

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4895883号  
(P4895883)

(45) 発行日 平成24年3月14日(2012.3.14)

(24) 登録日 平成24年1月6日(2012.1.6)

(51) Int.Cl.	F 1
<b>F 2 5 B 1/00 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/00 3 1 1 E
<b>F 2 4 F 11/02 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/00 3 3 1 E
	F 2 5 B 1/00 3 3 1 F
	F 2 5 B 1/00 3 8 7 G
	F 2 5 B 1/00 3 0 4 P
請求項の数 6 (全 14 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号	特願2007-78633 (P2007-78633)	(73) 特許権者	000006013 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(22) 出願日	平成19年3月26日(2007.3.26)	(74) 代理人	100085198 弁理士 小林 久夫
(65) 公開番号	特開2008-241069 (P2008-241069A)	(74) 代理人	100098604 弁理士 安島 清
(43) 公開日	平成20年10月9日(2008.10.9)	(74) 代理人	100061273 弁理士 佐々木 宗治
審査請求日	平成20年2月12日(2008.2.12)	(74) 代理人	100070563 弁理士 大村 昇
		(74) 代理人	100087620 弁理士 高梨 範夫
最終頁に続く			

(54) 【発明の名称】 空気調和装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮過程に冷媒をインジェクション可能な第1の圧縮機、凝縮器、第1の減圧装置及び蒸発器が順次環状に接続された冷凍サイクル回路と、

前記凝縮器と前記第1の減圧装置との間で分岐され、第2の減圧装置を介して前記第1の圧縮機に冷媒をインジェクションするインジェクション回路とを備えた空気調和装置において、

前記蒸発器と前記第1の圧縮機との間の冷媒を吸入し、該冷媒を圧縮して前記インジェクション回路に導入する第2の圧縮機を備えたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項2】

圧縮過程に冷媒をインジェクション可能な第1の圧縮機、凝縮器、第1の減圧装置及び蒸発器が順次環状に接続された冷凍サイクル回路と、

前記凝縮器と前記第1の減圧装置との間で分岐され、第2の減圧装置を介して前記第1の圧縮機に冷媒をインジェクションするインジェクション回路と、

前記蒸発器と前記第1の圧縮機との間の冷媒を吸入し、該冷媒を圧縮して前記インジェクション回路に導入する第2の圧縮機と、を備え、

前記冷凍サイクル回路における前記第1の圧縮機と前記凝縮器との間には、前記第1の圧縮機より吐出された冷媒から冷凍機油を分離する油分離器を設け、

前記蒸発器と前記第1の圧縮機の間にはアキュムレータを設け、

該アキュムレータと前記油分離器とは送油管によって接続されており、

前記アキュムレータは前記蒸発器から流入する冷媒を貯蔵する第1の部屋と、前記油分離器から前記送油管を介して送油される冷凍機油を貯蔵する第2の部屋を有し、

前記第1の圧縮機及び前記第2の圧縮機は、各々油戻し穴を備えた吸入管によって前記アキュムレータの第1の部屋から冷媒を吸入するとともに、前記アキュムレータの第2の部屋から前記油戻し穴を介して冷凍機油を吸入することを特徴とする空気調和装置。

【請求項3】

圧縮過程に冷媒をインジェクション可能な第1の圧縮機、凝縮器、第1の減圧装置及び蒸発器が順次環状に接続された冷凍サイクル回路と、

前記凝縮器と前記第1の減圧装置との間で分岐され、第2の減圧装置を介して前記第1の圧縮機に冷媒をインジェクションするインジェクション回路と、

前記蒸発器と前記第1の圧縮機との間の冷媒を吸入し、該冷媒を圧縮して前記インジェクション回路に導入する第2の圧縮機と、を備え、

前記第1の圧縮機は回転数調整可能な圧縮機からなり、

目標室内温度を設定する室内温度設定手段と、

室内温度、外気温度、前記第1の圧縮機が吐出する冷媒の吐出温度、及び前記凝縮器内を流通する冷媒の凝縮温度を計測する温度計測手段と、

前記目標室内温度及び前記室内温度に基づいて、前記第1の圧縮機の回転数を算出する圧縮機回転数演算手段と、

前記外気温度及び前記第1の圧縮機の回転数に基づいて、前記第2の減圧装置を開いて前記インジェクション回路より前記第1の圧縮機に冷媒をインジェクションするか否かを判定するインジェクション要否判定手段と、

前記第1の圧縮機が吐出する冷媒の吐出温度及び前記凝縮器内を流通する冷媒の凝縮温度に基づいて、前記第2の減圧装置の開度を算出する減圧装置開度演算手段と、

前記外気温度及び前記第1の圧縮機の回転数に基づいて、前記第2の圧縮機を作動させるか否かを判定する第2圧縮機作動要否判定手段とを備えたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項4】

圧縮過程に冷媒をインジェクション可能な第1の圧縮機、凝縮器、第1の減圧装置及び蒸発器が順次環状に接続された冷凍サイクル回路と、

前記凝縮器と前記第1の減圧装置との間で分岐され、第2の減圧装置を介して前記第1の圧縮機に冷媒をインジェクションするインジェクション回路と、

前記蒸発器と前記第1の圧縮機との間の冷媒を吸入し、該冷媒を圧縮して前記インジェクション回路に導入する第2の圧縮機と、を備え、

前記第1の圧縮機は回転数調整可能な圧縮機からなり、

目標室内温度を設定する室内温度設定手段と、

前記目標室内温度に基づいて目標凝縮温度を設定する目標凝縮温度設定手段と、

外気温度、前記第1の圧縮機が吐出する冷媒の吐出温度、及び前記凝縮器内を流通する冷媒の凝縮温度を計測する温度計測手段と、

前記目標凝縮温度及び前記凝縮温度に基づいて、前記第1の圧縮機の回転数を算出する圧縮機回転数演算手段と、

前記外気温度及び前記第1の圧縮機の回転数に基づいて、前記第2の減圧装置を開いて前記インジェクション回路より前記第1の圧縮機に冷媒をインジェクションするか否かを判定するインジェクション要否判定手段と、

前記第1の圧縮機が吐出する冷媒の吐出温度及び前記凝縮器内を流通する冷媒の凝縮温度に基づいて、前記第2の減圧装置の開度を算出する減圧装置開度演算手段と、

前記外気温度及び前記第1の圧縮機の回転数に基づいて、前記第2の圧縮機を作動させるか否かを判定する第2圧縮機作動要否判定手段とを備えたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項5】

