

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6286844号
(P6286844)

(45) 発行日 平成30年3月7日(2018.3.7)

(24) 登録日 平成30年2月16日(2018.2.16)

(51) Int.Cl.	F 1
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 7 1 B
F 2 5 B 43/02 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 8 7 B
	F 2 5 B 1/00 3 9 6 A
	F 2 5 B 43/02 A

請求項の数 4 (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2013-57825 (P2013-57825)
 (22) 出願日 平成25年3月21日(2013.3.21)
 (65) 公開番号 特開2014-181878 (P2014-181878A)
 (43) 公開日 平成26年9月29日(2014.9.29)
 審査請求日 平成28年2月10日(2016.2.10)

(73) 特許権者 000000011
 アイシン精機株式会社
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地
 (74) 代理人 110000213
 特許業務法人プロスペック特許事務所
 (74) 代理人 100155767
 弁理士 金井 憲志
 (72) 発明者 渡邊 義実
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
 審査官 石黒 雄一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

吸入口および吐出口を有し、駆動源からの動力を受けて作動して前記吸入口から潤滑オイルが混入した冷媒を吸入するとともに吸入した冷媒を圧縮して前記吐出口から吐出する圧縮機と、

前記吐出口から吐出された冷媒をガス冷媒と潤滑オイルとに分離するオイルセパレータと、

室内熱交換器と、

室外熱交換器と、

前記吸入口に接続された吸入配管と、

前記吸入配管に接続され、前記オイルセパレータで分離された潤滑オイルを前記吸入配管に流入させるオイル戻し配管と、

前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御するオイル流量制御装置と、を備え、

暖房時には、前記室内熱交換器が前記オイルセパレータで分離されたガス冷媒を凝縮する凝縮器となる一方、前記室外熱交換器が前記凝縮器から流出した冷媒を蒸発する蒸発器となり、冷房時には、前記室内熱交換器が前記蒸発器となる一方、前記室外熱交換器が前記凝縮器となり、

前記吸入配管は、前記蒸発器から流出した冷媒を前記圧縮機の前記吸入口に吸入させ、前記オイル流量制御装置は、前記吐出口から吐出される冷媒の温度である冷媒吐出温度

が予め定められる上限吐出温度よりも高い場合、及び、前記吸入口における冷媒の過熱度が予め定められる過熱度下限値よりも小さい場合に、前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように、前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御し、前記室内熱交換器の目標熱交換温度と熱交換温度との差の絶対値である熱交換温度差が予め定められる上限熱交換温度差よりも大きい場合に、前記熱交換温度差が小さくなるように前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御する、

空調装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の空調装置において、

前記オイル流量制御装置は、前記冷媒吐出温度が前記上限吐出温度よりも高い場合、及び、前記冷媒吐出温度が前記上限吐出温度以下であって且つ前記過熱度が前記過熱度下限値よりも小さい場合に、前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように、前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御し、前記冷媒吐出温度が前記上限吐出温度以下であり、前記過熱度が前記過熱度下限値以上であり、且つ、前記熱交換温度差が前記上限熱交換温度よりも大きい場合に、前記熱交換温度差が小さくなるように前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御する、

空調装置。

【請求項 3】

請求項 1 に記載の空調装置において、

前記オイル流量制御装置は、前記冷媒吐出温度が前記上限吐出温度よりも高い場合における前記冷媒吐出温度と前記上限吐出温度との温度差である吐出温度差、前記過熱度が前記過熱度下限値よりも小さい場合における前記過熱度、前記熱交換温度差が前記上限熱交換温度差よりも大きい場合における前記熱交換温度差のうちの最大温度差が、前記吐出温度差又は前記過熱度である場合に、前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように、前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御し、前記最大温度差が前記熱交換温度差である場合に、前記熱交換温度差が小さくなるように前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御する、

空調装置。

【請求項 4】

請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 項に記載の空調装置において、

前記オイル戻し配管の途中に介装され、開度の調整が可能なオイル戻し流量制御弁を備え、

前記オイル流量制御装置は、前記オイル戻し流量制御弁の開度を制御することにより、前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御する、空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、空調装置に関する。

【背景技術】

【0002】

冷凍サイクルを利用した空調装置に用いられる冷媒として、従来はフロン冷媒（CFC）が用いられていたが、フロン規制が開始されたことにより、フロン冷媒に代えてオゾン破壊係数が小さい R410A 等の代替フロン冷媒が用いられるようになった。現在ではさらに、温室効果ガスの削減への取り組みにより、地球温暖化係数（GWP）が低い代替フロン冷媒の使用が促進されている。このような流れの中で、R32 冷媒は、オゾン破壊係数が 0 であって、且つ地球温暖化係数が R410A の 1/3 程度であることから、空調装置への利用が期待されている。

【0003】

R32 冷媒を使用する場合、圧縮機の吐出口における冷媒温度（冷媒吐出温度）が他の

10

20

30

40

50

冷媒を使用する場合に比べて1.5 ~ 2.0 程度高いため、冷媒の熱により圧縮機の各部位（例えばシール部材等）が熱劣化する可能性が高い。そこで、特許文献1は、圧縮機に吸入される冷媒の乾き度を0.75 ~ 0.85の範囲に制御して冷媒吐出温度を低下させることによって圧縮機の各部位の熱劣化を防止する技術を開示している。つまり吸入過熱度を低下させて冷媒吐出温度を低下させている。このため圧縮機の熱劣化が起こり難くされて、R32冷媒を用いた場合における圧縮機の信頼性が向上する。

【0004】

また、特許文献2は、R32を用いるにあたり、圧縮機を潤滑するための潤滑オイルの冷媒回路への循環率が0 ~ 1%の範囲内に制御するように構成された空調装置を開示する。潤滑オイルの冷媒回路への循環率を上記の範囲内に制御することにより、R32冷媒を用いた場合に冷凍効率（COP）が向上する。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2001-194015号公報

【特許文献2】特許第3468174号公報

【発明の概要】

【0006】

（発明が解決しようとする課題）

特許文献1に記載の空調装置によれば、冷媒吐出温度の上昇を防ぐために圧縮機の吸入口での冷媒の乾き度を1未満にしているため、湿り状態の冷媒が圧縮機に吸入される。圧縮機には圧縮機を潤滑するための潤滑オイルも吸入されるため、乾き度が1未満の冷媒が圧縮機に吸入された場合、潤滑オイルが液冷媒（あるいは蒸気冷媒）で希釈されるために潤滑オイルの粘度が低下して潤滑能力が低下する。また、未蒸発の冷媒が圧縮機に吸入されるために冷凍効率の低下を招く。

20

【0007】

特許文献2に記載の空調装置によれば、オイル循環率を制御して熱交換器内の伝熱管の管内熱伝達率を改善することによって効率を向上させているが、オイル循環率を制御するに当たって圧縮機に吸入される冷媒の温度（冷媒吸入温度）や圧縮機から吐出される冷媒の温度（冷媒吐出温度）を見ていない。このため循環する潤滑オイルが少なすぎて圧縮機に吸入される冷媒が潤滑オイルで十分に加熱されない場合が生じ得る。すると、冷媒吸入温度が低下して冷媒の乾き度が1未満になり上記した問題が発生するおそれがある。

