

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4147930号
(P4147930)

(45) 発行日 平成20年9月10日 (2008. 9. 10)

(24) 登録日 平成20年7月4日 (2008. 7. 4)

(51) Int. Cl.

F 1

F 2 5 B 47/02 (2006. 01)

F 2 5 B 47/02 5 1 O K

B 6 O H 1/22 (2006. 01)

F 2 5 B 47/02 5 7 O H

F 2 5 B 1/00 (2006. 01)

B 6 O H 1/22 6 5 1 C

F 2 5 B 1/00 3 9 6 Z

請求項の数 3 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2002-366793 (P2002-366793)
 (22) 出願日 平成14年12月18日 (2002. 12. 18)
 (65) 公開番号 特開2004-198027 (P2004-198027A)
 (43) 公開日 平成16年7月15日 (2004. 7. 15)
 審査請求日 平成17年2月4日 (2005. 2. 4)

(73) 特許権者 000004260
 株式会社デンソー
 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地
 (74) 代理人 100100022
 弁理士 伊藤 洋二
 (74) 代理人 100108198
 弁理士 三浦 高広
 (74) 代理人 100111578
 弁理士 水野 史博
 (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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 蒸気圧縮式冷凍機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍機であって、

低温側雰囲気である室外の空気中に配置され、冷媒と雰囲気とを熱交換させる低温側熱交換器 (3) と、

高温側に配置され、冷媒と水とを熱交換させる高温側熱交換器 (2) と、

前記低温側熱交換器 (3) と前記高温側熱交換器 (2) との間で冷媒を循環させるポンプ手段 (1) と、

前記低温側熱交換器 (3) の表面に霜が発生し得る状況にあるか否か判定する着霜予測手段と、

前記着霜予測手段により前記低温側熱交換器 (3) の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときに、前記ポンプ手段 (1) の作動を制御する着霜判定時ポンプ制御手段とを備え、

前記高温側熱交換器 (2) にて熱交換した水は、室内に吹き出す空気を加熱する熱源として用いられ、

前記着霜予測手段は、前記低温側熱交換器 (3) から流出する冷媒の温度 (T H O) が、前記室外空気の相対湿度および前記室外空気の温度から算出される前記室外空気の露点温度 (T f) 未満であるときであって、かつ、前記低温側熱交換器 (3) から流出する冷媒の温度 (T H O) が水の凝固点以下であるときに、前記低温側熱交換器 (3) の表面に霜が発生し得る状況にあると判定し、

前記着霜予測手段により前記低温側熱交換器（３）の表面に霜が発生し得る状況にないと判定されたときには、前記ポンプ手段（１）の目標回転数（ＩＶＯ）は、前記高温側熱交換器（２）にて加熱された水の温度が目標吹出温度（ＴＡＯ）に基づいて算出された目標水温（ＴＷＯ）となるような値に決定され、

前記目標吹出温度（ＴＡＯ）は、前記室外空気の温度、前記室内空気の温度、前記室内に注がれる日射量および前記室内の設定温度に基づいて算出されており、

前記着霜予測手段により前記低温側熱交換器（３）の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときには、前記着霜判定時ポンプ制御手段が、前記着霜予測手段により前記低温側熱交換器（３）の表面に霜が発生し得る状況にあると判定される前の目標回転数（ＩＶＯ）から予め定めた所定値（ β ）を減算した値に、前記目標回転数（ＩＶＯ）を変更することを特徴とする蒸気圧縮式冷凍機。

10

【請求項２】

冷媒として二酸化炭素が用いられていることを特徴とする請求項１に記載の蒸気圧縮式冷凍機。

【請求項３】

高压側の冷媒圧力を冷媒の臨界圧力以上まで上昇させることを特徴とする請求項１または２に記載の蒸気圧縮式冷凍機。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