前記凝縮器と、

前記冷凍サイクル回路と前記インジェクション回路の分岐部と、  
の間に第3の減圧装置を備えたことを特徴とする請求項1～請求項4のいずれか一項に記載の空気調和装置。

【請求項6】

前記インジェクション回路を流通し前記第2の減圧装置で減圧された冷媒と、  
前記冷凍サイクル回路を流通する冷媒のうち、前記インジェクション回路の分岐部と前記第1の減圧装置との間を流れる冷媒と、  
が熱交換を行う内部熱交換器を備えたことを特徴とする請求項1～請求項5のいずれか一項に記載の空気調和装置。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

この発明は空気調和装置に関し、特に圧縮過程に冷媒をインジェクションして低外気温度時の暖房能力を向上させる空気調和装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来の空気調和装置としては、例えば「ガスインジェクションポート1aを有する圧縮機1、四路切換弁2、熱源側熱交換器3、膨張機構4および利用側熱交換器7を備え、前記利用側熱交換器7と膨張機構4とを結ぶ液管の途中に冷媒加熱器6を設け且つ該冷媒加熱器6と前記膨張機構4との間に気液分離器5を介設した冷媒加熱式空気調和機において、前記気液分離器5の気相部と前記ガスインジェクションポート1aとを、圧縮機1側から気液分離器5側への冷媒流通を許容しない逆流防止機構9を備えたインジェクション回路Bを介して接続する」（例えば特許文献1参照）というものが提案されている。

20

また、例えば「主圧縮機(1)からの吐出ガスは気管(18)を経て凝縮器(2)に入って液化し液化冷媒は液管(10)から液管(11)に流れ二相流膨張機としてのスクリー式膨張機(4)に流入して膨張仕事をして同軸の過給用圧縮機(5)を回転させた後、管(13)を経て蒸発器(9)に流入して蒸発し所要の冷凍作用を遂行する。次いで気化冷媒は気管(14)(15)に分流する。気管(14)を流れる気化冷媒は主圧縮機(1)の吸入口から吸入される。気管(15)を流れる気化冷媒は過給用圧縮機(5)により圧縮され、チエツキ弁(8)を経て主圧縮機(1)の閉じ込み後の位置(19)から圧入される。一方、液管(10)から液管(12)に分流した液化冷媒は膨張弁(3)において膨張した後、管(13)を経て蒸発器(9)に流入する。」(例えば特許文献2参照)というものが提案されている。

30

【0003】

【特許文献1】特許第3070223号公報(段落番号0015、図2)

【特許文献2】特開昭58-217163号公報(第3頁、図1)

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

従来の空気調和装置においては、ヒートポンプによる暖房を行う場合、外気温度が低くなるにつれて、蒸発器として機能する室外熱交換器の蒸発圧力は低下し、圧縮機が吸入する冷媒ガス密度は小さくなる。このため、圧縮機回転数がその使用範囲の上限となっても冷媒を十分な高圧高温状態に圧縮できなくなる。また、凝縮器として機能する室内熱交換器内に圧送できる冷媒流量が少なくなる。したがって、所望の暖房能力が得られなくなる場合がある。このとき、所望の暖房能力を得るために、圧縮機の圧縮過程に冷媒をインジェクションする。このようにして、冷媒を十分な高圧高温状態に圧縮し、凝縮器(室内熱交換器)に十分な冷媒量を圧送して所望の暖房能力を得ている。

40

しかし、従来の空気調和装置には以下のような問題があった。まず、特許文献1の構成においては、低外気温度時の暖房能力を向上させるために圧縮機の圧縮過程に冷媒をインジェクションしても、暖房能力の向上は、インジェクションされた冷媒が凝縮器(室内熱

50

交換器)に流れる増加分により増加する室内への放熱量のみである。蒸発器(室外熱交換器)自体に流れる冷媒量は変わらず、蒸発器(室外熱交換器)の熱交換能力(吸熱能力)は向上されない。このため、暖房能力の向上分に対して大きな圧縮機の入力(消費電力)が必要となり、低外気温度時に空気調和装置の運転効率が低下してしまうという問題点があった。

また、特許文献2の構成においても、凝縮器(室内熱交換器)に流れる冷媒量はメイン圧縮機と過給用圧縮機から圧入される冷媒量の合計であり、それ以上の冷媒量の増加は望めないという問題点があった。

#### 【0005】

この発明は上述のような課題を解決するためになされたものであり、第1の目的は、低外気温度時の暖房運転において、暖房能力増大のために冷媒を圧縮機にインジェクションすることによって引き起こる運転効率の低下のない空気調和装置を得ることである。また、第2の目的は、空気調和装置に備えられた複数の圧縮機が圧送可能である冷媒の合計流量以上に凝縮器に流れる冷媒量を増大させることで、大きな暖房能力が得られる空気調和装置を得ることである。

#### 【課題を解決するための手段】

#### 【0006】

この発明に係る空気調和装置は、圧縮過程に冷媒をインジェクション可能な第1の圧縮機、凝縮器、第1の減圧装置及び蒸発器が順次環状に接続された冷凍サイクル回路と、前記凝縮器と前記第1の減圧装置との間で分岐され、第2の減圧装置を介して前記第1の圧縮機に冷媒をインジェクションするインジェクション回路とを備えた空気調和装置において、前記蒸発器と前記第1の圧縮機との間の冷媒を吸入し、該冷媒を圧縮して前記インジェクション回路に導入する第2の圧縮機を備えるものである。

#### 【発明の効果】

#### 【0007】

この発明においては、蒸発器と第1の圧縮機との間の冷媒を吸入し、この冷媒を圧縮して前記インジェクション回路に導入する第2の圧縮機を備えたことにより、第2の圧縮機が冷媒を吸入することで蒸発器に流れる冷媒流量を増加させ、蒸発器の熱交換能力(吸熱能力)を向上させることができる。このため、低外気温度時でも運転効率の良い空気調和装置を得ることができる。

#### 【0008】

また、凝縮器に流れる冷媒量は、第1の圧縮器から圧送される冷媒量、インジェクション回路から第1の圧縮器の圧縮過程にインジェクションされる冷媒量、及び第2の圧縮機から第1の圧縮器の圧縮過程にインジェクションされる冷媒量の和となる。このため、空気調和装置に備えられた第1の圧縮器及び第2の圧縮機が圧送可能である冷媒の合計流量以上に凝縮器に流れる冷媒量を増大させることができる。したがって、大きな暖房能力が得られる空気調和装置を得ることができる。