30

【0008】

本発明は、R32冷媒を使用した場合に、圧縮機に吸入される冷媒の乾き度を1未満にすることなく冷媒吐出温度の上昇が抑えられる空調装置を提供することを目的とする。

【0009】

（課題を解決するための手段）

本発明は、吸入口および吐出口を有し、駆動源からの動力を受けて作動して吸入口から潤滑オイルが混入した冷媒を吸入するとともに吸入した冷媒を圧縮して吐出口から吐出する圧縮機と、吐出口から吐出された冷媒をガス冷媒と潤滑オイルとに分離するオイルセパレータと、室内熱交換器と、室外熱交換器と、吸入口に接続された吸入配管と、吸入配管に接続され、オイルセパレータで分離された潤滑オイルを吸入配管に流入させるオイル戻し配管と、オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御するオイル流量制御装置と、を備え、暖房時には、室内熱交換器がオイルセパレータで分離されたガス冷媒を凝縮する凝縮器となる一方、室外熱交換器が凝縮器から流出した冷媒を蒸発する蒸発器となり、冷房時には、室内熱交換器が蒸発器となる一方、室外熱交換器が前記凝縮器となり、吸入配管は、蒸発器から流出した冷媒を圧縮機の吸入口に吸入させ、オイル流量制御装置は、吐出口から吐出される冷媒の温度である冷媒吐出温度が予め定められる上限吐出温度よりも高い場合、及び、前記吸入口における冷媒の過熱度が予め定められる過熱度下限値よりも小さい場合に、前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように、前

40

50

記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御し、前記室内熱交換器の目標熱交換温度と熱交換温度との差の絶対値である熱交換温度差が予め定められる上限熱交換温度差よりも大きい場合に、前記熱交換温度差が小さくなるように前記オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御する、空調装置を提供する。

【0010】

この場合、上記上限吐出温度は、圧縮機の各部品が熱劣化を起こさない上限限界温度（耐熱温度）よりも所定の温度だけ低い温度として予め定められていると良い。特に上限吐出温度は、耐熱温度よりも10～15低い温度として予め定められているとよい。

【0011】

本発明によれば、冷媒吐出温度が上限吐出温度よりも高い場合に、オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量が増加する。オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量が増加すると、圧縮機に吸入される潤滑オイルの流量も増加する。圧縮機に吸入される潤滑オイルの温度は圧縮機で圧縮された冷媒の温度よりも低い。このため潤滑オイルは圧縮機を潤滑する潤滑作用に加え、圧縮機および圧縮機で圧縮された冷媒を冷却する冷却作用も兼ね備える。よって、圧縮機内に吸入される潤滑オイルの流量が増加すれば、圧縮機および圧縮機で圧縮された冷媒の冷却が促進される。このようにして圧縮機に吸入される潤滑オイルの流量を増加して吐出冷媒の冷却を促進することによって、R32冷媒を用いた場合であっても冷媒吐出温度の過剰な上昇が抑えられる。また、潤滑オイルを冷媒の冷却に用いるために、冷媒の乾き度を1未満にする必要もない。

【0012】

また、オイル流量制御装置は、圧縮機の吸入口における冷媒の過熱度が予め定められる過熱度下限値よりも小さい場合に、オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように、オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御する。この場合において、過熱度下限値は、3以上であるのがよい。

【0013】

圧縮機の吸入口における冷媒の過熱度が小さい場合、圧縮機に吸入される冷媒の乾き度が局所的に1未満である可能性が高まる。本発明では、過熱度が過熱度下限値よりも小さい場合にオイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を増加させている。オイル戻し配管から圧縮機の吸入口に吸入される潤滑オイルの温度は、圧縮機に吸入される冷媒の温度よりも高い。このため潤滑オイルは圧縮機を潤滑する潤滑作用に加え、圧縮機に吸入される冷媒を加熱する加熱作用も兼ね備える。よって、圧縮機内に吸入される潤滑オイルの流量が増加すれば、圧縮機に吸入された冷媒の加熱が促進される。このようにして潤滑オイルの流量を増加して吸入冷媒の加熱を促進することによって、過熱度が大きくされ、圧縮機に吸入される冷媒の乾き度を1以上に維持することができる。

【0014】

また、本発明の空調装置は、オイル戻し配管の途中に介装され、開度の調整が可能なオイル戻し流量制御弁を備えているのがよい。そして、オイル流量制御装置は、オイル戻し流量制御弁の開度を制御することにより、オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御するとよい。これによれば、オイル流量制御装置がオイル戻し流量制御弁の開度を制御することにより、オイル戻し配管内を流れる潤滑オイルの流量を制御することができる。

【図面の簡単な説明】

【0015】

【図1】第1実施形態に係る空調装置の構成を示す概略図である。

【図2】第1実施形態に係る制御装置が実行する開度制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図3】p-h線図上に表わされた冷凍サイクルを示す図である。

【図4】第2実施形態に係る制御装置の機能構成を示すブロック図である。

【図5】第2実施形態に係る制御装置の熱交換温度差出力部が実行する熱交換温度比較ル

10

20

30

40

50

ーチンを示すフローチャートである。

【図6】第2実施形態に係る制御装置の過熱度出力部が実行する過熱度比較ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】第2実施形態に係る制御装置の吐出温度差出力部が実行する吐出温度比較ルーチンを示すフローチャートである。

【図8】第2実施形態に係る制御装置の開度制御部が実行する開度制御ルーチンを示すフローチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0016】

(第1実施形態)

以下に、本発明の第1実施形態を図面に基づいて説明する。図1は、第1実施形態に係る空調装置1の構成を示す概略図である。この空調装置1は、ガスエンジンにより駆動するエンジン駆動式空調装置である。図1に示すように、この空調装置1は、ガスエンジン11と、圧縮機12と、オイルセパレータ13と、室内に設置される室内熱交換器14と、室外に設置される室外熱交換器15と、冷媒を膨張させる膨張弁16と、四方切換弁17と、冷媒を気液分離させるアキュムレータ18と、制御装置19とを備える。

【0017】

圧縮機12は、ガスエンジン11の動力を受けて作動する。圧縮機12は吸入口12aと吐出口12bとを有し、吸入口12aから冷媒を吸入するとともに吸入した冷媒を圧縮して吐出口12bから吐出する。なお、本実施形態では冷媒としてR32冷媒が用いられる。

【0018】

圧縮機12の吐出口12bに吐出配管121の一方端が接続される。吐出配管121の他方端はオイルセパレータ13の冷媒流入口131に接続される。オイルセパレータ13は、冷媒流入口131から冷媒を流入するとともに、流入した冷媒から潤滑オイルを分離する。分離されたオイルはオイル排出口133から排出される。また、オイルが分離された冷媒は冷媒排出口132から排出される。また、圧縮機12の吸入口12aに吸入配管122の一方端が接続される。

【0019】

オイルセパレータ13の冷媒排出口132に第1配管21の一方端が接続される。この第1配管21の他方端は四方切換弁17に接続される。四方切換弁17は図1に示すように4つのポート(第1ポート171、第2ポート172、第3ポート173、第4ポート174)を有する。四方切換弁17は、第1ポート171が第2ポート172に接続され且つ第3ポート173が第4ポート174に接続される暖房接続状態と、第1ポート171が第3ポート173に接続され且つ第2ポート172が第4ポート174に接続される冷房接続状態とに、その接続状態を切り換えることができるように構成される。上述の第1配管21は四方切換弁17の第1ポート171に接続される。第2ポート172には第2配管22の一方端が接続される。第3ポート173には第3配管23の一方端が接続され、第4ポート174には第4配管24の一方端が接続される。

