

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4075129号  
(P4075129)

(45) 発行日 平成20年4月16日(2008.4.16)

(24) 登録日 平成20年2月8日(2008.2.8)

(51) Int.Cl.

F25B 1/00 (2006.01)

F 1

F 25 B 1/00 396 D  
F 25 B 1/00 304 F  
F 25 B 1/00 361 J

請求項の数 3 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願平10-106721  
 (22) 出願日 平成10年4月16日(1998.4.16)  
 (65) 公開番号 特開平11-294876  
 (43) 公開日 平成11年10月29日(1999.10.29)  
 審査請求日 平成16年2月16日(2004.2.16)

前置審査

(73) 特許権者 000003218  
 株式会社豊田自動織機  
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地  
 (74) 代理人 100081776  
 弁理士 大川 宏  
 (72) 発明者 横町 尚也  
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機製作所内  
 (72) 発明者 伴 孝志  
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機製作所内  
 (72) 発明者 藤井 俊郎  
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機製作所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】冷房装置の制御方法

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

少なくとも、圧縮機、放熱用熱交換器、絞り手段及び吸熱用熱交換器が直列接続されて閉回路を形成してなり、該閉回路の高圧側圧力が該閉回路を循環する冷媒の超臨界圧力となるように作動する冷房装置において、

上記高圧側圧力が高くなるに従い、低圧側蒸発圧力を高くする制御特性を持たせ、

前記圧縮機は吐出容量を可変できる可変容量型圧縮機であり、

前記圧縮機で圧縮される前の冷媒の低圧側蒸発圧力と、圧縮された後の冷媒の高圧側圧力とをそれぞれ検知し、予め定められた前記制御特性に基づいて該高圧側圧力の検知値に  
対応して決定される低圧側蒸発圧力の目標値よりも該低圧側蒸発圧力の検知値が低い場合は、該低圧側蒸発圧力が該目標値となるように前記圧縮機の吐出容量を縮小することを特徴とする冷房装置の制御方法。

## 【請求項 2】

前記圧縮機は、クランク室内の圧力増加に基づいて吐出容量が縮小されるものであって、高圧側圧力の増加に従い、クランク室内の圧力が増加されるものであることを特徴とする請求項1記載の冷房装置の制御方法。

## 【請求項 3】

前記冷媒として二酸化炭素を用いることを特徴とする請求項1又は2記載の冷房装置の制御方法。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

## 【発明の属する技術分野】

本発明は冷房装置の制御方法に関し、詳しくは少なくとも圧縮機、放熱用熱交換器、絞り手段及び吸熱用熱交換器が直列接続されて閉回路を形成してなり、該閉回路の高圧側圧力が該閉回路を循環する冷媒の超臨界圧力となるように作動する冷房装置の制御方法に関する。本発明の冷房装置の制御方法は、例えば車両空調用冷房装置に好適に利用することができる。

## 【0002】

## 【従来の技術】

特表平6-510111号公報には、圧縮機、放熱用熱交換器（ガスクーラ）、絞り手段、吸熱用熱交換器（蒸発器）及び気液分離器（アキュムレータ）が直列接続されて閉回路を形成してなる冷房装置であって、該閉回路の高圧側圧力が該閉回路を循環する冷媒の超臨界圧力となるように作動する冷房装置が開示されている。この冷房装置は、高圧側の放熱用熱交換器たるガスクーラの出口温度等を検出し、これに基づいて該ガスクーラの下流に配置された絞り手段を制御することにより、冷房装置におけるエネルギー消費を最小とすべく、高圧側圧力を調整するものである。

10

## 【0003】

冷房装置におけるエネルギー消費を最小とするには、圧縮機に外部から加えられる圧縮仕事（W）に対する蒸発器における冷凍能力（Q）の比として定義される成績係数（COP = Q / W）が最大となるような条件で冷凍装置を作動させればよい。なお、上記式からも明らかのように、冷凍能力（Q）及び圧縮仕事（W）の双方の関与により上記COPの値が決定され、蒸発器における冷凍能力（Q）、すなわち蒸発器内を冷媒が通過する際に生じるエンタルピー変化（蒸発器出口と蒸発器入口とにおけるエンタルピー差）が大きいほど、また圧縮機で冷媒を圧縮するために要する圧縮仕事（W）が小さいほど、上記COPの値が大きくなる。

20

## 【0004】

ここに、冷房装置を構成する閉回路の高圧側圧力が冷媒の超臨界圧力となるように作動する冷房装置（以下、適宜「超臨界サイクルの冷房装置」という。）においては、高圧側の放熱用熱交換器たるガスクーラの出口における冷媒温度がほぼ一定に保たれるときに、この高圧側圧力を上昇させることにより上記冷凍能力（Q）を増大させて上記COPの値を増大させることができるという、高圧側圧力及び低圧側圧力がともに冷媒の臨界圧力未満で作動するような冷房装置（以下、適宜「亜臨界サイクルの冷房装置」という。）には見られない特性があり、これに伴い絞り手段における作用も亜臨界サイクルのものとは異なる。

