

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4882978号
(P4882978)

(45) 発行日 平成24年2月22日 (2012. 2. 22)

(24) 登録日 平成23年12月16日 (2011. 12. 16)

(51) Int. Cl.

F 1

F 2 5 B 49/02 (2006. 01)

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

F 2 5 B 49/02 5 2 0 Z

F 2 5 B 1/00 3 9 6 D

F 2 5 B 49/02 5 2 0 C

F 2 5 B 49/02 5 2 0 A

F 2 5 B 49/02 5 2 0 K

請求項の数 15 (全 24 頁)

(21) 出願番号 特願2007-304151 (P2007-304151)
 (22) 出願日 平成19年11月26日 (2007. 11. 26)
 (65) 公開番号 特開2009-127950 (P2009-127950A)
 (43) 公開日 平成21年6月11日 (2009. 6. 11)
 審査請求日 平成22年1月15日 (2010. 1. 15)

(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 村瀬 善則
 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

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 (1 1 、 4 1) と、

前記圧縮機 (1 1 、 4 1) から吐出された冷媒を放熱させる放熱器 (1 2) と、

前記放熱器 (1 2) にて放熱された冷媒を減圧膨張させる減圧手段 (1 3) と、

前記減圧手段 (1 3) にて減圧膨張された冷媒を蒸発させる蒸発器 (1 4) と、

前記圧縮機 (1 1 、 4 1) の冷媒吐出能力を変更する吐出能力変更手段 (1 1 a 、 4 1 a) と、

前記吐出能力変更手段 (1 1 a 、 4 1 a) の作動を制御する吐出能力制御手段 (2 0 a) と、

サイクルの高圧側に配置されて、サイクル内を循環する冷媒流量を検出する流量検出手段 (2 6) と、

前記蒸発器 (1 4) のうち予め定めた部位の温度を検出する冷媒温度検出手段 (2 4) と、

前記冷媒温度検出手段 (2 4) によって検出された検出冷媒温度 (T e) を用いてサイクル内を循環する冷媒流量を推定する流量推定手段 (S 7 1 、 S 7 1 1 、 S 7 1 2 、 S 7 2 、 S 7 2 1) と、

サイクル内を循環する冷媒が不足している冷媒不足状態であることを判定する冷媒不足判定手段 (S 7 3) とを備え、

前記冷媒不足判定手段 (S 7 3) は、前記流量推定手段 (S 7 1 、 S 7 1 1 、 S 7 1 2

、 $S72$ 、 $S721$ ）によって推定された推定流量（ $G2$ ）が前記流量検出手段（ 26 ）の検出流量（ $G1$ ）よりも大きくなったときに、前記冷媒不足状態であることを判定し、

前記吐出能力制御手段（ $20a$ ）は、前記冷媒不足状態が判定されたときに、前記圧縮機（ 11 、 41 ）の冷媒吐出能力を低減させるように前記吐出能力変更手段（ $11a$ 、 $41a$ ）の作動を制御することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 2】

前記流量推定手段（ $S71$ 、 $S711$ 、 $S72$ ）は、前記検出冷媒温度（ Te ）を用いて前記圧縮機（ 11 ）に吸入される吸入冷媒密度（ ρ ）を決定することによって、前記推定流量（ $G2$ ）を推定す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】

前記放熱器（ 12 ）へ送風される空気の温度を検出する空気温度検出手段（ 21 ）および高圧側冷媒圧力を検出する高圧側圧力検出手段（ 25 ）のうち、少なくとも一方を備え、

前記流量推定手段（ $S711$ 、 $S712$ 、 $S72$ 、 $S721$ ）は、前記空気温度検出手段（ 21 ）によって検出された検出空気温度（ Tam ）と高圧側圧力検出手段（ 25 ）によって検出された検出高圧圧力（ Pd ）のうち少なくとも一方を用いて前記推定流量（ $G2$ ）を推定す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 4】

さらに、前記放熱器（ 12 ）から流出した冷媒と前記圧縮機（ 11 、 41 ）へ吸入される冷媒とを熱交換させる内部熱交換器（ 16 ）を備え、

前記流量推定手段（ $S711$ 、 $S72$ ）は、前記検出冷媒温度（ Te ）および前記検出空気温度（ Tam ）を用いて前記推定流量（ $G2$ ）を推定することを特徴とする請求項 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 5】

前記圧縮機は、吐出容量を変更可能に構成された可変容量型圧縮機（ 41 ）であり、

前記吐出能力変更手段は、前記吐出容量を変更する容量制御弁（ $41a$ ）であり、

前記流量推定手段（ $S712$ 、 $S721$ ）は、前記検出冷媒温度（ Te ）および前記検出空気温度（ Tam ）を用いて前記推定流量（ $G2$ ）を推定することを特徴とする請求項 3 または 4 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 6】

前記圧縮機は、吐出容量を変更可能に構成された可変容量型圧縮機（ 41 ）であり、

前記吐出能力変更手段は、前記吐出容量を変更する容量制御弁（ $41a$ ）であり、

前記流量推定手段（ $S712$ 、 $S721$ ）は、前記検出冷媒温度（ Te ）および前記検出高圧圧力（ Pd ）を用いて前記推定流量（ $G2$ ）を推定することを特徴とする請求項 3 または 4 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 7】

前記流量推定手段（ $S712$ 、 $S713$ ）は、さらに、前記吐出能力制御手段（ $20a$ ）から前記容量制御弁（ $41a$ ）に出力される制御電流（ Ic ）を用いて前記推定流量（ $G2$ ）を推定することを特徴とする請求項 5 または 6 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 8】

前記容量制御弁（ $41a$ ）は、前記制御電流（ Ic ）の増減に応じて、サイクル内を循環する冷媒流量を増減させるように構成されていることを特徴とする請求項 7 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 9】

前記圧縮機は、吐出容量が固定された固定容量型圧縮機（ 11 ）であって、

前記吐出能力変更手段は、前記固定容量型圧縮機（ 11 ）を回転駆動する電動モータ（ $11a$ ）であることを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置

【請求項 10】

前記吐出能力制御手段（ $20a$ ）は、前記検出流量（ $G1$ ）が予め定めた基準流量（ $KG1$ ）以下になっているときは、前記圧縮機（ 11 、 41 ）の作動を停止させることを特徴

10

20

30

40

50

とする請求項 1 ないし 9 のいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 1 1】

前記冷媒不足判定手段 (S 7 3) は、単位時間あたりの前記圧縮機 (1 1、4 1) の冷媒吐出能力の変化量が、予め定めた基準冷媒吐出能力変化量以下になっているときのみに、前記冷媒不足状態の判定を行うことを特徴とする請求項 1 ないし 1 0 のいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 1 2】

前記冷媒不足判定手段 (S 7 3) は、単位時間あたりの前記検出流量 (G 1) および前記推定流量 (G 2) のうち、少なくとも一方の流量変化量 ($\Delta G 1$) が、予め定めた基準流量変化量 ($\Delta K G 1$) 以下になっているときのみに、前記冷媒不足状態の判定を行うことを特徴とする請求項 1 ないし 1 1 のいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置。

10

【請求項 1 3】

流量検出手段 (2 6) の少なくとも一部は、圧縮機 (1 1、4 1) と一体に構成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 1 2 のいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 1 4】

前記圧縮機 (1 1、4 1) は、前記冷媒を臨界圧力以上となるまで昇圧することを特徴とする請求項 1 ないし 1 3 のいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 1 5】

前記冷媒は二酸化炭素であることを特徴とする請求項 1 ないし 1 4 のいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は、サイクル内を循環する冷媒が不足している冷媒不足状態を判定可能に構成された冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】

【0 0 0 2】

蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置では、一般的に、サイクル内を循環する冷媒が不足すると、蒸発器にて発揮される冷凍能力が大幅に低下してしまうだけでなく、冷媒とともにサイクル内を循環する冷凍機油の循環量が減少して、圧縮機の潤滑不良を引き起こす。そこで、従来、サイクル内を循環する冷媒が不足している冷媒不足状態を判定可能に構成された冷凍サイクル装置が知られている。

30

【0 0 0 3】

例えば、特許文献 1 の冷凍サイクル装置では、可変容量型圧縮機の吐出容量を変化させる容量制御弁を用いて圧縮機の吐出圧力と吸入圧力との差圧を検出し、さらに、この差圧から推定される蒸発器の冷媒蒸発温度および実際に検出した蒸発器吹出空気温度に基づいて、制御装置に予め記憶された制御マップを参照して冷媒の状態を判定している。

【0 0 0 4】

そして、サイクル内を循環する冷媒の状態が冷媒不足状態であると判定された場合には、圧縮機の吐出容量を低下させる、あるいは、圧縮機を停止させることで、圧縮機の潤滑不良を防止している。

40

【特許文献 1】特開 2 0 0 7 - 1 7 1 1 0 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0 0 0 5】

ところで、特許文献 1 の容量制御弁は、特許文献 1 の段落 0 0 4 3 に記載されているように、制御装置から出力される制御電流値に応じた電磁力を発生させる電磁機構を有して構成され、この電磁機構による電磁力と上記の差圧による力とのバランスによって弁体部を変位させる構成になっている。

【0 0 0 6】

50

そして、特許文献 1 の冷凍サイクル装置では、制御電流値を変化させることで可変容量型圧縮機の吐出容量を制御するとともに、差圧そのものを制御している。つまり、制御電流値を決定することによって、吐出圧力と吸入圧力との目標差圧が決定されることになるので、この制御電流値に基づいて差圧を検出することができる。

【 0 0 0 7 】

しかしながら、特許文献 1 には、容量制御弁の制御態様が異なる冷凍サイクル装置、あるいは、容量制御弁を備えていない冷凍サイクル装置等のように、圧縮機、容量制御弁等のサイクル構成機器の仕様が異なる冷凍サイクル装置における具体的な差圧検出手段の詳細について記載されていない。

【 0 0 0 8 】

そのため、特許文献 1 の冷凍サイクル装置では、サイクル構成機器の仕様が異なってしまうと適切に冷媒不足状態を判定できなくなるおそれがある。

【 0 0 0 9 】

上記点に鑑み、本発明は、サイクル構成機器の仕様によらず、冷媒不足状態を精度良く判定できる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】