20

本発明は、蒸気圧縮式冷凍機に関するもので、高压（高温）側で発生する温熱を利用する空調装置や給湯器等に用いて有効である。

【０００２】

【従来の技術】

蒸気圧縮式冷凍機では、低温（低压）側の熱交換器にて冷媒を蒸発させて吸熱して冷熱を生成し、高温（高压）側の熱交換器にて低温側熱交換器にて吸熱した熱量、及びポンプ手段をなす圧縮機の圧縮仕事相当の熱量を放熱して温熱を生成している。

【０００３】

しかし、低温側熱交換器の温度は雰囲気温度より低いため、低温側熱交換器の表面に霜が発生（着霜）してしまう。

30

【０００４】

そこで、従来は、低温側熱交換器の雰囲気温度（雰囲気の乾球温度）と低温側熱交換器から流出する冷媒の温度とに基づいて低温側熱交換器の表面に霜が発生したか否かを判定し、霜が発生したことを判定したときには、圧縮機から吐出した高温の冷媒を低温側熱交換器に流入させることにより低温側熱交換器を内側から加熱して低温側熱交換器の表面に発生した霜を除去していた（例えば、特許文献１参照）。

【０００５】

【特許文献１】

特開２００２－１７４４７４号公報

【０００６】

40

【発明が解決しようとする課題】

ところで、低温側熱交換器の表面に発生する霜は、低温側熱交換器の表面に発生した凝縮水が凝固した（凍った）ものであるもので、雰囲気温度が水の凝固点以下であっても、凝縮水が発生しなければ霜は発生しない。逆に、低温側熱交換器の表面に凝縮水が発生しても、雰囲気温度が凝固点より高いときには、霜は発生しない。

【０００７】

したがって、低温側熱交換器の雰囲気温度及び低温側熱交換器から流出する冷媒の温度のみから低温側熱交換器の表面に霜が発生し得るか否かを予測することはできない。このため、特許文献１に記載の検出方法にて着霜を判定したときには、既に低温側熱交換器の表面に多量の霜が着霜してしまっているおそれが高い。

50

【0008】

本発明は、上記点に鑑み、第1には、従来と異なる新規な蒸気圧縮式冷凍機を提供し、第2には、低温側熱交換器の表面に多量の霜が着霜してしまう前に着霜を判定することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上記目的を達成するために、請求項1に記載の発明では、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍機であって、低温側雰囲気である室外の空気中に配置され、冷媒と雰囲気とを熱交換させる低温側熱交換器(3)と、高温側に配置され、冷媒と水とを熱交換させる高温側熱交換器(2)と、低温側熱交換器(3)と高温側熱交換器(2)との間で冷媒を循環させるポンプ手段(1)と、低温側熱交換器(3)の表面に霜が発生し得る状況にあるか否かを判定する着霜予測手段と、着霜予測手段により低温側熱交換器(3)の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときに、ポンプ手段(1)の作動を制御する着霜判定時ポンプ制御手段とを備え、

高温側熱交換器(2)にて熱交換した水は、室内に吹き出す空気を加熱する熱源として用いられ、着霜予測手段は、低温側熱交換器(3)から流出する冷媒の温度(T_{HO})が、室外空気の相対湿度および室外空気の温度から算出される室外空気の露点温度(T_f)未満であるときであって、かつ、低温側熱交換器(3)から流出する冷媒の温度(T_{HO})が水の凝固点以下であるときに、低温側熱交換器(3)の表面に霜が発生し得る状況にあると判定し、

着霜予測手段により低温側熱交換器(3)の表面に霜が発生し得る状況にないと判定されたときには、ポンプ手段(1)の目標回転数(I_{VO})は、高温側熱交換器(2)にて加熱された水の温度が目標吹出温度(T_{AO})に基づいて算出された目標水温(T_{WO})となるような値に決定され、目標吹出温度(T_{AO})は、室外空気の温度、室内空気の温度、室内に注がれる日射量および室内の設定温度に基づいて算出されており、着霜予測手段により低温側熱交換器(3)の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときには、着霜判定時ポンプ制御手段が、着霜予測手段により低温側熱交換器(3)の表面に霜が発生し得る状況にあると判定される前の目標回転数(I_{VO})から予め定めた所定値(β)を減算した値に、目標回転数(I_{VO})を変更することを特徴とする。