#### 【発明を実施するための最良の形態】

#### 【0009】

実施の形態。

図1は、この発明の実施の形態における空気調和装置の冷媒回路の一例を示すものである。空気調和装置は室外ユニット1及び室内ユニット2で構成されている。室外ユニット1と室内ユニット2は接続配管であるガス管5及び液管8で接続されて閉回路を形成し、この閉回路には冷媒として例えばR410Aが封入されている。

#### 【0010】

室外ユニット1には冷凍サイクル回路の構成部品として、この発明の第1の圧縮機に相当する回転数調節可能なインジェクション圧縮機3、インジェクション圧縮機3から吐出された冷媒中に含まれる冷凍機油を分離する油分離器16、冷房と暖房で流路を切り替える四方弁4、第1の減圧装置10、室外熱交換器11、室外送風機11a及びアクムレータ12が設けられている。また、インジェクション回路Aの構成部品として、この発明

10

20

30

40

50

の第2の減圧装置に相当するインジェクション用減圧装置13、内部熱交換器9、逆止弁14が設けられている。さらに、この発明の第2の圧縮機に相当する第2圧縮機15が設けられている。インジェクション圧縮機3は例えばスクロール形式であり、インジェクションポート3aを介して圧縮室内にインジェクション回路Aから供給される冷媒をインジェクションすることが可能な構造となっている。第2圧縮機15は例えば回転数一定のロータリ圧縮機である。また、第1の減圧装置10及びインジェクション用減圧装置13は開度を可変に制御することができる構造となっている。

【0011】

また、室外ユニット1には温度検知手段である温度センサ21a、21d、21e及び21gと、制御装置20が設けられている。温度センサ21aはインジェクション圧縮機3の吐出側に設けられ、インジェクション圧縮機3の吐出温度 $T_d$ を計測する。温度センサ21dは室外熱交換器11の中間部の冷媒流路上に設けられ、室外熱交換器11の蒸発温度を計測する。温度センサ21eは室外熱交換器11の出口に設けられ、室外熱交換器11出口の冷媒温度を計測する。また、温度センサ21gは室外ユニット1の周囲の外気温度 $T_c$ を計測する。制御装置20は、室外ユニット1及び後述する室内ユニット2内に設けられた各温度センサ21a～21gの計測温度、ユーザーが室内温度設定手段により設定した室内設定温度 $T_a$ 、及び目標吐出過熱度 $SH_d1$ 等の情報を格納する格納手段を有している。なお、この格納手段は制御装置20の外部に設けられてもよい。また、制御装置20は、室内温度設定手段により設定された室内設定温度から目標凝縮温度 $T_{e1}$ を算出する目標凝縮温度設定手段、インジェクション圧縮機3の回転数を算出する圧縮機回転数演算手段、インジェクション圧縮機3に冷媒のインジェクションを開始するか否か、つまりインジェクション用減圧装置13を開くか否かを判定するインジェクション要否判定手段、インジェクション用減圧装置13の開度 $V_p$ を決定する減圧装置開度演算手段、第2圧縮機15の作動するか否かを判定する第2圧縮機作動要否判定手段、及び第1の減圧装置10や第3の減圧装置7等の開度を調整する制御手段等を備えている。

【0012】

室内ユニット2には冷凍サイクル回路の構成部品である室内熱交換器6、室内送風機6a及び第3の減圧装置7が設けられている。なお、本実施形態では第3の減圧装置を室内ユニット2に設けたが、室外ユニット1に設けてもよいし、室外ユニット1及び室内ユニット2を接続する液管8の途中に設けてもよい。

【0013】

また、室内ユニット2には温度検知手段である温度センサ21b、21c、及び21fが設けられている。温度センサ21bは室内熱交換器6の中間部の冷媒流路上に設けられ、室内熱交換器6の凝縮温度 $T_e$ を計測する。温度センサ21cは室内熱交換器6の出口に設けられ、室内熱交換器6出口の冷媒温度を計測する。また、温度センサ21fは室内ユニット2内に吸気される室内温度 $T_b$ を計測する。

【0014】

始めに、本実施形態の空気調和装置における暖房運転時の冷凍サイクル動作において、第2圧縮機15が停止しており、インジェクション用減圧装置13が作動している場合について説明する。

図2は、第2圧縮機15が停止しており、インジェクション用減圧装置13が作動している場合における暖房運転時の冷凍サイクル動作を示すP-h線図である。横軸は比エンタルピ $[kJ/kg]$ 、縦軸は冷媒圧力 $[MPa]$ となっている。また、図2中に矢印で示した $G_i$ はインジェクション用減圧装置13を通してインジェクション回路を流れる冷媒流量 $[kg/h]$ を示しており、 $G_e$ はインジェクション圧縮機3がアキュムレータ12より吸引する冷媒流量を示している。図1及びこの図2を用いて、第2圧縮機15が停止し、インジェクション用減圧装置13が作動している場合における暖房運転時の冷凍サイクル動作について以下説明する。

【0015】

暖房運転時には四方弁4の流路は図1の実線方向に設定されている。インジェクション

10

20

30

40

50

圧縮機 3 から吐出された高温高圧のガス冷媒（状態 A）は、油分離器 16、四方弁 4 及びガス管 5 を経由して室内ユニット 2 へ流入する。その後、室内熱交換器 6 において室内空気に放熱しながら凝縮液化し、高圧液冷媒（状態 B）となる。このとき、室内送風機 6 a により室内熱交換器 6 に送風された室内空気は、室内熱交換器 6 により加熱されることで暖房を行う。室内熱交換器 6 を出た高圧液冷媒は第 3 の減圧装置 7 及び液管 8 を経由して室外ユニットへ戻る（状態 C）。ここで、第 3 の減圧装置 7 は、凝縮器として機能する室内熱交換器 6 の出口過冷却度を、例えば 10 一定となるように開度が調整される。つまり、第 3 の減圧装置 7 は、温度センサ 2 1 b で計測される室内熱交換器 6 を流れる高圧冷媒の凝縮温度  $T_e$  と、温度センサ 2 1 c で計測される室内熱交換器 6 の出口温度との差が例えば 10 一定となるように開度が調整される。本実施形態では室内ユニット 2 は単体であるが、例えば室内ユニット 2 が複数台設置されている場合、第 3 の減圧装置 7 の開度を室内熱交換器 6 の出口過冷却度にしたがって制御することで、一方の室内ユニット 2 に冷媒が偏って流れることがなく各室内ユニット 2 に流れる冷媒量のバランスを調整することができる。