【 0 0 1 0 】

上記目的を達成するため、本発明は、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機 (1 1 、 4 1) と、圧縮機 (1 1 、 4 1) から吐出された冷媒を放熱させる放熱器 (1 2) と、放熱器 (1 2) にて放熱された冷媒を減圧膨張させる減圧手段 (1 3) と、減圧手段 (1 3) にて減圧膨張された冷媒を蒸発させる蒸発器 (1 4) と、圧縮機 (1 1 、 4 1) の冷媒吐出能力を変更する吐出能力変更手段 (1 1 a 、 4 1 a) と、吐出能力変更手段 (1 1 a 、 4 1 a) の作動を制御する吐出能力制御手段 (2 0 a) と、サイクルの高圧側に配置されて、サイクル内を循環する冷媒流量を検出する流量検出手段 (2 6) と、蒸発器 (1 4) のうち予め定めた部位の温度を検出する冷媒温度検出手段 (2 4) と、冷媒温度検出手段 (2 4) によって検出された検出冷媒温度 (T_e) を用いてサイクル内を循環する冷媒流量を推定する流量推定手段 (S_{71} 、 S_{711} 、 S_{712} 、 S_{72} 、 S_{721}) と、サイクル内を循環する冷媒が不足している冷媒不足状態であることを判定する冷媒不足判定手段 (S_{73}) とを備え、

冷媒不足判定手段 (S_{73}) は、流量推定手段 (S_{71} 、 S_{711} 、 S_{712} 、 S_{72} 、 S_{721}) によって推定された推定流量 (G_2) が流量検出手段 (2 6) の検出流量 (G_1) よりも大きくなったときに、冷媒不足状態であることを判定し、吐出能力制御手段 (2 0 a) は、冷媒不足状態が判定されたときに、圧縮機 (1 1 、 4 1) の冷媒吐出能力を低減させるように吐出能力変更手段 (1 1 a 、 4 1 a) の作動を制御する冷凍サイクル装置を特徴とする。

【 0 0 1 1 】

これによれば、流量推定手段 (S_{71} 、 S_{711} 、 S_{712} 、 S_{72} 、 S_{721}) によって推定された推定流量 (G_2) が流量検出手段 (2 6) の検出流量 (G_1) よりも大きくなったときに、冷媒不足判定手段 (S_{73}) が冷媒不足状態を判定するので、サイクル構成機器の仕様によらず、冷媒不足状態を確実に判定できる。

【 0 0 1 2 】

すなわち、冷媒不足状態では、冷媒温度検出手段 (2 4) が過熱度を有する冷媒の温度を検出するので、この検出冷媒温度 (T_e) を用いて推定された推定流量 (G_2) は、実際にサイクルを循環する冷媒流量に相当する検出流量 (G_1) よりも大きくなる。従って、推定流量 (G_2) と検出流量 (G_1) とを比較することで、サイクル構成機器の仕様によらず、冷媒不足状態を確実に判定できる。

【 0 0 1 3 】

さらに、流量検出手段 (2 6) がサイクルの高圧側に配置されているので、検出流量 (G_1) の実際の冷媒流量に対する検出誤差を小さくできる。つまり、低压側冷媒に対して密度の大きい高圧側冷媒の流量を測定しているので、冷媒が流量検出手段 (2 6) を通過

10

20

30

40

50

する際の圧力損失の増加を抑制できる。従って、サイクルの低圧側に流量検出手段(26)を配置する場合に対して、検出誤差を縮小して、冷媒不足状態を精度よく判定できる。

【0014】

そして、冷媒不足状態が判定されたときに、吐出能力制御手段(20a)が圧縮機(11)の冷媒吐出能力を低減させるように、吐出能力変更手段(11a、41a)の作動を制御するので、圧縮機(11)の潤滑不良を確実に防止することができる。

【0015】

さらに、流量検出手段(26)を高圧側に配置することで、冷媒が流量検出手段(26)を通過する際の圧力損失を低下させるために流量検出手段(26)自体を大型化する必要もない。その結果、冷媒不足状態を精度よく判定できるとともに、冷凍サイクル装置全体としての大型化も回避できる。

10

【0016】

また、上記特徴の冷凍サイクル装置において、流量推定手段(S71、S711、S72)は、検出冷媒温度(Te)を用いて圧縮機(11)に吸入される吸入冷媒密度(ρ)を決定することによって、推定流量(G2)を推定するようになっていてもよい。

【0017】

例えば、冷媒不足状態時に検出冷媒温度(Te)における飽和圧力から吸入冷媒密度を決定すれば、実際に圧縮機(11、41)に吸入される冷媒の密度よりも高い値が決定される。

【0018】

20

さらに、この実際の冷媒密度よりも高い値を用いてサイクルを循環する冷媒流量を推定すれば、推定流量(G2)も検出流量(G1)よりも大きくなる。従って、このように推定された推定流量(G2)を用いれば、冷媒不足状態を、より一層、確実に判定できる。

【0019】

また、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、さらに、放熱器(12)へ送風される空気の温度を検出する空気温度検出手段(21)および高圧側冷媒圧力を検出する高圧側圧力検出手段(25)のうち、少なくとも一方を備え、流量推定手段(S711、S712、S72、S721)は、空気温度検出手段(21)によって検出された検出空気温度(Tam)と高圧側圧力検出手段(25)によって検出された検出高圧圧力(Pd)のうち少なくとも一方を用いて推定流量(G2)を推定するようになっていてもよい。

30

【0020】

これによれば、流量推定手段(S711、S712、S72、S721)が、検出冷媒温度(Te)のみならず検出空気温度(Tam)、検出高圧圧力(Pd)を用いて推定流量(G2)を推定するので、推定流量(G2)の推定精度を向上させることができる。その結果、冷媒不足判定手段(S73)が冷媒不足状態を誤判定してしまうことを回避して、冷媒不足状態を、より一層、精度よく判定できる。

【0021】

例えば、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、さらに、放熱器(12)から流出した冷媒と圧縮機(11、41)へ吸入される冷媒とを熱交換させる内部熱交換器(16)を備え、流量推定手段(S711、S72)は、検出冷媒温度(Te)および検出空気温度(Tam)を用いて推定流量(G2)を推定するようになっていてもよい。

40

【0022】

これによれば、内部熱交換器(16)を備える冷凍サイクル装置であっても、後述する実施形態に説明するように、内部熱交換器(16)における高圧冷媒と低圧冷媒との熱交換量の影響が補正された高い精度の推定流量(G2)を推定できる。

【0023】

さらに、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、圧縮機は、吐出容量を変更可能に構成された可変容量型圧縮機(41)であり、吐出能力変更手段は、吐出容量を変更する容量制御弁(41a)であり、流量推定手段(S712、S721)は、検出冷媒温度(Te)、および、検出空気温度(Tam)あるいは検出高圧圧力(Pd)を用いて推定流量

50

(G 2) を推定するようになっていてもよい。

【 0 0 2 4 】

これによれば、容量制御弁 (4 1 a) によって吐出容量が変更される可変容量型圧縮機 (4 1) を備える冷凍サイクル装置であっても、後述する実施形態に説明するように、サイクルの低圧側冷媒圧力と高圧側冷媒圧力との差圧に基づいて高い精度の推定流量 (G 2) を推定できる。

【 0 0 2 5 】

さらに、流量推定手段 (S 7 1 2 、 S 7 1 3) が、吐出能力制御手段 (2 0 a) から容量制御弁 (4 1 a) に出力される制御電流 (I c) を用いて推定流量 (G 2) を推定するようになっていてもよい。これにより、より一層、高い精度の推定流量 (G 2) を推定できる。この場合、容量制御弁 (4 1 a) は、制御電流 (I c) の増減に応じて、サイクル内を循環する冷媒流量を増減させるように構成されていてもよい。

10

【 0 0 2 6 】

また、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、圧縮機は、吐出容量が固定された固定容量型圧縮機 (1 1) であって、吐出能力変更手段は、固定容量型圧縮機 (1 1) を回転駆動する電動モータ (1 1 a) であってもよい。

【 0 0 2 7 】

また、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、吐出能力制御手段 (2 0 a) は、検出流量 (G 1) が予め定めた基準流量 (K G 1) 以下になっているときは、圧縮機 (1 1 、 4 1) の作動を停止させるようになっていてもよい。

20

【 0 0 2 8 】

前述の如く、一般的に、サイクル内を循環する冷媒には、圧縮機 (1 1 、 4 1) を潤滑する冷凍機油が混入されており、この冷凍機油は冷媒とともにサイクル内を循環している。従って、冷凍機油を圧縮機 (1 1 、 4 1) へ戻すために必要な冷媒流量、すなわち圧縮機 (1 1 、 4 1) の潤滑不足を招くことのない最低流量より大きい値に基準流量 (K G 1) を設定することで、冷凍サイクル装置の作動を停止させることなく圧縮機 (1 1 、 4 1) の潤滑不足を回避できる。

【 0 0 2 9 】

また、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、冷媒不足判定手段 (S 7 3) は、単位時間あたりの圧縮機 (1 1 、 4 1) の冷媒吐出能力の変化量が、予め定めた基準冷媒吐出能力変化量以下になっているときのみに、冷媒不足状態の判定を行うようになっていてもよい。

30

【 0 0 3 0 】

これによれば、冷媒不足判定手段 (S 7 3) が、圧縮機 (1 1 、 4 1) の冷媒吐出能力変化量の少ないとき、すなわちサイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないときのみに冷媒不足状態の判定を行うので、冷媒流量の変動の影響による誤判定を抑制できる。

【 0 0 3 1 】

また、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、冷媒不足判定手段 (S 7 3) は、単位時間あたりの検出流量 (G 1) および推定流量 (G 2) のうち、少なくとも一方の流量変化量 ($\Delta G 1$) が、予め定めた基準流量変化量 ($\Delta K G 1$) 以下になっているときのみに、冷媒不足状態の判定を行うようになっていてもよい。