30

## 【0005】

すなわち、二酸化炭素（CO<sub>2</sub>）を冷媒とする超臨界サイクルにおける圧力-エンタルピー線図（P-H線図、モリエル線図）を図7に示すように、蒸発器における冷凍能力（Q）は、蒸発器入口（D点）でのエンタルピー（H<sub>D</sub>）と蒸発器出口（A点）でのエンタルピー（H<sub>A</sub>）との差（H<sub>1</sub> = H<sub>A</sub> - H<sub>D</sub>）が大きいほど、また蒸発器内を流れる冷媒の質量流量が大きいほど大きくなる。ここに、蒸発器出口（A点）における過熱度が高くなり過ぎると、圧縮機に吸入される冷媒の比体積が大きくなること及び吐出ガス温度の上昇に伴って圧縮機の体積効率が減少することにより、冷媒循環量（単位時間当たりに蒸発器に供給される冷媒量、kg/h）が減少し、ひいては冷凍能力（Q）が減少する。このため、過熱度をほぼ一定に保って冷媒循環量の減少による冷凍能力の低下を避ける観点より、蒸発器出口（A点）でのエンタルピー（H<sub>A</sub>）はほぼ一定に保つ必要がある。一方、蒸発器入口（D点）でのエンタルピー（H<sub>D</sub>）は、絞り手段における膨張過程が等エンタルピー変化であることから、ガスクーラの出口（C点）でのエンタルピー（H<sub>C</sub>）に等しい。したがって、蒸発器入口（D点）でのエンタルピー（H<sub>D</sub>）と蒸発器出口（A点）でのエンタルピー（H<sub>A</sub>）との差（H<sub>1</sub>）、ひいては冷凍能力（Q）を大きくするには、ガスクーラの出口（C点）でのエンタルピー（H<sub>C</sub>）を小さくすればよい。冷媒の超臨界圧

40

50

力となる高圧側のガスクーラ内は高圧蒸気の単相領域であることから、高圧側圧力はガスクーラ出口（C点）での冷媒温度と無関係に調整可能である。そして、ガスクーラの出口（C点）における冷媒温度がほぼ一定に保たれるとき（例えば、40）。このガスクーラ出口の冷媒温度は、ガスクーラで冷媒と熱交換する外気の温度とほぼ同一となる。）、図7のP-H線図中に示される40の等温線から明らかなように、高圧側圧力が高くなるほどガスクーラの出口（C点）でのエンタルピー（H<sub>C</sub>）は小さくなる。よって、ガスクーラの出口（C点）における冷媒温度がほぼ一定に保たれるとき、高圧側圧力を上昇させることにより、ガスクーラの出口（C点）でのエンタルピー（H<sub>C</sub>）を小さくして、上記冷凍能力（Q（=H<sub>1</sub>））、ひいては上記COPを増大させることができる。

## 【0006】

10

一方、ガスクーラの出口（C点）における冷媒温度をほぼ一定（例えば、40）として、高圧側圧力を高くしていくと、それに伴い圧縮機で必要とされる圧縮仕事（W = H<sub>2</sub> = HB - HA）が大きくなる。なお、ここでは、圧縮機内での圧縮を断熱圧縮とみなし、圧縮過程は等エンタルピー変化となり、圧縮仕事（W）は圧縮機入口（A点）でのエンタルピー（HA）と圧縮機出口（B点）でのエンタルピー（HB）との差に等しいとしている。このため、かかる高圧側圧力を高くし過ぎると、圧縮仕事（W）の増大により、かえって上記COPが減少する。

## 【0007】

20

このようなことから、ガスクーラの出口（C点）における冷媒温度がある温度にあるときに、冷凍能力（Q）と圧縮仕事（W）との関係で決定される上記COPの値が最大となるような最適な高圧側圧力が存在する。そして、ガスクーラの出口（C点）における冷媒温度毎に存在する最適な高圧側圧力の軌跡を辿れば、図7に示すような最適制御線を決定することができる。

## 【0008】

30

そこで、前記特表平6-510111号公報に開示された超臨界サイクルの冷房装置では、ガスクーラの出口（C点）における冷媒温度及び冷媒圧力を検出し、上記最適制御線に基づいてこの検出温度での最適な高圧側圧力を決定する。そして、実際の高圧側圧力に応じて絞り手段を制御することにより、実際の高圧側圧力がこのようにして決定された最適圧力となるように調整し、もって上記COPの最大化、ひいては冷房装置におけるエネルギー消費の最小化を達成する。