10

#### 【0016】

室外ユニット 1 に戻った高圧液冷媒は、その一部がインジェクション回路 A に分岐され、主流は内部熱交換器 9 へ流入する。主流の高圧液冷媒（状態 C）は内部熱交換器 9 で、インジェクション回路 A に分岐されインジェクション用減圧装置 13 で減圧され低温となった冷媒と熱交換し、冷却される（状態 D）。さらに、第 1 の減圧装置 10 で減圧され、低圧二相状態となり（状態 E）、室外熱交換器 11 へ流入する。室外熱交換器 11 では、室外送風機 11 a から送風される室外空気から吸熱し、蒸発して低圧ガス冷媒となる（状態 F）。その後、四方弁 4 を介してアキュムレータ 12 へ流入する（同じく状態 F）。ここで、第 1 の減圧装置 10 は、蒸発器である室外熱交換器 11 の出口過熱度が一定となるように開度が調整される。つまり、第 1 の減圧装置 10 は、温度センサ 2 1 d で計測される室外熱交換器 11 を流れる低圧冷媒の蒸発温度と、温度センサ 2 1 e で計測される室外熱交換器 11 の出口温度との差が一定となるように開度が調整される。なお、第 1 の減圧装置 10 の入口と出口との圧力差が一定となるように開度を調整してもよい。

20

#### 【0017】

アキュムレータ 12 の内部は、仕切板 12 a によって第 1 の部屋 12 b 及び第 2 の部屋 12 c に仕切られている。第 1 の部屋 12 b には、室外熱交換器 11 から四方弁 4 を介して流入した低圧ガス冷媒（状態 F）が貯えられる。第 2 の部屋 12 c には、油分離器 16 によって冷媒中から分離された冷凍機油が送油管 16 a を介して流入し、貯えられる。アキュムレータ 12 とインジェクション圧縮機 3 とを接続する冷媒配管には油戻し穴 17 が設けられており、インジェクション圧縮機 3 が第 1 の部屋 12 b から低圧ガス冷媒（状態 F）を吸入する際、この油戻し穴 17 から第 2 の部屋 12 c に貯えられた冷凍機油も吸入される。

30

#### 【0018】

一方、インジェクション回路 A に分岐された冷媒（状態 C）は、インジェクション用減圧装置 13 でインジェクション圧力まで減圧されて低温の二相冷媒となり（状態 G）、内部熱交換器 9 へ流入して主流の高圧液冷媒に加熱されて比エンタルピを増大させる（状態 H）。その後、逆止弁 14 を経てインジェクション圧縮機 3 にインジェクションされる。

40

#### 【0019】

インジェクション圧縮機 3 では、アキュムレータ 12 の第 1 の部屋 12 b から低圧ガス冷媒（状態 F）を吸入し、昇圧する過程で、インジェクション回路 A よりインジェクションされる冷媒（状態 H）を吸引し、それぞれを合流させる（状態 I）。その後、高圧まで昇圧され吐出される（状態 A）。このとき、インジェクション圧縮機 3 から吐出される高温高圧のガス冷媒（状態 A）の冷媒流量、つまり室内熱交換器 6 を流れる冷媒流量は  $(G_e + G_i)$  [kg/h] となる。

#### 【0020】

続いて、本実施形態の空気調和装置における暖房運転時の冷凍サイクル動作において、

50

第2圧縮機15が作動しており、インジェクション用減圧装置13も作動している場合について説明する。

図3は、第2圧縮機15が作動しており、インジェクション用減圧装置13も作動している場合における暖房運転時の冷凍サイクル動作を示すP-h線図である。横軸は比エンタルピ[ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]、縦軸は冷媒圧力[ $\text{MPa}$ ]となっている。また、図3中に矢印で示した $G_i$ はインジェクション回路を流れる冷媒流量[ $\text{kg}/\text{h}$ ]を示しており、 $G_e + G_s$ は蒸発器として機能する室内熱交換器2を流れる冷媒流量[ $\text{kg}/\text{h}$ ]を示している。 $G_e$ はインジェクション圧縮機3がアキュムレータ12の第1の部屋12bより吸引する冷媒流量であり、 $G_s$ は第2圧縮機15がアキュムレータ12の第1の部屋12bより吸引する冷媒流量である。図1及びこの図3を用いて、第2圧縮機15が作動しておりインジェクション用減圧装置13も作動している場合における暖房運転時の冷凍サイクル動作について以下説明する。

#### 【0021】

インジェクション圧縮機3から吐出された高温高圧のガス冷媒(状態A)は、油分離器16、四方弁4及びガス管5を經由して室内ユニット2へ流入する。その後、室内熱交換器6において室内空気に放熱しながら凝縮液化し、高圧液冷媒(状態B)となる。このとき、室内送風機6aにより室内熱交換器6に送風された室内空気は、室内熱交換器6により加熱されることで暖房を行う。室内熱交換器6を出た高圧液冷媒は第3の減圧装置7及び液管8を經由して室外ユニットへ戻る(状態C)。室外ユニット1に戻った高圧液冷媒は、その一部がインジェクション回路Aに分岐され、主流は内部熱交換器9へ流入する。主流の高圧液冷媒(状態C)は内部熱交換器9で、インジェクション回路Aに分岐されインジェクション用減圧装置13で減圧され低温となった冷媒と熱交換し、冷却される(状態D)。さらに、第1の減圧装置10で減圧され、低圧二相状態となり(状態E)、室外熱交換器11へ流入する。室外熱交換器11では、室外送風機11aから送風される室外空気から吸熱し、蒸発して低圧ガス冷媒となる(状態F)。その後、四方弁4を経てアキュムレータ12へ流入する(状態F)。その後、吸入された低圧ガス冷媒(状態F)はインジェクション圧縮機3に戻り高圧まで昇圧され吐出される(状態A)。

#### 【0022】

インジェクション回路Aに分岐された冷媒(状態C)は、インジェクション用減圧装置13でインジェクション圧力まで減圧されて低温の二相冷媒となり(状態G)、内部熱交換器9へ流入して主流の高圧液冷媒に加熱されて比エンタルピを増大させる(状態H)。その後、逆止弁14を経てインジェクション圧縮機3にインジェクションされる。

ここまでの冷凍サイクル動作については、上記図2で説明した第2圧縮機15が作動しておらず、インジェクション用減圧装置13が作動している場合における暖房運転時の冷凍サイクル動作と同じである。

