

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6011507号  
(P6011507)

(45) 発行日 平成28年10月19日(2016.10.19)

(24) 登録日 平成28年9月30日(2016.9.30)

(51) Int.Cl. F 1  
**F 2 5 B 1/00 (2006.01)**  
 F 2 5 B 1/00 3 8 9 A  
 F 2 5 B 1/00 1 0 1 Z

請求項の数 4 (全 26 頁)

(21) 出願番号	特願2013-211076 (P2013-211076)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成25年10月8日(2013.10.8)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開2015-75268 (P2015-75268A)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日	平成27年4月20日(2015.4.20)	(74) 代理人	110001472
審査請求日	平成28年4月15日(2016.4.15)		特許業務法人かいせい特許事務所
		(72) 発明者	鈴木 達博
			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	尾形 豪太
			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	城田 雄一
			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】 冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機(11)と、

前記圧縮機(11)から吐出された高圧冷媒と加熱対象流体とを熱交換させて、前記高圧冷媒を放熱させる放熱器(12)と、

前記放熱器(12)から流出した冷媒を減圧させる減圧手段(14)と、

前記減圧手段(14)にて減圧された低圧冷媒と吸熱対象流体とを熱交換させて、前記低圧冷媒を蒸発させる蒸発器(15)と、

前記圧縮機(11)から吐出された高圧冷媒を減圧させるノズル部(21a)から噴射される高速度の噴射冷媒の吸引作用によって、冷媒吸引口(21d)から前記蒸発器(15)下流側冷媒を吸引し、前記噴射冷媒と前記冷媒吸引口(21d)から吸引された吸引冷媒との混合冷媒を昇圧させて、前記圧縮機(11)の吸入口側へ流出させる昇圧部(21f)を有するエジェクタ(21)と、

前記圧縮機(11)から吐出される冷媒の流量を吐出冷媒流量( $G_r$ )と定義し、前記ノズル部(21a)へ流入させる冷媒の流量をエジェクタ側冷媒流量( $G_n$ )と定義したときに、前記吐出冷媒流量( $G_r$ )に対する前記エジェクタ側冷媒流量( $G_n$ )の流量比( $G_n/G_r$ )を調整する流量比調整手段(25)と、

前記流量比調整手段(25)の作動を制御する流量比制御手段(40c)、を備え、

さらに、前記放熱器へ流入させる冷媒の流量を放熱器側冷媒流量( $G_c$ )と定義したときに、

10

20

前記流量比制御手段(40c)は、実際の前記放熱器側冷媒流量( $G_c$ )が、前記流量比( $G_n / G_r$ )が0となっている際の前記放熱器側冷媒流量( $G_c$ )以上となるように、前記流量比調整手段(25)の作動を制御するものであることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項2】

前記蒸発器(15)から流出した冷媒の気液を分離する気液分離手段(19)を備え、前記気液分離手段(19)の気相冷媒流出口には、前記冷媒吸引口(21d)が接続されていることを特徴とする請求項1に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項3】

前記流量比調整手段は、前記エジェクタ側冷媒流量( $G_n$ )を調整する流量調整弁(25)で構成されていることを特徴とする請求項1または2に記載の冷凍サイクル装置。

10

【請求項4】

前記流量比制御手段(40c)は、前記放熱器側冷媒流量( $G_c$ )が極大値に近づくように、前記流量比調整手段(25)の作動を制御するもの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つに記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エジェクタを備える冷凍サイクル装置に関する。

20

【背景技術】

【0002】

従来、特許文献1に、空調装置に適用されて、空調対象空間の暖房を行う暖房運転モード時に、空調対象空間へ送風される送風空気(加熱対象流体)を加熱する冷凍サイクル装置が開示されている。

【0003】

より詳細には、この特許文献1の冷凍サイクル装置では、圧縮機から吐出された高圧冷媒と送風空気とを熱交換させて送風空気を加熱する室内凝縮器(放熱器)と、低圧冷媒と外気(吸熱対象流体)とを熱交換させて低圧冷媒を蒸発させる室外熱交換器(蒸発器)とを備え、暖房運転時に、冷媒が室外熱交換器にて外気から吸熱した熱を、室内凝縮器にて送風空気へ放熱させることによって送風空気を加熱している。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2013-2710号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、特許文献1の冷凍サイクル装置のように、暖房運転時に外気から吸熱した熱を熱源として送風空気を加熱する構成では、暖房運転時に室外熱交換器における冷媒蒸発温度を外気温よりも低下させなければならない。このため、例えば、低外気温時等には、室外熱交換器における冷媒蒸発温度を極低温(例えば、 $-10$ 以下)となるまで低下させなければならないことがある。

40

【0006】

しかしながら、室外熱交換器における冷媒蒸発温度を極低温となるまで低下させてしまうと、室外熱交換器から流出して圧縮機へ吸入される吸入冷媒の圧力が低下してしまうため、吸入冷媒の密度が低下してしまう。その結果、圧縮機から吐出されて室内凝縮器へ流入する高圧冷媒の流量(質量流量)が減少して、室内凝縮器における送風空気の加熱能力が低下してしまう。

【0007】

本発明は、上記点に鑑み、吸熱対象流体の温度が低下した際に、放熱器における加熱対

50

象流体の加熱能力が低下してしまうことを抑制可能な冷凍サイクル装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明は、上記目的を達成するために案出されたもので、請求項1に記載の発明では、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機(11)と、圧縮機(11)から吐出された高圧冷媒と加熱対象流体とを熱交換させて、高圧冷媒を放熱させる放熱器(12)と、放熱器(12)から流出した冷媒を減圧させる減圧手段(14)と、減圧手段(14)にて減圧された低圧冷媒と吸熱対象流体とを熱交換させて、低圧冷媒を蒸発させる蒸発器(15)と、圧縮機(11)から吐出された高圧冷媒を減圧させるノズル部(21a)から噴射される高速度の噴射冷媒の吸引作用によって、冷媒吸引口(21d)から蒸発器(15)下流側冷媒を吸引し、噴射冷媒と冷媒吸引口(21d)から吸引された吸引冷媒との混合冷媒を昇圧させて、圧縮機(11)の吸入口側へ流出させる昇圧部(21f)を有するエジェクタ(21)と、圧縮機(11)から吐出される冷媒の流量を吐出冷媒流量( $G_r$ )と定義し、ノズル部(21a)へ流入させる冷媒の流量をエジェクタ側冷媒流量( $G_n$ )と定義したときに、吐出冷媒流量( $G_r$ )に対するエジェクタ側冷媒流量( $G_n$ )の流量比( $G_n / G_r$ )を調整する流量比調整手段(25)と、流量比調整手段(25)の作動を制御する流量比制御手段(40c)、を備え、

さらに、放熱器へ流入させる冷媒の流量を放熱器側冷媒流量( $G_c$ )と定義したときに、流量比制御手段(40c)は、実際の放熱器側冷媒流量( $G_c$ )が、流量比( $G_n / G_r$ )が0となっている際の放熱器側冷媒流量( $G_c$ )以上となるように、流量比調整手段(25)の作動を制御するものである冷凍サイクル装置を特徴とする。

【0009】

これによれば、蒸発器(15)下流側冷媒を吸引して昇圧させるエジェクタ(21)を備えているので、圧縮機(11)へ吸入される吸入冷媒の圧力を蒸発器(15)における冷媒蒸発圧力よりも上昇させて、吸入冷媒の密度を上昇させることができる。さらに、流量比( $G_n / G_r$ )が0となっている際の放熱器側冷媒流量( $G_c$ )以上となるように、流量比調整手段(25)の作動が制御されるので、放熱器側冷媒流量( $G_c$ )を増加させることができる。

【0010】

従って、吸熱対象流体の温度が低下して蒸発器(15)における冷媒蒸発温度を低下せなければならぬ運転条件であっても、圧縮機(11)から吐出されて放熱器(12)へ流入する高圧冷媒の流量(質量流量)が減少してしまうことを抑制できる。その結果、吸熱対象流体の温度が低下しても、放熱器(12)における加熱対象流体の加熱能力が低下してしまうことを抑制できる。

【0011】

なお、放熱器(12)における加熱対象流体の加熱能力とは、放熱器(12)にて所望の流量の加熱対象流体を所望の温度となるまで加熱する能力であり、具体的には、放熱器(12)入口側冷媒のエンタルピから出口側冷媒のエンタルピを減算したエンタルピ差と、放熱器(12)を流通する冷媒の流量(質量流量)とを積算した値を用いて定義することができる。

【0012】

また、この欄および特許請求の範囲に記載した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。

【図面の簡単な説明】

【0013】

【図1】第1実施形態の冷凍サイクル装置の全体構成図である。

【図2】第1実施形態のエジェクタの軸方向断面図である。

【図3】第1実施形態の冷凍サイクル装置の強暖房運転モード時における冷媒の状態の変化を示すモリエル線図である。

10

20

30

40

50

【図４】流量比（ $G_r / G_n$ ）の変化に対する放熱器側冷媒流量  $G_c$  の増加率の変化を示すグラフである。

【図５】第２実施形態の冷凍サイクル装置の全体構成図である。

【図６】第３実施形態の冷凍サイクル装置の全体構成図である。

【図７】他の実施形態のエジェクタの軸方向断面図である。

【図８】他の実施形態の変形例のエジェクタの軸方向断面図である。

【発明を実施するための形態】

【００１４】

本発明の実施形態について説明する。なお、以下に説明する実施形態のうち、第１、第２実施形態は本発明の前提となる形態であり、第３実施形態が特許請求の範囲に記載した発明の実施形態である。

10

（第１実施形態）

以下、図１～図４を用いて、本発明の第１実施形態について説明する。本実施形態では、本発明に係る蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置１０を、走行用電動モータから車両走行用の駆動力を得る電気自動車の車両用空調装置１に適用している。冷凍サイクル装置１０は、車両用空調装置１において、空調対象空間である車室内へ送風される送風空気を冷却あるいは加熱する機能を果たす。従って、本実施形態の加熱対象流体は送風空気である。

【００１５】

さらに、この冷凍サイクル装置１０は、車室内の冷房を行う冷房運転モードの冷媒回路、車室内を除湿しながら暖房を行う除湿暖房運転モードの冷媒回路、車室内の暖房を行う暖房運転モードの冷媒回路、および低外気温時等に暖房運転モードよりも高い加熱能力で送風空気を加熱するための強暖房運転モードでの冷媒回路を切替可能に構成されている。

20

【００１６】

なお、図１では、冷房運転モードの冷媒回路における冷媒の流れを白抜き矢印で示し、除湿暖房運転モードの冷媒回路における冷媒の流れを斜線ハッチング付き矢印で示し、暖房運転モードの冷媒回路における冷媒の流れを網掛けハッチング付き矢印で示し、強暖房運転モードの冷媒回路における冷媒の流れを黒塗り矢印で示している。

【００１７】

また、本実施形態の冷凍サイクル装置１０では、冷媒としてＨＦＣ系冷媒（具体的には、Ｒ１３４ａ）を採用しており、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超えない蒸気圧縮式の亜臨界冷凍サイクルを構成している。もちろん、ＨＦＯ系冷媒（例えば、Ｒ１２３４ｙｆ）等を採用してもよい。さらに、冷媒には圧縮機１１を潤滑するための冷凍機油が混入されており、冷凍機油の一部は冷媒とともにサイクルを循環している。