## 【0009】

## 【発明が解決しようとする課題】

ところで、車両用冷房装置においては、エンジンの回転が圧縮機の駆動源とされていることから、エンジン回転数が上昇したとき、それに応じて圧縮機の動力が増大して蒸発器での冷媒循環量（kg/h）が増大し、その結果冷凍能力（Q）が過大となることがある。このような回転数上昇時の過剰冷房を防ぐには、絞り手段の開度を縮小して上記冷媒循環量を減少させる必要がある。しかし、単に絞り手段の開度を縮小するのみでは、蒸発器において冷媒圧力が低下することに伴ってその圧力に対応する飽和温度まで冷媒温度が低下してしまうので、過剰冷房を効果的に防ぐことができない。そこで、エンジン回転数が上昇したときは、絞り手段の開度を縮小させるとともに、それに応じて圧縮機の吐出容量を縮小させている。すなわち、吸入圧力（蒸発器出口での冷媒圧力）や蒸発器出口での冷媒温度を検知することにより吐出容量が可変となる可変容量型圧縮機を採用し、エンジン回転数が上昇したときは圧縮機の吐出容量を縮小させるようすれば、吐出容量の縮小に基づく冷媒循環量の減少とともに、吐出容量の縮小に基づく吸入圧力の上昇（すなわち蒸発器における冷媒圧力の上昇）による蒸発器における冷媒温度の上昇を期待することができ、したがって回転数上昇時の過剰冷房を効果的に防ぐことが可能となる。

## 【0010】

40

しかしながら、前述したような超臨界サイクルの冷房装置において、亜臨界サイクルの冷房装置と同様の制御特性でもって圧縮機の吐出容量を可変にしようとする、超臨界サイクルでは上述したように絞り手段の作用が亜臨界サイクルのものとは異なることに起因し

50

て、エンジン回転数上昇時に圧縮機の容量制御を速やかに行うことが困難になる等の問題がある。

【0011】

すなわち、亜臨界サイクルの冷房装置における絞り手段は、蒸発器出口における冷媒温度を検出し、この検出温度に対応した最適圧力と実際の蒸発器出口における冷媒圧力を比較して、実際の蒸発器出口圧力が最適圧力となるように絞り手段を制御する。なお、ここでいう蒸発器出口圧力の最適圧力とは、蒸発器出口における冷媒の過熱度が一定となる圧力をいう。詳しくは、蒸発器出口における冷媒の検出温度が例えば8°の場合、この温度で一定の過熱度（例えば、5°）となる一つの最適圧力（この最適圧力に対応する飽和温度は3°になる）が特定される。したがって、実際の蒸発器出口での冷媒圧力がこの最適圧力となるように、絞り手段の開度を制御して蒸発器への冷媒循環量を調整する。こうして、蒸発器出口の冷媒温度に応じて絞り手段の開度を制御することにより、過熱度が一定となるように蒸発器出口の冷媒圧力が調整され、もって上記COPが最大となる条件での冷房運転が可能となる。

【0012】

このような絞り手段の作用を伴う亜臨界サイクルの冷房装置において、エンジン回転数、ひいては圧縮機の駆動軸の回転数が上昇した場合、蒸発器に供給される冷媒循環量の増大により、蒸発器内で冷媒が蒸発しきれなくなり、蒸発器出口の冷媒温度が過熱度の分だけ下がる。蒸発器出口での冷媒温度が低下すれば、それに応じて上記最適圧力も低下するので、上記蒸発器出口における冷媒温度の低下に応じて低下する上記最適圧力にまで実際の蒸発器出口圧力を低下させるべく、絞り手段の開度が縮小される。この絞り手段の絞りにより、冷媒流れに対する抵抗が増加するため、蒸発器へ供給される冷媒循環量が減少する。また、これに伴い蒸発器内の冷媒圧力が低下して圧縮機の吸入圧力も低下するので、圧縮機の体積効率が下がる。したがって、蒸発器内での冷媒循環量の減少及び圧縮機の体積効率の低下により、冷房能力が低下され、過剰冷房を防ぐことができる。さらに、絞り手段の絞りにより圧縮機の吸入圧力や蒸発器出口温度が速やかに下がるので、これらを検知することによる圧縮機の速やかな容量制御が可能となり、これによっても上記過剰冷房を防ぐことができる。

【0013】

このように亜臨界サイクルの冷房装置では、回転数が過剰に上昇した場合であっても、絞り手段が速やかに絞り方向に作用するため、冷媒循環量の減少等により過剰冷房を確実に防止することができるとともに、絞り手段が絞り方向に作用することにより圧縮機の吸入圧力等が速やかに低下するため、かかる吸入圧力等の検知による圧縮機の容量制御を速やかに、かつ、確実に行うこと、ひいては過剰冷房を確実に防止することが可能となる。

【0014】

これに対し、超臨界サイクルの冷房装置においては、前述したように、ガスクーラの出口（C点）における冷媒温度及び冷媒圧力を検出し、ガスクーラ出口（C点）における実際の冷媒圧力が上記検出温度での最適圧力となるように、絞り手段の開度を調整して、COPの最大化、ひいては冷房装置におけるエネルギー消費の最小化を達成する。