40

【 0 0 3 2 】

これによれば、冷媒不足判定手段 (S 7 3) が、検出流量 (G 1) および推定流量 (G 2) のうち、少なくとも一方の流量変化量 ($\Delta G 1$) が少ないとき、すなわちサイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないときのみに冷媒不足状態の判定を行うので、冷媒流量の変動の影響による誤判定を抑制できる。

【 0 0 3 3 】

また、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、流量検出手段 (2 6) の少なくとも一部は、圧縮機 (1 1 、 4 1) と一体に構成されていてもよい。これにより、流量検出手段 (2 6) および圧縮機 (1 1 、 4 1) の小型化を図ることができる。

50

【 0 0 3 4 】

また、上述の特徴の冷凍サイクル装置において、圧縮機（ 1 1、 4 1 ）は、冷媒を臨界圧力以上となるまで昇圧するようになっていてもよい。また、冷媒は二酸化炭素であってもよい。

【 0 0 3 5 】

なお、この欄および特許請求の範囲で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。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 3 6 】

（第 1 実施形態）

図 1 ～ 4 により、本発明の第 1 実施形態を説明する。本実施形態では、本発明の冷凍サイクル装置 1 0 を車両用空調装置に適用している。図 1 は、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 の全体構成図である。

【 0 0 3 7 】

冷凍サイクル装置 1 0 では、冷媒として二酸化炭素を採用しており、圧縮機 1 1 の吐出冷媒圧力が冷媒の臨界圧力以上（超臨界状態）となる超臨界冷凍サイクルを構成している。さらに、この冷媒には圧縮機 1 1 を潤滑するための冷凍機油が混入されており、この冷凍機油は冷媒とともにサイクルを循環している。

【 0 0 3 8 】

圧縮機 1 1 は、冷凍サイクル装置 1 0 において、冷媒を吸入し、圧縮して吐出するもので、電動モータ 1 1 a から駆動力が伝達されて回転駆動される。また、この圧縮機 1 1 は、吐出容量が固定された固定容量型圧縮機であり、具体的には、スクロール型圧縮機、ベーン型圧縮機等の各種圧縮機構を採用できる。圧縮機 1 1 および電動モータ 1 1 b は同一のハウジング内に収容されており、いわゆる電動圧縮機として一体に構成されている。

【 0 0 3 9 】

電動モータ 1 1 a は、後述する空調制御装置 2 0 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。そして、この回転数制御によって、圧縮機 1 1 の冷媒吐出能力が変更される。従って、本実施形態の電動モータ 1 1 a は、吐出能力変更手段を構成している。

【 0 0 4 0 】

圧縮機 1 1 の冷媒吐出側には、放熱器 1 2 が接続されている。放熱器 1 2 は、圧縮機 1 1 から吐出された高温高压冷媒と冷却ファン 1 2 a により送風される外気（車室外空気）とを熱交換させて、高压冷媒を放熱させる放熱用熱交換器である。冷却ファン 1 2 a は、後述する空調制御装置 2 0 から出力される制御電圧によって回転数（送風空気量）が制御される電動式送風機である。

【 0 0 4 1 】

なお、前述の如く、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 では、超臨界冷凍サイクルを構成しているので、放熱器 1 2 を通過する冷媒は、凝縮することなく超臨界状態のまま放熱する。

【 0 0 4 2 】

放熱器 1 2 の出口側には、圧力制御弁 1 3 が接続されている。圧力制御弁 1 3 は、放熱器 1 2 から流出した高压冷媒を減圧膨張させるとともに、高压側冷媒圧力が目標高压となるように、弁開度（絞り開度）が機械的機構にて調整されるように構成されている。

【 0 0 4 3 】

具体的には、圧力制御弁 1 3 は、放熱器 1 2 出口側に設けられた感温部 1 3 a を有し、この感温部 1 3 a の内部に放熱器 1 2 出口側の高压冷媒の温度に対応した圧力を発生させ、感温部 1 3 a の内圧と放熱器 1 2 出口側の冷媒圧力とのバランスで圧力制御弁 1 3 の弁開度を調整するようになっている。

【 0 0 4 4 】

これにより、高压側冷媒圧力を放熱器 1 2 の出口側の高压側冷媒温度により決まる目標

10

20

30

40

50

高圧に調整できる。このような高圧制御機能を持つ圧力制御弁 13 は特開 2000-81157 号公報等にて公知である。

【0045】

圧力制御弁 13 の出口側には、蒸発器 14 が接続されている。蒸発器 14 は、圧力制御弁 13 にて減圧された低圧冷媒と送風ファン 14a から車室内へ送風される送風空気とを熱交換させて、低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱用熱交換器である。また、送風ファン 14a は、空調制御装置 20 から出力される制御電圧によって回転数（送風空気量）が制御される電動式送風機である。

【0046】

なお、図 2 の模式的な外観斜視図に示すように、本実施形態では、蒸発器 14 として、2 つの第 1、2 熱交換部 14b、14c を送風空気流れ方向 100 に対して直列に配置したものを採用している。なお、第 1、2 熱交換部 14b、14c の基本的な構成は同一であり、それぞれ周知のフィンアンドチューブ型の熱交換器構造になっている。

10

【0047】

さらに、風上側に配置される第 1 熱交換部 14b 用のタンク部 14d および風下側に配置される第 2 熱交換部 14c 用のタンク部 14e を連通させるとともに、各タンク部 14d、14e 内の内部空間を適宜セパレータによって仕切ることによって、図 2 の太実線矢印 200 に示すように、圧力制御弁 13 から流出した冷媒を第 2 熱交換部 14c → 第 1 熱交換部 14b の順で流通させる。

【0048】

これにより、第 1、2 熱交換部 14b、14c のうち送風空気流れ方向 100 の前後で重なる部分同士における液相冷媒の分布の偏りを相殺して、送風空気の効率的な冷却と蒸発器 14 から吹き出される吹出空気温度の均一化を図っている。

20

【0049】

また、蒸発器 14 は、車両用空調装置の室内空調ユニットにおいて車室内送風空気の空気通路を形成する図示しないケース内に配置されており、このケースの空気流れ最上流部には、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箱（図示せず）が設けられている。

【0050】

この内外気切替箱の内部には、内気の風量と外気の風量との風量割合を変化させる風量割合変更手段を構成する内外気切替ドアが配置されている。この内外気切替ドアは、空調制御装置 20 から出力される制御信号によって作動制御されるサーボモータによって駆動される。

30

【0051】

従って、蒸発器 14 では、内外気切替箱を介して導入された内気、外気あるいは内気と外気との混合空気を冷却することができる。さらに、蒸発器 14 にて冷却された送風空気は、エンジン冷却水を熱源とするヒータコア等の加熱手段により再加熱されることによって温度調整されて、空調対象空間である車室内へ吹き出される。

【0052】

蒸発器 14 の出口側には、図 1 に示すように、アキュムレータ 15 が接続されている。アキュムレータ 15 は、蒸発器 14 から流出した冷媒を液相冷媒と気相冷媒に分離するとともに、サイクル内の余剰冷媒を蓄える気液分離器である。また、アキュムレータ 15 には、気相冷媒を流出させる気相冷媒出口が設けられており、気相冷媒出口は、圧縮機 11 の冷媒吸入側に接続されている。

40

【0053】

次に、本実施形態の電気制御部の概要を説明する。空調制御装置 20 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る。そして、その ROM 内に記憶された制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、上述の各種電気式アクチュエータ 11a、12a、14a 等の作動を制御する。

【0054】

50

なお、空調制御装置 20 は、各種電気式アクチュエータを制御する制御手段が一体に構成されたものであるが、本実施形態では、特に、空調制御装置 20 のうち電動モータ 11 a の作動を制御するハードウェアおよびソフトウェアの構成を吐出能力制御手段 20 a とする。

【0055】

空調制御装置 20 の入力側には、空調用センサ群 21 ~ 26 および車室内に配置された操作パネル 30 が接続されており、空調用センサ群 21 ~ 26 の検出信号および操作パネル 30 に設けられた各種操作スイッチ 31 ~ 33 の操作信号等が入力される。

【0056】

空調用センサ群としては、具体的に、外気温 T_{am} を検出する外気温センサ 21、内気温 T_r を検出する内気温センサ 22、車室内に入射する日射量 T_{sun} を検出する日射センサ 23、蒸発器 14 のフィン温度 T_e を検出する蒸発器温度センサ 24、圧縮機 11 から吐出される吐出冷媒圧力 P_d を検出する高圧圧力センサ 25、圧縮機 11 から吐出される冷媒流量 G_1 を検出する流量検出手段である流量センサ 26 等が設けられる。

【0057】

なお、前述の如く、放熱器 12 では冷媒と外気とを熱交換させるものなので、本実施形態の外気温センサ 21 は、放熱器 12 へ送風される空気の温度を検出する空気温度検出手段を構成し、外気温センサ 21 によって検出された外気温が検出空気温度 T_{am} となる。

【0058】

蒸発器温度センサ 24 は、蒸発器 14 のうち予め定めた部位の温度を検出する冷媒温度検出手段であり、蒸発器温度センサ 24 によって検出されたフィン温度が検出冷媒温度 T_e となる。さらに、この蒸発器温度センサ 24 は、図 2 に示すように、蒸発器 14 のうち風下側に配置される第 2 熱交換部 14 c の冷媒出口部側に配置されている。

【0059】

高圧圧力センサ 25 は、高圧側冷媒圧力を検出する高圧側圧力検出手段を構成しており、高圧圧力センサ 25 によって検出された吐出冷媒圧力が検出高圧圧力 P_d となる。

【0060】

流量センサ 26 は、サイクル内を循環する冷媒流量を検出する流量検出手段を構成しており、流量センサ 26 にて検出された冷媒流量が検出流量 G_1 となる。この流量センサ 26 は、圧縮機 11 の冷媒吐出側通路を形成するハウジング内に設けられている。つまり、流量センサ 26 は、圧縮機 11 と一体に構成されて、圧縮機 11 および流量センサ 26 の小型化を図っている。