30

【００１８】

圧縮機１１は、車両ボンネット内に配置されて、冷凍サイクル装置１０において冷媒を吸入して高圧冷媒となるまで昇圧して吐出するものである。具体的には、本実施形態の圧縮機１１は、１つのハウジング内に固定容量型の圧縮機構、および圧縮機構を駆動する電動モータを収容して構成された電動圧縮機である。

【００１９】

この圧縮機構としては、スクロール型圧縮機構、ペーン型圧縮機構等の各種圧縮機構を採用することができる。また、電動モータは、後述する空調制御装置４０から出力される制御信号によって、その作動（回転数）が制御されるもので、交流モータ、直流モータのいずれの形式を採用してもよい。

40

【００２０】

圧縮機１１の吐出口側には、圧縮機１１から吐出された冷媒の流れを分岐する第１分岐部１３ａの冷媒流入口が接続されている。第１分岐部１３ａは、三方継手で構成されており、３つの流入口のうち１つを冷媒流入口とし、残りの２つを冷媒流出口としたものである。このような三方継手は、管径の異なる配管を接合して形成してもよいし、金属ブロックや樹脂ブロックに複数の冷媒通路を設けることによって形成してもよい。

【００２１】

50

第 1 分岐部 1 3 a の一方の冷媒流出口には、室内凝縮器 1 2 の冷媒入口側が接続されており、さらに、第 1 分岐部 1 3 a の他方の冷媒流出口には、ノズル部用開閉弁 2 2 を介してエジェクタ 2 1 のノズル部 2 1 a の入口側が接続されている。なお、ノズル部用開閉弁 2 2 およびエジェクタ 2 1 の詳細構成については後述する。

【 0 0 2 2 】

室内凝縮器 1 2 は、後述する室内空調ユニット 3 0 のケーシング 3 1 内に配置されて、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒と後述する室内蒸発器 2 0 を通過した送風空気とを熱交換させて、高圧冷媒を放熱させる放熱器である。

【 0 0 2 3 】

室内凝縮器 1 2 の冷媒出口側には、暖房用膨張弁 1 4 の入口側が接続されている。暖房用膨張弁 1 4 は、少なくとも暖房運転モード時に、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒を減圧させる減圧手段であり、絞り開度を変更可能に構成された弁体と、この弁体を変位させて絞り開度を変化させるステッピングモータからなる電動アクチュエータとを有して構成される電気式の可変絞り機構である。

【 0 0 2 4 】

さらに、本実施形態の暖房用膨張弁 1 4 は、絞り開度を全開にすることで冷媒減圧作用を殆ど発揮することなく単なる冷媒通路として機能する全開機能付きの可変絞り機構で構成されている。なお、暖房用膨張弁 1 4 は、空調制御装置 4 0 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

【 0 0 2 5 】

暖房用膨張弁 1 4 の出口側には、室外熱交換器 1 5 の冷媒入口側が接続されている。室外熱交換器 1 5 は、車両ボンネット内の前方側に配置されて、内部を流通する室内凝縮器 1 2 下流側の冷媒と送風ファン 1 5 a から送風された外気とを熱交換させる熱交換器である。

【 0 0 2 6 】

より具体的には、室外熱交換器 1 5 は、少なくとも冷房運転モード時には、高圧冷媒を放熱させる放熱器として機能し、暖房運転モード時および強暖房運転モード時には、減圧手段である暖房用膨張弁 1 4 にて減圧された低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる蒸発器として機能する。送風ファン 1 5 a は、空調制御装置 4 0 から出力される制御電圧によって稼働率、すなわち回転数（送風空気量）が制御される電動送風機である。

【 0 0 2 7 】

室外熱交換器 1 5 の冷媒出口側には、室外熱交換器 1 5 から流出した冷媒の流れを分岐する第 2 分岐部 1 3 b の冷媒流入口が接続されている。第 2 分岐部 1 3 b の基本的構成は、第 1 分岐部 1 3 a と同様である。第 2 分岐部 1 3 b の一方の冷媒流出口には、冷房用膨張弁 1 6 の冷媒入口側が接続され、他方の冷媒流出口には、第 2 分岐部 1 3 b から流出した冷媒を後述するアキュムレータ 1 9 の上流側へ導くアキュムレータ側通路 1 7 が接続されている。

【 0 0 2 8 】

冷房用膨張弁 1 6 の基本的構成は、暖房用膨張弁 1 4 と同様である。さらに、本実施形態の冷房用膨張弁 1 6 は、絞り開度を全開した際に室外熱交換器 1 5 の冷媒出口側から室内蒸発器 2 0 の冷媒入口側へ至る冷媒通路を全開する全開機能のみならず、絞り開度を全開した際に当該冷媒通路を閉塞する全閉機能付きの可変絞り機構で構成されている。

【 0 0 2 9 】

冷房用膨張弁 1 6 の出口側には、室内蒸発器 2 0 の冷媒入口側が接続されている。室内蒸発器 2 0 は、室内空調ユニット 3 0 のケーシング 3 1 内のうち、室内凝縮器 1 2 よりも送風空気流れ上流側に配置されている。さらに、室内蒸発器 2 0 は、冷房運転モードおよび除湿暖房運転モード時にその内部を流通する冷媒を、室内凝縮器 1 2 通過前の送風空気と熱交換させて蒸発させることにより、送風空気を冷却する冷却用熱交換器である。

【 0 0 3 0 】

室内蒸発器 2 0 の冷媒出口側には、合流部 1 3 c を介して、アキュムレータ 1 9 の入口

10

20

30

40

50

側が接続されている。アキュムレータ 19 は、その内部に流入した冷媒の気液を分離して、サイクル内の余剰冷媒を蓄える気液分離器である。合流部 13c は、第 1、第 2 分岐部 13a、13b と同様の三方継手で構成されており、3 つの流入出口のうち 2 つを冷媒流入口とし、残りの 1 つを冷媒流出口としたものである。

#### 【0031】

さらに、本実施形態の合流部 13c の他方の冷媒流入口には、前述のアキュムレータ側通路 17 の出口側が接続されている。また、このアキュムレータ側通路 17 には、アキュムレータ側通路 17 を開閉する暖房用開閉弁 18 が配置されている。暖房用開閉弁 18 は、空調制御装置 40 から出力される制御電圧によって、その開閉作動が制御される電磁弁である。

10

#### 【0032】

アキュムレータ 19 の気相冷媒出口には、エジェクタ 21 の冷媒吸引口 21d 側が接続されている。エジェクタ 21 は、第 1 分岐部 13a の他方の冷媒流出口から流出した高压冷媒を減圧させて高速度で噴射することによって、アキュムレータ 19 から流出した気相冷媒を冷媒吸引口 21d から吸引し、噴射冷媒と吸引冷媒との混合冷媒の運動エネルギーを圧力エネルギーへ変換する機能を果たすものである。

#### 【0033】

エジェクタ 21 の詳細構成については、図 2 を用いて説明する。エジェクタ 21 は、図 2 に示すように、ノズル部 21a およびボデー部 21b を有して構成されている。まず、ノズル部 21a は、冷媒の流れ方向に向かって徐々に先細る略円筒状の金属（例えば、ステンレス合金）で形成されており、内部に流入した冷媒を等エントロピ的に減圧させて、冷媒流れ最下流側に設けられた冷媒噴射口から噴射するものである。

20

#### 【0034】

ノズル部 21a の内部に形成された冷媒通路には、冷媒通路面積が最も縮小した喉部（最小通路面積）21c、冷媒流入側から喉部 21c へ向かって冷媒通路面積が徐々に縮小する先細部、および喉部 21c から冷媒噴射口へ向かって冷媒通路面積が徐々に拡大する末広部が設けられている。つまり、本実施形態のノズル部 21a は、ラバールノズルとして構成されている。もちろん、ノズル部 21a を先細ノズルで構成してもよい。

#### 【0035】

また、本実施形態では、ノズル部 21a として、後述する強暖房運転モード時に、冷媒噴射口から噴射される噴射冷媒の流速が音速以上となるように設定されたものを採用している。

30

#### 【0036】

さらに、圧縮機 11 から吐出される冷媒の流量を吐出冷媒流量  $G_r$  とし、エジェクタ 21 のノズル部 21a へ流入させる冷媒の流量をエジェクタ側冷媒流量  $G_n$  とし、室内凝縮器 12 へ流入させる冷媒の流量を放熱器側冷媒流量  $G_c$  としたときに、本実施形態では、以下数式 F1 を満たすように、ノズル部 21a の減圧特性（流量特性）が設定されている。

$$0.3 \leq G_n / G_r \leq 0.5 \dots (F1)$$

なお、吐出冷媒流量  $G_r$ 、エジェクタ側冷媒流量  $G_n$  および放熱器側冷媒流量  $G_c$  は、いずれも質量流量であり、吐出冷媒流量  $G_r$  は、エジェクタ側冷媒流量  $G_n$  と放熱器側冷媒流量  $G_c$  との合算値となる。

40

#### 【0037】

ボデー部 21b は、略円筒状の金属（例えば、アルミニウム）で形成されており、内部にノズル部 21a を支持固定する固定部材として機能するとともに、エジェクタ 21 の外殻を形成するものである。より具体的には、ノズル部 21a は、ボデー部 21b の長手方向一端側の内部に收容されるように圧入にて固定されている。従って、ノズル部 21a とボデー部 21b との固定部（圧入部）から冷媒が漏れることはない。

#### 【0038】

また、ボデー部 21b の外周面のうち、ノズル部 21a の外周側に対応する部位には、

50

その内外を貫通してノズル部 2 1 a の冷媒噴射口と連通するように設けられた冷媒吸引口 2 1 d が形成されている。この冷媒吸引口 2 1 d は、ノズル部 2 1 a から噴射される噴射冷媒の吸引作用によって、アキュムレータ 1 9 の気相冷媒出口から流出した冷媒をエジェクタ 2 1 の内部へ吸引する貫通穴である。

【 0 0 3 9 】

さらに、ボデー部 2 1 b の内部には、冷媒吸引口 2 1 d から吸引された吸引冷媒をノズル部 2 1 a の冷媒噴射口側へ導く吸引通路 2 1 e、および冷媒吸引口 2 1 d から吸引通路 2 1 e を介してエジェクタ 2 1 の内部へ流入した吸引冷媒と噴射冷媒とを混合させて昇圧させる昇圧部としてのディフューザ部 2 1 f が形成されている。

【 0 0 4 0 】

吸引通路 2 1 e は、ノズル部 2 1 a の先細り形状の先端部周辺の外周側とボデー部 2 1 b の内周側との間の空間によって形成されており、吸引通路 2 1 e の冷媒通路面積は、冷媒流れ方向に向かって徐々に縮小している。これにより、吸引通路 2 1 e を流通する吸引冷媒の流速を徐々に増加させて、ディフューザ部 2 1 f にて吸引冷媒と噴射冷媒が混合する際のエネルギー損失（混合損失）を減少させている。

【 0 0 4 1 】

ディフューザ部 2 1 f は、吸引通路の出口に連続するように配置されて、冷媒通路面積を徐々に拡大させる空間によって形成されている。これにより、噴射冷媒と吸引冷媒とを混合させながら、その流速を減速させて噴射冷媒と吸引冷媒との混合冷媒の圧力を上昇させる機能、すなわち、混合冷媒の速度エネルギーを圧力エネルギーに変換する機能を果たす。