【0015】

このような絞り手段の作用を伴う超臨界サイクルの冷房装置において、エンジン回転数、ひいては圧縮機の駆動軸の回転数が上昇した場合、ガスクーラに供給される冷媒の質量流量も増大するため、ガスクーラ内での冷媒圧力（高圧側圧力、吐出圧力）が高くなる。一方、絞り手段は前述の通りガスクーラの出口圧力が一定となるように開度調整されるため、ガスクーラの出口圧力の上昇を抑制すべく絞り手段の開度が拡大される。このため、絞り手段の絞り方向への動作が遅れ、その結果冷房能力の調整が遅れるという問題がある。また、絞り手段の絞り方向への動作が遅れれば、吐出圧力は速やかに上昇する一方で、吸入圧力の低下が遅れることになるので、吸入圧力等を検知することによる圧縮機の容量制御が遅れることになり、これによっても冷房能力の調整が遅れる。

【0016】

10

20

30

40

50

本発明は上記実情に鑑みてなされたものであり、回転数が上昇した場合であっても、速やかに冷房能力を調整することができ、したがって回転数上昇による過剰冷房を確実に防止することのできる超臨界サイクルの冷房装置の制御方法を提供することを解決すべき技術課題とするものである。

【0017】

【課題を解決するための手段】

(1) 請求項1記載の冷房装置の制御方法は、少なくとも、圧縮機、放熱用熱交換器、絞り手段及び吸熱用熱交換器が直列接続されて閉回路を形成してなり、該閉回路の高圧側圧力が該閉回路を循環する冷媒の超臨界圧力となるように作動する冷房装置において、

上記高圧側圧力が高くなるに従い、低圧側蒸発圧力を高くする制御特性を持たせ、

10

前記圧縮機は吐出容量を可変できる可変容量型圧縮機であり、

前記圧縮機で圧縮される前の冷媒の低圧側蒸発圧力と、圧縮された後の冷媒の高圧側圧力をそれぞれ検知し、予め定められた前記制御特性に基づいて該高圧側圧力の検知値に對応して決定される低圧側蒸発圧力の目標値よりも該低圧側蒸発圧力の検知値が低い場合は、該低圧側蒸発圧力が該目標値となるように前記圧縮機の吐出容量を縮小することを特徴とするものである。

【0018】

この制御方法では、高圧側圧力をx軸とし、低圧側蒸発圧力をy軸としたx-y座標において、予め決定された所定傾きの右上がりの直線又は曲線で示される制御特性を持たせており、この制御特性に基づいて実際の高圧側圧力に対応して決定される低圧側蒸発圧力の目標値よりも実際の低圧側蒸発圧力が低い場合は、該低圧側蒸発圧力が該目標値となるように冷媒循環量が制御される。これは、低圧側蒸発圧力を設定圧力として冷媒循環量を可変制御する場合、具体的には低圧側蒸発圧力が設定圧力よりも低くなったときに冷媒循環量を減少させるように可変制御する場合において、高圧側圧力が高くなるに従い、該設定圧力が高くなるような制御特性をもたせたことを意味する。なお、冷媒循環量を可変制御する手段としては、圧縮機の吐出容量を可変制御する手段がある。

20

【0019】

このため、エンジンの回転数、ひいては圧縮機の駆動軸の回転数が上昇した場合、前述したように高圧側圧力が速やかに高くなる一方で、絞り手段の絞り方向への動作遅れにより低圧側蒸発圧力の低下が遅れたとしても、上記制御特性により高圧側圧力が高くなるに従って低圧側蒸発圧力の設定圧力が高くなつていれば、低圧側蒸発圧力は速やかに上記設定圧力よりも低くなる。このため、冷媒循環量を速やかに減少させて冷房能力を速やかに減少させることができ、したがって回転数上昇時の過剰冷房を確実に防止することができる。

30

【0020】

また、この制御方法では、低圧側蒸発圧力及び高圧側圧力を検知する。そして、高圧側圧力が高くなるに従って低圧側蒸発圧力が高くなるように予め定められた制御特性に基づいて、該高圧側圧力の検知値に對応して決定される低圧側蒸発圧力の目標値を求める。そして、実際の低圧側蒸発圧力の検知値がこの目標値よりも低い場合は、該低圧側蒸発圧力が該目標値と一致するように圧縮機の吐出容量を縮小する。これにより、高圧側圧力が高くなるに従って低圧側蒸発圧力が高くなるような制御特性をもった冷房装置の運転が可能となる。

40

さらに、圧縮機として吐出容量を可変できる可変容量型圧縮機を用いるこの制御方法では、低圧側蒸発圧力を設定圧力として圧縮機の吐出容量が可変とされる。すなわち、低圧側蒸発圧力が設定圧力よりも低くなつたときに圧縮機の吐出容量が縮小され、これにより蒸発器への冷媒循環量、ひいては冷房能力が縮小される。

(2) 請求項2記載の冷房装置の制御方法は、請求項1記載の冷房装置の制御方法において、前記圧縮機は、クランク室内の圧力増加に基づいて吐出容量が縮小されるものであつて、高圧側圧力の増加に従い、クランク室内の圧力が増加されるものであることを特徴とするものである。