【0061】

さらに、本実施形態では、流量センサ 26 として、サイクル内を循環する冷媒を通過させる絞り部と、この絞り部における圧力損失（差圧）を検出する差圧検出部と、絞り部の下流側冷媒の温度および圧力を検出する温度・圧力検出部とを有し、差圧検出部の検出値（差圧）と温度・圧力検出部の検出値から推定される冷媒密度によって、冷媒流量を検出する差圧式流量センサを採用している。

【0062】

操作パネル 30 の操作スイッチとしては、具体的に、車両用空調装置の作動指令信号を出力するエアコンスイッチ 31、空調状態の自動制御を要求する自動制御要求信号を出力するオートスイッチ 32、冷却対象空間である車室内の目標温度 T_{set} を設定する目標温度設定手段をなす温度設定スイッチ 33 等が設けられる。

【0063】

また、空調制御装置 20 の出力側には、圧縮機 11 の電動モータ 11 a、冷却ファン 12 a および送風ファン 14 a の電動モータ、内外気切替ドアのサーボモータ等の電気式アクチュエータが接続され、これらの機器の作動が空調制御装置 20 の出力信号により制御される。

【0064】

次に、上記構成の本実施形態の作動を図 3、4 に基づいて説明する。図 3、4 は、空調

10

20

30

40

50

制御装置 20 が実行する制御処理を示すフローチャートである。この制御処理は、図示しない車両の始動スイッチ（イグニッションスイッチ）の投入状態において、オートスイッチ 32 が投入（ON）されるとスタートする。

【0065】

まず、図 3 に示すように、ステップ S1 ではフラグ、タイマ等の初期化がなされ、次のステップ S2 にて、センサ群 21 ~ 26 により検出された検出信号、および、操作パネル 30 の操作信号を読み込む。

【0066】

次に、ステップ S3 にて、車室内吹出空気目標吹出温度 TAO を算出する。この目標吹出温度 TAO は空調熱負荷変動および温度設定スイッチ 33 により設定した設定温度 T

10

set に基づいて、下記数式 F1 により算出される。

$$TAO = Kset \times Tset - Kr \times Tr - Kam \times Tam - Ksun \times Tsun + C$$
 ... (F1)

なお、Kset、Kr、Kam、Ksun は制御ゲインおよび C は補正用の定数である。

【0067】

次に、ステップ S4 にて、圧縮機 11 を除く、各種空調制御機器の制御状態を決定する。すなわち、空調制御装置 20 の出力側に接続された各種電気式アクチュエータのうち、電動モータ 11a を除く、送風ファン 14a の電動モータ、内外気切替ドアのサーボモータ等へ出力される制御信号が決定される。

20

【0068】

例えば、送風ファン 14a の電動モータへ出力される制御信号（制御電圧）については、目標吹出温度 TAO に基づいて、予め空調制御装置 20 に記憶された制御マップを参照して、TAO に応じて適切な送風量となるように決定する。

【0069】

より具体的には、TAO の極低温域（最大冷房域）および極高温域（最大暖房域）で制御電圧を最大値として、送風量を最大風量とする。TAO が極低温域から中間温度域に向かって上昇、あるいは、TAO が極高温域から中間温度域に向かって低下するに伴って、制御電圧を減少させて送風量を減少させる。また、TAO が所定の中間温度域内に入ると、制御電圧を最小値として、送風量を最小風量とする。

30

【0070】

内外気切替ドアのサーボモータへ出力される制御信号については、目標吹出温度 TAO に基づいて、予め空調制御装置 20 に記憶された制御マップを参照して、TAO に応じて適切な内外気混合割合となるように決定する。

【0071】

具体的には、設定温度 Tset に対して内気温 Tr が所定温度以上に高いとき（冷房高負荷時）に内気モードとし、TAO が低温側から高温側へ上昇するにつれて、全内気モード→内外気混入モード→全外気モードと切り替える。

【0072】

次に、ステップ S5 にて、蒸発器 14 における目標冷媒蒸発温度 TEO を決定する。具体的には、目標吹出温度 TAO に基づいて、予め空調制御装置 20 に記憶された制御マップを参照して目標冷媒蒸発温度 TEO を決定する。本実施形態では、TAO の増加に伴って、TEO も増加するように決定する。

40

【0073】

次に、ステップ S6 にて、圧縮機 11 の冷媒吐出能力を決定する。具体的には、蒸発器温度センサ 24 にて検出された蒸発器 14 のフィン温度 Te と目標冷媒蒸発温度 TEO との偏差 En (Te - TEO) を算出し、この偏差 En に基づいて、Te を TEO に近づけるように比例積分制御（PI 制御）によるフィードバック制御手法によって、電動モータ 11a へ出力する制御信号を変更する。

【0074】

50

この際、具体的に、電動モータ 11 a として交流モータを採用している場合は、インバータから電動モータ 11 a へ供給される駆動電流の周波数を制御する制御信号を変更し、電動モータ 11 a として直流モータを採用している場合は、電動モータ 11 a へ供給される制御電圧を変更する。

【 0 0 7 5 】

従って、いずれの形式の電動モータを採用している場合であっても、制御信号によって電動モータ 11 a の回転数 N_c を検出することができる。もちろん、必要に応じて、回転数センサを設けて、電動モータ 11 a の回転数を検出してもよい。

【 0 0 7 6 】

次に、ステップ S 7 にて、サイクル内を循環する冷媒が不足している冷媒不足状態の判定と、冷媒不足状態が判定された場合の制御が行われる。このステップ S 7 の詳細については、図 4 のフローチャートにより説明する。まず、ステップ S 7 1 では、蒸発器温度センサ 2 4 にて検出された蒸発器 1 4 のフィン温度 T_e を用いて圧縮機 1 1 に吸入される吸入冷媒密度 ρ を決定する。

【 0 0 7 7 】

ここで、フィン温度 T_e を蒸発器 1 4 における冷媒蒸発温度 T_L とし、この冷媒蒸発温度 T_L における飽和圧力を冷媒蒸発圧力 P_L とすれば、この冷媒蒸発温度 T_L および冷媒蒸発圧力 P_L に基づいて圧縮機 1 1 に吸入される気相冷媒の吸入冷媒密度 ρ を算出することができる。そこで、ステップ S 7 1 では、上記の算出手法によって得られた制御マップを参照して、冷媒蒸発温度 T_L に基づいて吸入冷媒密度 ρ を決定する。

【 0 0 7 8 】

次に、ステップ S 7 2 にて、下記数式 F 2 によってサイクル内を循環する冷媒の流量を推定する。以下、数式 F 2 によって得られる流量を推定流量 G_2 という。

$$G_2 = \eta_v \times N_c \times V_c \times \rho \dots (F 2)$$

なお、 η_v は圧縮機 1 1 の体積効率であり、 N_c は電動モータ 11 a の制御信号から決定される圧縮機 1 1 (電動モータ 11 a) の回転数であり、 V_c は圧縮機 1 1 の 1 回転当たりの吐出容量である。従って、ステップ S 7 1、S 7 2 は、サイクル内を循環する冷媒の流量を推定する流量推定手段を構成している。

【 0 0 7 9 】

次に、ステップ S 7 3 にて、サイクル内を循環する冷媒が不足している冷媒不足状態であるか否かの判定がなされる。具体的には、検出流量 G_1 と推定流量 G_2 とを比較して、 $G_1 < G_2$ になっている場合は、冷媒不足状態であると判定してステップ S 7 4 へ進む。

【 0 0 8 0 】

つまり、冷媒不足状態では、蒸発器 1 4 内の冷媒が過熱度を有する気相状態 (過熱状態) となる。従って、フィン温度 T_e およびフィン温度 T_e における飽和圧力に基づいて決定される吸入冷媒密度 ρ は、アキュムレータ 1 5 にて分離されて実際に圧縮機 1 1 に吸入される冷媒の密度よりも高い値となる。

【 0 0 8 1 】

さらに、この実際の冷媒密度よりも高い値の吸入冷媒密度 ρ を用いて上記数式 F 2 にてサイクルを循環する冷媒流量を推定すれば、推定流量 G_2 が検出流量 G_1 よりも大きくなる。その結果、ステップ S 7 3 では、冷媒不足状態であるか否かを判定することができる。従って、このステップ S 7 3 は、冷媒不足状態を判定する冷媒不足判定手段を構成している。

【 0 0 8 2 】

ステップ S 7 4 では、電動モータ 11 a の回転数が 0 となるように、すなわち、圧縮機 1 1 の作動を停止させるように電動モータ 11 a へ出力される制御信号を変更してステップ S 8 へ進む。一方、 $G_1 < G_2$ になっていない場合は、冷媒不足状態ではないものとして、ステップ S 8 へ進む。

【 0 0 8 3 】

ステップ S 8 では、上記ステップ S 4、S 7 にて決定された制御状態が得られるように

、空調制御装置 20 より電気式アクチュエータに対して制御信号が出力される。次のステップ S9 で制御周期 τ の間待機し、制御周期 τ の経過を判定するとステップ S2 に戻るようになっている。

【0084】

本実施形態では、上記の如く、流量推定手段を構成するステップ S71、S72 によって推定された推定流量 G2 が流量センサ 26 の検出流量 G1 よりも大きくなったときに、冷媒不足判定手段を構成するステップ S73 が冷媒不足状態を判定するので、例えば、電動圧縮機を採用する冷凍サイクル装置であっても、冷媒不足状態を確実に判定できる。

【0085】

すなわち、サイクル構成機器の仕様によらず、冷媒不足状態では、蒸発器温度センサ 24 がフィン温度 T_e として過熱状態の冷媒の温度を検出するので、このフィン温度 T_e を用いて推定された推定流量 G2 は、実際にサイクルを循環する冷媒流量に相当する検出流量 G1 よりも大きくなる。従って、推定流量 G2 と検出流量 G1 とを比較することで、冷媒不足状態を確実に判定できる。

【0086】

そして、冷媒不足状態が判定されたときに、吐出能力制御手段 20a が電動モータ 11a の回転数を 0 として圧縮機 11 の作動を停止させるので、圧縮機 11 の潤滑不良を確実に防止することができる。