【 0 0 4 2 】

より具体的には、本実施形態のディフューザ部 2 1 f を形成するボデー部 2 1 b の内周壁面の軸方向断面における断面形状は、複数の曲線を組み合わせて形成されている。そして、ディフューザ部 2 1 f の冷媒通路断面面積の広がり度合が冷媒流れ方向に向かって徐々に大きくなった後に再び小さくなっていることで、冷媒を等エントロピ的に昇圧させることができる。

【 0 0 4 3 】

エジェクタ 2 1 のディフューザ部 2 1 f の冷媒出口には、圧縮機 1 1 の吸入口側が接続されている。また、第 1 分岐部 1 3 a の他方の冷媒流出口とエジェクタ 2 1 のノズル部 2 1 a の冷媒流入口とを接続する冷媒通路には、この冷媒通路を開閉する開閉手段としてのノズル部用開閉弁 2 2 が配置されている。

【 0 0 4 4 】

ノズル部用開閉弁 2 2 は、非通電時閉塞型（いわゆるノーマルクローズ型）の電磁弁で構成されており、空調制御装置 4 0 から出力される制御電圧によって、その作動が制御される。

【 0 0 4 5 】

そして、空調制御装置 4 0 が、ノズル部用開閉弁 2 2 を開くことによって、圧縮機 1 1 から吐出された冷媒がノズル部 2 1 a へ流入し、ディフューザ部 2 1 f にて噴射冷媒と吸引冷媒との混合冷媒を昇圧させる昇圧用冷媒回路に切り替えることができる。一方、空調制御装置 4 0 が、ノズル部用開閉弁 2 2 を閉じることによって、ディフューザ部 2 1 f にて混合冷媒を昇圧させることのない非昇圧用冷媒回路に切り替えることができる。

【 0 0 4 6 】

つまり、本実施形態のノズル部用開閉弁 2 2 は、特許請求の範囲に記載された冷媒回路切替手段を構成している。

【 0 0 4 7 】

次に、室内空調ユニット 3 0 について説明する。室内空調ユニット 3 0 は、冷凍サイクル装置 1 0 によって温度調整された送風空気を車室内へ吹き出すためのもので、車室内最前部の計器盤（インストルメントパネル）の内側に配置されている。さらに、室内空調ユニット 3 0 は、その外殻を形成するケーシング 3 1 内に送風機 3 2、室内蒸発器 2 0、室内凝縮器 1 2 等を収容して構成されている。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 4 8 】

ケーシング 3 1 は、車室内に送風される送風空気の空気通路を形成するもので、ある程度の弾性を有し、強度的にも優れた樹脂（例えば、ポリプロピレン）にて成形されている。このケーシング 3 1 内の送風空気流れ最上流側には、ケーシング 3 1 内へ内気（車室内空気）と外気（車室外空気）とを切替導入する内外気切替手段としての内外気切替装置 3 3 が配置されている。

## 【 0 0 4 9 】

内外気切替装置 3 3 は、ケーシング 3 1 内へ内気を導入させる内気導入口および外気を導入させる外気導入口の開口面積を、内外気切替ドアによって連続的に調整して、内気の風量と外気の風量との風量割合を連続的に変化させるものである。内外気切替ドアは、内外気切替ドア用の電動アクチュエータによって駆動され、この電動アクチュエータは、空調制御装置 4 0 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

10

## 【 0 0 5 0 】

内外気切替装置 3 3 の送風空気流れ下流側には、内外気切替装置 3 3 を介して吸入した空気を車室内へ向けて送風する送風手段としての送風機（ブロワ）3 2 が配置されている。この送風機 3 2 は、遠心多翼ファン（シロッコファン）を電動モータにて駆動する電動送風機であって、空調制御装置 4 0 から出力される制御電圧によって回転数（送風量）が制御される。

## 【 0 0 5 1 】

送風機 3 2 の送風空気流れ下流側には、室内蒸発器 2 0、および室内凝縮器 1 2 が、送風空気の流れに対して、この順に配置されている。また、ケーシング 3 1 内には、室内蒸発器 2 0 を通過した送風空気を、室内凝縮器 1 2 を迂回させて下流側へ流す冷風バイパス通路 3 5 が形成されている。

20

## 【 0 0 5 2 】

室内蒸発器 2 0 の送風空気流れ下流側であって、かつ、室内凝縮器 1 2 の送風空気流れ上流側には、室内蒸発器 2 0 通過後の送風空気のうち、室内凝縮器 1 2 を通過させる風量割合を調整するエアミックスドア 3 4 が配置されている。

## 【 0 0 5 3 】

また、室内凝縮器 1 2 の送風空気流れ下流側には、室内凝縮器 1 2 にて加熱された送風空気と冷風バイパス通路 3 5 を通過して室内凝縮器 1 2 にて加熱されていない送風空気とを混合させる混合空間が設けられている。さらに、ケーシング 3 1 の送風空気流れ最下流部には、混合空間にて混合された送風空気（空調風）を、空調対象空間である車室内へ吹き出す開口穴が配置されている。

30

## 【 0 0 5 4 】

具体的には、この開口穴としては、車室内の乗員の上半身に向けて空調風を吹き出すフェイス開口穴、乗員の足元に向けて空調風を吹き出すフット開口穴、および車両前面窓ガラス内側面に向けて空調風を吹き出すデフロスタ開口穴（いずれも図示せず）が設けられている。これらのフェイス開口穴、フット開口穴およびデフロスタ開口穴の送風空気流れ下流側は、それぞれ空気通路を形成するダクトを介して、車室内に設けられたフェイス吹出口、フット吹出口およびデフロスタ吹出口（いずれも図示せず）に接続されている。

40

## 【 0 0 5 5 】

従って、エアミックスドア 3 4 が、室内凝縮器 1 2 を通過させる風量と冷風バイパス通路 3 5 を通過させる風量との風量割合を調整することによって、混合空間にて混合される空調風の温度が調整されて、各吹出口から車室内へ吹き出される送風空気（空調風）の温度が調整されることになる。

## 【 0 0 5 6 】

つまり、エアミックスドア 3 4 は、車室内へ送風される空調風の温度を調整する温度調整手段を構成している。なお、エアミックスドア 3 4 は、エアミックスドア駆動用の電動アクチュエータによって駆動され、この電動アクチュエータは、空調制御装置 4 0 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

50



## 【 0 0 5 7 】

また、フェイス開口穴、フット開口穴、およびデフロスタ開口穴の送風空気流れ上流側には、それぞれ、フェイス開口穴の開口面積を調整するフェイスドア、フット開口穴の開口面積を調整するフットドア、デフロスタ開口穴の開口面積を調整するデフロスタドア（いずれも図示せず）が配置されている。

## 【 0 0 5 8 】

これらのフェイスドア、フットドア、デフロスタドアは、開口穴モードを切り替える開口穴モード切替手段を構成するものであって、リンク機構等を介して、吹出口モードドア駆動用の電動アクチュエータに連結されて連動して回転操作される。なお、この電動アクチュエータも、空調制御装置 4 0 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

10

## 【 0 0 5 9 】

吹出口モード切替手段によって切り替えられる吹出口モードとしては、具体的に、フェイス吹出口を全開してフェイス吹出口から車室内乗員の上半身に向けて空気を吹き出すフェイスモード、フェイス吹出口とフット吹出口の両方を開口して車室内乗員の上半身と足元に向けて空気を吹き出すパイレベルモード、フット吹出口を全開するとともにデフロスタ吹出口を小開度だけ開口して、フット吹出口から主に空気を吹き出すフットモード、およびフット吹出口およびデフロスタ吹出口を同程度開口して、フット吹出口およびデフロスタ吹出口の双方から空気を吹き出すフットデフロスタモードがある。

## 【 0 0 6 0 】

20

さらに、乗員が操作パネルに設けられた吹出モード切替スイッチをマニュアル操作することによって、デフロスタ吹出口を全開してデフロスタ吹出口から車両フロント窓ガラス内面に空気を吹き出すデフロスタモードとすることもできる。

## 【 0 0 6 1 】

次に、本実施形態の電気制御部について説明する。空調制御装置 4 0 は、CPU、ROM および RAM 等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成されている。そして、その ROM 内に記憶された空調制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、その出力側に接続された各種制御対象機器 1 1、1 4、1 5 a、1 6、1 8、2 2、3 2、3 4 等の作動を制御する。

## 【 0 0 6 2 】

30

また、空調制御装置 4 0 の入力側には、車室内温度（内気温） $T_r$ を検出する内気温検出手段としての内気センサ、車室外温度（外気温） $T_{am}$ を検出する外気温検出手段としての外気センサ、車室内へ照射される日射量  $A_s$ を検出する日射量検出手段としての日射センサ、圧縮機 1 1 吐出冷媒の吐出冷媒温度  $T_d$ を検出する吐出温度センサ、圧縮機 1 1 吐出冷媒の吐出冷媒圧力（高压側冷媒圧力） $P_d$ を検出する吐出圧力センサ、室内蒸発器 2 0 における冷媒蒸発温度（蒸発器温度） $T_{efin}$ を検出する蒸発器温度センサ、混合空間から車室内へ送風される送風空気温度  $T_{AV}$ を検出する送風空気温度センサ、室外熱交換器 1 5 の室外器温度  $T_s$ を検出する室外熱交換器温度センサ等の空調制御用のセンサ群が接続され、これらのセンサ群の検出信号が入力される。

## 【 0 0 6 3 】

40

なお、本実施形態の蒸発器温度センサは、室内蒸発器 2 0 の熱交換フィン温度を検出しているが、蒸発器温度センサとして、室内蒸発器 2 0 のその他の部位の温度を検出する温度検出手段を採用してもよい。

## 【 0 0 6 4 】

また、本実施形態の室外熱交換器温度センサは、室外熱交換器 1 5 の冷媒流出口における冷媒の温度を検出しているが、室外熱交換器温度センサとして、室外熱交換器 1 5 のその他の部位の温度を検出する温度検出手段を採用してもよい。

## 【 0 0 6 5 】

また、本実施形態では、送風空気温度  $T_{AV}$ を検出する送風空気温度センサを設けているが、この送風空気温度  $T_{AV}$ として、蒸発器温度  $T_{efin}$ 、吐出冷媒温度  $T_d$ 等に基づ

50

づいて算出された値を採用してもよい。

【 0 0 6 6 】

さらに、空調制御装置 4 0 の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された図示しない操作パネルが接続され、この操作パネルに設けられた各種操作スイッチからの操作信号が入力される。

【 0 0 6 7 】

操作パネルに設けられた各種操作スイッチとしては、具体的に、車両用空調装置 1 の自動制御運転を設定あるいは解除するオートスイッチ、車室内の冷房を行う冷房スイッチ（A / C スイッチ）、送風機 3 2 の風量をマニュアル設定する風量設定スイッチ、車室内の目標温度  $T_{set}$  を設定する目標温度設定手段としての温度設定スイッチ、吹出モードをマニュアル設定する吹出モード切替スイッチ等がある。

10

【 0 0 6 8 】

なお、本実施形態の空調制御装置 4 0 は、その出力側に接続された各種制御対象機器を制御する制御手段が一体に構成されたものであるが、それぞれの制御対象機器の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が、それぞれの制御対象機器の作動を制御する制御手段を構成している。

【 0 0 6 9 】

例えば、空調制御装置 4 0 のうち、圧縮機 1 1 の冷媒吐出能力（圧縮機 1 1 の回転数）を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が吐出能力制御手段 4 0 a を構成し、冷媒回路切替手段（本実施形態では、ノズル部用開閉弁 2 2 ）の作動を制御する構成が冷媒回路制御手段 4 0 b を構成している。もちろん、吐出能力制御手段 4 0 a、冷媒回路制御手段 4 0 b 等を空調制御装置 4 0 に対して別体の制御装置として構成してもよい。