50

## 【0021】

この制御方法では、高圧側圧力の増加に従い、クランク室内の圧力が増加され、このクランク室内の圧力増加に基づいて吐出容量が縮小されるような可変容量型圧縮機が用いられる。このため、高圧側圧力の増加に従い、クランク室内の圧力が増加されて圧縮機の吐出容量が縮小されれば、これに基づいて低圧側蒸発圧力が増加される。

## 【0023】

(3) 請求項3記載の冷房装置の制御方法は、請求項1又は2記載の冷房装置の制御方法において、前記冷媒として二酸化炭素を用いることを特徴とするものである。

## 【0024】

なお、冷媒としては、二酸化炭素( $\text{CO}_2$ )の他に、エチレン( $\text{C}_2\text{H}_4$ )、デイボラン<sup>10</sup>( $\text{B}_2\text{H}_6$ )、エタン( $\text{C}_2\text{H}_6$ )や酸化窒素等を採用することもできる。

## 【0025】

## 【発明の実施の形態】

以下、本発明を具体化した実施形態を図面を参照しつつ説明する。

## (実施形態1)

この冷房装置は、車両空調用に供するもので、図1に示すように、圧縮機1、放熱用熱交換器としてのガスクーラ2、絞り手段としての膨張弁3、吸熱用熱交換器としての蒸発器4及び気液分離器としてのアキュムレータ5が直列接続された閉回路からなる。すなわち、圧縮機1の吐出室26が管路6aによりガスクーラ2に接続され、このガスクーラ2が管路6bにより膨張弁3に接続され、この膨張弁3が管路6cにより蒸発器4に接続され、この蒸発器4が管路6dによりアキュムレータ5に接続され、このアキュムレータ5が管路6eにより再び圧縮機1の吸入室27に接続されて、閉回路としての冷凍回路を構成している。

## 【0026】

この冷房装置は、冷凍回路の高圧側圧力が該回路を循環する冷媒の超臨界圧力となるように作動する。そして、冷媒として、二酸化炭素( $\text{CO}_2$ )が用いられている。また膨張弁3は、前述したように、ガスクーラ2の出口における冷媒温度及び冷媒圧力の検知結果に基づき、この冷媒温度及び冷媒圧力の関係が前記最適制御線に対応するように、すなわちCOPが最大となるように、その開度が制御される。

## 【0027】

上記圧縮機1は吐出流量を可変できる可変容量型圧縮機であり、クランク室14内の圧力増加に基づいて吐出容量が縮小され、高圧側圧力の増加に従い、クランク室14内の圧力が増加されるるものである。

この圧縮機1では、シリンダブロック10の前端側にフロントハウジング11が接合され、シリンダブロック10の後端側に弁板12等を挟持してリアハウジング13が接合されている。フロントハウジング11とシリンダブロック10とによって形成されるクランク室14内には、一端がフロントハウジング11から延出されて図示しない電磁クラッチのアーマチュアに固定される駆動軸15が収容され、駆動軸15はフロントハウジング11及びシリンダブロック10との間に設けられた軸封装置及びラジアル軸受によって回転可能に支持されている。なお、駆動軸15の他端と弁板12等との間には図示しないスラスト軸受及び板ばねが介在されている。また、シリンダブロック10には駆動軸15を取り囲む位置に複数個のボア10aが穿設されており、各ボア10aにはピストン16がそれぞれ収容されている。

## 【0028】

クランク室14内において、駆動軸15にはロータ18がフロントハウジング11との間にスラスト軸受を介して駆動軸15と同期回転可能に固着され、ロータ18の後方にはヒンジ機構19により回転斜板20がロータ18と同期回転可能に係留されている。また、クランク室14内における駆動軸15の周面にはスリーブ21が摺動可能に設けられており、スリーブ21に突設された枢軸21aに回転斜板20が摺動可能に係留されている。この回転斜板20にはスラスト軸受22等を介して摺動斜板23が係留されており、摺動

10

20

30

40

50

斜板 23 にはフロントハウジング 11 の回り止め溝 11a 内を軸方向にのみ摺動可能な図示しない回り止めピンが固着されている。揺動斜板 23 と各ピストン 16 との間にはロッド 24 が係留されており、これにより各ピストン 16 は各ボア 10a 内を揺動斜板 23 の傾角に応じて往復動可能になされている。

【0029】

スリープ 21 とシリンドラブロック 10 側の駆動軸 15 に固定されたサークリップとの間には押圧ばね 25 が装備されている。そして、この押圧ばね 25 により回転斜板 20 はロータ 18 と当接可能になされ、これにより揺動斜板 23 は起動時等には最大傾角に維持されている。また、押圧ばね 25 が最も縮小された状態で揺動斜板 23 は最小傾角に維持可能になされている。

10

【0030】

また、リアハウジング 13 内では、中央側に吐出室 26 が形成され、この吐出室 26 の外側に吸入室 27 が形成されている。各ピストン 16 の端面が各ボア 10a との間で形成する各圧縮室と吐出室 26 とは、弁板 12 に形成された各吐出ポートにより連通されており、各吐出ポートは吐出室 26 側においてリテーナ 26a によって開度が規制される吐出弁によって開閉可能になされている。また、各圧縮室と吸入室 27 とは、弁板 12 に形成された各吸入ポートにより連通されており、各吸入ポートは各圧縮室側において吸入弁によって開閉可能になされている。