【0010】

これにより、低温側熱交換器の雰囲気温度及び低温側熱交換器から流出する冷媒の温度のみから低温側熱交換器の表面に霜が発生し得るか否かを予測する手法に比べて、低温側熱交換器の表面に多量の霜が着霜してしまう前に着霜を判定することができ得る

【0014】

さらに、吸熱効率が大きく低下することを抑制しながら、除霜運転が行われる頻度を低減することができるので、蒸気圧縮式冷凍機の運転効率を向上させることができる。

【0015】

請求項2に記載の発明では、冷媒として二酸化炭素が用いられていることを特徴とするものである。

【0016】

請求項3に記載の発明では、高压側の冷媒圧力を冷媒の臨界圧力以上まで上昇させることを特徴とするものである。

【0020】

因みに、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一例である。

【0021】

【発明の実施の形態】

(第1実施形態)

本実施形態は、本発明に係る蒸気圧縮式冷凍機を、二酸化炭素を冷媒とする電気自動車用の空調装置に適用したものであって、図1は本実施形態に係る車両用空調装置の模式図で

ある。

【0022】

なお、本実施形態に係る電気自動車は、酸素と水素とを化学反応させることにより発電する燃料電池（ＦＣスタック）２０から走行用電動モータ（図示せず。）に電力を供給するものであり、ラジエータ２１は燃料電池２０を加熱又は冷却するための冷却水と外気とを熱交換して冷却水を冷却する熱交換器であり、ポンプ２２は冷却水を循環させる電動ポンプである。

【0023】

圧縮機１は冷媒を吸入圧縮するポンプ手段であり、本実施形態では、インバータ制御方式の電動圧縮機を採用している。第１室外熱交換器２は圧縮機１から吐出した冷媒と燃料電池２０から流出した冷却水とを熱交換する熱交換器であり、第２室外熱交換器３は冷媒と室外空気とを熱交換する熱交換器である。

10

【0024】

なお、図１では、第１室外熱交換器２において冷媒と冷却水とは並行流となっているが、実際の第１室外熱交換器２では、両者を対向流として熱交換効率を高めている。

【0025】

室内熱交換器４は室内に吹き出す空気と冷媒とを熱交換する熱交換器であり、内部熱交換器５は圧縮機１に吸引される低压冷媒と減圧される前の高压冷媒とを熱交換する熱交換器である。

【0026】

20

切替弁６は圧縮機１から吐出した減圧される前の高压冷媒を第２室外熱交換器３側に循環させる場合と室内熱交換器４側に循環させる場合とを切り替えるバルブである。第１、２減圧器７、８は冷媒を減圧膨脹させる減圧手段であり、両減圧器７、８の絞り開度は、電子制御装置（図示せず。）により制御される。

【0027】

そして、電子制御装置には、圧縮機１から吐出する冷媒の温度を検出する吐出冷媒温度センサ９ａ、圧縮機１から吐出する冷媒の圧力検出する吐出冷媒圧力センサ９ｂ、第１室外熱交換器２から流出する冷媒の温度を検出する第１室外熱交換器冷媒温度センサ９ｃ、第２室外熱交換器３から流出する冷媒の温度を検出する第２室外熱交換器冷媒温度センサ９ｄ、室内熱交換器４から流出した冷媒の圧力検出する室内熱交換器冷媒圧力センサ９ｅ、室内熱交換器４から流出した冷媒の温度を検出する室内熱交換器冷媒温度センサ９ｆ、第１室外熱交換器２に流入する冷却水の温度を検出する水温センサ９ｇ、車室外空気温度を検出する外気温センサ９ｈ、車室外空気の相対湿度を検出する外気湿度センサ９ｊ、室内空気温度を検出する内気温センサ９ｋ、室内に注がれる日射を検出する日射センサ９ｍ、車室内空気の相対湿度を検出する内気湿度センサ９ｎ、及び室内熱交換器４を通過した直後の空気温度を検出する室内熱交換器空気温度センサ９ｐの検出値が入力されている。