#### 【0023】

アキュムレータ12の第1の部屋12bに貯えられた低圧ガス冷媒(状態F)は、第2圧縮機15により吸入されて昇圧される(状態J)。ここで、アキュムレータ12と第2圧縮機15とを接続する冷媒配管にも油戻し穴17が設けられており、第2圧縮機15が第1の部屋12bから低圧ガス冷媒(状態F)を吸入する際、この油戻し穴17から第2の部屋12cに貯えられた冷凍機油も吸入される。第2圧縮機15により昇圧された冷媒はインジェクション回路Aに圧入され、インジェクション回路Aを流れる冷媒と合流する(状態K)。

インジェクション圧縮機3では、アキュムレータ12から低圧ガス冷媒(状態F)を吸入し、昇圧する過程で、インジェクション回路Aよりインジェクションされる冷媒(状態K)を吸引し、それぞれを合流させる(状態I)。その後、昇圧され吐出される(状態A)。このとき、インジェクション圧縮機3から吐出される高温高圧のガス冷媒(状態A)の冷媒流量、つまり室内熱交換器6を流れる冷媒流量は( $G_e + G_i + G_s$ )[ $\text{kg}/\text{h}$ ]となる。

#### 【0024】

10

20

30

40

50

ここで、エンタルピとは冷媒 1 [ k g ] が有する熱量 [ k J ] であるから、空気調和機の暖房能力は、室内熱交換器 6 の凝縮能力に室内熱交換器 6 を流れる冷媒流量を乗じたものとして表すことができる。つまり、状態 A と状態 B とのエンタルピ差に室内熱交換器 6 を流れる冷媒流量を乗じたものとして表すことができる。また、空気調和機の暖房能力は、室外熱交換器 1 1 の蒸発能力に室外熱交換器 1 1 を流れる冷媒流量を乗じたものとインジェクション圧縮機 3 の入力 (消費電力) との和であると表すこともできる。つまり、状態 F と状態 E とのエンタルピ差に室外熱交換器 1 1 を流れる冷媒流量 (インジェクション圧縮機 3 がアキュムレータ 1 2 より吸引する冷媒流量  $G_e$ ) を乗じた値とインジェクション圧縮機 3 の入力 (消費電力) との和と表すことができる。

#### 【 0 0 2 5 】

第 2 圧縮機 1 5 が停止しており、インジェクション用減圧装置 1 3 が作動している場合における室内熱交換器 6 を流れる冷媒流量は  $(G_e + G_i)$  [ k g / h ] となる。したがって、空気調和機の暖房能力を向上させるにはインジェクション圧縮機 3 がアキュムレータ 1 2 より吸引する冷媒流量  $G_e$ 、又はインジェクション用減圧装置 1 3 を通ってインジェクション回路を流れる冷媒流量  $G_i$  を増加させる必要がある。

$G_e$  を増加させるにはインジェクション圧縮機 3 の回転数をあげる必要があるが、すでに暖房能力を上げるためインジェクション圧縮機 3 を最大回転数で作動している場合には、 $G_i$  の増加分のみが暖房能力を向上させることになる。

しかし、外気温度が低くなるにつれて、室外熱交換器 1 1 の蒸発圧力は低下するため、インジェクション圧縮機 3 がアキュムレータ 1 2 より吸引する冷媒流量  $G_e$  は減少する。このため、 $G_e$  の減少により室外熱交換器 1 1 の蒸発能力が低下する。また、 $G_i$  は室外熱交換器 1 1 を流れないので、 $G_i$  によって蒸発能力は改善しない。このとき、蒸発能力が減少した分だけインジェクション用減圧装置 1 3 の入力は増大することとなり、当然ながら C O P ( = 暖房能力 / インジェクション用減圧装置 1 3 の入力 ) は低下する。

#### 【 0 0 2 6 】

一方、第 2 圧縮機 1 5 が作動しており、インジェクション用減圧装置 1 3 も作動している場合における室内熱交換器 6 を流れる冷媒流量は  $(G_e + G_i + G_s)$  [ k g / h ] となる。したがって、空気調和機の暖房能力を向上させるにはインジェクション圧縮機 3 がアキュムレータ 1 2 より吸引する冷媒流量  $G_e$ 、インジェクション用減圧装置 1 3 を通ってインジェクション回路を流れる冷媒流量  $G_i$ 、又は第 2 圧縮機 1 5 がアキュムレータ 1 2 より吸引する冷媒流量  $G_s$  を増加させる必要がある。

$G_e$  を増加させるにはインジェクション圧縮機 3 の回転数をあげる必要があるが、すでに暖房能力を上げるためインジェクション圧縮機 3 を最大回転数で作動している場合には、 $G_i$  と  $G_s$  の増加分が暖房能力を向上させることになる。

また、 $G_s$  は室外熱交換器 1 1 を流れる冷媒流量を増加させ、室外熱交換器 1 1 の蒸発能力も向上させる。このため、 $G_s$  により蒸発能力が増加した分だけインジェクション用減圧装置 1 3 の入力は減少することとなる。したがって、第 2 圧縮機 1 5 が作動することにより、インジェクション用減圧装置 1 3 のみが作動している場合と比べ暖房能力がさらに向上するとともに運転効率も向上することとなる。

#### 【 0 0 2 7 】

図 4 は、この発明の実施の形態における空気調和装置の暖房運転時における制御フローの一例である。この図 4 を用いてインジェクション圧縮機 3 の回転数制御、インジェクション用減圧装置 1 3 の開度制御、及び第 2 圧縮機 1 5 の動作制御について説明する。

ステップ S 1 でユーザーから暖房運転開始の指令を受け取ると、ステップ 2 で空気調和装置の制御装置 2 0 は、ユーザーが室内温度設定手段により設定した室内の設定温度  $T_a$ 、温度センサ 2 1 f にて計測される室内ユニット 2 内に吸気される室内温度  $T_b$ 、及び温度センサ 2 1 g にて計測される外気温度  $T_c$  を読み込む。また、温度センサ 2 1 a にて計測されるインジェクション圧縮機 3 の吐出温度  $T_d$  や、温度センサ 2 1 b にて計測される凝縮温度  $T_e$  (室内熱交換器 6 の冷媒流路中間部の冷媒温度) などの冷凍サイクルの動作状態を読み込む。

10

20

30

40

50

## 【0028】

ステップS3ではインジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ を設定する。本実施形態においては、制御装置20内に有する圧縮機回転数演算手段により設定温度 $T_a$ と実際の室内温度 $T_b$ との温度差 $T$ を求め、この温度差 $T$ をもとにインジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ を算出する。つまり、圧縮機回転数演算手段は、温度偏差 $T$ を暖房負荷に相当するとし、暖房負荷の関数として $f_z1$ を演算する。