【0031】

さらに、リアハウジング 13、弁板 12 及びシリンドラブロック 10 等には、クランク室 14 と吸入室 27 を連通する抽気通路 28 が形成されるとともに、吐出室 26 とクランク室 14 を連通する制御通路としての給気通路 29 が形成されており、リアハウジング 13 内には給気通路 29 の途中に容量制御弁 30 が装備されている。

20

【0032】

この容量制御弁 30 は、電磁ソレノイド 31 の作動によりボール状弁体 32 が上下に変位可能になされており、このボール状弁体 32 の変位により給気通路 29 の開度が調整可能になされている。

上記電磁ソレノイド 31 は制御手段 40 により制御可能とされている。この制御手段 40 には、圧縮機 1 の上流側たる管路 6e 内に配設された圧力センサ 41 により検知された低圧側蒸発圧力の検知値と、圧縮機 1 の下流側たる管路 6a 内に配設された圧力センサ 42 により検知された高圧側圧力の検知値が入力される。また、制御手段 40 には、高圧側圧力が高くなるに従い低圧側蒸発圧力が高くなるように定められた制御特性（図 2 に示すように、x 軸を高圧側圧力とするとともに y 軸を低圧側蒸発圧力とする x - y 座標において、右上がりの直線： $y = a x + b$ ， $a > 0$  で示される制御特性）が予め入力されている。

30

【0033】

以上のように構成された冷房装置では、駆動源としての図示しないエンジンの回転が電磁クラッチにより圧縮機 1 の駆動軸 15 に伝達される。圧縮機 1 では、かかる駆動軸 15 の回転によりロータ 18 と同期して回転斜板 20 が所定の傾角の下で回転され、揺動斜板 23 には回転斜板 20 の揺動運動のみが伝達される。このため、揺動斜板 23 の揺動運動によりピストン 16 がロッド 24 を介してシリンドラ 10a 内を往復動する。これにより圧縮室内において吸入室 27 内の冷媒を圧縮した後、吐出室 26 に吐出する。吐出室 26 に吐出された冷媒は、管路 6a によりガスクーラ 2 に吐出される。

40

【0034】

高温・高圧の冷媒はガスクーラ 2 により外気温度とほぼ同一の温度まで冷却され、冷却された冷媒は管路 6b により膨脹弁 3 に供給される。膨張弁 3 に供給された冷媒は、上記したようにガスクーラ 2 の出口における冷媒温度及び冷媒圧力に基づく制御の下、減圧されて低温・低圧の霧状（気 - 液 2 相の冷媒）にされる。そして、霧状にされた冷媒は管路 6c により蒸発器 4 に供給され、蒸発器 4 により蒸発される。このとき、気化熱により周囲の空気を冷却するため、車室内が冷房される。この後、冷媒は管路 6d によりアキュムレータ 5 に供給され、液状の冷媒がアキュムレータ 5 に保持される一方、ガス状の冷媒が管

50

路 6 e により圧縮機 1 の吸入室 2 7 に再び吸入される。

【 0 0 3 5 】

この間、圧縮機 1 は、制御手段 4 0 により、その吐出容量が随時制御されている。すなわち、制御手段 4 0 には、圧縮機 1 の上流側たる管路 6 e 内に配設された圧力センサ 4 1 により検知された低圧側蒸発圧力の検知値と、圧縮機 1 の下流側たる管路 6 a 内に配設された圧力センサ 4 2 により検知された高圧側圧力の検知値とが随時入力される。そして、予め定められた上記制御特性 ( $y = a x + b$  の直線で表される制御特性) に基づいて該高圧側圧力の検知値に対応して決定される低圧側蒸発圧力の目標値よりも該低圧側蒸発圧力の検知値が低い場合は、該低圧側蒸発圧力が該目標値となるように圧縮機 1 の吐出容量を縮小する。この吐出容量の縮小は、制御手段 4 0 からの信号に基づくソレノイド 3 1 の作動によりボール状弁体 3 2 を変位させて給気通路 2 9 の開度を拡大して、クランク室 1 4 への吐出室 2 6 内における吐出圧力  $P_d$  の冷媒の供給量を増大し、クランク室 1 4 内の圧力  $P_c$  を高めることにより、行われる。クランク室 1 4 内の圧力  $P_c$  が高められれば、ピストン 1 6 に作用する背圧が大きくなつて回転斜板 2 0 及び揺動斜板 2 3 の傾角が縮小され、ピストン 1 6 のストロークが縮小されて吐出容量が縮小される。そして、圧縮機 1 の吐出容量が縮小されれば、これに基づき低圧側蒸発圧力が上昇する。これにより、高圧側圧力と低圧側蒸発圧力との関係は  $y = a x + b$  を満たすものとなり、低圧側蒸発圧力を設定圧力として圧縮機 1 の吐出容量を可変とする場合において、高圧側圧力が高くなるに従い、低圧側蒸発圧力、すなわち該設定圧力が高くなるような制御特性を達成することができる。