30

【0028】

なお、アキュムレータ１０は、冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離して余剰冷媒を液相冷媒として蓄えるとともに、気相冷媒を圧縮機１の吸入側に供給するものである。

【0029】

40

ところで、空調ケーシング１１は、室内熱交換器４を収納して室内に吹き出す空気の通路を構成するもので、この空調ケーシング１１内うち室内熱交換器４より空気流れ下流側には、冷却水を熱源として室内に吹き出す空気を加熱するヒータ１２が配置されている。

【0030】

エアミックスドア１３は、室内熱交換器４を通過した空気のうちヒータ１２を通過して加熱される温風とヒータ１２を迂回して流れる冷風との風量割合を調節することにより室内に吹き出す空気の温度を調節するものである。

【0031】

また、空調ケーシング１１の最上流側には、空調ケーシング１１内に導入する室内空気量と室外空気量と調節する内外気切換ユニット１４、及び室内に空気を送風する送風機１５

50

が設けられ、空調ケーシング 11 の最下流側には、空気を吹き出させる吹出口を選択開閉する吹出モード切換装置（図示せず。）が設けられている。

【0032】

なお、圧縮機 1 の回転数、エアミックスドア 13、内外気切換ユニット 14、送風機 15 及び吹出モード切換装置も電子制御装置にて制御されている。

【0033】

次に、本実施形態の作動を述べる。

【0034】

1. 冷房運転（図 2 参照）

外気温センサ 9h、内気温センサ 9k 及び日射センサ 9m の検出値、並びに乗員が設定入力した希望室内温度（設定温度）等に基づいて算出された目標吹出温度 TAO が所定温度以下のときに実行されるもので、エアミックスドア 13 にてヒータ 12 のコア面を閉じて室内に流れ込む温風量を 0 とした状態で、冷媒を、圧縮機 1 → 第 1 室外熱交換器 2 → 第 2 減圧器 8 → 切替弁 6 → 第 2 室外熱交換器 3 → 内部熱交換器 5 → 第 1 減圧器 7 → 室内熱交換器 4 → アキュムレータ 10 → 内部熱交換器 5 → 圧縮機 1 の順で循環させる。

10

【0035】

このとき、第 2 減圧器 8 にて冷媒が減圧されないように第 2 減圧器 8 の絞り開度を全開とするとともに、吐出冷媒圧力センサ 9b の検出圧力が第 2 室外熱交換器冷媒温度センサ 9d によって決定される目標高圧圧力 Po となるように第 1 減圧器 7 の絞り開度を制御することにより、室内熱交換器 4 にて室内に吹き出す空気から吸熱して蒸発した冷媒の熱を第 1 室外熱交換器 2 及び第 2 室外熱交換器 3 にて放熱する。

20

【0036】

なお、目標高圧圧力 Po とは、蒸気圧縮式冷凍機の成績係数が略最大となる圧力であり、この目標高圧圧力 Po は高圧側での放熱能力によって変化するため、冷房運転時では、第 2 室外熱交換器冷媒温度センサ 9d の検出温度に基づいて決定する。

【0037】

また、室内熱交換器空気温度センサ 9p の検出温度が目標吹出温度 TAO となるように圧縮機 1 の回転数が制御される。

【0038】

2. 暖房運転（図 3 参照）

30

目標吹出温度 TAO が所定温度以上であって、内気温センサ 9k の検出温度が内気湿度センサ 9n の検出湿度及び内気温センサ 9k の検出温度から算出される露点温度より高いときに実行されるもので、エアミックスドア 13 にてヒータ 12 を迂回する空気通路を閉じた状態で、冷媒を、圧縮機 1 → 第 1 室外熱交換器 2 → 第 2 減圧器 8 → 切替弁 6 → 室内熱交換器 4 → 第 1 減圧器 7 → 内部熱交換器 5 → 第 2 室外熱交換器 3 → 切替弁 6 → アキュムレータ 10 → 圧縮機 1 の順に循環させる。