【0087】

ここで、本実施形態では、蒸発器温度センサ 24 を第 2 熱交換部 14d の冷媒出口部側に配置している。このことは、蒸発器温度センサ 24 が、蒸発器 14 全体としての冷媒流路の中央部近傍に配置されていることを意味する。従って、蒸発器 14 全体としての冷媒流路の中央部近傍で冷媒が過熱状態となる程度の冷媒不足状態を判定できる。

【0088】

これに対して、例えば、蒸発器温度センサ 24 を蒸発器 14 の入口部近傍に配置すれば、蒸発器 14 の入口部近傍で冷媒が過熱状態となるような極端な冷媒不足状態を判定でき、蒸発器 14 の出口部近傍に配置すれば、蒸発器 14 の出口部近傍で冷媒が過熱状態となる程度の僅かな冷媒不足状態を判定できる。つまり、蒸発器温度センサ 24 の配置を変更すれば、判定できる冷媒不足状態の程度を変更することもできる。

【0089】

さらに、本実施形態では、流量センサ 26 がサイクルの高圧側に配置されることになるので、検出流量 G1 の実際の冷媒流量に対する検出誤差を小さくできる。つまり、低圧側冷媒に対して密度の大きい高圧側冷媒の流量を測定しているので、冷媒が流量センサ 26 を通過する際の圧力損失の増加を抑制できる。従って、サイクルの低圧側に流量センサ 26 を配置する場合に対して、検出誤差、検出ばらつきを縮小できる。

【0090】

しかも、冷媒が流量センサ 26 を通過する際の圧力損失を低下させるために流量センサ 26 自体を大型化する必要もない。その結果、冷媒不足状態を精度よく判定できるとともに、冷凍サイクル装置全体としての大型化も回避できる。さらに、流量センサ 26 が、圧縮機 11 の冷媒吐出側通路を形成するハウジング内に設けられているので、流量センサ 26 および圧縮機 11 の小型化を図ることができる。

【0091】

なお、上述した実施形態では、ステップ S73 にて、冷媒不足状態であることが判定された場合に、ステップ S74 にて圧縮機 11 の作動を停止させているが、冷媒不足状態ではサイクル内の冷媒が車室内に漏れ出していることが懸念される。そこで、ステップ S74 において、内外気切替ドアのサーボモータへ出力される制御信号を全外気モードへ強制的に変更するようにしてもよい。

【0092】

(第 2 実施形態)

本実施形態の冷凍サイクル装置 10 では、図 5 に示すように、上述の第 1 実施形態に対

10

20

30

40

50

して、内部熱交換器 16 を設けている。なお、図 5 は、本実施形態の冷凍サイクル装置 10 の全体構成図である。また、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。

【0093】

内部熱交換器 16 は、高圧側冷媒流路 16 a を通過する放熱器 12 出口側冷媒と低圧側冷媒流路 16 b を通過する圧縮機 11 吸入側冷媒とを熱交換させて、高圧側冷媒流路 16 a を通過する冷媒を冷却するものである。これにより、蒸発器 14 における入口側冷媒のエンタルピと出口側冷媒のエンタルピとのエンタルピ差（冷凍能力）を増大させることができる。

【0094】

なお、内部熱交換器 16 の具体的構成としては、高圧側冷媒流路 16 a と低圧側冷媒流路 16 b とを形成する冷媒配管同士をろう付け接合して熱交換させる構成や、高圧側冷媒流路 16 a を形成する内側管の外側に低圧側冷媒流路 16 b を配置する 2 重管方式の熱交換器構成等を採用できる。

【0095】

ところで、本実施形態のように、内部熱交換器 16 を備えるサイクルでは、蒸発器 14 流出冷媒が、放熱器 12 出口側冷媒によって加熱された後に圧縮機 11 へ吸入される。従って、蒸発器温度センサ 24 によって検出されたフィン温度 T_e は、圧縮機 11 吸入冷媒の温度よりも低くなる。このため、第 1 実施形態と同様の算出手法で吸入冷媒密度 ρ を決定すると、実際の圧縮機 11 の吸入冷媒密度よりも小さい値が決定されてしまう。

【0096】

さらに、実際の吸入冷媒密度よりも小さい値を用いて推定流量 G_2 を推定すると、推定流量 G_2 実際の冷媒流量よりも小さい値が推定されてしまうため、冷媒不足判定手段を構成するステップ S73 が冷媒不足状態を判定できなくなってしまうおそれがある。そこで、本実施形態では、第 1 実施形態に対して、図 6 に示すように、図 3 のステップ S7 における制御処理を変更し、ステップ S711、S72 によって流量推定手段を構成している。

【0097】

まず、本実施形態のステップ S711 では、下記数式 F3 によって吸入冷媒温度 T_s を算出する。

$$T_s = f(T_L, T_{am}, G_1, \varphi) \dots (F3)$$

なお、 φ は内部熱交換器 16 の熱交換効率であり、内部熱交換器 16 の各冷媒流路 16 a、16 b の長さ、熱伝達率などによって定められる。

【0098】

前述の如く、内部熱交換器 16 では、蒸発器 14 出口側冷媒と放熱器 12 出口側冷媒とを熱交換させる。従って、蒸発器 14 出口側冷媒温度に相当する冷媒蒸発温度 T_L 、放熱器 12 出口側冷媒温度に相当する外気温（検出空気温度） T_{am} 、サイクル内を循環する冷媒の検出流量 G_1 および熱交換効率 φ によって、内部熱交換器 16 の低圧側冷媒流路 16 b 流出冷媒の温度、すなわち吸入冷媒温度 T_s を算出することができる。

【0099】

そして、上記数式 F3 によって算出された吸入冷媒温度 T_s における飽和圧力を冷媒蒸発圧力 P_L とすれば、第 1 実施形態と同様に、この吸入冷媒温度 T_s および冷媒蒸発圧力 P_L に基づいて圧縮機 11 に吸入される気相冷媒の吸入冷媒密度 ρ を決定することができる。その他の構成および制御は第 1 実施形態と同様である。

【0100】

本実施形態では、上記の如く、流量推定手段を構成するステップ S71、S72 において、検出冷媒温度 T_e のみならず検出空気温度 T_{am} を用いて推定流量 G_2 を推定するので、内部熱交換器 16 を備える冷凍サイクル装置 10 であっても、推定流量 G_2 の推定精度を向上させることができる。

【0101】

つまり、ステップ S 7 1 1 において、内部熱交換器 1 6 における高圧冷媒と低圧冷媒との熱交換量の影響が補正されるので、高い精度の推定流量 G 2 を推定できる。その結果、冷媒不足状態を確実に精度よく判定することができ、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【 0 1 0 2 】

(第 3 実施形態)

第 1 実施形態では、冷媒不足判定手段を構成するステップ S 7 3 が冷媒不足状態を判定したときに、圧縮機 1 1 の作動を停止させているが、本実施形態では、冷媒不足状態を判定しても圧縮機 1 1 の潤滑不足が生じていない場合は、圧縮機 1 1 の作動を継続させる例を説明する。具体的には、本実施形態では、図 7 に示すように、図 3 のステップ S 7 における制御処理を変更している。

10

【 0 1 0 3 】

ステップ S 7 3 にて、冷媒不足状態であると判定されると、ステップ S 7 5 に進み、検出冷媒流量 G 1 基準流量 K G 1 となっているか否かが判定される。この基準流量 K G 1 は、冷媒とともにサイクル内を循環する冷凍機油を圧縮機 1 1 へ戻すために必要な冷媒流量、すなわち圧縮機 1 1 の潤滑不足を招くことのない最低冷媒循環流量よりも高い値に設定されている。

【 0 1 0 4 】

ステップ S 7 5 にて、G 1 K G 1 になっている場合は、圧縮機 1 1 の潤滑不足が生じているものとして、ステップ S 7 6 へ進み、電動モータ 1 1 a の回転数が 0 となるように、すなわち、圧縮機 1 1 の作動を停止させるように電動モータ 1 1 a へ出力される制御信号を変更してステップ S 8 へ進む。一方、ステップ S 7 5 にて、G 1 K G 1 になっていない場合は、圧縮機 1 1 の潤滑不足を生じていないものとしてステップ S 8 へ進む。

20

【 0 1 0 5 】

その他の制御および構成は第 1 実施形態と同様である。従って、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 によれば、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができるだけでなく、圧縮機 1 1 の潤滑不足が生じていない場合は、圧縮機 1 1 の作動を継続させて、空調対象空間の空調を継続できる。

【 0 1 0 6 】

もちろん、上述したステップ S 7 5、S 7 6 による制御を、第 2 実施形態で説明した内部熱交換器 1 6 を備える冷凍サイクル装置 1 0 に適用してもよい。さらに、圧縮機 1 1 の潤滑不足が生じていない場合であっても、ステップ S 7 3 にて、冷媒不足状態が判定された場合は、ユーザーに冷媒不足状態が発生していることを知らせる警報手段等を設けてもよい。

30

【 0 1 0 7 】

(第 4 実施形態)

上述の第 1 ~ 3 実施形態では、圧縮機 1 1 として固定容量型圧縮機を採用した例を説明したが、本実施形態では、図 8 に示すように、可変容量型の圧縮機 4 1 を採用した例を説明する。なお、図 8 は、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 の全体構成図である。

【 0 1 0 8 】

本実施形態の圧縮機 4 1 は、プーリおよびベルトを介して車両走行用エンジン（図示せず）から駆動力が伝達されて回転駆動されるもので、空調制御装置 2 0 から出力される制御信号によって吐出容量を連続的に変更可能に構成された周知の斜板式可変容量型圧縮機である。なお、吐出容量とは冷媒の吸入圧縮を行う作動空間の幾何学的な容積、すなわちピストンストロークの上死点と下死点との間のシリンダ容積である。

40

【 0 1 0 9 】

具体的には、圧縮機 4 1 は、吸入冷媒と吐出冷媒とを導入させる斜板室（図示せず）、斜板室へ導入させる吸入冷媒と吐出冷媒との割合を調整する電磁式容量制御弁 4 1 a、斜板室の圧力に応じて傾斜角度を変位させる斜板（図示せず）を有して構成されている。そして、この斜板の傾斜角度に応じてピストンストローク（吐出容量）が変更される。