20

【 0 0 7 0 】

次に、上記構成における本実施形態の作動について説明する。前述の如く、本実施形態の車両用空調装置 1 では、冷房運転モード、除湿暖房運転モード、暖房運転モード、および強暖房運転モードでの運転を切り替えることができる。これらの各運転モードの切り替えは、空調制御プログラムが実行されることによって行われる。この空調制御プログラムは、操作パネルのオートスイッチが投入（ON）された際に実行される。

【 0 0 7 1 】

より具体的には、空調制御プログラムのメインルーチンでは、上述の空調制御用のセンサ群の検出信号および各種空調操作スイッチからの操作信号を読み込む。そして、読み込んだ検出信号および操作信号の値に基づいて、車室内へ吹き出す吹出空気の目標温度である目標吹出温度  $T_{AO}$  を、以下数式  $F 2$  に基づいて算出する。

30

$$T_{AO} = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \dots (F 2)$$

なお、 $T_{set}$  は温度設定スイッチによって設定された車室内設定温度、 $T_r$  は内気センサによって検出された車室内温度（内気温）、 $T_{am}$  は外気センサによって検出された外気温、 $A_s$  は日射センサによって検出された日射量である。 $K_{set}$ 、 $K_r$ 、 $K_{am}$ 、 $K_s$  は制御ゲインであり、 $C$  は補正用の定数である。

【 0 0 7 2 】

さらに、操作パネルの冷房スイッチが投入されており、かつ、目標吹出温度  $T_{AO}$  が予め定めた冷房基準温度 よりも低くなっている場合には、冷房運転モードでの運転を実行する。また、冷房スイッチが投入された状態で、目標吹出温度  $T_{AO}$  が冷房基準温度 以上になっている場合には、除湿暖房運転モードでの運転を実行する。

40

【 0 0 7 3 】

一方、冷房スイッチが投入されておらず、かつ、圧縮機 1 1 の冷媒吐出能力（具体的には、圧縮機 1 1 の回転数  $N_c$ ）が予め定めた基準冷媒吐出能力（具体的には、基準回転数  $K N_c$ ）未満の場合には、暖房運転モードでの運転を実行する。また、冷房スイッチが投入されておらず、かつ、圧縮機 1 1 の冷媒吐出能力が基準冷媒吐出能力以上となっている場合には、強暖房運転モードでの運転を実行する。

【 0 0 7 4 】

50

なお、圧縮機 11 の冷媒吐出能力とは、圧縮機 11 の吐出冷媒圧力  $P_d$  と圧縮機 11 の吐出冷媒流量  $G_r$  とを積算した値を用いて定義することができる。従って、圧縮機 11 の冷媒吐出能力は圧縮機 11 の回転数  $N_c$  と強い相関を有している。そこで、本実施形態では、圧縮機 11 の冷媒吐出能力として、圧縮機 11 の回転数  $N_c$  を用いている。

【0075】

これにより、本実施形態では、主に夏場のように比較的外気温が高い場合に、冷房運転モードでの運転を実行し、主に早春季あるいは初冬季等に、除湿暖房運転モードでの運転を実行するようにしている。さらに、主に冬場のように比較的外気温が低い場合に、暖房運転モードでの運転を実行し、冬季の低外気温時（例えば、外気温が  $-10$  以下となる場合）のように暖房運転モードよりも高い加熱能力で送風空気を加熱する必要がある場合に、強暖房運転モードでの運転を実行するようにしている。

10

【0076】

以下に各運転モードにおける作動を説明する。

【0077】

（a）冷房運転モード

冷房運転モードでは、空調制御装置 40 が、暖房用膨張弁 14 を全開とし、冷房用膨張弁 16 を減圧作用を発揮する絞り状態とし、暖房用開閉弁 18 を閉じ、ノズル部用開閉弁 22 を閉じる。従って、冷房運転モード時に構成されるサイクル構成は、特許請求の範囲に記載された非昇圧用冷媒回路に含まれる。

【0078】

20

これにより、冷房運転モードでは、図 1 の白抜き矢印に示すように、圧縮機 11 室内凝縮器 12（暖房用膨張弁 14）室外熱交換器 15 冷房用膨張弁 16 室内蒸発器 20 アクキュムレータ 19 エジェクタ 21 の冷媒吸引口 21d エジェクタの 21 のディフューザ部 21f 圧縮機 11 の順に冷媒が循環する冷凍サイクルが構成される。

【0079】

さらに、この冷媒回路の構成で、空調制御装置 40 が、目標吹出温度  $T_{AO}$ 、およびセンサ群の検出信号等に基づいて、各種制御対象機器の作動状態（各種制御対象機器へ出力する制御信号）を決定する。

【0080】

例えば、圧縮機 11 の冷媒吐出能力、すなわち圧縮機 11 の電動モータに出力される制御信号については、次のように決定される。まず、目標吹出温度  $T_{AO}$  に基づいて、予め空調制御装置 40 に記憶された制御マップを参照して、室内蒸発器 20 の目標蒸発器吹出温度  $T_{EO}$  を決定する。

30

【0081】

具体的には、この制御マップでは、目標吹出温度  $T_{AO}$  の低下に伴って、目標蒸発器吹出温度  $T_{EO}$  が低下するように決定する。さらに、目標蒸発器吹出温度  $T_{EO}$  は、室内蒸発器 20 の着霜を抑制可能に決定された基準着霜防止温度（例えば、 $1$ ）以上となるように決定される。

【0082】

そして、この目標蒸発器吹出温度  $T_{EO}$  と蒸発器温度センサによって検出された蒸発器温度  $T_{efin}$  との偏差に基づいて、フィードバック制御手法を用いて蒸発器温度  $T_{efin}$  が目標蒸発器吹出温度  $T_{EO}$  に近づくように、圧縮機 11 の電動モータに出力される制御信号が決定される。

40

【0083】

また、エアミックスドア 34 を駆動する電動アクチュエータへ出力される制御信号については、エアミックスドア 34 が室内凝縮器 12 側の空気通路を閉塞し、室内蒸発器 20 通過後の送風空気の全風量が室内凝縮器 12 を迂回して流れるように決定される。なお、冷房運転モードでは、送風空気温度  $T_{AV}$  が目標吹出温度  $T_{AO}$  に近づくようにエアミックスドア 34 の開度を制御してもよい。

【0084】

50

また、冷房用膨張弁 1 6 へ出力される制御信号については、冷房用膨張弁 1 6 へ流入する冷媒の過冷却度が、COP が略最大値となるように定められた目標過冷却度に近づくように決定される。

【 0 0 8 5 】

そして、上記の如く決定された制御信号等を各種制御対象機器へ出力する。その後、車両用空調装置 1 の作動停止が要求されるまで、所定の制御周期毎に、上述の検出信号および操作信号の読み込み 目標吹出温度 TAO の算出 各種制御対象機器の作動状態決定 制御電圧および制御信号の出力といった制御ルーチンが繰り返される。なお、このような制御ルーチンの繰り返しは、他の運転モード時にも同様に行われる。

【 0 0 8 6 】

10

従って、冷房運転モード時の冷凍サイクル装置 1 0 では、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒が、室内凝縮器 1 2 へ流入する。この際、エアミックスドア 3 4 が室内凝縮器 1 2 側の空気通路を閉塞しているため、室内凝縮器 1 2 へ流入した冷媒は、殆ど送風空気と熱交換することなく室内凝縮器 1 2 から流出する。

【 0 0 8 7 】

室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒は、全開となっている暖房用膨張弁 1 4 を介して、室外熱交換器 1 5 の一方の冷媒流入出口へ流入する。室外熱交換器 1 5 へ流入した冷媒は、室外熱交換器 1 5 にて送風ファン 1 5 a から送風された外気へ放熱する。

【 0 0 8 8 】

室外熱交換器 1 5 から流出した冷媒は、暖房用開閉弁 1 8 が閉じているため、第 2 分岐部 1 3 b を介して、冷房用膨張弁 1 6 へ流入して低圧冷媒となるまで減圧される。この際、冷房用膨張弁 1 6 の弁開度は、冷房用膨張弁 1 6 へ流入する冷媒の過冷却度が目標過冷却度に近づくように調整される。

20

【 0 0 8 9 】

冷房用膨張弁 1 6 にて減圧された冷媒は、室内蒸発器 2 0 へ流入し、送風機 3 2 から送風された送風空気と熱交換して蒸発する。これにより、送風空気が冷却されて車室内の冷房が実現される。室内蒸発器 2 0 から流出した冷媒は、合流部 1 3 c を介してアキュムレータ 1 9 へ流入して気液分離される。

【 0 0 9 0 】

アキュムレータ 1 9 にて分離された気相冷媒は、エジェクタ 2 1 の冷媒吸引口 2 1 d からエジェクタ 2 1 の内部へ流入する。エジェクタ 2 1 の内部へ流入した冷媒は、エジェクタ 2 1 のディフューザ部 2 1 f から流出し、圧縮機 1 1 へ吸入されて再び圧縮される。

30

【 0 0 9 1 】

以上の如く、冷房運転モードでは、室内蒸発器 2 0 にて冷却された送風空気を車室内へ吹き出すことによって、車室内の冷房を行うことができる。

【 0 0 9 2 】

ここで、冷房運転モードのように、ノズル部用開閉弁 2 2 が閉じて、冷凍サイクル装置 1 0 が非昇圧用冷媒回路に切り替えられている運転モードでは、エジェクタ 2 1 のノズル部 2 1 a から冷媒が噴射されることがない。このため、冷媒吸引口 2 1 d からエジェクタ 2 1 の内部へ流入した吸引冷媒が噴射冷媒と合流して増速することもない。

40

【 0 0 9 3 】

従って、非昇圧用冷媒回路に切り替えられている運転モードでは、ディフューザ部 2 1 f にて、吸引冷媒よりも増速した混合冷媒の運動エネルギーを圧力エネルギーへ変換することができない。その結果、非昇圧用冷媒回路に切り替えられている際のエジェクタ 2 1 は、十分な昇圧作用を発揮することなく、冷媒を冷媒吸引口 2 1 d からディフューザ部 2 1 f の出口へ導く冷媒通路として機能している。

【 0 0 9 4 】

( b ) 除湿暖房運転モード

除湿暖房運転モードでは、空調制御装置 4 0 が、暖房用膨張弁 1 4 および冷房用膨張弁 1 6 を全開状態あるいは絞り状態とし、暖房用開閉弁 1 8 を閉じ、ノズル部用開閉弁 2 2

50

を閉じる。従って、除湿暖房運転モード時に構成されるサイクル構成は、特許請求の範囲に記載された非昇圧用冷媒回路に含まれる。

【0095】

これにより、除湿暖房運転モードでは、図1の斜線ハッチング付き矢印に示すように、圧縮機11 室内凝縮器12 暖房用膨張弁14 室外熱交換器15 冷房用膨張弁16 室内蒸発器20 アクキュムレータ19 エジェクタ21の冷媒吸引口21d エジェクタの21のディフューザ部21f 圧縮機11の順に冷媒が循環する冷凍サイクルが構成される。

【0096】

つまり、除湿暖房運転モードでは、実質的に冷房運転モードと同様の順で冷媒が循環する冷凍サイクルが構成される。さらに、この冷媒回路の構成で、空調制御装置40が、目標吹出温度TAO、およびセンサ群の検出信号等に基づいて、各種制御対象機器の作動状態（各種制御対象機器へ出力する制御信号）を決定する。