【0039】

このとき、第 2 減圧器 8 にて冷媒が減圧されないように第 2 減圧器 8 の絞り開度を全開とするとともに、室内熱交換器冷媒圧力センサ 9e の検出圧力が室内熱交換器冷媒温度センサ 9f によって決定される目標高圧圧力 Po となるように第 1 減圧器 7 の絞り開度を制御することにより、第 2 室外熱交換器 3 にて室外空気から吸熱して蒸発した冷媒の熱を第 1 室外熱交換器 2 及び室内熱交換器 4 にて放熱する。このため、室内に吹き出す空気は室内熱交換器 4 及びヒータ 12 にて加熱されて室内に吹き出される。

40

【0040】

また、ヒータ 12 に供給される冷却水（温水）は、燃料電池 20 及び第 1 室外熱交換器 2 にて加熱されており、ヒータ 12 に供給される冷却水の温度は第 1 室外熱交換器 2 の加熱能力で決定されることから、本実施形態では、ヒータ 12 に供給される冷却水の温度が、目標吹出温度 TAO にヒータ 12 での熱交換効率 γ を乗じた目標水温 TWO ($= TAO \times \gamma$) となるように圧縮機 1 の回転数を制御する。

【0041】

50

具体的には、目標水温 TWO と水温センサ 9 g の検出温度との温度差、及び温度差の変化率からファジー理論に基づいて圧縮機 1 の回転数変化量 Δf を決定するものである。

【0042】

なお、内部熱交換器 5 の圧縮機 1 側及び第 1 減圧器 7 側には、共に減圧後の冷媒が流れるため、実質的に熱交換が行われない。

【0043】

因みに、目標水温 TWO と水温センサ 9 g の検出温度との温度差が所定温度以下のとき、又は水温センサ 9 g の検出温度が目標水温 TWO 以上であるときには、圧縮機 1 を停止して蒸気圧縮式冷凍機による暖房補助、つまり蒸気圧縮式冷凍機によってヒータ 12 に流入する冷却水を加熱することは行わない。

10

【0044】

3. 除湿暖房

目標吹出温度 TAO が所定温度以上であって、内気温センサ 9 k の検出温度が内気湿度センサ 9 n の検出湿度及び内気温センサ 9 k の検出温度から算出される露点温度より高いときに実行されるもので、エアミックスドア 13 にてヒータ 12 を迂回する空気通路を閉じた状態で、冷媒を暖房運転時と同様な経路で循環させる。

【0045】

具体的には、圧縮機 1 → 第 1 室外熱交換器 2 → 第 2 減圧器 8 → 切替弁 6 → 室内熱交換器 4 → 第 1 減圧器 7 → 内部熱交換器 5 → 第 2 室外熱交換器 3 → 切替弁 6 → アキュムレータ 10 → 圧縮機 1 の順である。

20

【0046】

このとき、吐出冷媒圧力センサ 9 b の検出圧力が第 1 室外熱交換器冷媒温度センサ 9 c によって決定される目標高圧圧力 Po となるように第 2 減圧器 8 の絞り開度を制御することにより、第 1 室外熱交換器 2 にて冷却水を加熱して間接的に室内に吹き出す空気を加熱するとともに、室内熱交換器 4 にて冷媒を蒸発させて室内に吹き出す空気を冷却する。

【0047】

このため、室内熱交換器 4 にて除湿冷却された空気がヒータ 12 にて再加熱されるため、除湿しながら暖房を行うことができる。因みに、圧縮機 1 の制御は、暖房運転時と同じである。

【0048】

30

なお、暖房運転時及び除湿暖房運転時には、第 2 室外熱交換器 3 が特許請求の範囲に記載された低温側熱交換器となり、第 1 室外熱交換器 2 が特許請求の範囲に記載された高温側熱交換器となる。