50

【0110】

電磁式容量制御弁41aは、圧縮機41の吸入冷媒圧力と吐出冷媒圧力との差圧による力を発生する圧力応動機構と、この差圧による力と対向する電磁力を発生する電磁機構とを内蔵しており、差圧による力と電磁力との釣り合いによって弁開度（吸入冷媒と吐出冷媒との割合）を調整して斜板室の圧力を変化させる。

【0111】

また、電磁機構の電磁力は、空調制御装置20から出力される制御電流 I_c によって決定され、制御電流 I_c を増加させると、斜板室の圧力が低下し、斜板の傾斜角度が増加する。これにより、ピストンストローク（吐出容量）が増加する。逆に、制御電流 I_c を減少させると、斜板室の圧力が上昇し、斜板の傾斜角度が減少する。これにより、ピストン

10

【0112】

そして、この吐出容量の増減に応じて、圧縮機41の吐出流量が増減することになるので、本実施形態では、電磁式容量制御弁41aが吐出能力変更手段を構成する。なお、本実施形態における制御電流 I_c と圧縮機41の吐出流量との関係は、図9の特性図に示されるように、制御電流 I_c の増加に伴って、圧縮機41の吐出流量が増加している。このような循環冷媒流量制御機能を持つように構成された容量制御弁は、特開2001-173556号公報等にて公知である。

【0113】

ここで、図9により、制御電流 I_c と圧縮機41の吐出流量の関係について説明する。なお、図9の I_{cmax} は、所定回転数時における最大吐出流量を吐出させる制御電流値を示している。図9に示すように、制御電流 I_c の増加に伴う吐出流量の増加割合は、圧縮機41の吸入冷媒圧力と吐出冷媒圧力との差圧の増加に伴って小さくなる。

20

【0114】

このような関係となる理由は、差圧が小さい場合に所定の流量を吐出させるために必要な制御電流 I_c に対して、差圧が大きい場合に所定の流量を吐出させるために必要な制御電流 I_c は小さくなるからである。

【0115】

また、圧縮機41の最大吐出流量は、圧縮機41の回転数によって変化し、回転数 N_{c1} に対して回転数 N_{c2} が低いときは、図9に示すように回転数 N_{c1} における最大流量よりも回転数 N_{c2} における最大流量が少なくなる。このため、圧縮機の回転数の低下に伴って、 I_{cmax} も低くなる。

30

【0116】

制御電流 I_c の出力は、具体的には電流制御回路の構成上、デューティ制御により変化させる方式とするのが通常であるが、制御電流 I_c の値をデューティ制御によらず直接、連続的（アナログ的）に変化させてもよい。このように制御電流 I_c が調整されることによって、圧縮機41では、吐出容量を略0%～100%の範囲で連続的に変化させることができる。

【0117】

なお、本実施形態の圧縮機41では吐出容量を約0%とすることができるので、上述の如く、圧縮機41をプーリおよびベルトを介して車両走行用エンジンに常時連結するクラッチレスの構成とすることができる。もちろん、電磁クラッチを介して車両走行用エンジンから動力を伝達できるようにしてもよい。さらに、本実施形態では、図示しない圧縮機41あるいは車両走行用エンジンの回転数 N_c を検出する回転数センサも設けている。その他の構成は第1実施形態と同様である。

40

【0118】

次に、本実施形態の冷凍サイクル装置10の作動を説明する。本実施形態では、電磁式容量制御弁41aが吐出能力変更手段を構成しているので、空調制御装置20が実行する制御処理は、第1実施形態の図3に示すフローチャートに対して以下のように変更されている。

50

【0119】

まず、ステップS6では、蒸発器温度センサ24にて検出された蒸発器14のフィン温度 T_e と目標冷媒蒸発温度 T_{EO} との偏差 $E_n(T_e - T_{EO})$ を算出し、この偏差 E_n に基づいて、 T_e を T_{EO} に近づけるように比例積分制御(PI制御)によるフィードバック制御手法によって、電磁式容量制御弁41aへ出力する制御電流 I_c を変更する。

【0120】

次に、本実施形態における図3のステップS7が図10に示すステップS70に変更されている。図10に示すように、まず、ステップS712では、蒸発器温度センサ24にて検出された蒸発器14のフィン温度 T_e を用いて圧縮機41に吸入される吸入冷媒圧力 P_s を決定する。具体的には、フィン温度 T_e を蒸発器14における冷媒蒸発温度 T_L とし、この冷媒蒸発温度 T_L における飽和圧力を吸入冷媒圧力 P_s としている。

10

【0121】

次に、ステップS721では、ステップS712で決定された吸入冷媒圧力 P_s 、高圧圧力センサ25によって検出された検出高圧圧力(吐出冷媒圧力) P_d 、回転数 N_c および制御電流 I_c に基づいて、前述の図9から得られた制御マップを参照して、推定流量 G_2 を推定する。従って、本実施形態では、ステップS712、S721が、流量推定手段を構成している。ステップS73以降の制御は第1実施形態と同様である。

【0122】

つまり、冷媒不足状態では、蒸発器14内の冷媒が過熱度を有する気相状態(過熱状態)となるので、フィン温度 T_e における飽和圧力である吸入冷媒圧力 P_s は、圧縮機41に吸入される冷媒の圧力よりも高い値となる。従って、圧縮機41の吐出冷媒圧力と吸入冷媒圧力との差圧も実際の差圧より小さくなる。

20

【0123】

従って、制御電流 I_c から図9の特性図を参照して推定流量 G_2 を推定すると、推定流量 G_2 が検出流量 G_1 よりも大きい値となる。その結果、ステップS73では、推定流量 G_2 と検出流量 G_1 とを比較することで冷媒不足状態であるか否かを判定することができる。

【0124】

本実施形態では、上記の如く、流量推定手段を構成するステップS712、S721において、検出冷媒温度 T_e のみならず検出高圧圧力 P_d を用いて推定流量 G_2 を推定するので、電磁式容量制御弁41aによって吐出容量が変更される可変容量型の圧縮機41を備える冷凍サイクル装置10であっても、推定流量 G_2 の推定精度を向上させることができ、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

30

【0125】

なお、本実施形態では、検出高圧圧力 P_d を圧縮機41の冷媒吐出圧力として、推定流量 G_2 を推定しているが、外気温センサ21によって検出された外気温(検出空気温度) T_{am} を用いて冷媒吐出圧力を決定してもよい。

【0126】

前述の如く、外気温(検出空気温度) T_{am} は放熱器12出口側冷媒温度に相当する温度であり、圧力制御弁13では、高圧側冷媒圧力を放熱器12の出口側の高圧側冷媒温度により決まる目標高圧に調整している。従って、検出空気温度 T_{am} によって高圧側冷媒圧力、すなわち冷媒吐出圧力を推定することができる。従って、ステップS721において検出空気温度 T_{am} を用いても冷媒不足状態を精度よく判定することができる。

40

【0127】

また、本実施形態のように、電磁式容量制御弁41aによって吐出容量が変更される可変容量型の圧縮機41を備える冷凍サイクル装置10に内部熱交換器16を設け、第2実施形態と同様の制御を行ってもよい。さらに、第3実施形態と同様の制御によって、圧縮機41の潤滑不足が生じていない場合は、冷凍サイクル装置10の作動を継続させてもよい。

【0128】

50

(第5実施形態)

上述の第4実施形態では、冷凍サイクル装置10の作動中、繰り返しステップS73にて冷媒不足状態となっているか否かが判定されることになるが、本実施形態では、単位時間あたりの圧縮機41の冷媒吐出能力変化量の少ないとき、すなわちサイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないときのみに冷媒不足状態の判定を行う。

【0129】

具体的には、図11のフローチャートに示すように、ステップS6にて圧縮機41の冷媒吐出能力を決定した後、ステップS61にて、電磁式容量制御弁41aに出力される制御電流 I_c が圧縮機41の吐出流量が最大となる制御電流値 I_{cmax} より大きくなっているか否かを判定する。

10

【0130】

ステップS61で $I_c > I_{cmax}$ となっている場合は、ステップS7へ進む。前述の図9に示すように、 $I_c > I_{cmax}$ となっている場合は、圧縮機41の吐出流量が最大となるので、吐出流量が変化しない。つまり、本実施形態では、単位時間あたりの圧縮機41の冷媒吐出能力変化量が基準冷媒吐出能力変化量(本実施形態では変化量0)以下になり、サイクルを循環する冷媒流量が変動しない。

【0131】

そして、ステップS7へ進み、第1実施形態と同様に、冷媒不足状態になっているか否かの判定と、冷媒不足状態が判定された場合の制御が行われる。一方、 $I_c > I_{cmax}$ となっていない場合は、圧縮機41の吐出流量が変化しうる状態なので、ステップS8へ進む。つまり、ステップS7の制御処理は行われない。その他の制御および構成については、第1実施形態と同様である。

20

【0132】

本実施形態では、上記の如く、単位時間あたりの圧縮機41の冷媒吐出能力の変化量が基準冷媒吐出能力変化量以下になっているときのみ、すなわち、サイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないときのみに冷媒不足状態の判定を行うので、冷媒流量の変動の影響による誤判定を抑制できる。

【0133】

さらに、冷媒不足状態の判定を行った場合は、第1実施形態と同様に、冷媒不足状態を確かかつ精度よく判定することができる。つまり、 $I_c > I_{cmax}$ では、圧縮機41として可変容量型圧縮機を採用している場合であっても、容量100%状態となっているので、固定容量型圧縮機を採用した第1実施形態の制御ステップS7と同様の制御を適用できる。もちろん、第2、3実施形態の制御ステップS7と同様の制御を適用してもよい。

30

【0134】

(第6実施形態)

上述の第5の実施形態では $I_c > I_{cmax}$ のとき、すなわちサイクルを循環する冷媒流量が変動しないときのみ、冷媒不足状態になっているか否かの判定と、冷媒不足状態が判定された場合の制御を行う例を説明しているが、本実施形態では、図12に示すように、 I_c と I_{cmax} の大小関係を比較して、サイクルを循環する冷媒流量が変動し得るとき、および、変動しないときのそれぞれに応じた制御を行っている。