## 【0029】

ステップS4では、制御装置20内に有するインジェクション要否判定手段により、インジェクション圧縮機3にインジェクションを開始するか否か、つまりインジェクション用減圧装置13を開くか否かを判定する。インジェクションの開始または終了の判定は、  
10 外気温度 $T_c$ とインジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ との関係により行う。

図5は、本実施形態におけるインジェクション開始域及び第2圧縮機15作動域を表した図である。図5では、横軸を外気温度 $T_c$  [ ]、縦軸をインジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ として、インジェクション開始域及び第2圧縮機15作動域を表している。また、インジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ は、最大回転数を100%としている。外気温度 $T_c$ が $T_{c1}$ になると、インジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ が100%でインジェクションが開始される。外気温度 $T_c$ が低くなるにしたがい、インジェクションが開始されるインジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ は無段階に低くなり、外気温度 $T_c$ が-10以下ではインジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ に関係なくインジェクションが行われる。  
20

## 【0030】

ステップS5では、制御装置20内に有する減圧装置開度演算手段によりインジェクション用減圧装置13の開度 $V_p$ を決定する。インジェクション用減圧装置13はインジェクションする冷媒量を操作するアクチュエータであり、インジェクション用減圧装置13の開度 $V_p$ を操作することでインジェクション圧縮機3の吐出温度 $T_d$ が顕著に変化する。本実施形態では、インジェクション圧縮機3の吐出温度 $T_d$ と凝縮温度 $T_e$ （室内熱交換器6の冷媒流路中間部の冷媒温度）との冷媒温度差である吐出過熱度 $SH_d$ を求める。この吐出過熱度 $SH_d$ と目標吐出過熱度 $SH_{d1}$ （例えば10）との差 $SH_d$ によりインジェクション用減圧装置13の開度 $V_p$ を算出する。本実施形態では目標吐出過熱度 $SH_{d1}$ を10としたが、例えば20など、空気調和装置の冷凍サイクル能力や外気  
30 温度等の諸条件に応じて任意に設定可能である。また、第2圧縮機15が稼動する条件では吐出過熱度 $SH_d$ を確保しやすくなるので、そのときの目標吐出過熱度は30～40としてもよい。

## 【0031】

ステップS6では、制御装置20内に有する第2圧縮機作動要否判定手段により、第2圧縮機15の作動するか否かを判定する。第2圧縮機の作動または停止の決定は外気温度 $T_c$ とインジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ との関係により行う。図5に示すように、インジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ が上限近傍（例えば90%以上）であり、外気温度 $T_c$ が $T_{c2}$ 以下である場合に第2圧縮機15を作動する。第2圧縮機を作動させる条件として、既にインジェクションが開始されていることが前提であるので、 $T_{c2}$ は  
40 前記 $T_{c1}$ よりも低い温度である必要がある。

ステップS7では、ステップS6で判定された第2圧縮機15の作動要否判定にしたがった作動指令を第2圧縮機15に行った後、ステップS2に戻る。

## 【0032】

図6は、この発明の実施の形態における空気調和装置の暖房運転時における制御フローの別の一例である。インジェクション圧縮機3の回転数 $f_z1$ においては、凝縮温度 $T_e$ をもとに設定することもできる。

ステップ3において、制御装置20内に有する目標凝縮温度設定手段により、ユーザーが設定する設定温度 $T_a$ から目標凝縮温度 $T_{e1}$ を求める。この目標凝縮温度 $T_{e1}$ と実際の凝縮温度 $T_e$ との温度差 $T_e$ を求め、この温度差 $T_e$ をもとにインジェクション  
50

圧縮機 3 の回転数  $f_z 1$  を算出する。つまり、圧縮機回転数演算手段は、温度偏差  $T_e$  を暖房負荷に相当するとし、暖房負荷の関数として  $f_z 1$  を演算する。目標凝縮温度  $T_{e1}$  と実際の凝縮温度  $T_e$  との温度差  $T_e$  によりインジェクション圧縮機 3 の回転数  $f_z 1$  を制御することで、従来より有る制御方法によって室内ユニット 2 が複数になった場合の制御が可能となる。

#### 【 0 0 3 3 】

図 7 は、本実施形態における空気調和装置を上記図 4 に示す制御フローで制御したときの最大暖房能力を示す図である。横軸は外気温度  $T_c$  [ ]、縦軸は暖房能力 [ kW ] である。特性 1 の点線部は、インジェクションを行わない場合の通常暖房での最大暖房能力（インジェクション圧縮機 3 の回転数  $f_z 1$  は 100%）を示す。特性 2 の点線部は、インジェクション用減圧装置 13 をさせた場合の最大暖房能力（インジェクション圧縮機 3 の回転数  $f_z 1$  は 100%）を示す。特性 3 の点線部は、インジェクション用減圧装置 13 をさせ、さらに第 2 圧縮機 15 も作動させた場合の最大暖房能力（インジェクション圧縮機 3 の回転数  $f_z 1$  は 100%）を示す。また、実線部が本実施形態における空気調和装置の最大暖房能力を示す。通常運転において、外気温度  $T_c$  が下がるにしたがい最大暖房能力も低下している。外気温度  $T_c$  が  $T_{c1}$  以下になると、インジェクション用減圧装置 13 は開き、冷媒はインジェクション回路 B を流れてインジェクション圧縮機 3 にインジェクションされ、最大暖房能力は向上する。さらに外気温度  $T_c$  が低下し  $T_{c2}$  以下になると、第 2 圧縮機 15 が作動し、第 2 圧縮機 15 に吸入された冷媒がインジェクション回路 B に圧入されて最大暖房能力は向上する。このように、インジェクション開始の外気温度  $T_{c1}$  と第 2 圧縮機作動開始の外気温度  $T_{c2}$  をずらすことで、基準となる暖房能力を幅広い外気温度範囲で得ることができる。

#### 【 0 0 3 4 】

このように構成された空気調和装置においては、第 2 圧縮機 15 がアキュムレータ 12 から冷媒を吸入することにより、暖房時に蒸発器として機能する室外熱交換器 11 に流れる冷媒流量を増加させ、室外熱交換器 11 の熱交換能力を向上させることができる。また、第 2 圧縮機 15 による室外熱交換器 11 の冷媒流量を増加のため、インジェクション圧縮機 3 の入力を減少させることができる。したがって、単にインジェクション量を大きくする暖房能力増大制御や、外部熱源からの加熱による操作よりも空気調和機の運転効率よく、暖房能力を向上することができる。