【0049】

ところで、図 4 は暖房運転時及び除湿暖房運転時における空調装置の特徴的作動を示すフローチャートであり、以下、このフローチャートについて述べる。

【0050】

外気温センサ 9 h、内気温センサ 9 k 及び日射センサ 9 m の検出値、並びに乗員が設定入力した希望室内温度（パネル入力）等に基づいて算出された目標吹出温度 TAO を算出し（S110～S130）、この目標吹出温度 TAO から目標水温 TWO を算出した後（S140）、目標水温 TWO に基づいて圧縮機 1 の目標回転数 IVO を算出する（S160）。

40

【0051】

次に、外気湿度センサ 9 j 及び外気温センサ 9 h の検出温度（外気乾球温度）に基づいて、第 2 室外熱交換器 3 の雰囲気露点温度 Tf を算出し、第 2 室外熱交換器冷媒温度センサ 9 d の検出温度 THO が露点温度 Tf 未満であるか否かを判定する（S170）。

【0052】

そして、検出温度 THO が露点温度 Tf 未満であるときには、第 2 室外熱交換器 3 の表面に凝縮水が発生することから、検出温度 THO が所定温度 α 、つまり水の凝固点（ 0°C ）以下か否かを判定する（S180）。

50

【0053】

なお、露点温度 T_f は、周知ごとく、相対湿度及び乾球温度が解れば、湿り空気線図（図5参照）から求めることができる。

【0054】

そして、検出温度 T_{HO} が所定温度 α 以下のときには、第2室外熱交換器3の表面に霜が発生するおそれが非常に高いことから、S160にて決定した目標回転数 I_{VO} より低い回転数を目標圧縮機回転数 I_{VO} として、アクチュエータ、つまり圧縮機1及び減圧機等を実際に稼働させる（S190、S200）。

【0055】

換言すれば、第2室外熱交換器3の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときには、第2室外熱交換器3の表面に霜が発生し得る状況にあると判定される前に比べて、循環させる冷媒流量を減少させて蒸気圧縮式冷凍機の吸熱能力及び加熱能力を低下（セーブ）する。

10

【0056】

なお、検出温度 T_{HO} と外気温度との温度差が所定温度差（例えば、 20°C ）以上となったときには、圧縮機1から吐出した高圧冷媒（ホットガス）を第2室外熱交換器3に流入させることにより第2室外熱交換器3を内側から加熱して霜を除去する除霜を行う。

【0057】

次に、本実施形態の作用効果を述べる。

【0058】

20

本実施形態では、低温側雰囲気温度及び相対湿度に基づいて露点温度を算出して低温側熱交換器をなす第2室外熱交換器3の表面に霜が発生し得る状況にあるか否か判定するので、低温側熱交換器の表面に多量の霜が着霜してしまう前に着霜を判定することができる。

【0059】

また、第2室外熱交換器3の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときには、循環させる冷媒流量を減少させて蒸気圧縮式冷凍機の吸熱能力及び加熱能力を低下（セーブ）するので、着霜の進行速度を小さくすることができる。

【0060】

したがって、吸熱効率が大きく低下することを抑制しながら、除霜運転が行われる頻度を低減することができるので、蒸気圧縮式冷凍機の運転効率を向上させることができる。

30

【0061】

（参考例）

上述の実施形態では、第2室外熱交換器3の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときには、循環させる冷媒流量を減少させて蒸気圧縮式冷凍機の吸熱能力及び加熱能力を低下（セーブ）したが、参考例では、第2室外熱交換器3の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときには、蒸気圧縮式冷凍機による暖房補助を行うか行わないかのしきい値をなす温度を下げるものである。

【0062】

具体的には、図6のS195に示すように、第2室外熱交換器3の表面に霜が発生し得る状況にあると判定されたときには、目標水温 T_{WO} を低下させることにより蒸気圧縮式冷凍機による暖房補助を第1実施形態に比べて早めに停止させて、蒸気圧縮式冷凍機の吸熱能力及び加熱能力を低下（セーブ）させるものである。