10

20

【 0 0 3 6 】

このため、エンジン回転数の上昇により圧縮機 1 の駆動軸 1 5 の回転数が上昇した場合、高圧側圧力は速やかに上昇する一方で、絞り手段 3 の絞り方向への動作遅れ等により低圧側蒸発圧力の低下が遅れることになるが、上記したような制御特性でもって冷房装置が運転されていれば、低圧側蒸発圧力は速やかに上記設定圧力よりも低くなるので、冷媒循環量を速やかに減少させることができ、したがつて速やかに冷房能力を調整して高速回転時の過剰冷房を確実に防ぐこと可能となる。

【 0 0 3 7 】

なお、上記実施形態 1 では、クランク室 1 4 と吐出室 2 6 とを連通する給気通路 2 9 に容量調整弁 3 0 を配設してクランク室 1 4 への吐出圧力  $P_d$  の供給量によりクランク室 1 4 内の圧力  $P_c$  を調整する例について説明したが、クランク室 1 4 内の圧力  $P_c$  を調整する手段としては、これに限定されるものではない。例えば、クランク室 1 4 と吸入室 2 7 とを連通する抽気通路 2 8 に容量制御弁 3 0 を配設して、クランク室 1 4 から吸入室 2 7 への抽気量を調整することによりクランク室 1 4 内の圧力  $P_c$  を調整することも可能である。

30

【 0 0 3 8 】

また、上記実施形態 1 では、制御特性として図 2 に示す直線を採用したが、直線に限らず曲線状の制御特性としてもよい。

(参考形態 1)

図 3 に示す冷房装置は、圧縮機 1' として固定容量型の圧縮機を用いるとともに、この圧縮機 1' の上流側、すなわちアキュムレータ 5 と圧縮機 1' との間の管路 6 e に吸入絞り弁 7 を配設し、かつ、制御手段 4 0 及び圧力センサ 4 1, 4 2 を無くしたこと以外は、上記実施形態 1 と同様の構成である。

40

【 0 0 3 9 】

この吸入絞り弁 7 は、蒸発気 4 の出口における冷媒圧力、つまり低圧側蒸発圧力の検知結果に基づいてその開度が制御されるもので、低圧側蒸発圧力が設定圧力よりも高い場合はその開度が拡大され、低圧側蒸発圧力が設定圧力よりも低い場合はその開度が縮小される。そして、吸入絞り弁 7 の開度が拡大されれば、圧縮機 1' の吸入圧力が上昇されるとともに、低圧側蒸発圧力が低下されて冷房能力が拡大される。一方、吸入絞り弁 7 の開度が縮小されれば、圧縮機 1' の吸入圧力が低下されるとともに、低圧側蒸発圧力が上昇され

50

て冷房能力が縮小される。このようにして、吸入絞り弁 7 の作動により、低圧側蒸発圧力に応じて冷房能力が調整される。

【0040】

かかる冷房装置においても、上記実施形態 1 と同様に、高圧側圧力が高くなるに従い低圧側蒸発圧力が高くなるような制御特性を持たせれば、回転数上昇時に冷房能力を速やかに調整することができ、過剰冷房を確実に防ぐことが可能となる。

(参考形態 2 )

図 4 に示す冷房装置は、圧縮機 1' として固定容量型の圧縮機を用いるとともに、蒸発温度の検知結果に基づいて圧縮機 1' を ON / OFF 制御するようにし、かつ、制御手段 40 及び圧力センサ 41, 42 を無くしたこと以外は、上記実施形態 1 と同様の構成である。

10

【0041】

すなわち、この冷房装置では、蒸発器 4 の出口における冷媒温度を検出し、この検出温度が第 1 の設定温度  $t_1$  以下となったときに圧縮機 1' の電磁クラッチが OFF とされ、蒸発温度が第 2 の設定温度  $t_2$  ( $> t_1$ ) 以上となったときに圧縮機 1' の電磁クラッチが ON とされる。なお、蒸発温度は蒸発圧力に対応するものである。

【0042】

かかる冷房装置において、高圧側圧力が高くなるに従い、該第 1 の設定温度  $t_1$  が高くなるような制御特性をもたせれば、高圧側圧力がより高いときほど、蒸発温度（低圧側蒸発圧力）がより高いうちから第 1 の設定温度  $t_1$  以下となって圧縮機 1' の電磁クラッチが OFF とされる。このため、回転数上昇時の過剰冷房を確実に防ぐことができる。

