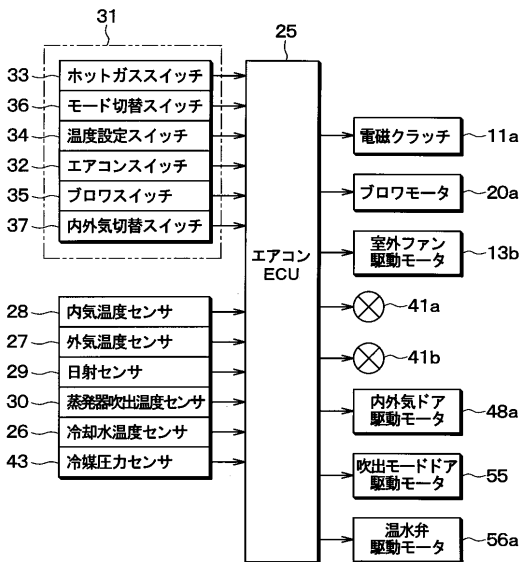
【図10】



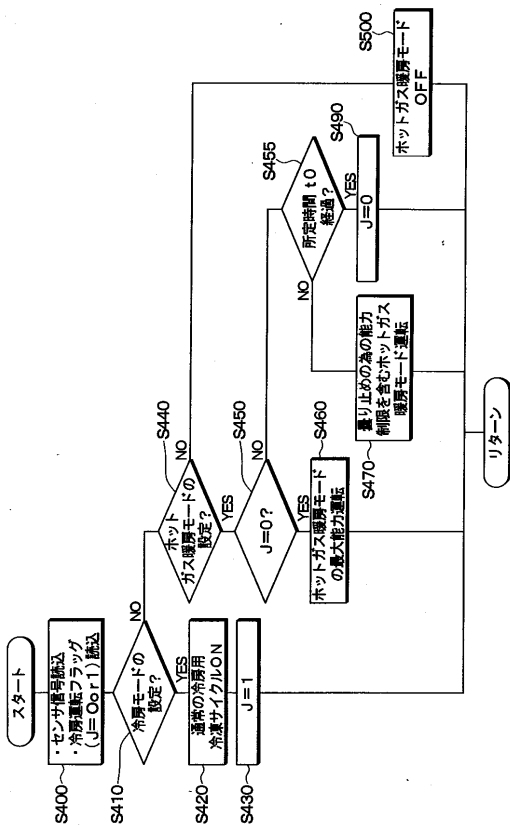
【図11】



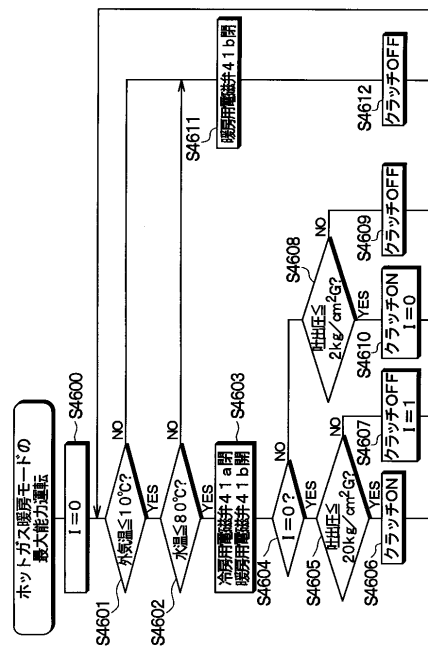
【図12】



【図13】



【図14】





## フロントページの続き

- (72)発明者 戸松 義貴  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
- (72)発明者 伊藤 誠司  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
- (72)発明者 山口 素弘  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
- (72)発明者 井澤 聡  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
- (72)発明者 高野 義昭  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
- (72)発明者 清水 俊孝  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

審査官 田中 一正

- (56)参考文献 特開平08-258545(JP,A)  
特開2000-219034(JP,A)  
特開平07-266862(JP,A)

## (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60H 1/22  
B60H 1/00  
F25B 13/00