#### 【 0 0 3 5 】

また、暖房時に凝縮器として機能する室内熱交換器 6 に流れる冷媒量は、インジェクション圧縮機 3 から圧送される冷媒量、インジェクション回路 A からインジェクション圧縮機 3 の圧縮過程にインジェクションされる冷媒量、及び第 2 圧縮機 15 からインジェクション回路 A を介してインジェクション圧縮機 3 の圧縮過程にインジェクションされる冷媒量の和となる。このため、空気調和装置に備えられたインジェクション圧縮機 3 及び第 2 圧縮機 15 が圧送可能である冷媒の合計流量以上に室内熱交換器 6 に流れる冷媒量を増大させることができる。したがって、大きな暖房能力を得ることができる。

#### 【 0 0 3 6 】

主流である冷凍サイクル回路を流れる高温冷媒と、インジェクション回路 A を流れる低温冷媒が熱交換を行う内部熱交換器 9 を備えたので、インジェクション回路 A を流れる冷媒は熱を吸収して乾き度が高くなり、エンタルピ差を大きくすることができる（状態 G - H 間）。このため、この冷媒をインジェクションしたインジェクション圧縮機 3 の冷媒吐出温度を高く維持できることができ、室内熱交換器 6 での冷媒エンタルピ差が増大する。よって、室内熱交換器 6 での熱交換能力を向上することができる。

また、主流である冷凍サイクル回路を流れる高温冷媒は放熱することで、エンタルピが減少し（状態 C - D 間）、室外熱交換器 11 での冷媒エンタルピ差が増大する。よって、室外熱交換器 11 での熱交換能力を向上させることができる。

したがって、さらに空気調和装置の運転効率が向上する。

#### 【 0 0 3 7 】

上述した制御フローの一例にしたがって、インジェクション圧縮機 3 の回転数  $f_z 1$ 、インジェクション用減圧装置 13 の開度  $V_p$ 、及び第 2 圧縮機 15 を制御することで、基準となる暖房能力を幅広い外気温度範囲で得ることができる。また、目標凝縮温度  $T_{e1}$  と実際の凝縮温度  $T_e$  との温度差  $T_e$  によりインジェクション圧縮機 3 の回転数  $f_z 1$  を制御することで、従来より有る制御方法によって室内ユニット 2 が複数になった場合の制御が可能となる。

【0038】

第 2 圧縮機 15 が設置される位置は、第 2 圧縮機 15 を設置しない従来の空気調和装置の構成に対して第 2 圧縮機 15 を付加するのみであり、簡単な改造で追加することができる。また、冷凍サイクル回路と独立しているため、インジェクション圧縮機 3 の容量を変更しなくても第 2 圧縮機 15 の容量変更によって幅広い運転容量に対応できる。

10

【0039】

また、第 2 圧縮機 15 は、インジェクション圧縮機 3 の吸入圧力からインジェクション圧力までの昇圧過程を補助するものであり、外気温度  $T_c$  や室内温度  $T_b$  によらず圧縮比は 2 ~ 2.5 程度と安定する。そのため、低外気においても高圧縮比による制約（インジェクション圧縮機 3 の吐出温度  $T_d$  の異常上昇やインジェクション圧縮機 3 の軸受荷重の増大に対する保護など）を受けず使用することができる。

【0040】

アキュムレータ 12 を設置し、同じアキュムレータ 12 からインジェクション圧縮機 3 及び第 2 圧縮機 15 の双方が冷媒と冷凍機油を吸入することで、冷凍機油が片方の圧縮機に偏ることがない。したがって、インジェクション圧縮機 3 及び第 2 圧縮機 15 の故障を防止でき、信頼を確保できる。

20

【0041】

室内ユニット 2 に第 3 の減圧装置 7 を設けることで、室内ユニット 2 を複数台設置した場合でも、第 3 の減圧装置 7 の開度を室内熱交換器 6 の出口過冷却度にしたがって制御することにより、一方の室内ユニット 2 に冷媒が偏ってなされることなく各室内ユニット 2 に流れる冷媒量のバランスを調整することができる。

【図面の簡単な説明】

【0042】

【図 1】この発明の実施の形態を示す空気調和装置の冷媒回路図である。

30

【図 2】この発明の実施の形態を示す空気調和装置における暖房運転時（第 2 圧縮機 15 停止、インジェクション用減圧装置 13 作動）の冷凍サイクル動作を示す P - h 線図である。

【図 3】この発明の実施の形態を示す空気調和装置における暖房運転時（第 2 圧縮機 15 作動、インジェクション用減圧装置 13 作動）の冷凍サイクル動作を示す P - h 線図である。

【図 4】この発明の実施の形態を示す空気調和装置の暖房運転時における制御フローの一例である。

【図 5】この発明の実施の形態におけるインジェクション開始域及び第 2 圧縮機 15 作動域を表した図である。

40

【図 6】この発明の実施の形態を示す空気調和装置の暖房運転時における制御フローの別の一例である。

【図 7】この発明の実施の形態を示す空気調和装置の暖房能力を示す図である。

【符号の説明】

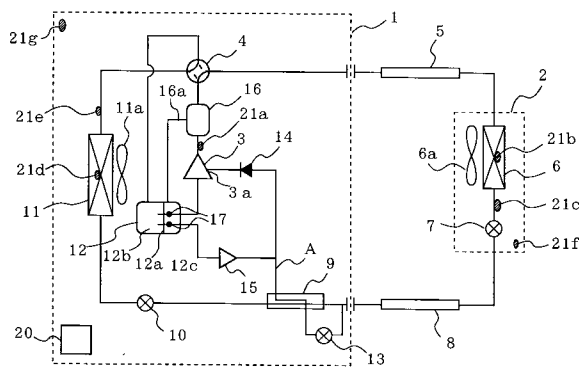
【0043】

1 室外ユニット、2 室内ユニット、3 インジェクション圧縮機、3 a インジェクションポート、4 四方弁、5 ガス管、6 室内熱交換器、6 a 室内送風機、7 第 3 の減圧装置、8 液管、9 内部熱交換器、10 第 1 の減圧装置、11 室外熱交換器、11 a 室外送風機、12 アキュムレータ、12 a 仕切板、12 b 第 1 の部屋、12 c 第 2 の部屋、13 インジェクション用減圧装置、14 逆止弁、15 第