【0020】

第2配管22の他方端に室内熱交換器14が接続される。また、第3配管23の他方端に室外熱交換器15が接続される。室内熱交換器14と室外熱交換器15とは中間配管25で接続される。室内熱交換器14は、第2配管22または中間配管25から内部に冷媒を流入するとともに、流入した冷媒と周囲空気とを熱交換させる。室外熱交換器15は、中間配管25または第3配管23から内部に冷媒を流入するとともに、流入した冷媒と外気とを熱交換させる。図1からわかるように、中間配管25の途中に膨張弁16が介装される。膨張弁16はそこを通る冷媒を膨張させる。

【0021】

第4配管24の他方端はアキュムレータ18の冷媒流入口181に接続される。アキュムレータ18は冷媒流入口181から流入した冷媒を気液分離し、分離したガス冷媒を冷

10

20

30

40

50

媒排出口 1 8 2 から排出する。冷媒排出口 1 8 2 には吸入配管 1 2 2 の他方端が接続される。

【 0 0 2 2 】

オイルセパレータ 1 3 のオイル排出口 1 3 3 にオイル戻し配管 2 6 の一方端が接続される。オイル戻し配管 2 6 の途中に開度が可変のオイル戻し流量制御弁 3 1 が介装される。オイル戻し配管 2 6 の他方端は吸入配管 1 2 2 の途中に連通する。

【 0 0 2 3 】

吐出配管 1 2 1 に吐出温度センサ 4 1 が取り付けられている。吐出温度センサ 4 1 は圧縮機 1 2 から吐出されて吐出配管 1 2 1 を流れる冷媒の温度（冷媒吐出温度 T_d ）を検出する。また、吸入配管 1 2 2 に吸入温度センサ 4 2 および吸入圧力センサ 4 3 が取り付けられている。吸入温度センサ 4 2 は、吸入配管 1 2 2 を流れて圧縮機 1 2 に吸入される冷媒の温度（冷媒吸入温度 T_s ）を検出する。吸入圧力センサ 4 3 は、吸入配管 1 2 2 を流れて圧縮機 1 2 に吸入される冷媒の圧力（冷媒吸入圧力 P_s ）を検出する。さらに、室内熱交換器 1 4 に熱交換温度センサ 4 4 が取り付けられている。熱交換温度センサ 4 4 は室内熱交換器 1 4 内を流れる冷媒の温度（熱交換温度 T_h ）を検出する。なお、その他の部分に温度センサや圧力センサが取り付けられてもよい。

【 0 0 2 4 】

制御装置 1 9 は、CPU、ROM、RAMなどを有するマイクロコンピュータにより構成されており、空調装置 1 の運転に関する制御（例えばガスエンジン 1 1 の回転数制御など）を行う。また、制御装置 1 9 は、各センサ（吐出温度センサ 4 1、吸入温度センサ 4 2、吸入圧力センサ 4 3、熱交換温度センサ 4 4 等）に電氣的に接続されており、これらのセンサが検出した情報を入力する。また、制御装置 1 9 は、オイル戻し流量制御弁 3 1 にも電氣的に接続されており、各センサから入力した情報等に基づいてオイル戻し流量制御弁 3 1 の開度を制御する。

【 0 0 2 5 】

次に、この空調装置 1 の空調運転（暖房運転、冷房運転）について簡単に説明する。まず、暖房運転について説明する。なお、暖房時には四方切換弁 1 7 が暖房接続状態にされる。暖房時にガスエンジン 1 1 が駆動して圧縮機 1 2 が作動すると、圧縮機 1 2 はその吸入口 1 2 a から潤滑オイルが混入した低圧ガス冷媒を吸入し、内部でガス冷媒を圧縮する。このとき潤滑オイルが圧縮機 1 2 を潤滑する。そして、圧縮された高圧ガス冷媒が潤滑オイルとともに吐出口 1 2 b から排出される。

【 0 0 2 6 】

吐出口 1 2 b から排出された高圧ガス冷媒および潤滑オイルは吐出配管 1 2 1 を流れ、さらにオイルセパレータ 1 3 の冷媒流入口 1 3 1 からオイルセパレータ 1 3 に流入する。オイルセパレータ 1 3 では潤滑オイルが高圧ガス冷媒から分離される。オイルセパレータ 1 3 で分離された潤滑オイルはオイルセパレータ 1 3 のオイル排出口 1 3 3 からオイル戻し配管 2 6 に流入し、さらに吸入配管 1 2 2 に流入する。そして、圧縮機 1 2 の吸入口 1 2 a から圧縮機 1 2 に再度吸入される。このようにして潤滑オイルは繰り返し圧縮機 1 2 を潤滑する。

【 0 0 2 7 】

また、オイルセパレータ 1 3 で潤滑オイルが分離された高圧ガス冷媒は冷媒排出口 1 3 2 からオイルセパレータ 1 3 を出て第 1 配管 2 1 を流れ、四方切換弁 1 7 の第 1 ポート 1 7 1 から四方切換弁 1 7 に入る。暖房時には四方切換弁 1 7 の第 1 ポート 1 7 1 が第 2 ポート 1 7 2 に接続されており、第 2 ポート 1 7 2 は第 2 配管 2 2 に接続されているので、第 1 ポート 1 7 1 から四方切換弁 1 7 に入った高圧ガス冷媒は第 2 ポート 1 7 2 から四方切換弁 1 7 を出るとともに第 2 配管 2 2 内を流れて、さらにその先の室内熱交換器 1 4 に流入する。室内熱交換器 1 4 に流入した高圧ガス冷媒は室内熱交換器 1 4 内を流通する間に室内空気に熱を吐き出して凝縮する。このとき高圧ガス冷媒から吐き出された熱によって室内空気が暖められて、室内暖房される。

【 0 0 2 8 】

室内空気に熱を吐き出して凝縮した冷媒は一部液化して室内熱交換器 14 から流出して中間配管 25 を流れる。そして、膨張弁 16 で膨張することにより蒸発しやすいように低圧化された後に室外熱交換器 15 に流入する。室外熱交換器 15 に流入した冷媒は室外熱交換器 15 内を流通する間に外気の熱を奪って蒸発する。

【 0 0 2 9 】

外気の熱を奪って蒸発した冷媒は一部気化して室外熱交換器 15 から流出し、第 3 配管 23 を流れる。そして、第 3 ポート 173 から四方切換弁 17 に入る。暖房時には四方切換弁 17 の第 3 ポート 173 は第 4 ポート 174 に接続されており、第 4 ポート 174 は第 4 配管 24 に接続されているので、第 3 ポート 173 から四方切換弁 17 に入った冷媒は第 4 ポート 174 から四方切換弁 17 を出て第 4 配管 24 に流れる。第 4 配管 24 を流れる冷媒はアキュムレータ 18 の冷媒流入口 181 からアキュムレータ 18 に導入される。アキュムレータ 18 では冷媒が液冷媒と低圧のガス冷媒とに分離される。そして、低圧ガス冷媒のみがアキュムレータ 18 の冷媒排出口 182 から排出されて吸入配管 122 に流れる。吸入配管 122 内の冷媒はオイル戻し配管 26 から流れてくる潤滑オイルと合流すし、潤滑オイルとともに圧縮機 12 の吸入口 12a から圧縮機 12 に吸入される。