10

【0097】

例えば、圧縮機11の電動モータに出力される制御信号については、冷房運転モードと同様に決定される。また、エアミックスドア34のサーボモータへ出力される制御信号については、エアミックスドア34が冷風バイパス通路35を閉塞し、室内蒸発器20通過後の送風空気の全風量が室内凝縮器12側の空気通路を通過するように決定される。

【0098】

また、暖房用膨張弁14および冷房用膨張弁16については、目標吹出温度TAOに応じて変更している。具体的には、空調制御装置40は、目標吹出温度TAOの上昇に伴って、暖房用膨張弁14の絞り開度を減少させるとともに、冷房用膨張弁16の絞り開度を増加させる。これにより、除湿暖房運転モードでは、以下に説明する第1モードから第4モードの4段階のモードを実行することができる。

20

【0099】

(b-1) 第1モード

第1モードは、除湿暖房運転モード時に、目標吹出温度TAOが冷房基準温度 以上、かつ、予め定めた第1基準温度以下となっている場合に実行される。

【0100】

第1モードでは、空調制御装置40が、暖房用膨張弁14の絞り開度を全開とし、冷房用膨張弁16を絞り状態とする。従って、第1モードでは、サイクル構成は冷房運転モードと全く同様となるものの、エアミックスドア34が室内凝縮器12側の空気通路を全開としているので、冷房運転モードと同様に室内蒸発器20にて冷却された送風空気を室内凝縮器12にて再加熱することができる。

30

【0101】

従って、第1モード時には、室内蒸発器20にて冷却されて除湿された送風空気を、室内凝縮器12にて加熱して車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の除湿暖房を行うことができる。

【0102】

(b-2) 第2モード

第2モードは、除湿暖房運転モード時に、目標吹出温度TAOが第1基準温度より高く、かつ、予め定めた第2基準温度以下となった場合に実行される。第2モードでは、空調制御装置40が、暖房用膨張弁14を絞り状態とし、冷房用膨張弁16の絞り開度を第1モード時よりも増加させる。

40

【0103】

従って、第2モード時には、第1モードと同様に、室内蒸発器20にて冷却されて除湿された送風空気を、室内凝縮器12にて加熱して車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の除湿暖房を行うことができる。

【0104】

この際、第2モードでは、暖房用膨張弁14を絞り状態としているので、第1モードに

50

対して、室外熱交換器 15 へ流入する冷媒の温度を低下させることができる。従って、室外熱交換器 15 における冷媒の温度と外気温との温度差を縮小して、室外熱交換器 15 における冷媒の放熱量を低減できる。

【0105】

その結果、第 1 モードに対して、サイクルを循環する冷媒循環流量を増加させることなく、室内凝縮器 12 における冷媒圧力を上昇させることができ、第 1 モードよりも室内凝縮器 12 から吹き出される温度を上昇させることができる。

【0106】

(b-3) 第 3 モード

第 3 モードは、除湿暖房運転モード時に、目標吹出温度 TAO が第 2 基準温度より高く、かつ、予め定めた第 3 基準温度以下となった場合に実行される。第 3 モードでは、空調制御装置 40 が、暖房用膨張弁 14 の絞り開度を第 2 モード時よりも減少させ、冷房用膨張弁 16 の絞り開度を第 2 モード時よりも増加させる。

10

【0107】

従って、第 3 モード時には、第 1、第 2 モードと同様に、室内蒸発器 20 にて冷却されて除湿された送風空気を、室内凝縮器 12 にて加熱して車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の除湿暖房を行うことができる。

【0108】

この際、第 3 モードでは、暖房用膨張弁 14 の絞り開度を減少させることによって、室外熱交換器 15 を蒸発器として機能させているので、冷媒が室外熱交換器 15 にて吸熱した熱を室内凝縮器 12 にて送風空気へ放熱させることができる。従って、第 2 モードよりも室内凝縮器 12 から吹き出される温度を上昇させることができる。

20

【0109】

その結果、第 2 モードに対して、サイクルを循環する冷媒循環流量を増加させることなく、室内凝縮器 12 における冷媒圧力を上昇させることができ、第 2 モードよりも室内凝縮器 12 から吹き出される温度を上昇させることができる。

【0110】

(b-4) 第 4 モード

第 4 モードは、除湿暖房運転モード時に、目標吹出温度 TAO が第 3 基準温度より高くなった場合に実行される。第 4 モードでは、空調制御装置 40 が、暖房用膨張弁 14 の絞り開度を第 3 モード時よりも減少させ、冷房用膨張弁 16 を全開とする。

30

【0111】

従って、第 4 モード時には、第 1～第 3 モードと同様に、室内蒸発器 20 にて冷却されて除湿された送風空気を、室内凝縮器 12 にて加熱して車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の除湿暖房を行うことができる。

【0112】

この際、第 4 モードでは、第 3 モードと同様に、室外熱交換器 15 を蒸発器として機能させるとともに、第 3 モードよりも暖房用膨張弁 14 の絞り開度を縮小させているので、室外熱交換器 15 における冷媒蒸発温度を低下させることができる。従って、第 3 モードよりも室外熱交換器 15 における冷媒の温度と外気温との温度差を拡大させて、室外熱交換器 15 における冷媒の吸熱量を増加させることができる。

40

【0113】

その結果、第 3 モードに対して、サイクルを循環する冷媒循環流量を増加させることなく、室内凝縮器 12 における冷媒圧力を上昇させることができ、第 3 モードよりも室内凝縮器 12 から吹き出される温度を上昇させることができる。

【0114】

以上の如く、除湿暖房運転モードでは、目標吹出温度 TAO に応じて暖房用膨張弁 14 および冷房用膨張弁 16 の絞り開度を変更して、室外熱交換器 15 を放熱器あるいは蒸発器として機能させることで、車室内へ吹き出される送風空気の温度を調整することができる。

50

## 【 0 1 1 5 】

## ( c ) 暖房運転モード

暖房運転モードでは、空調制御装置 4 0 が、暖房用膨張弁 1 4 を絞り状態とし、冷房用膨張弁 1 6 を全閉とし、暖房用開閉弁 1 8 を開き、ノズル部用開閉弁 2 2 を閉じる。従って、暖房運転モード時に構成されるサイクル構成は、特許請求の範囲に記載された非昇圧用冷媒回路に含まれる。

## 【 0 1 1 6 】

これにより、暖房運転モードでは、図 1 の網掛けハッチング付き矢印に示すように、圧縮機 1 1 室内凝縮器 1 2 暖房用膨張弁 1 4 室外熱交換器 1 5 ( アキュムレータ側通路 1 7 ) アキュムレータ 1 9 エジェクタ 2 1 の冷媒吸引口 2 1 d エジェクタの 2 1 のディフューザ部 2 1 f 圧縮機 1 1 の順に冷媒が循環する冷凍サイクルが構成される。

10

## 【 0 1 1 7 】

さらに、この冷媒回路の構成で、空調制御装置 4 0 が、目標吹出温度  $T_{AO}$ 、およびセンサ群の検出信号等に基づいて、各種制御対象機器の作動状態 ( 各種制御対象機器へ出力する制御信号 ) を決定する。

## 【 0 1 1 8 】

例えば、圧縮機 1 1 の冷媒吐出能力、すなわち圧縮機 1 1 の電動モータに出力される制御信号については、次のように決定される。まず、目標吹出温度  $T_{AO}$  に基づいて、予め空調制御装置 4 0 に記憶された制御マップを参照して、室内凝縮器 1 2 の目標凝縮器温度  $T_{CO}$  を決定する。具体的には、この制御マップでは、目標吹出温度  $T_{AO}$  の上昇に伴って、目標凝縮器温度  $T_{CO}$  が上昇するように決定する。

20

## 【 0 1 1 9 】

そして、この目標凝縮器温度  $T_{CO}$  と吐出温度センサによって検出された吐出冷媒温度  $T_d$  との偏差に基づいて、フィードバック制御手法を用いて吐出冷媒温度  $T_d$  が目標凝縮器温度  $T_{CO}$  に近づくように、さらに、高圧側冷媒圧力  $P_d$  の異常上昇が抑制されるように、圧縮機 1 1 の電動モータに出力される制御信号が決定される。

## 【 0 1 2 0 】

また、エアミックスドア 3 4 のサーボモータへ出力される制御信号については、エアミックスドア 3 4 が冷風バイパス通路 3 5 を閉塞し、室内蒸発器 2 0 通過後の送風空気的全風量が室内凝縮器 1 2 側の空気通路を通過するように決定される。

30

## 【 0 1 2 1 】

また、暖房用膨張弁 1 4 へ出力される制御信号については、暖房用膨張弁 1 4 へ流入する冷媒の過冷却度が、 $COP$  が略最大値となるように定められた目標過冷却度に近づくように決定される。

## 【 0 1 2 2 】

従って、暖房運転モード時の冷凍サイクル装置 1 0 では、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒が室内凝縮器 1 2 に流入する。室内凝縮器 1 2 に流入した冷媒は、送風機 3 2 から送風されて室内蒸発器 2 0 を通過した送風空気と熱交換して放熱する。これにより、送風空気が加熱される。

40

## 【 0 1 2 3 】

室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒は、暖房用膨張弁 1 4 に流入して低圧冷媒となるまで減圧される。この際、暖房用膨張弁 1 4 の弁開度は、暖房用膨張弁 1 4 へ流入する冷媒の過冷却度が目標過冷却度に近づくように調整される。そして、暖房用膨張弁 1 4 にて減圧された低圧冷媒は、室外熱交換器 1 5 へ流入して、送風ファン 1 5 a から送風された外気から吸熱する。

## 【 0 1 2 4 】

室外熱交換器 1 5 から流出した冷媒は、暖房用開閉弁 1 8 が開き、冷房用膨張弁 1 6 が全閉となっているので、アキュムレータ側通路 1 7 を介して、アキュムレータ 1 9 へ流入して気液分離される。アキュムレータ 1 9 にて分離された気相冷媒は、冷房運転モードお

50

よび除湿暖房運転モードと同様に、エジェクタ 2 1 を介して、圧縮機 1 1 へ吸入されて再び圧縮される。

【 0 1 2 5 】

以上の如く、暖房運転モードでは、室内凝縮器 1 2 にて加熱された送風空気を車室内へ吹き出すことによって、車室内の暖房を行うことができる。

【 0 1 2 6 】

ここで、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 では、暖房運転モード時に、冷媒が室外熱交換器 1 5 にて吸熱対象流体である外気から吸熱した熱を、室内凝縮器 1 2 にて送風空気へ放熱させることで、送風空気を加熱している。

【 0 1 2 7 】

このようなサイクル構成では、室外熱交換器 1 5 における冷媒蒸発温度を外気温よりも低下させなければならないので、例えば、低外気温時等には、室外熱交換器 1 5 における冷媒蒸発温度を極低温（例えば、 $-10$  以下）となるまで低下させなければならないことがある。

【 0 1 2 8 】

ところが、室外熱交換器 1 5 における冷媒蒸発温度を極低温となるまで低下させてしまうと、室外熱交換器 1 5 から流出して圧縮機 1 1 へ吸入される吸入冷媒の圧力が低下してしまうため、吸入冷媒の密度が低下してしまう。その結果、圧縮機 1 1 から吐出されて室内凝縮器 1 2 へ流入する放熱器側冷媒流量  $G_c$  が減少して、室内凝縮器 1 2 における送風空気の加熱能力が低下してしまう。