40

【0063】

なお、S195及び水温センサ9gの検出温度が所定温度（例えば、 60°C ）以上となったときに除霜運転を行う点以外は第1実施形態と同じである。

【0064】

ところで、図1では、燃料電池20はラジエータ21及び第2室外熱交換器3とは別の部位に配置されているが、実装状態では、車両前側から順に、第2室外熱交換器3、ラジエータ21、燃料電池20の順で配置されている。このため、車両の走行風は、第2室外熱

50

交換器 3 及びラジエータ 2 1 を通過して燃料電池 2 0 に当たる。

【0065】

これにより、本参考例では、第 1 実施形態に比べて第 2 室外熱交換器 3 の表面に多くの霜が発生するものの、第 2 室外熱交換器 3 の表面に多くの霜が発生すると、燃料電池 2 0 に当たる走行風量が減少するので、第 2 室外熱交換器 3 に霜が発生する以前に比べて冷却水温度が上昇し、蒸気圧縮式冷凍機による暖房補助を停止しても、燃料電池 2 0 にて加熱された冷却水のみにて室内に吹き出す空気を十分に加熱することができる。

【0066】

延いては、蒸気圧縮式冷凍機の稼働率を低減することができるので、蒸気圧縮式冷凍機の運転効率を向上させることができる。

10

【0067】

(その他の実施形態)

上述の実施形態では、運転時に発熱する車両機器として燃料電池 2 0 を用いたが、本発明はこれに限定されるものではなく、運転時に発熱する車両機器として、例えば内燃機関としてもよい。

【0068】

また、上述の実施形態では、高圧（高温）側で発生する温熱を利用する空調装置に本発明を適用したが、冷凍庫等の低温（低温）側で発生する冷熱を利用する蒸気圧縮式冷凍機にも適用することができる。

【0069】

20

また、上述の実施形態では、高圧側の冷媒圧力を冷媒の臨界圧力以上まで上昇させて必要な能力を得ていたが、本発明はこれに限定されるものではなく、例えば冷媒をフロンとして、高圧側の冷媒圧力を冷媒の臨界圧力未満としてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施形態に係る空調装置の模式図である。

【図 2】本発明の実施形態に係る空調装置の冷媒流れを示す模式図である。

【図 3】本発明の実施形態に係る空調装置の冷媒流れを示す模式図である。

【図 4】本発明の第 1 実施形態に係る空調装置の制御を示すフローチャートである。

【図 5】湿り線図である。

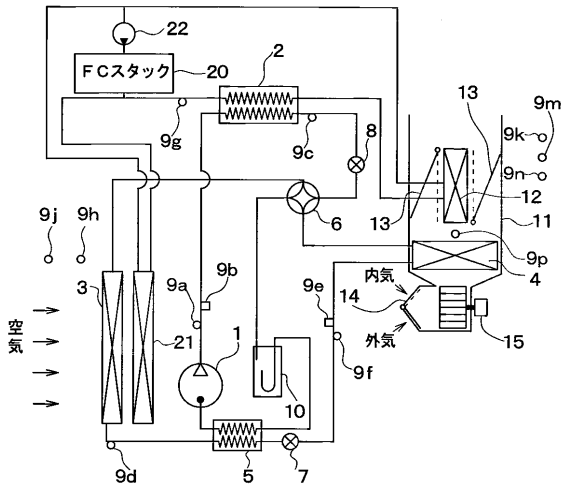
【図 6】参考例に係る空調装置の制御を示すフローチャートである。

30

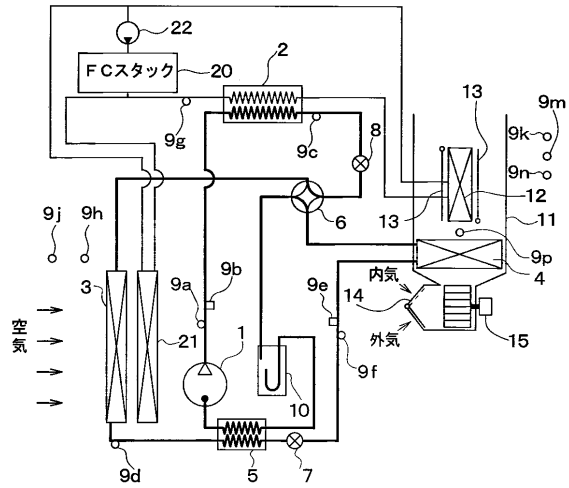
【符号の説明】

1 … 圧縮機、2 … 第 1 室外熱交換器、3 … 第 2 室外熱交換器、
4 … 室内熱交換器、5 … 内部熱交換器、9 h … 外気温センサ、
9 j … 外気湿度センサ。