10

【 0 0 3 0 】

次に、冷房運転について説明する。なお、冷房時には四方切換弁 17 が冷房接続状態にされる。冷房時にガスエンジン 11 が駆動して圧縮機 12 が作動すると、圧縮機 12 はその吸入口 12a から潤滑オイルが混入した低圧ガス冷媒を吸入し、内部でガス冷媒を圧縮する。このとき潤滑オイルが圧縮機 12 を潤滑する。そして、圧縮された高圧ガス冷媒が潤滑オイルとともに吐出口 12b から排出される。

20

【 0 0 3 1 】

吐出口 12b から排出された高圧ガス冷媒および潤滑オイルが吐出配管 121 を流れ、さらにオイルセパレータ 13 の冷媒流入口 131 からオイルセパレータ 13 に流入する。オイルセパレータ 13 で分離された潤滑オイルがオイルセパレータのオイル排出口 133 からオイル戻し配管 26 に流入し、さらに吸入配管 122 に流入する。そして、圧縮機 12 の吸入口 12a から圧縮機 12 に再度吸入される。

【 0 0 3 2 】

また、オイルセパレータ 13 で潤滑オイルが分離された高圧ガス冷媒は冷媒排出口 132 からオイルセパレータ 13 を出て第 1 配管 21 を流れ、四方切換弁 17 の第 1 ポート 171 から四方切換弁 17 に入る。冷房時には四方切換弁 17 の第 1 ポート 171 が第 3 ポート 173 に接続されており、第 3 ポート 173 は第 3 配管 23 に接続されているので、第 1 ポート 171 から四方切換弁 17 に入ったガス冷媒は第 3 ポート 173 から四方切換弁 17 を出るとともに第 3 配管 23 を流れ、さらにその先の室外熱交換器 15 に流入する。室外熱交換器 15 に流入した高圧ガス冷媒は室外熱交換器 15 内を流通する間に外気に熱を吐き出して凝縮する。

30

【 0 0 3 3 】

外気に熱を吐き出して凝縮した冷媒は一部液化して室外熱交換器 15 から流出して中間配管 25 を流れる。そして、膨張弁 16 で膨張することにより蒸発しやすいように低圧化された後に室内熱交換器 14 に流入する。室内熱交換器 14 に流入した冷媒は室内熱交換器 14 内を流通する間に室内空気の熱を奪って蒸発する。このとき冷媒が室内空気の熱を奪うことによって室内空気が冷やされて、室内冷房される。

40

【 0 0 3 4 】

室内空気の熱を奪って蒸発した冷媒は一部気化して室内熱交換器 14 から流出し、第 2 配管 22 を流れる。そして、第 2 ポート 172 から四方切換弁 17 に入る。冷房時には四方切換弁 17 の第 2 ポート 172 は第 4 ポート 174 に接続されており、第 4 ポート 174 は第 4 配管 24 に接続されているので、第 3 ポート 173 から四方切換弁 17 に入った冷媒は第 4 ポート 174 から四方切換弁 17 を出て第 4 配管 24 に流れる。第 4 配管 24 を流れる冷媒はアキュムレータ 18 の冷媒流入口 181 からアキュムレータ 18 に導入される。アキュムレータ 18 では冷媒が液冷媒と低圧のガス冷媒とに分離される。そして、

50

低圧ガス冷媒のみがアキュムレータ 18 の冷媒排出口 182 から排出されて吸入配管 122 に流れる。吸入配管 122 内の冷媒はオイル戻し配管 26 から流れてくる潤滑オイルと合流し、潤滑オイルとともに圧縮機 12 の吸入口 12a から圧縮機 12 に吸入される。

【0035】

このように、暖房時には、室内熱交換器 14 が凝縮器となり室外熱交換器 15 が蒸発器となる。一方、冷房時には、室外熱交換器 15 が凝縮器となり、室内熱交換器 14 が蒸発器となる。なお、圧縮機 12 の吐出口 12b から吐出した冷媒が圧縮機 12 の吸入口 12a に吸入されるまでに流れた部分を冷媒回路と呼ぶ。したがって、圧縮機 12 から吐出された冷媒は冷媒回路を流れて圧縮機 12 に帰還する。冷媒が冷媒回路を流れることによって空調（冷暖房）が行われる。

10

【0036】

空調装置 1 の運転中、制御装置 19 は、オイル戻し流量制御弁 31 の開度を制御する。図 2 は、制御装置 19 が空調運転中にオイル戻し流量制御弁 31 の開度を制御するために実行する開度制御ルーチンを示すフローチャートである。

【0037】

図 2 に示す開度制御ルーチンは、所定の短時間ごとに繰り返し実行される。この開度制御ルーチンが起動すると、制御装置 19 は、まず図 2 のステップ（以下、ステップを S と略記する）11 にて、吐出温度センサ 41 により検出された冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} よりも高いか否かを判断する。上限吐出温度 T_{d0} は、圧縮機 12 の各部品の耐熱温度よりも所定の温度だけ低い値として予め定められる。例えば 80 で圧縮機 12 の各部品が熱劣化を起こすと予測される場合（圧縮機 12 の耐熱温度が 80 である場合）、上限吐出温度 T_{d0} を 80 よりも 10 程度低い 70 程度に設定することができる。したがって、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} よりも高い場合は、冷媒の熱によって圧縮機 12 の各部品が熱劣化を起こす可能性が高まる。

20

【0038】

S 11 にて冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} よりも高いと判断した場合（S 11 : Yes）、制御装置 19 は S 12 に処理を進め、開度増加信号をオイル戻し流量制御弁 31 に出力する。これによりオイル戻し流量制御弁 31 の開度が増加する。オイル戻し流量制御弁 31 の開度が増加すると、オイル戻し配管 26 内を流れる潤滑オイルの流量が増加する。なお、既にオイル戻し流量制御弁 31 が全開であるときは、全開状態を維持する（以下、同様である）。制御装置 19 は、その後、このルーチンを終了する。

30

【0039】

また、S 11 にて冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} 以下と判断した場合（S 11 : No）、制御装置 19 は S 13 に処理を進め、過熱度 T_k を計算する。過熱度 T_k は、圧縮機 12 に吸入される冷媒の温度と飽和蒸気温度との差を表し、吸入温度センサ 42 により検出された冷媒吸入温度 T_s と吸入圧力センサ 43 により検出された冷媒吸入圧力 P_s に基づいて計算される。具体的には、冷媒吸入温度 T_s と、冷媒吸入圧力 P_s における R 32 冷媒の飽和蒸気温度 $T(P_s)$ との差 ($T_s - T(P_s)$) により過熱度 T_k が計算される。