【 0 1 2 9 】

なお、室内凝縮器 1 2 における送風空気（加熱対象流体）の加熱能力は、室内凝縮器 1 2 入口側冷媒のエンタルピから室内凝縮器 1 2 出口側冷媒のエンタルピを減算したエンタルピ差と、室内凝縮器 1 2 を流通する流量（放熱器側冷媒流量  $G_c$ ）とを積算した値を用いて定義することができる。

【 0 1 3 0 】

そこで、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 では、圧縮機 1 1 の冷媒吐出能力が基準冷媒吐出能力以上となっている場合に、室外熱交換器 1 5 における冷媒蒸発温度を極低温となるまで低下させなければならない運転条件になっているものとして、以下に説明する強暖房運転モードでの運転を実行する。

【 0 1 3 1 】

（ d ）強暖房運転モード

強暖房運転モードでは、空調制御装置 4 0 が、暖房用膨張弁 1 4 を絞り状態とし、冷房用膨張弁 1 6 を全閉とし、暖房用開閉弁 1 8 を開き、ノズル部用開閉弁 2 2 を開く。従って、本実施形態の強暖房運転モード時に構成されるサイクル構成は、特許請求の範囲に記載された昇圧用冷媒回路に含まれる。

【 0 1 3 2 】

これにより、暖房運転モードでは、図 1 の黒塗り矢印に示すように、圧縮機 1 1 室内凝縮器 1 2 暖房用膨張弁 1 4 室外熱交換器 1 5（アキュムレータ側通路 1 7）アキュムレータ 1 9 エジェクタ 2 1 の冷媒吸引口 2 1 d の順に冷媒が流れるとともに、圧縮機 1 1 エジェクタ 2 1 のノズル部 2 1 a エジェクタの 2 1 のディフューザ部 2 1 f 圧縮機 1 1 の順に冷媒が流れる冷凍サイクルが構成される。

【 0 1 3 3 】

さらに、この冷媒回路の構成で、空調制御装置 4 0 が、目標吹出温度  $T_{AO}$ 、およびセンサ群の検出信号等に基づいて、暖房運転モードと同様に、各種制御対象機器の作動状態（各種制御対象機器へ出力する制御信号）を決定する。

【 0 1 3 4 】

従って、強暖房運転モード時の冷凍サイクル装置 1 0 では、図 3 のモリエル線図に示すようにサイクルを循環する冷媒の状態が変化する。具体的には、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒（図 3 の a 点）の流れが、第 1 分岐部 1 3 a にて分岐される。そして、分岐さ

10

20

30

40

50



れた一方の冷媒が室内凝縮器 1 2 へ流入する。

【 0 1 3 5 】

室内凝縮器 1 2 へ流入した冷媒は、送風機 3 2 から送風されて室内蒸発器 2 0 を通過した送風空気と熱交換して放熱する（図 3 の a 点 b 点）。これにより、送風空気が加熱される。室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒は、暖房運転モードと同様に、暖房用膨張弁 1 4 に流入して低圧冷媒となるまで減圧される（図 3 の b 点 c 点）。

【 0 1 3 6 】

暖房用膨張弁 1 4 にて減圧された低圧冷媒は、暖房運転モードと同様に、室外熱交換器 1 5 へ流入して送風ファン 1 5 a から送風された外気から吸熱して蒸発する。さらに、室外熱交換器 1 5 から流出した冷媒は、アキュムレータ 1 9 へ流入して気液分離される（図 3 の c 点 d 点）。

【 0 1 3 7 】

一方、第 1 分岐部 1 3 a にて分岐された他方の冷媒（圧縮機 1 1 から吐出された冷媒のうちの一部の冷媒）は、エジェクタ 2 1 のノズル部 2 1 a へ流入し、等エントロピ的に減圧されて噴射される（図 3 の a 点 e 点）。そして、この噴射冷媒の吸引作用によって、アキュムレータ 1 9 にて分離された気相冷媒（図 3 の d 点）がエジェクタ 2 1 の冷媒吸引口 2 1 d から吸引される。

【 0 1 3 8 】

さらに、ノズル部 2 1 a から噴射された噴射冷媒および冷媒吸引口 2 1 d から吸引された吸引冷媒が、ディフューザ部 2 1 f へ流入する（図 3 の e 点 f 点、d 点 f 点）。ディフューザ部 2 1 f では、冷媒通路面積の拡大により、混合冷媒の速度エネルギーが圧力エネルギーに変換される。

【 0 1 3 9 】

これにより、噴射冷媒と吸引冷媒との混合冷媒の圧力が上昇する（図 3 の f 点 g 点）。エジェクタ 2 1 のディフューザ部 2 1 f から流出した冷媒（図 3 の g 点）は、圧縮機 1 1 に吸入されて再び圧縮される。

【 0 1 4 0 】

以上の如く、強暖房運転モードでは、室内凝縮器 1 2 にて加熱された送風空気を車室内へ吹き出すことによって、車室内の暖房を行うことができる。

【 0 1 4 1 】

さらに、強暖房運転モードでは、ノズル部用開閉弁 2 2 が開き、冷凍サイクル装置 1 0 が昇圧用冷媒回路に切り替えられているので、エジェクタ 2 1 の昇圧作用によって、圧縮機 1 1 へ吸入される吸入冷媒の圧力（図 3 の g 点）を、アキュムレータ 1 9 内の冷媒圧力（図 3 の d 点）よりも上昇させ（すなわち、蒸発器として機能する室外熱交換器 1 5 における冷媒蒸発圧力よりも上昇させ）、吸入冷媒の密度を上昇させることができる。

【 0 1 4 2 】

従って、強暖房運転モードでは、外気の温度が低下して室外熱交換器 1 5 における冷媒蒸発温度を極低温となるまで低下させなければならない運転条件であっても、室内凝縮器 1 2 へ流入する放熱器側冷媒流量  $G_c$  が減少してしまうことを抑制できる。つまり、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 によれば、吸熱対象流体である外気の温度が低下しても、室内凝縮器 1 2 における送風空気の加熱能力が低下してしまうことを抑制できる。

【 0 1 4 3 】

さらに、本発明者らの検討によれば、強暖房運転モード時に、吐出冷媒流量  $G_r$  に対するエジェクタ側冷媒流量  $G_n$  の流量比（ $G_r / G_n$ ）を変化させると、図 4 に示すように、放熱器側冷媒流量  $G_c$  の増加率が変化することが判っている。

【 0 1 4 4 】

より詳細には、図 4 において、流量比（ $G_r / G_n$ ）= 0 は、圧縮機 1 1 から吐出された冷媒の全流量を室内凝縮器 1 2 側へ流出させることを意味している。そこで、図 4 の縦軸では、流量比（ $G_r / G_n$ ）= 0 における冷媒流量を 1 として、放熱器側冷媒流量  $G_c$  の増加率を示している。

10

20

30

40

50

## 【0145】

図4から明らかなように、強暖房運転モードでは、流量比( $G_r / G_n$ )が0より大きく0.7より小さい範囲で、放熱器側冷媒流量 $G_c$ の増加率が1以上となり、圧縮機11から吐出された冷媒の全流量を室内凝縮器12側へ流出させる場合よりも、第1分岐部13aから室内凝縮器12側へ流出する放熱器側冷媒流量 $G_c$ が増加する。

## 【0146】

これに対して、本実施形態では、前述の如く、強暖房運転モード時に、流量比( $G_r / G_n$ )が上述の数式F1を満足するように、エジェクタ21のノズル部21aの減圧特性(流量特性)を決定している。従って、強暖房運転モード時には、確実に放熱器側冷媒流量 $G_c$ を増加させることができ、室内凝縮器12における加熱能力が低下してしまうことを確実に抑制できる。

10

## 【0147】

また、本実施形態の暖房運転モード時あるいは強暖房運転モード時のように、室内凝縮器12にて送風空気を加熱する冷凍サイクル装置10では、圧縮機11の冷媒吐出能力(具体的には、圧縮機11の回転数)を増加させるに伴って、蒸発器として機能する室外熱交換器15における冷媒蒸発温度も低下する。

## 【0148】

従って、本実施形態の如く、圧縮機11の回転数 $N_c$ が予め定めた基準回転数 $K N_c$ 以上となっている際に、暖房運転モードの冷媒回路から強暖房運転モードの冷媒回路へ切り替える(すなわち、非昇圧用冷媒回路から昇圧用冷媒回路へ切り替える)ことによって、室外熱交換器15における冷媒蒸発温度が極低温となるまで低下する運転条件時に、強暖房運転モードの冷媒回路へ切り替える制御を容易に実現することができる。

20

## 【0149】

さらに、圧縮機11の冷媒吐出能力が基準冷媒吐出能力以上となっている際に、暖房運転モードの冷媒回路から強暖房運転モードの冷媒回路へ切り替えることで、例えば、車両用空調装置1の起動時に急速暖房を行う場合のように、冷凍サイクル装置10の熱負荷が増加したときにも、放熱器側冷媒流量 $G_c$ を増加させて、室内凝縮器12における送風空気の加熱能力を向上させることができる。

## 【0150】

また、本実施形態の冷凍サイクル装置10では、ノズル部21aを流通する冷媒の冷媒流路を開閉する開閉手段として、ノズル部21aの冷媒流れ上流側に配置されたノズル部用開閉弁22を採用しているので、極めて容易に冷媒回路切替手段を構成することができる。

30

## 【0151】

また、本実施形態の冷凍サイクル装置10では、気液分離手段としてのアキュムレータ19を備え、アキュムレータ19の気相冷媒流出口にエジェクタ21の冷媒吸引口21dが接続されているので、エジェクタ21の冷媒流れ下流側に接続される圧縮機11の液圧縮を確実に防止することができる。

## 【0152】

(第2実施形態)

40

本実施形態では、図5の全体構成図に示すように、第1実施形態の冷凍サイクル装置10に対して、バイパス通路23およびバイパス通路用開閉弁24を追加した例を説明する。なお、図5では、第1実施形態と同一もしくは均等部分には同一の符号を付している。このことは、以下の図面においても同様である。

## 【0153】

より具体的には、バイパス通路23は、アキュムレータ19の気相冷媒流出口から流出した気相冷媒を、エジェクタ21を迂回させて圧縮機11の吸入口側へ導く冷媒配管であり、バイパス通路用開閉弁24は、バイパス通路23を開閉する開閉手段である。

## 【0154】

このバイパス通路23としては、比較的管径の大きい冷媒配管が採用されており、冷媒

50

がバイパス通路 2 3 を流通する際に生じる圧力損失は、冷媒がアキュムレータ 1 9 の気相冷媒流出口からエジェクタ 2 1 を介して圧縮機 1 1 の吸入口へ至る冷媒流路を流通する際に生じる圧力損失よりも小さい。

【 0 1 5 5 】

また、バイパス通路用開閉弁 2 4 は、非通電時開口型（いわゆるノーマルオープン型）の電磁弁で構成されており、空調制御装置 4 0 から出力される制御電圧によって、その作動が制御される。そして、本実施形態では、ノズル部用開閉弁 2 2 およびバイパス通路用開閉弁 2 4 によって、冷媒回路切替手段を構成している。

【 0 1 5 6 】

より詳細には、空調制御装置 4 0 が、ノズル部用開閉弁 2 2 を開き、かつ、バイパス通路用開閉弁 2 4 を閉じることによって、昇圧用冷媒回路に切り替えることができる。また、ノズル部用開閉弁 2 2 を閉じ、かつ、バイパス通路用開閉弁 2 4 を開くことによって、非昇圧用冷媒回路に切り替えることができる。その他の構成は、第 1 実施形態と同様である。