40

【0135】

具体的には、図12に示すように、ステップS61において、 $I_c > I_{cmax}$ となっている場合は、第5実施形態のステップS7と同様の制御で冷媒不足状態になっているか否かの判定と、冷媒不足状態が判定された場合の制御を行う。一方、 $I_c > I_{cmax}$ となっていない場合は、第4実施形態のステップS70と同様の制御で冷媒不足状態になっているか否かの判定と、冷媒不足状態が判定された場合の制御を行う。

【0136】

その他の制御および構成については、第5実施形態と同様である。従って、本実施形態では、サイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないときに冷媒不足状態を確かかつ精度よく判定することができるだけでなく、単位時間あたりの圧縮機41の冷媒吐出能力の変化

50

量が基準冷媒吐出能力変化量を超えるとき、すなわち、サイクルを循環する冷媒流量の変動が多いときであっても、冷媒不足状態を判定することができる。

【0137】

(第7実施形態)

上述の第1実施形態では、冷凍サイクル装置10の作動中に、繰り返しステップS73にて冷媒不足状態となっているか否かについて判定しているが、本実施形態では、単位時間あたりにサイクルを循環する冷媒流量の変化量が基準変化量よりも少ないとき、すなわちサイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないときのみ冷媒不足状態の判定を行う。

【0138】

具体的には、図13のフローチャートに示すように、ステップS6にて圧縮機11の冷媒吐出能力を決定した後、ステップS62へ進む。ステップS62では、今回検出された検出流量 $G1_n$ から、空調制御装置20のメモリに記憶された単位時間前に検出された検出流量 $G1_{n-1}$ を減算した値の絶対値、すなわち単位時間あたりの検出流量 $G1$ の流量変化量 $\Delta G1$ が基準流量変化量 $\Delta K G1$ 以下となっているか否かを判定する。

【0139】

ここで、基準流量変化量 $\Delta K G1$ は、サイクルを循環する冷媒流量の変動が十分少ない値となるように定めた値であり、本実施形態では、具体的に、単位時間前に検出された検出流量 $G1_{n-1}$ の10%の値を基準流量変化量 $\Delta K G1$ としている。さらに、単位時間は、30秒としている。

【0140】

このステップS62で、 $\Delta G1 \leq \Delta K G1$ となっている場合はサイクルを循環する冷媒流量の変動が少ない状態であるとして、ステップS7へ進み、第1実施形態と同様に、冷媒不足状態になっているか否かの判定と、冷媒不足状態が判定された場合の制御が行われる。

【0141】

一方、 $\Delta G1 > \Delta K G1$ となっていない場合は、サイクルを循環する冷媒流量が大きく変化する状態なので、ステップS8へ進む。つまり、ステップS7の制御処理は行われない。その他の制御および構成については、第1実施形態と同様である。

【0142】

本実施形態では、上記の如く、単位時間あたりの圧縮機11の冷媒吐出能力の変化量が基準流量変化量 $\Delta K G1$ 以下になっているときのみ、すなわちサイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないときのみ冷媒不足状態の判定を行うので、冷媒流量の変動の影響による誤判定を抑制できる。さらに、冷媒不足状態の判定を行った場合は、第1実施形態と同様に、冷媒不足状態を確実に精度よく判定することができる。

【0143】

なお、本実施形態のステップS62では、単位時間あたりの検出流量 $G1$ の変化量によって、冷媒流量の変動が少ない状態であることを判定しているが、例えば、ステップS6にて、ステップS71、S72と同様に推定流量 $G2$ を推定して、単位時間あたりの推定流量 $G2$ の変化量によって、冷媒流量の変動が少ない状態であることを判定してもよい。

【0144】

さらに、電動モータ11aへ出力される制御電圧の変化量、圧縮機11あるいは電動モータ11aの回転数 Nc の変化量によって、冷媒流量の変動が少ない状態であることを判定してもよい。

【0145】

また、本実施形態のステップS62による制御を、第2実施形態で説明した内部熱交換器16を備える冷凍サイクル装置10に適用してもよい。さらに、本実施形態において、第3実施形態と同様の制御によって、圧縮機11の潤滑不足が生じていない場合は、冷凍サイクル装置10の作動を継続させてもよい。

【0146】

(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、以下のように種々変形可能である。

【0147】

(1) 上述の第3実施形態では、冷媒不足判定手段を構成するステップS73が冷媒不足状態を判定したときであっても、ステップS75にて圧縮機11の潤滑不足が生じているか否かを判定しているが、ステップS75の判定をステップ73の前に実行してもよい。例えば、図3のステップS2の直後に検出流量G1 基準流量KG1となっているか否かの判定を行い、G1 KG1になっているときは、圧縮機11の作動を停止させるようにしてもよい。

【0148】

(2) 上述の第5実施形態では、 $I_c > I_{cmax}$ となっている場合に、サイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないものと判定しているが、単位時間あたりの制御電流 I_c の変化量 ΔI_c が予め定めた基準制御電流変化量 $\Delta K I_c$ 以下になっている場合に、サイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないものと判定してもよい。

10

【0149】

この場合、 $\Delta I_c \Delta K I_c$ となっており、かつ、単位時間あたりの圧縮機41(車両走行用エンジン)の回転数 N_c の変化量 ΔN_c が予め定めた基準回転数変化量 ΔN_c 以下になっている場合に、サイクルを循環する冷媒流量の変動が少ないものと判定すれば、判定精度を向上できる。

【0150】

(3) 上述の第6実施形態では、固定容量型の圧縮機11および電動モータ11aによって構成された電動圧縮機を採用した例を説明しているが、もちろん可変容量型の圧縮機41と電磁式容量制御弁41aを採用してもよい。

20

【0151】

(4) 上述の実施形態では、流量センサ26として差圧式流量センサを採用した例を説明しているが、流量センサ26の形式はこれに限定されない。例えば、熱線式流量センサのような、質量流量センサを採用してもよい。

【0152】

(5) 上述の実施形態では、本発明の冷凍サイクル装置10を車両用空調装置に適用した例を説明しているが、本発明の適用はこれに限定されない。例えば、業務用冷蔵冷凍装置、家庭用冷蔵庫等に適用してもよい。

30

【0153】

また、冷媒も二酸化炭素に限定されることなく、フロン系冷媒、HC系冷媒を採用してもよい。この場合、アキュムレータ15を廃止して放熱器12下流側冷媒の気液を分離する受液器を設けてもよい。

【0154】

(6) 上述の実施形態では、放熱器12を冷媒と外気とを熱交換させる室外側熱交換器とし、蒸発器14を室内側熱交換器として車室内の冷却用に適用しているが、蒸発器14を外気等の熱源から吸熱する室外側熱交換器として構成し、放熱器12を空気あるいは水等の被加熱流体を加熱する室内側熱交換器として構成するヒートポンプサイクルに本発明を適用してもよい。

40

【図面の簡単な説明】

【0155】

【図1】第1実施形態の車両用空調装置に適用された冷凍サイクル装置の全体構成図である。

【図2】第1実施形態の蒸発器の外観斜視図である。

【図3】第1実施形態の車両用空調装置の制御の示すフローチャートである。

【図4】第1実施形態の車両用空調装置の制御の要部を示すフローチャートである。

【図5】第2実施形態の車両用空調装置に適用された冷凍サイクル装置の全体構成図である。

【図6】第2実施形態の車両用空調装置の制御の要部を示すフローチャートである。

50

【図 7】第 3 実施形態の車両用空調装置の制御の要部を示すフローチャートである。

【図 8】第 4 実施形態の車両用空調装置に適用された冷凍サイクル装置の全体構成図である。

【図 9】第 4 実施形態の制御電流と圧縮機吐出冷媒流量との関係を示す特性図である。

【図 10】第 4 実施形態の車両用空調装置の制御の要部を示すフローチャートである。

【図 1 1】第 5 実施形態の車両用空調装置の制御を示すフローチャートである。

【図 12】第 6 実施形態の車両用空調装置の制御を示すフローチャートである。

【図 13】第 7 実施形態の車両用空調装置の制御を示すフローチャートである。

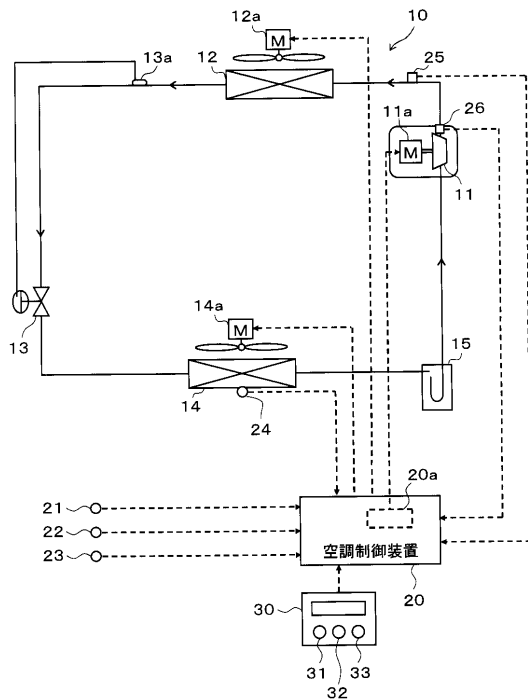
【符号の説明】

【 0 1 5 6 】

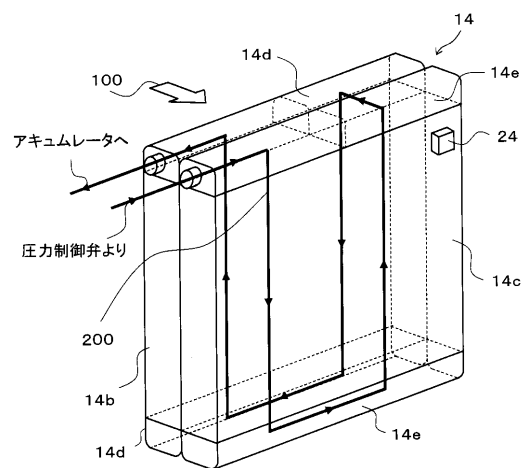
10

１１、４１…圧縮機、１１ａ…電動モータ、１２…放熱器、１３…圧力制御弁、
 １４…蒸発器、１６…内部熱交換器、２０ａ…吐出能力制御手段、
 ２１…外気温センサ、２４…蒸発器温度センサ、２５…高圧圧力センサ、
 ２６…流量センサ、４１ａ…電磁式容量制御弁、
 Ｓ７１、Ｓ７１１、Ｓ７１２、Ｓ７２、Ｓ７２１…流量推定手段、
 Ｓ７３…冷媒不足判定手段、Ｇ１…検出流量、Ｇ２…推定流量。