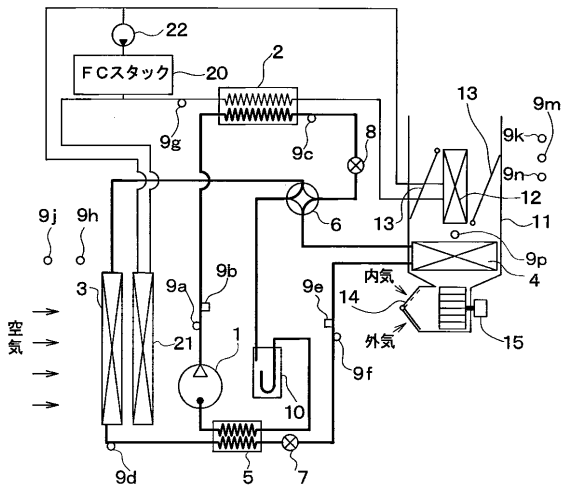
【図 1】



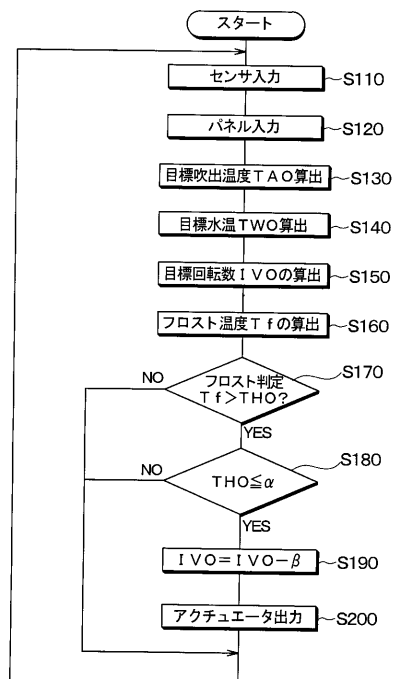
【図 2】



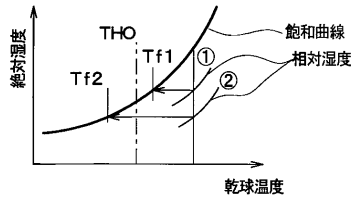
【図 3】



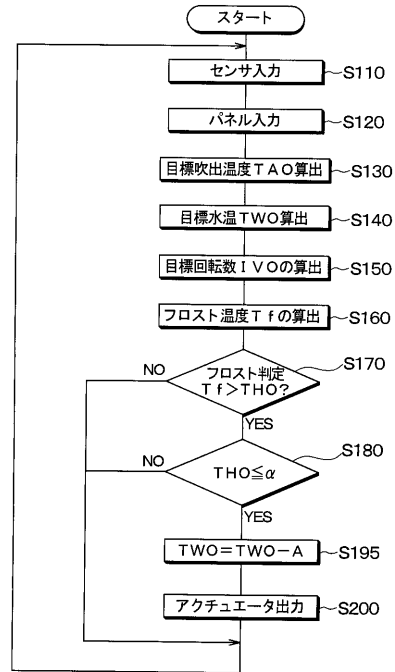
【図 4】



【図 5】



【図 6】



フロントページの続き

審査官 榎原 進

- (56)参考文献 特開2002-098430 (JP, A)
特開平03-134448 (JP, A)
特開2002-283836 (JP, A)
特開2002-174474 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 47/02

B60H 1/22

B60H 1/00

B60H 1/32

F25B 1/00

F24F 11/02