【0040】

次いで、制御装置 19 は、計算した過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 未満であるか否かを判断する（S 14）。過熱度下限値 T_{k0} は、過熱度が小さいか否かを表す閾値として予め定められる。過熱度 T_k が 0 に近い場合、あるいは負の値である場合（要するに過熱度 T_k が小さい場合）、圧縮機 12 に吸入される冷媒が湿っているおそれが高い。圧縮機 12 の湿り運転は潤滑オイルの希釈や液圧縮を招くおそれがあるため信頼性の面で好ましくなく、また未蒸発分の冷媒が圧縮機 12 に戻っているということなので効率面でも好ましくない。このようなことから、過熱度下限値 T_{k0} は、圧縮機 12 に吸入される全ての冷媒が湿っているおそれがない値として予め定められる。したがって、過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 未満である場合は、圧縮機 12 に吸入される冷媒が湿っている可能性が高まる。過熱度下限値 T_{k0} は、例えば 3 程度であるとよい。

40

50

【0041】

S14にて過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 未満であると判断した場合(S14:Yes)、制御装置19はS12に処理を進め、開度増加信号をオイル戻し流量制御弁31に出力する。これによりオイル戻し流量制御弁31の開度が増加し、オイル戻し配管26内を流れる潤滑オイルの流量が増加する。制御装置19は、その後、このルーチンを終了する。

【0042】

また、S14にて過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 以上であると判断した場合(S14:No)、制御装置19はS15に処理を進め、目標熱交換温度 T_h^* と熱交換温度センサ44により検出された熱交換温度 T_h との差の絶対値を熱交換温度差 T_h として計算する。目標熱交換温度 T_h^* は、室内熱交換器14が空調負荷に応じた能力を発揮するために必要とされる室内熱交換器14内を流れる冷媒の温度の目標値である。目標熱交換温度 T_h^* は例えば室内空間の設定温度、室内温度、空調負荷、冷媒回路内の冷媒の状態等に基づいて計算される。したがって、熱交換温度差 T_h は、目標と現状の状態との偏差を表し、この熱交換温度差 T_h が大きい場合は、室内熱交換器14の能力を制御する必要があることを示す。

10

【0043】

制御装置19は、S15で熱交換温度差 T_h を計算した後は、計算した熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} よりも大きいか否かを判断する(S16)。上限熱交換温度差 T_{h0} は、熱交換温度差 T_h が大きいか否かを表す閾値として任意に設定できる。上限熱交換温度差 T_{h0} は、例えば5程度に予め設定しておくことができる。

20

【0044】

S16にて熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} 以下であると判断した場合(S16:No)、制御装置19はこのルーチンを終了する。一方、熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} よりも大きいと判断した場合(S16:Yes)、制御装置19はS17に処理を進め、熱交換温度差 T_h が小さくなるように、熱交換温度差 T_h に基づいて、オイル戻し流量制御弁31の開度の目標値である目標開度 $*$ を計算する。なお、オイル戻し流量制御弁31の開度を増加させた場合には、潤滑オイルが冷媒回路内に流れ出て冷媒回路を循環する流量(循環オイル流量)が増加する。循環オイル流量が増加した場合は、冷媒回路内を流れる冷媒の流量が相対的に減少するため、室内熱交換器14が発揮する空調能力が低下する。一方、オイル戻し流量制御弁31の開度を減少させた場合には、循環オイル流量が減少する。循環オイル流量が減少した場合は、冷媒回路内を流れる冷媒の流量が相対的に増加するため、室内熱交換器14が発揮する空調能力が増加する。このようなことを踏まえ、制御装置19はS17にて、熱交換温度差 T_h に基づいて目標開度 $*$ を計算する。

30

【0045】

S17の計算では、例えば、暖房運転時において、熱交換温度 T_h が目標熱交換温度 T_h^* よりも低い場合は室内熱交換器14の能力を増加させる必要があるため、オイル戻し流量制御弁31の開度が減少するように目標開度 $*$ が計算される。また、暖房運転時において、熱交換温度 T_h が目標熱交換温度 T_h^* よりも高い場合は室内熱交換器14の能力を低下させる必要があるため、オイル戻し流量制御弁31の開度が増加するように目標開度 $*$ が計算される。さらに、冷房運転時において、熱交換温度 T_h が目標熱交換温度 T_h^* よりも高い場合は室内熱交換器14の能力を増加させる必要があるため、オイル戻し流量制御弁31の開度が減少するように目標開度 $*$ が計算される。また、冷房運転時において、熱交換温度 T_h が目標熱交換温度 T_h^* よりも低い場合は室内熱交換器14の能力を低下させる必要があるため、オイル戻し流量制御弁31の開度が増加するように目標開度 $*$ が計算される。

40

【0046】

制御装置19は、S17にて目標開度 $*$ を計算した後は、計算した目標開度 $*$ に対応する制御量(例えば開度変更量)をオイル戻し流量制御弁31に出力する。これにより

50

オイル戻し流量制御弁 31 の開度が制御される。制御装置 19 は、その後、このルーチンを終了する。

【0047】

制御装置 19 が上記に示した開度制御ルーチンを実行することにより、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} よりも大きいとき、および、過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} よりも小さいときに、オイル戻し流量制御弁 31 の開度が增加する。このためオイル戻し配管 26 内の潤滑オイルの流量が増加するように制御される。また、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} 以下であり、過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 以上であり、且つ、熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} よりも大きいときに、熱交換温度差 T_h に基づいてオイル戻し流量制御弁 31 の開度が制御装置 19 により制御される。

10

【0048】

図 3 は、本実施形態に係る空調装置 1 を運転した場合における、 $p-h$ 線図上に表された冷凍サイクルを示す図である。図 3 において、圧縮機 12 に吸入される低压ガス冷媒の状態が点 A に示す位置で表される。点 A に示す位置で表される状態の冷媒が、圧縮機 12 で圧縮されることにより、点 B に示す位置で表される高温高压ガス冷媒に変化する。点 B に示す位置で表される状態の冷媒は、凝縮器（暖房時は室内熱交換器 14、冷房時は室外熱交換器 15）で凝縮されることにより、点 C に示す位置で表される低温高压液冷媒に変化する。点 C に示す位置で表される状態の冷媒は、膨張弁 16 を通る際に膨張されることにより、点 D に示す位置で表される低温低压液冷媒に変化する。そして、点 D に示す位置で表される状態の冷媒は、蒸発器（暖房時は室外熱交換器 15、冷房時は室内熱交換器 14）で蒸発されることにより、点 A に示す位置で表される低温ガス冷媒に変化する。このような冷凍サイクルが繰り返されることにより空調運転が継続される。