50

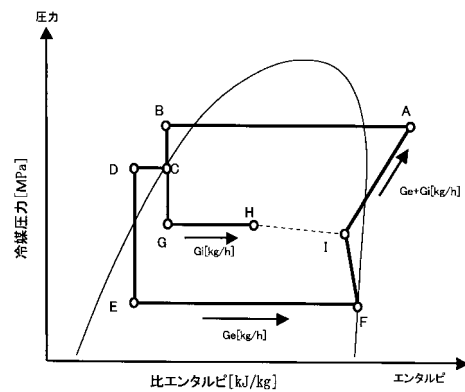
2 圧縮機、16 油分離器、16a 送油管、17 油戻し穴、20 制御装置、21a ~ 21g 温度センサ、A インジェクション回路、Ge インジェクション圧縮機3が吸引する冷媒流量、Gi インジェクション回路を流れる冷媒流量、Gs 第2圧縮機15が吸引する冷媒流量、SHd 吐出過熱度、SHd1 目標吐出過熱度、Ta 設定温度、Tb 室内温度、Tc 外気温度、Td インジェクション圧縮機3の吐出温度、Te 凝縮温度、Te1 目標凝縮温度、Vp インジェクション用減圧装置13の開度。

【図1】

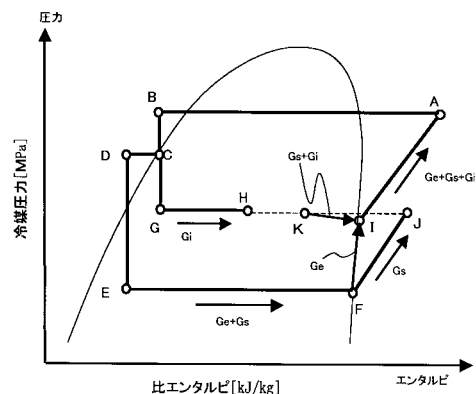


- |                   |                 |
|-------------------|-----------------|
| 1: 室外ユニット         | 2: 室内ユニット       |
| 3: インジェクション圧縮機    | 3a: インジェクションポート |
| 4: 四方弁            | 5: ガス管          |
| 6: 室内熱交換器         | 6a: 室内送風機       |
| 7: 第3の減圧装置        | 8: 液管           |
| 9: 内部熱交換器、        | 10: 第1の減圧装置     |
| 11: 室外熱交換器        | 11a: 室外送風機      |
| 12: アクムレータ        | 12a: 仕切板        |
| 12b: 第1の部屋        | 12c: 第2の部屋      |
| 13: インジェクション用減圧装置 | 14: 逆止弁         |
| 15: 第2圧縮機         | 16: 油分離器        |
| 16a: 送油管          | 17: 油戻し穴        |
| 20: 制御装置          | 21a~21g: 温度センサ  |
| A: インジェクション回路     |                 |

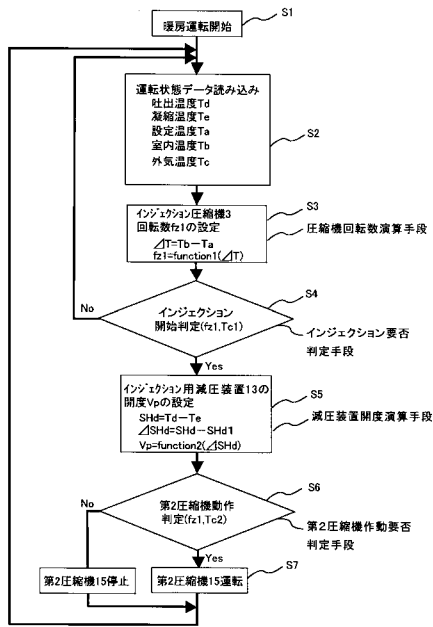
【図2】



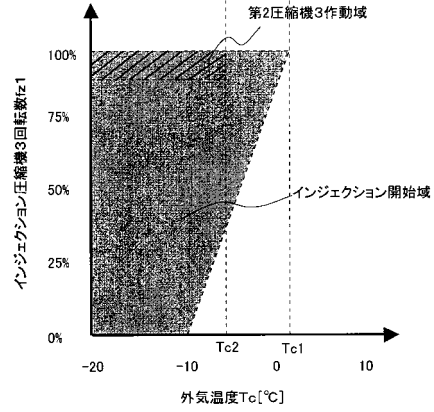
【図3】



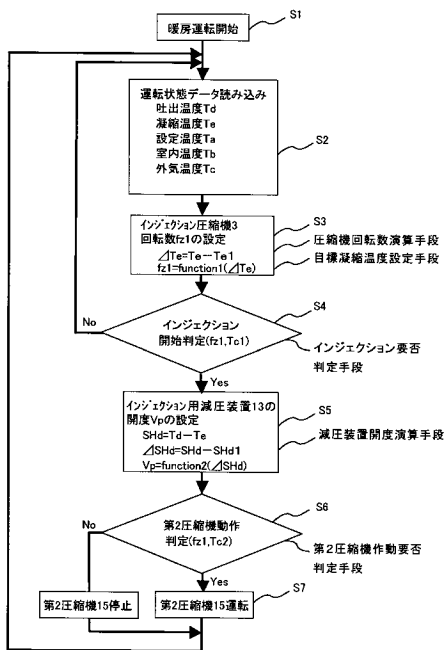
【図4】



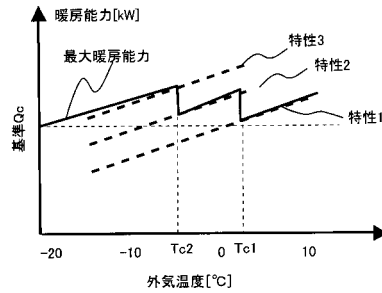
【図5】



【図6】



【図7】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
 F 2 4 F 11/02 G  
 F 2 4 F 11/02 1 0 2 E

- (72)発明者 齊藤 信  
 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 森本 修  
 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 嶋本 大祐  
 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 久保田 剛  
 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 田々井 正吾

- (56)参考文献 特開2005-214550(JP,A)  
 特開平04-043261(JP,A)  
 特開昭61-282763(JP,A)  
 特開2006-023002(JP,A)  
 国際公開第2005/078362(WO,A1)  
 特許第3070223(JP,B2)  
 特開昭58-217163(JP,A)  
 実開平01-169772(JP,U)  
 実開平04-020965(JP,U)  
 特開2006-177598(JP,A)  
 特開2005-282972(JP,A)  
 特開平08-086516(JP,A)  
 特開昭59-170656(JP,A)  
 実開昭58-188557(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
 F 2 5 B 1 / 0 0  
 F 2 4 F 1 1 / 0 2