【 0 1 5 7 】

次に、上記構成における本実施形態の作動について説明する。本実施形態では、強暖房運転モード時に、空調制御装置 4 0 が、ノズル部用開閉弁 2 2 を開くとともに、バイパス通路用開閉弁 2 4 を閉じる。さらに、他の運転モード時には、冷媒回路制御手段 4 0 b が、ノズル部用開閉弁 2 2 を閉じるとともに、バイパス通路用開閉弁 2 4 を開く。その他の作動は、第 1 実施形態と同様である。

【 0 1 5 8 】

従って、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 のように、ノズル部用開閉弁 2 2 およびバイパス通路用開閉弁 2 4 によって、冷媒回路切替手段を構成しても、実質的に第 1 実施形態の各運転モードと同様の冷媒回路に切り替えることができ、第 1 実施形態と同様に作動させることができる。その結果、第 1 実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 と同様の効果を得ることができる。

【 0 1 5 9 】

さらに、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 では、強暖房運転モード以外の運転モードの冷媒回路に切り替えられた際に、アキュムレータ 1 9 の気相冷媒流出口から流出した気相冷媒を、バイパス通路 2 3 を介して圧縮機 1 1 の吸入口側へ導いている。従って、エジェクタ 2 1 を介して圧縮機 1 1 の吸入口側へ導く冷媒回路よりも、サイクルを循環する冷媒に生じる圧力損失を低減させることができる。その結果、圧縮機 1 1 の消費動力を低減させて、サイクルの成績係数（COP）を向上させることができる。

【 0 1 6 0 】

（第 3 実施形態）

本実施形態では、図 6 の全体構成図に示すように、第 1 実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 に対して、冷媒回路切替手段であるノズル部用開閉弁 2 2 を廃止して、エジェクタ 2 1 のノズル部 2 1 a へ流入させる冷媒のエジェクタ側冷媒流量  $G_n$  を調整する流量調整弁 2 5 を設けた例を説明する。

【 0 1 6 1 】

流量調整弁 2 5 の基本的構成は、冷房用膨張弁 1 6 と同様であり、全閉機能付きの可変絞り機構で構成されている。さらに、流量調整弁 2 5 は、エジェクタ側冷媒流量  $G_n$  を調整することによって、吐出冷媒流量  $G_r$  に対するエジェクタ側冷媒流量  $G_n$  の流量比（ $G_n / G_r$ ）を変化させることができる。従って、本実施形態の流量調整弁 2 5 は、流量比調整手段を構成している。

【 0 1 6 2 】

また、この流量調整弁 2 5 は、空調制御装置 4 0 から出力される制御電圧によって、その作動が制御される。従って、本実施形態では、空調制御装置 4 0 のうち、流量調整弁 2 5 の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が流量比制御手段 4 0 c を構成している。その他の構成は第 1 実施形態と同様である。

## 【0163】

次に、上記構成における本実施形態の作動について説明する。本実施形態の冷凍サイクル装置10の冷房運転モードでは、空調制御装置40が、暖房用膨張弁14を全開とし、冷房用膨張弁16を減圧作用を発揮する絞り状態とし、暖房用開閉弁18を閉じ、流量調整弁25を全閉とする。従って、冷房運転モード時には、第1実施形態と全く同様のサイクルを構成して、第1実施形態と全く同様に作動させることができる。

## 【0164】

また、除湿暖房運転モードでは、空調制御装置40が、暖房用膨張弁14および冷房用膨張弁16を全開状態あるいは絞り状態とし、暖房用開閉弁18を閉じ、流量調整弁25を全閉とする。従って、除湿暖房運転モード時には、第1実施形態と全く同様のサイクルを構成して、第1実施形態と全く同様に作動させることができる。

10

## 【0165】

また、本実施形態の冷凍サイクル装置10では、強暖房運転モードは設定されておらず、オートスイッチが投入(ON)された状態で、冷房スイッチが投入されていなければ、圧縮機11の冷媒吐出能力によらず、暖房運転モードでの運転が実行される。

## 【0166】

本実施形態の暖房運転モードでは、空調制御装置40が、暖房用膨張弁14を絞り状態とし、冷房用膨張弁16を全閉とし、暖房用開閉弁18を開く。さらに、空調制御装置40は、実際に室内凝縮器12へ流入させる冷媒の放熱器側冷媒流量 $G_c$ が、流量比( $G_n/G_r$ )が0となっている際の放熱器側冷媒流量 $G_c$ 以上となるように(すなわち、放熱器側冷媒流量 $G_c$ の増加率が1以上となるように)、流量調整弁25の作動を制御する。

20

## 【0167】

ここで、前述の図4で説明したように、外気の温度が低下して室外熱交換器15における冷媒蒸発温度を極低温となるまで低下させなければならぬ運転条件では、流量比( $G_n/G_r$ )を適切に調整することで、放熱器側冷媒流量 $G_c$ を増加させることができる。ところが、流量比( $G_n/G_r$ )を増加させ過ぎると、放熱器側冷媒流量 $G_c$ が低下してしまう。

## 【0168】

つまり、放熱器側冷媒流量 $G_c$ の増加率には、図4に示すように、流量比( $G_n/G_r$ )の変化に応じて、極大値(ピーク値)が存在している。そこで、本実施形態の空調制御装置40は、放熱器側冷媒流量 $G_c$ の増加率が極大値に近づくように、流量調整弁25の作動を制御している。

30

## 【0169】

なお、本実施形態における放熱器側冷媒流量 $G_c$ の増加率の極大値とは、流量比( $G_n/G_r$ )が取り得る値の範囲内で変化した際の放熱器側冷媒流量 $G_c$ の増加率の最大値を意味している。このため、例えば、圧縮機11の冷媒吐出能力が比較的低くなる場合等には、流量比( $G_n/G_r$ )=0の時に、放熱器側冷媒流量 $G_c$ の増加率が極大値をとることもある。

## 【0170】

従って、本実施形態の空調制御装置40では、圧縮機11の冷媒吐出能力(具体的には、圧縮機11の回転数 $N_c$ )に基づいて、予め空調制御装置40に記憶された制御マップを参照して、放熱器側冷媒流量 $G_c$ の増加率が極大値に近づくように設定された目標流量比を決定する。さらに、流量比( $G_n/G_r$ )が目標流量比に近づくように、流量調整弁25の作動を制御している。

40

## 【0171】

このような制御を行うことで、例えば、圧縮機11の回転数 $N_c$ が基準回転数 $N_c$ より低くなっている際には、流量調整弁25を全閉として流量比( $G_n/G_r$ )=0とし、第1実施形態の暖房運転モードと全く同様のサイクルを構成して、第1実施形態の暖房運転モードと同様に作動させることができる。

## 【0172】

50

また、圧縮機 11 の回転数  $N_c$  が基準回転数  $N_c$  以上となっている際には、例えば、流量比 ( $G_n / G_r$ ) が 0.4 程度となるように流量調整弁 25 の開度を調整し、第 1 実施形態の強暖房運転モードと全く同様のサイクルを構成して、第 1 実施形態の強暖房運転モードと同様に作動させることができる。

【0173】

従って、本実施形態の冷凍サイクル装置 10 によれば、吸熱対象流体である外気の温度が低下しても、エジェクタ 21 の昇圧作用によって圧縮機 11 吸入冷媒の密度を上昇させることができる。その結果、室内凝縮器 12 における加熱能力が低下してしまうことを抑制でき、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0174】

さらに、本実施形態の冷凍サイクル装置 10 によれば、放熱器側冷媒流量  $G_c$  の増加率が極大値に近づくように、流量比調整手段である流量調整弁 25 の作動を制御しているので、室内凝縮器 12 における加熱能力が低下してしまうことを効果的に抑制できる。

【0175】

(他の実施形態)

本発明は上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。

【0176】

(1) 上述の第 1、第 2 実施形態では、暖房運転モードと強暖房運転モードとを切替可能とした冷凍サイクル装置 10 について説明したが、本発明に係る冷凍サイクル装置 10 は、少なくとも強暖房運転モードの運転を実行可能に構成されたものであればよい。従って、強暖房運転モードでの運転のみを実行する冷凍サイクル装置 10 では、冷媒回路切替手段を廃止してもよい。また、第 2 実施形態では、ノズル部用開閉弁 22 を廃止して、バイパス通路用開閉弁 24 によって冷媒回路を切り替えるようにしてもよい。

【0177】

(2) 上述の第 1 実施形態では、冷媒回路切替手段として、第 1 分岐部 13a の他方の冷媒流出口とエジェクタ 21 のノズル部 21a の冷媒流入口とを接続する冷媒通路を開閉する開閉手段 (ノズル部用開閉弁 22) を採用した例を説明したが、冷媒回路切替手段はこれに限定されない。

【0178】

すなわち、この種の開閉手段としては、ノズル部 21a を流通する冷媒の冷媒流路を開閉することによって、ノズル部 21a から冷媒が噴射される状態と噴射されない状態とを切替可能なものであれば、他の形式のものを採用してもよい。例えば、ノズル部 21a の内部に形成された冷媒通路を開閉する開閉手段を採用し、冷媒回路切替手段とエジェクタ 21 とを一体的に構成してもよい。

【0179】

上述の第 2 実施形態では、冷媒回路切替手段として、バイパス通路 23 を開閉する開閉手段 (バイパス通路用開閉弁 24) を採用した例を採用したが、冷媒回路切替手段はこれに限定されない。例えば、この種の開閉手段として、バイパス通路 23 の入口側に配置されて、アキュムレータ 19 から流出した気相冷媒をエジェクタ 21 の冷媒吸引口 21d 側へ流出させる冷媒回路とバイパス通路 23 側へ流出させる冷媒回路とを切り替える三方弁を採用してもよい。

【0180】

(3) 上述の第 3 実施形態では、流量比調整手段として、第 1 分岐部 13a の他方の冷媒流出口とエジェクタ 21 のノズル部 21a の冷媒流入口とを接続する冷媒通路に配置された流量調整弁 25 を採用した例を説明したが、流量比調整手段はこれに限定されない。例えば、エジェクタ 21 のノズル部 21a として冷媒通路面積を調整可能な可変ノズルを採用して、流量比調整手段とエジェクタ 21 とを一体的に構成してもよい。

【0181】

具体的には、図 7 に示すように、ノズル部 21a の冷媒通路内に配置されて喉部 21c

10

20

30

40

50

の冷媒通路面積を変化させるニードル弁 21 g、およびニードル弁 21 g をノズル部 21 a の軸方向に変位させる駆動手段としてのステッピングモータ 21 h を有するエジェクタ 21 等を採用することができる。

【0182】

さらに、ニードル弁 21 g をノズル部 21 a の冷媒通路の内周壁面に当接させて、ノズル部 21 a の冷媒通路を閉塞することができれば、上述した冷媒回路切替手段一体型のエジェクタとして用いることができる。また、図 8 に示す変形例のように、ニードル弁 21 g として喉部 21 c よりも冷媒流れ下流側に配置されて、喉部 21 c よりも冷媒流れ下流側から喉部 21 c へ向かって先細る形状のものを採用してもよい。