20

【0049】

図 3 の点 B の位置における冷媒の温度は、冷媒吐出温度 T_d として吐出温度センサ 41 で検出される。冷媒吐出温度 T_d が高すぎると、圧縮機 12 の各部品（特にシール部材等の樹脂製部品）が熱劣化するため圧縮機 12 の信頼性が低下する。この点に関し、本実施形態では、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} を越えているときに、オイル戻し流量制御弁 31 の開度を増加してオイル戻し配管 26 内を流れる潤滑オイルの流量を増加させている。このため圧縮機 12 に吸入される潤滑オイルの流量が増加する。ここで、圧縮機 12 に吸入される潤滑オイルの温度は圧縮機 12 で圧縮された冷媒の温度よりも低い。このため、潤滑オイルは圧縮機 12 を潤滑する潤滑作用に加えて圧縮機 12 および圧縮機 12 で圧縮された冷媒を冷却する冷却作用も兼ね備える。したがって、圧縮機 12 に吸入される潤滑オイルの流量が増加した場合、潤滑オイルによって圧縮機 12 および圧縮機 12 で圧縮された高温のガス冷媒の冷却が促進される。その結果、圧縮機 12 から吐出された冷媒の状態が点 B の位置で表わされる状態から図 3 の左方にシフトして点 B' の位置で表わされる状態に変化する。すなわち冷媒吐出温度 T_d が低下する。このようにして潤滑オイルの戻り量を増やして冷媒吐出温度 T_d の過剰な上昇を抑えることにより、R32 冷媒を用いた場合であっても圧縮機 12 の熱劣化が防止され、その結果、圧縮機 12 の信頼性が向上する。

30

【0050】

また、図 3 の点 A の位置で表わされる冷媒の過熱度 T_k が 0 に近い場合、あるいは負の値である場合、圧縮機 12 に吸入される冷媒が湿っているおそれがある。圧縮機 12 に湿った冷媒が吸入された場合、冷媒とともに圧縮機 12 に吸入される潤滑オイルが液冷媒で希釈されて潤滑オイルの粘度が低下する。このため潤滑オイルの潤滑性能が悪化する。また、圧縮機 12 に湿った冷媒が吸入されると液圧縮の発生等が懸念されるため機器の信頼性が低下する。さらに、未蒸発分の液冷媒が圧縮機 12 に吸入されることになり、冷凍サイクルの効率が悪い。この点に関し、本実施形態では、過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 未満であるときに（つまり過熱度 T_k が小さいときに）、オイル戻し流量制御弁 31 の開度を増加してオイル戻し配管 26 を流れる潤滑オイルの流量を増加させている。このため圧縮機 12 に吸入される潤滑オイルの流量が増加される。ここで、圧縮機 12 に吸入され

40

50

る潤滑オイルの温度は圧縮機 1 2 で圧縮される前の冷媒、すなわち圧縮機 1 2 に吸入された冷媒の温度よりも高い。このため潤滑オイルは圧縮機 1 2 を潤滑する潤滑作用に加え、圧縮機 1 2 に吸入される冷媒を加熱する加熱作用も兼ね備える。したがって、圧縮機 1 2 に吸入される潤滑オイルの流量が増加した場合、圧縮機 1 2 に吸入されて圧縮される前の低温のガス冷媒の潤滑オイルによる加熱が促進される。そのため圧縮機 1 2 に吸入される冷媒が点 A の位置で表わされる状態から図 3 の右方にシフトして点 A ' の位置で表わされる状態に変化する。すなわち冷媒吸入温度 T_s が上昇し、これに伴い過熱度 T_k も大きくされる。このようにして潤滑オイルの戻り量を増やして圧縮機 1 2 に吸入される冷媒の加熱を促進することで、圧縮機 1 2 への湿った冷媒の吸入が防止される。その結果、圧縮機 1 2 に吸入される冷媒の乾き度を 1 以上に維持することができるとともに、圧縮機 1 2 が保護される。

10

【 0 0 5 1 】

また、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度以下であり、過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 以上であっても、熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} 以上であるときは、熱交換温度差 T_h が小さくなるようにオイル戻し流量制御弁 3 1 の開度が制御される。このようにオイル戻し流量制御弁 3 1 の開度を制御して冷媒回路内を流れる潤滑オイルの流量を制御することで、室内熱交換器 1 4 の能力を必要な空調負荷に見合った能力に補正することができる。

【 0 0 5 2 】

(第 2 実施形態)

20

次に、第 2 実施形態について説明する。本実施形態は、第 1 実施形態で説明した制御装置 1 9 の構成および制御装置 1 9 によるオイル戻し流量制御弁 3 1 の開度制御方法が異なり、その他の部分は第 1 実施形態と同一である。したがって、同一部分については同一の符号で示してその具体的説明は省略する。

【 0 0 5 3 】

図 4 は、第 2 実施形態に係る制御装置 1 9 の機能構成を示すブロック図である。図 4 に示すように、第 2 実施形態に係る制御装置 1 9 は、熱交換温度差出力部 1 9 1 と、過熱度出力部 1 9 2 と、吐出温度差出力部 1 9 3 と、開度制御部 1 9 4 とを備える。

【 0 0 5 4 】

熱交換温度差出力部 1 9 1 は、熱交換温度 T_h を入力するとともに、図 5 に示す熱交換温度差出力処理ルーチンを実行する。過熱度出力部 1 9 2 は、吸入温度センサ 4 2 から冷媒吸入温度 T_s を、吸入圧力センサ 4 3 から冷媒吸入圧力 P_s を入力するとともに、図 6 に示す過熱度出力処理ルーチンを実行する。吐出温度差出力部 1 9 3 は、吐出温度センサ 4 1 から冷媒吐出温度 T_d を入力するとともに、図 7 に示す吐出温度差出力処理ルーチンを実行する。開度制御部 1 9 4 は、図 8 に示す開度制御ルーチンを実行することにより、オイル戻し流量制御弁 3 1 の開度を制御する。

30

【 0 0 5 5 】

図 5 に示す熱交換温度差出力処理ルーチンが起動すると、熱交換温度差出力部 1 9 1 は、まず図 5 の S 2 1 にて、目標熱交換温度 T_{h*} と熱交換温度 T_h との差の絶対値を熱交換温度差 T_h として計算する。次いで、演算した熱交換温度差 T_h と上限熱交換温度差 T_{h0} とを比較し、熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} よりも大きいかなかを判断する (S 2 2)。熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} 以下である場合 (S 2 2 : No)、このルーチンを終了する。一方、熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} よりも大きい場合 (S 2 2 : Yes)、演算した熱交換温度差 T_h を表す信号を開度制御部 1 9 4 に出力する (S 2 3)。その後、熱交換温度差出力部 1 9 1 は、このルーチンを終了する。

40

【 0 0 5 6 】

また、図 6 に示す過熱度出力処理ルーチンが起動すると、過熱度出力部 1 9 2 は、まず図 6 の S 3 1 にて、入力した冷媒吸入温度 T_s および冷媒吸入圧力 P_s に基づいて過熱度 T_k を計算する。次いで、計算した過熱度 T_k と過熱度下限値 T_{k0} とを比較し、過熱度

50

T_k が過熱度下限値 T_{k0} 未満であるか否かを判断する(S32)。過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 以上である場合(S32:No)はこのルーチンを終了する。一方、過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 未満である場合(S32:Yes)、計算した過熱度 T_k を表す信号を開度制御部194に出力する。その後、過熱度出力部192はこのルーチンを終了する。

【0057】

また、図7に示す吐出温度差出力処理ルーチンが起動すると、吐出温度差出力部193は、まず図7のS41にて、入力した冷媒吐出温度 T_d と上限吐出温度 T_{d0} とを比較し、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} よりも大きいかが否かを判断する。冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} 以下である場合(S41:No)はこのルーチンを終了する。一方、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} よりも大きい場合(S41:Yes)、吐出温度差出力部193は、冷媒吐出温度 T_d と上限吐出温度 T_{d0} の差($T_d - T_{d0}$)を吐出温度差 T_d として計算し(S42)、計算した吐出温度差 T_d を表す信号を開度制御部194に出力する(S43)。その後、吐出温度差出力部193はこのルーチンを終了する。