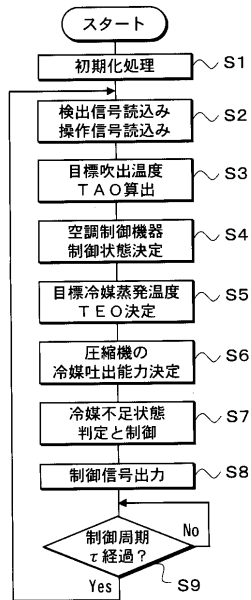
【 図 1 】



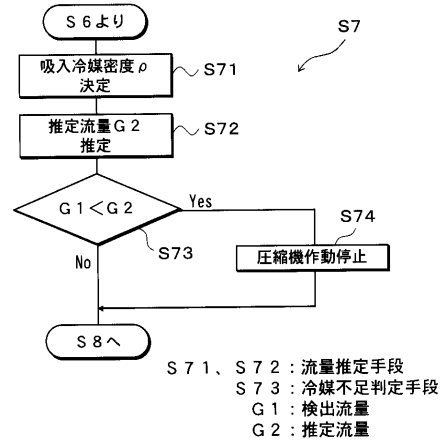
【圖 2】



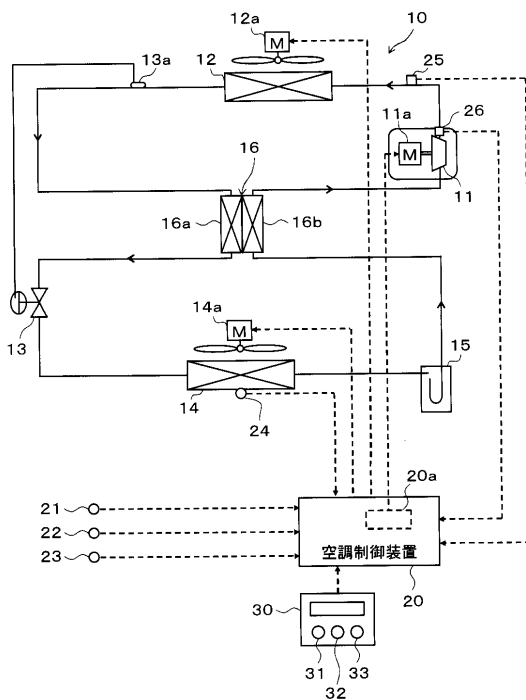
【図 3】



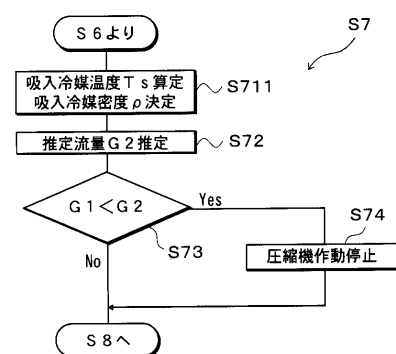
【図 4】



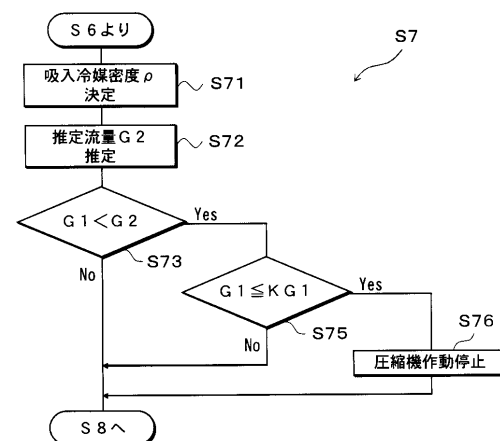
【図 5】



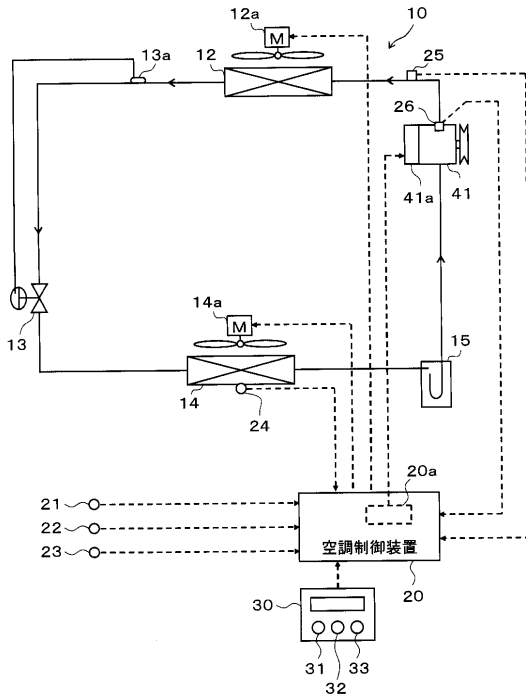
【図 6】



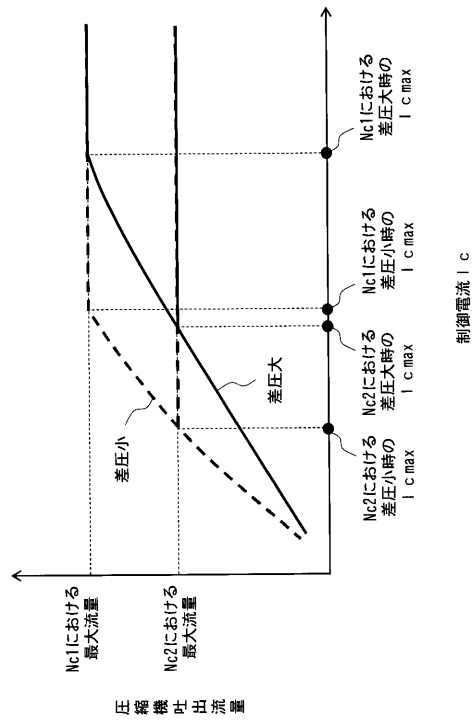
【図 7】



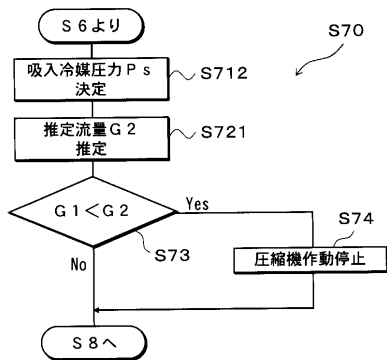
【図 8】



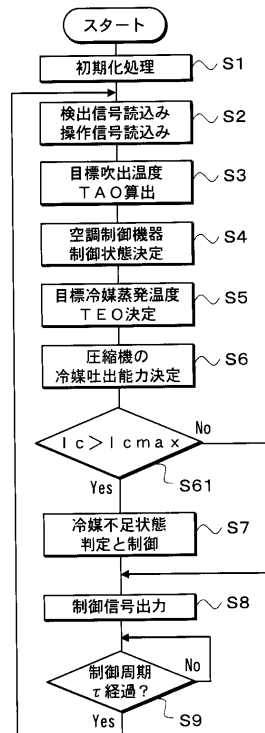
【図 9】



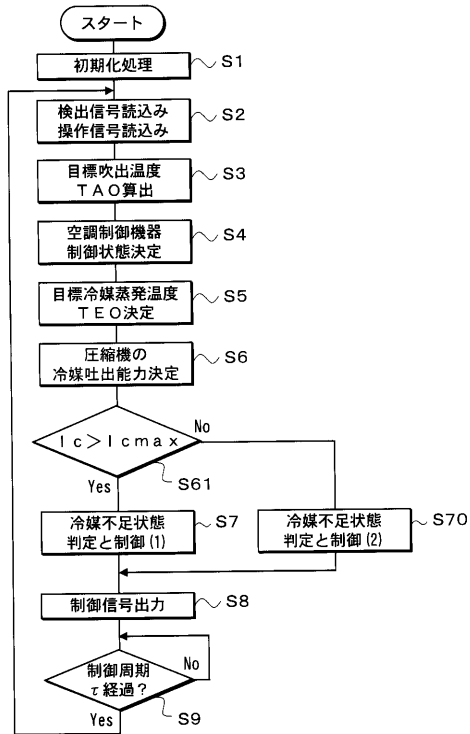
【図 10】



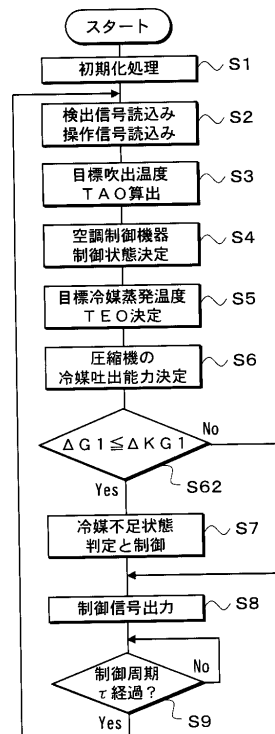
【図 11】



【図 12】



【図 13】



フロントページの続き

審査官 西山 真二

(56)参考文献 特開 2 0 0 7 - 2 9 2 4 2 8 (J P , A)
特開 2 0 0 2 - 3 6 4 9 5 1 (J P , A)
特表 2 0 0 8 - 5 2 7 2 9 8 (J P , A)
特開平 0 8 - 0 6 1 8 1 6 (J P , A)
特開平 0 2 - 0 0 4 1 8 4 (J P , A)
特開 2 0 0 7 - 0 1 7 1 1 0 (J P , A)
特開 2 0 0 4 - 2 7 8 8 1 3 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F 2 5 B 4 9 / 0 2
F 2 5 B 1 / 0 0