20

【図面の簡単な説明】

【図 1】実施形態 1 の車両用冷房装置の回路構成を示すとともに、この冷房装置に用いられる圧縮機の縦断面を示す図である。

【図 2】実施形態 1 の冷房装置における制御特性を示す図である。

【図 3】参考形態 1 の車両用冷房装置の回路構成を示すブロック図である。

【図 4】参考形態 2 の車両用冷房装置の回路構成を示すブロック図である。

【図 5】参考形態 2 の冷房装置における圧縮機の ON / OFF 制御を説明する図である。

【図 6】参考形態 2 の冷房装置における制御特性を示す図である。

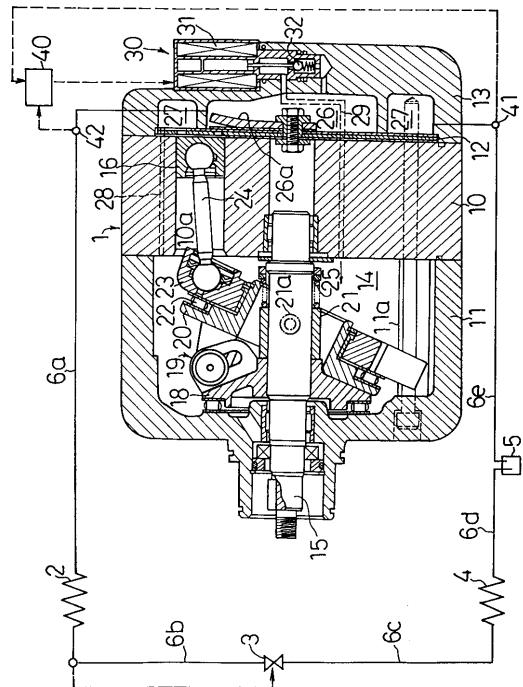
【図 7】二酸化炭素 (CO<sub>2</sub>) を冷媒とする超臨界サイクルにおける圧力 - エンタルビ - 線図である。

30

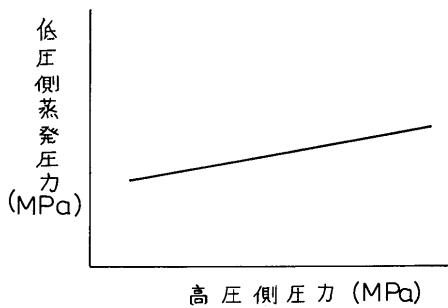
【符号の説明】

1 ... 可変容量型圧縮機	2 ... 放熱用熱交換器としてのガスクーラ
3 ... 絞り手段としての膨張弁	4 ... 吸熱用熱交換器としての蒸発器
5 ... 気液分離器としてのアキュムレータ	
1 4 ... クランク室	3 0 ... 容量制御弁
4 0 ... 制御手段	1' ... 固定容量型圧縮機

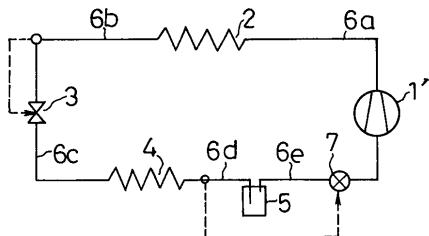
【図1】



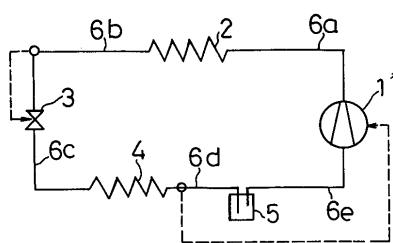
【図2】



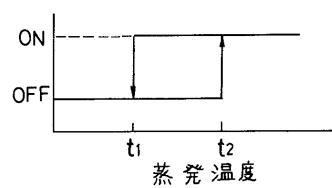
【図3】



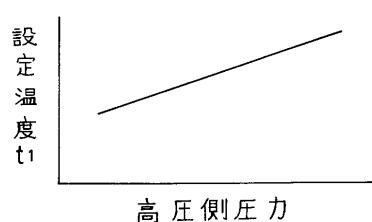
【図4】



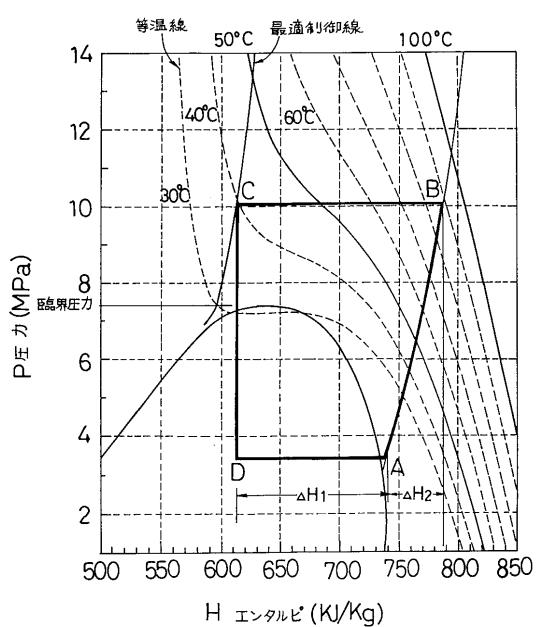
【図5】



【図6】



【図7】



---

フロントページの続き

(72)発明者 小出 達也

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 西田 伸

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 川上 佳

(56)参考文献 特開平10-089785 (JP, A)

特開平09-329087 (JP, A)

特開平01-102256 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00