【0058】

また、図8に示す開度制御ルーチンが起動すると、開度制御部194は、まず図8のS51にて、所定時間の間に、熱交換温度差 T_h を表す信号、過熱度 T_k を表す信号、吐出温度差 T_d を表す信号のいずれか1つまたは2つ、あるいはこれらの全ての信号が入力されたか否かを判断する。1つの信号も入力されていない場合(S51:No)、このルーチンを終了する。一方、1つでも信号が入力されている場合(S51:Yes)、開度制御部194はS52に処理を進め、入力された1つまたは複数の信号により表わされる温度差のうち最大の温度差を示す信号を選択し、選択した信号により表わされる温度差を最大温度差 T_{max} に設定する。

【0059】

次いで、開度制御部194は、S52にて設定した最大温度差 T_{max} に基づいたオイル戻し流量制御弁31の開度のフィードバック制御を実行する(S53)。この場合、設定された最大温度差 T_{max} が過熱度 T_k あるいは吐出温度差 T_d である場合、開度増加信号をオイル戻し流量制御弁31に出力する。これによりオイル戻し流量制御弁31の開度が増加して、オイル戻し配管26内を流れる潤滑オイルの流量が増加する。また、設定された最大温度差が熱交換温度差 T_h である場合、熱交換温度差 T_h が小さくなるように、オイル戻し流量制御弁31の開度を制御する。

【0060】

本実施形態における開度制御において、最大温度差 T_{max} が吐出温度差 T_d であるときは、オイル戻し配管26内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように制御される。このため圧縮機12に吸入される潤滑オイルの流量が増加し、圧縮機12から吐出される冷媒の潤滑オイルによる冷却が促進される。これにより冷媒吐出温度 T_d の上昇が抑えられ、圧縮機12が冷媒の熱によって劣化することが防止される。また、最大温度差 T_{max} が過熱度 T_k であるときも、オイル戻し配管26内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように制御される。このため圧縮機12に吸入される潤滑オイルの流量が増加し、圧縮機12に吸入される冷媒の潤滑オイルによる加熱が促進される。その結果、過熱度 T_k が大きくされて、圧縮機12に湿った冷媒が吸入されることが防止される。また、最大温度差 T_{max} が熱交換温度差 T_h である場合、熱交換温度差 T_h が小さくなるように、オイル戻し流量制御弁31の開度が制御される。これにより、室内熱交換器14の能力が空調負荷に見合った能力に補正される。

【0061】

以上のように、第1および第2実施形態に係る空調装置1は、圧縮機12と、オイルセパレータ13と、凝縮器(暖房時は室内熱交換器14、冷房時は室外熱交換器15)と、蒸発器(暖房時は室外熱交換器15、冷房時は室内熱交換器14)と、吸入配管122と、オイル戻し配管26と、制御装置19とを備える。圧縮機12は、吸入口12aおよび

10

20

30

40

50

吐出口 1 2 b を有し、駆動源としてのガスエンジン 1 1 からの動力を受けて作動して吸入口 1 2 a から潤滑オイルが混入した R 3 2 冷媒を吸入するとともに吸入した冷媒を圧縮して吐出口 1 2 b から吐出する。オイルセパレータ 1 3 は、圧縮機 1 2 の吐出口 1 2 b から吐出された冷媒をガス冷媒と潤滑オイルとに分離する。凝縮器は、オイルセパレータ 1 3 で分離されたガス冷媒を凝縮する。蒸発器は凝縮器から流出した冷媒を蒸発する蒸。吸入配管 1 2 2 は、圧縮機 1 2 の吸入口 1 2 a に接続されるとともに、蒸発器から流出してアキュムレータを経たガス冷媒を圧縮機 1 2 の吸入口 1 2 a に吸入させる。オイル戻し配管 2 6 は、吸入配管 1 2 2 に接続されるとともに、オイルセパレータ 1 3 で分離された潤滑オイルを吸入配管 1 2 2 に流入させる。そして、制御装置 1 9 は、圧縮機 1 2 の吐出口 1 2 b から吐出される冷媒の温度である冷媒吐出温度 T_d が予め定められる上限吐出温度 T_{d0} よりも高い場合に、オイル戻し配管 2 6 内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように、オイル戻し配管 2 6 内を流れる潤滑オイルの流量を制御する。

10

【 0 0 6 2 】

上記第 1 および第 2 実施形態によれば、制御装置 1 9 は、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} よりも高い場合に、オイル戻し配管 2 6 内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように潤滑オイルの流量を制御する。このため圧縮機 1 2 で圧縮された冷媒（吐出冷媒）の潤滑オイルによる冷却が促進される。このような潤滑オイルによる冷却の促進によって、R 3 2 冷媒を用いた場合であっても冷媒吐出温度 T_d の過剰な上昇が抑えられ、冷媒の熱による圧縮機 1 2 の各部品の劣化を防止することができる。また、潤滑オイルを冷媒の冷却に用いて冷媒吐出温度を下げるので、冷媒吐出温度を下げるために冷媒の乾き度を 1 未満にする必要もない。

20

【 0 0 6 3 】

また、制御装置 1 9 は、圧縮機 1 2 の吸入口 1 2 a における冷媒の過熱度 T_k が予め定められる過熱度下限値 T_{k0} よりも小さい場合に、オイル戻し配管 2 6 内を流れる潤滑オイルの流量が増加するように、オイル戻し配管 2 6 内を流れる潤滑オイルの流量を制御する。このため潤滑オイルによる圧縮機 1 2 に吸入される冷媒の加熱が促進される。このような潤滑オイルによる加熱の促進によって、過熱度 T_k の低下が抑えられ、圧縮機 1 2 に吸入される冷媒の乾き度を 1 以上に維持することができるとともに、湿り運転を防止して圧縮機 1 2 を保護することができる。

【 0 0 6 4 】

30

また、上記第 1、第 2 実施形態に係る空調装置 1 は、オイル戻し配管 2 6 の途中に介装されて開度の調整が可能なオイル戻し流量制御弁 3 1 を備える。そして、制御装置 1 9 は、オイル戻し流量制御弁 3 1 の開度を制御することにより、オイル戻し配管 2 6 内を流れる潤滑オイルの流量を制御する。これによれば、制御装置 1 9 は、オイル戻し流量制御弁 3 1 の開度を制御することにより比較的簡単にオイル戻し配管 2 6 内の潤滑オイルの流量を制御することができる。

【 0 0 6 5 】

また、上記第 1、第 2 実施形態によれば、制御装置 1 9 は、熱交換温度差 T_h が上限熱交換温度差 T_{h0} よりも大きいときに、熱交換温度差 T_h が小さくなるように、オイル戻し流量制御弁 3 1 の開度を制御する。これにより、室内熱交換器 1 4 の能力が空調負荷に見合った能力に補正される。