【0183】

(4) 上述の第 1、第 2 実施形態では、冷媒回路制御手段 40 b が、圧縮機 11 の冷媒吐出能力が基準冷媒吐出能力以上となった際に、非昇圧用冷媒回路から昇圧用冷媒回路へ切り替えるようにした例を説明したが、冷媒回路制御手段 40 b による冷媒回路切替手段の制御はこれに限定されない。

【0184】

例えば、冷媒回路制御手段 40 b は、外気温  $T_{am}$  が予め定めた基準外気温  $K T_{am}$  以下となった際に、非昇圧用冷媒回路から昇圧用冷媒回路へ切り替えるものであってもよい。また、冷媒回路制御手段 40 b は、暖房運転モード時に、室内凝縮器 12 (放熱器) にて加熱された送風空気 (加熱対象流体) の温度  $T_{AV}$  が、目標吹出温度  $T_{AO}$  以下となった際に、非昇圧用冷媒回路から昇圧用冷媒回路へ切り替えるものであってもよい。

【0185】

(5) 上述の実施形態では、本発明に係る冷凍サイクル装置 10 を電気自動車の車両用空調装置 1 に適用した例を説明したが、冷凍サイクル装置 10 の適用はこれに限定されない。例えば、内燃機関 (エンジン) から車両走行用の駆動力を得る通常の車両や、内燃機関と走行用電動モータとの双方から車両走行用の駆動力を得るハイブリッド車両の空調装置に適用してもよい。また、車両用に限定されることなく、定置型空調装置、冷温保存庫、液体加熱冷却装置等に適用してもよい。

【0186】

(6) 冷凍サイクル装置 10 を構成する各構成機器は、上述の実施形態に開示されたものに限定されない。

【0187】

具体的には、上述の実施形態では、圧縮機 11 として電動圧縮機を採用した例を説明したが、内燃機関を有する車両に適用する場合は、圧縮機 11 として、プーリ、ベルト等を介して車両走行用エンジンから伝達された回転駆動力によって駆動されるエンジン駆動式のものを採用してもよい。

【0188】

この種のエンジン駆動式の圧縮機としては、吐出容量の変化により冷媒吐出能力を調整できる可変容量型圧縮機、あるいは電磁クラッチの断続により圧縮機の稼働率を変化させて冷媒吐出能力を調整する固定容量型圧縮機を採用することができる。

【0189】

また、上述の実施形態では、室内凝縮器 12 の冷媒出口側に暖房用膨張弁 14 を配置した例を説明したが、この暖房用膨張弁 14 に代えて、減圧手段としてオリフィス、キャピラリーチューブあるいはノズル等からなる暖房用固定絞りを採用し、さらに、室内凝縮器 12 から流出した冷媒を暖房用固定絞りを迂回させて室外熱交換器 15 側へ導く固定絞り迂回通路、および固定絞り迂回通路を開閉する開閉手段を採用してもよい。

【0190】

この場合は、少なくとも冷房運転モード時には、開閉手段が固定絞り迂回通路を開き、暖房運転モードおよび強暖房運転モード時には、開閉手段が固定絞り迂回通路を閉じるようにすればよい。

【0191】

また、上述の実施形態では、アキュムレータ 19 を設けた例を説明したが、このアキュムレータ 19 は、本発明の冷凍サイクル装置 10 による加熱能力向上効果を得るための必須の構成ではない。従って、アキュムレータ 19 を廃止してもよい。つまり、エジェクタ 21 の冷媒吸引口 21 d から気液二相冷媒や過熱度を有する気相冷媒を吸引してもよい。  
【0192】

また、上述の実施形態では、エジェクタ 21 のノズル部 21 a およびボデー部 21 b を金属で形成した例を説明したが、それぞれの構成部材の機能を発揮可能であれば材質は限定されない。従って、これらの構成部材を樹脂等にて形成してもよい。  
【0193】

さらに、エジェクタ 21 のディフューザ部 21 f の冷媒出口と圧縮機 11 の冷媒吸入口が直接接続されるように、エジェクタ 21 と圧縮機 11 とを一体化してもよい。さらに、エジェクタ 21 の冷媒吸引口 21 d とアキュムレータ 19 の気相冷媒流出口が直接接続されるように、エジェクタ 21 とアキュムレータ 19 とを一体化してもよい。  
【0194】

(7) 上述の実施形態では、冷媒として R134a あるいは R1234yf を採用可能であることを説明したが、冷媒はこれに限定されない。例えば、R600a、R410A、R404A、R32、R1234yfxf、R407C 等を採用することができる。または、これらの冷媒のうち複数種を混合させた混合冷媒等を採用してもよい。

【符号の説明】

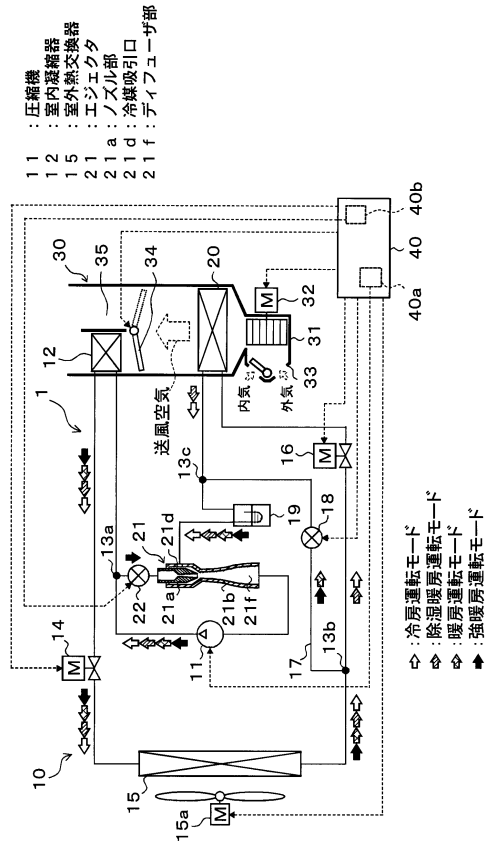
【0195】

- 11 圧縮機
- 12 室内凝縮器（放熱器）
- 14 暖房用膨張弁
- 15 室外熱交換器（蒸発器）
- 21 エジェクタ
- 21a ノズル部
- 21d 冷媒吸引口
- 21f ディフューザ部

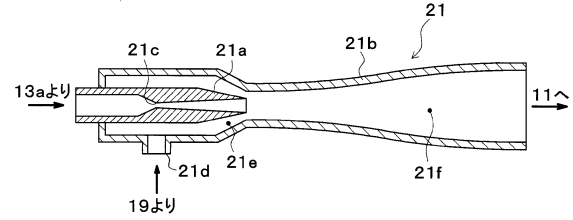
10

20

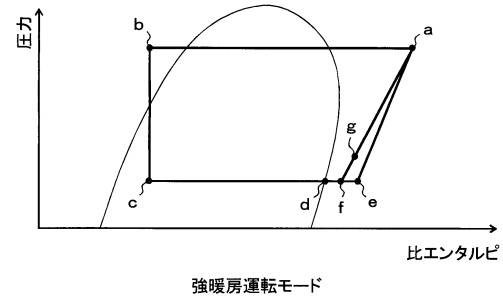
【図 1】



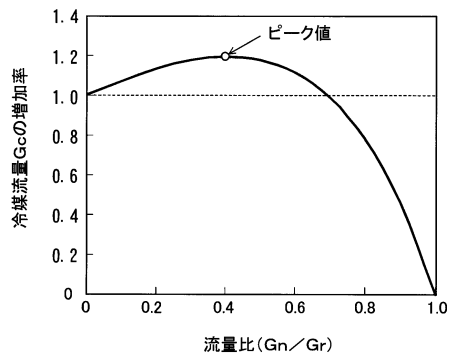
【図 2】



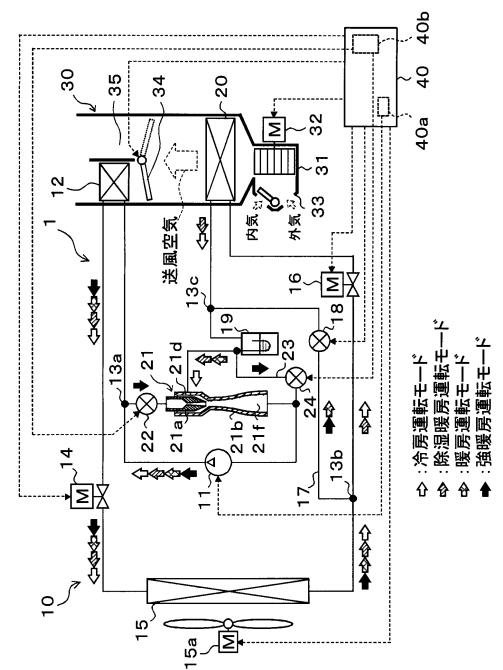
【図 3】



【図 4】

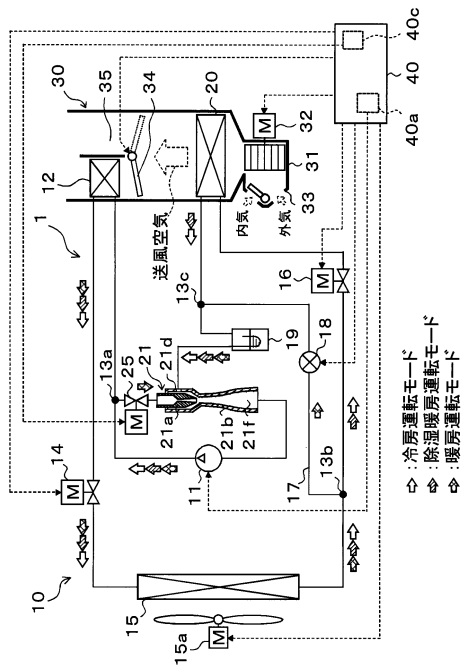


【図 5】

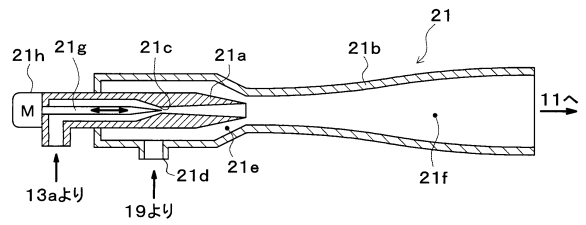




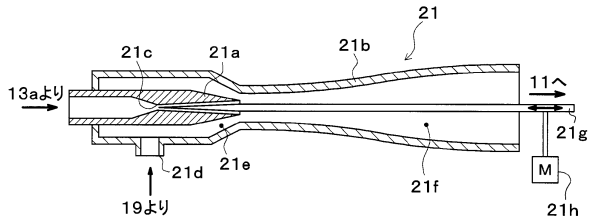
【 図 6 】



【圖 7】



【 図 8 】



---

フロントページの続き

審査官 高 藤 啓

(56)参考文献 特開 2 0 1 2 - 1 1 7 7 6 0 ( J P , A )  
特開 2 0 1 3 - 1 0 8 6 3 2 ( J P , A )  
米国特許第 6 6 9 8 2 2 1 ( U S , B 1 )  
米国特許第 2 5 1 3 3 6 1 ( U S , A )  
米国特許第 2 8 8 7 8 5 7 ( U S , A )  
英国特許出願公告第 6 6 0 7 7 1 ( G B , A )  
特開 2 0 0 8 - 1 9 0 7 6 9 ( J P , A )  
特開昭 5 9 - 2 2 5 2 5 9 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 2 5 B 1 / 0 0

B 6 0 H 1 / 2 2 , 1 / 3 2