40

【 0 0 6 6 】

また、上記第 1 実施形態によれば、オイル戻し流量制御弁 3 1 の開度の制御の開始条件に優先順位が設定されている。具体的には、冷媒吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{d0} よりも大きいという吐出温度条件が第 1 優先であり、過熱度 T_k が過熱度下限値 T_{k0} 未満であるという過熱度条件が第 2 優先である。さらに、熱交換温度差が上限熱交換温度差 T_{h0} よりも大きいという熱交換温度条件が第 3 優先である。第 1 優先の吐出温度条件が成立した場合には、他の開始条件の成立・不成立に係わらず、オイル戻し流量制御弁 3 1 の開度が制御（増加）される。また、第 1 優先の吐出温度条件が成立していない場合であっても、第 2 優先の過熱度条件が成立した場合には、第 3 優先の熱交換温度条件の成立・不成

50

立に係わらず、オイル戻し流量制御弁 31 の開度が制御（増加）される。吐出温度条件が最も優先されるため、優先的に冷媒吐出温度 T_d の過度の上昇が抑えられる。このため圧縮機 12 の信頼性、特に R32 冷媒を使用した場合における信頼性を高めることができる。

【0067】

また、上記第2実施形態によれば、最も制御が必要である開始条件に基づいて、オイル戻し流量制御弁 31 の開度が制御される。具体的には、吐出温度差 T_d と、熱交換温度差 T_h と、過熱度 T_k の大きさが比較され、最も大きい温度差に基づいて、オイル戻し流量制御弁 31 の開度が制御される。これにより、圧縮機 12 の信頼性を確保しつつ、室内熱交換器 14 の能力を最適に補正することができる。

【符号の説明】

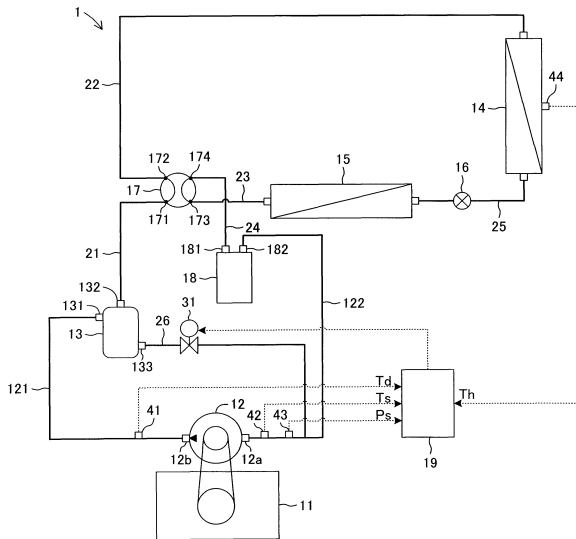
【0068】

1 ... 空調装置、11 ... ガスエンジン（駆動源）、12 ... 圧縮機、12a ... 吸入口、12b ... 吐出口、13 ... オイルセパレータ、131 ... 冷媒流入口、132 ... 冷媒排出口、133 ... オイル排出口、14 ... 室内熱交換器（凝縮器、蒸発器）、15 ... 室外熱交換器（蒸発器、凝縮器）、16 ... 膨張弁、17 ... 四方切換弁、18 ... アクキュレータ、19 ... 制御装置（オイル流量制御装置）、191 ... 熱交換温度差出力部、192 ... 過熱度出力部、193 ... 吐出温度差出力部、194 ... 開度制御部、21 ... 第1配管、22 ... 第2配管、23 ... 第3配管、24 ... 第4配管、25 ... 中間配管、26 ... オイル戻し配管、31 ... オイル戻し流量制御弁、121 ... 吐出配管、122 ... 吸入配管、 T_d ... 冷媒吐出温度、 T_{d0} ... 上限吐出温度、 T_k ... 過熱度、 T_{k0} ... 過熱度下限値

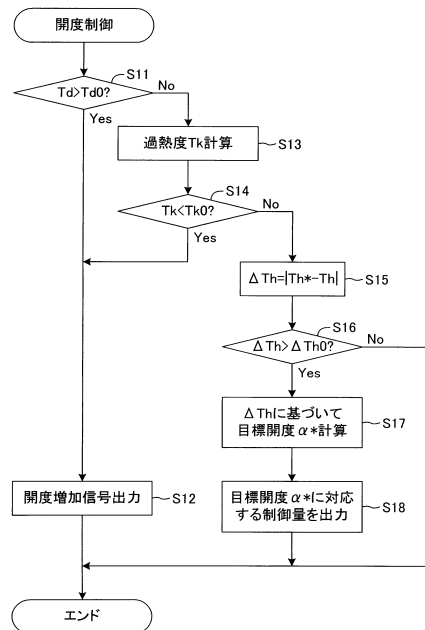
10

20

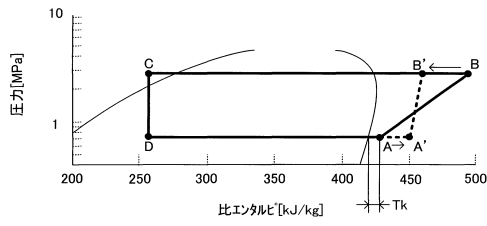
【図1】



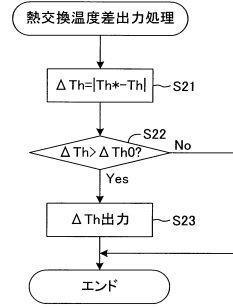
【図2】



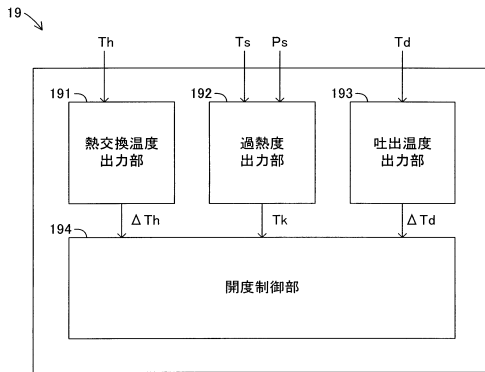
【図3】



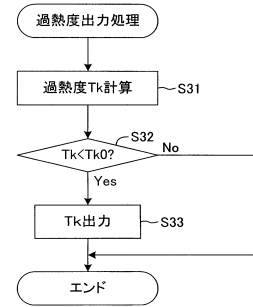
【図5】



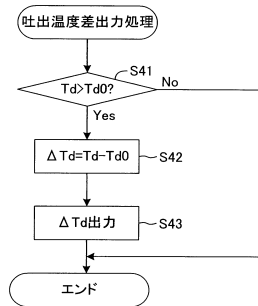
【図4】



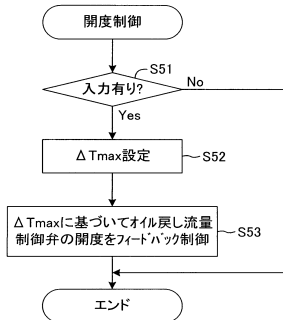
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平01 - 262216 (JP, A)
特開2005 - 345032 (JP, A)
特開2002 - 267282 (JP, A)
特開2001 - 082815 (JP, A)
国際公開第2006 / 126396 (WO, A1)
特開2009 - 068786 (JP, A)
特開2010 - 112639 (JP, A)
特開2006 - 170500 (JP, A)
特開2007 - 107771 (JP, A)
特開2010 - 175190 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00 - 7/00
F25B 43/00 - 49/04