

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6393181号  
(P6393181)

(45) 発行日 平成30年9月19日(2018.9.19)

(24) 登録日 平成30年8月31日(2018.8.31)

(51) Int.Cl.	F 1
<b>F 2 5 B 1/00 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/00 3 1 1 C
	F 2 5 B 1/00 3 3 1 E
	F 2 5 B 1/00 3 9 1
	F 2 5 B 1/00 3 9 6 A

請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2014-259962 (P2014-259962)	(73) 特許権者	316011466
(22) 出願日	平成26年12月24日(2014.12.24)		日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社
(65) 公開番号	特開2016-121812 (P2016-121812A)		東京都港区海岸一丁目16番1号
(43) 公開日	平成28年7月7日(2016.7.7)	(74) 代理人	110001807
審査請求日	平成29年6月19日(2017.6.19)		特許業務法人磯野国際特許商標事務所
		(72) 発明者	坪江 宏明
			東京都港区海岸一丁目16番1号 日立アプライアンス株式会社内
		(72) 発明者	横関 敦彦
			東京都港区海岸一丁目16番1号 日立アプライアンス株式会社内
		(72) 発明者	豊田 浩之
			東京都港区海岸一丁目16番1号 日立アプライアンス株式会社内

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】

液インジェクション圧縮機、熱源側熱交換器、液側接続配管、膨張装置、利用側熱交換器、ガス側接続配管を順次連結してなる冷凍サイクルと、

前記熱源側熱交換器と液側接続配管の間から流量調整装置を介して前記液インジェクション圧縮機のインジェクションポートに冷媒を導入するバイパス経路と、

前記流量調整装置の開度を制御する制御装置と、を備える冷凍サイクル装置であって、

前記冷凍サイクル装置に封入する冷媒としてR407Eを採用し、

前記制御装置は、

前記液インジェクション圧縮機から吐出される冷媒の温度  $T_d$  が  $110$  以下、かつ、前記液インジェクション圧縮機から吐出された冷媒の過熱度  $T_{dSH}$  が  $10K$  以上の範囲で制御する場合、

前記バイパス経路を流れる冷媒の流量と、前記利用側熱交換器を流れる冷媒の流量との比が、

前記利用側熱交換器での蒸発温度が  $-40$  のときは、

$8.11 \times 10^{-3} \times T_c + 1.28 \times 10^{-1}$  以上、かつ、 $1.52 \times 10^{-2} \times T_c + 4.81 \times 10^{-1}$  以下、

前記利用側熱交換器での蒸発温度が  $-20$  のときは、

$6.60 \times 10^{-3} \times T_c + 2.14 \times 10^{-1}$  (但し、0未満の場合は0とする) 以上、かつ、 $7.86 \times 10^{-3} \times T_c + 1.99 \times 10^{-1}$  以下、

10

20

前記利用側熱交換器での蒸発温度が  $-10$  のときは、  
 $0$  以上、かつ、 $5.54 \times 10^{-3} \times T_c + 1.49 \times 10^{-1}$  以下  
 (但し、 $T_c$  : 前記熱源側熱交換器の凝縮温度 [ ] )  
 になるように、前記流量調整装置の開度を制御する  
 ことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 2】

前記熱源側熱交換器と液側接続配管の間の液管を流れる冷媒と、前記バイパス経路に設置した前記流量調整装置後の冷媒と、が熱交換する過冷却熱交換器を更に備える  
 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】

前記冷凍サイクルに連結されるアキュムレータと、  
 前記アキュムレータに液相の冷媒を貯留させる制御手段と、を備える  
 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】

前記冷凍サイクルの高温側の設計圧力を、  
 設定温度が  $60$  のときは、 $3.0$  MPa 以上、  
 設定温度が  $65$  のときは、 $3.4$  Pa 以上、  
 設定温度が  $70$  のときは、 $3.8$  MPa 以上に設定する  
 ことを特徴とする請求項 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷凍サイクルを利用した空気調和機、冷凍機などの冷凍サイクル装置に関し、特に冷媒として R407E を採用した冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】

【0002】

地球温暖化防止の観点から、冷凍サイクル装置から万が一冷媒が漏えいした際に地球温暖化への影響を最小限に抑える目的として、冷凍サイクル装置に封入する冷媒として地球温暖化係数 (GWP ; global warming potential) の小さい冷媒 (低 GWP 冷媒) の採用が検討されている。特に冷凍機では GWP 値の高い R404A (GWP = 3940) が採用されており、低 GWP 冷媒の採用が急務である。

【0003】

現在、冷凍サイクル装置に採用する低 GWP 冷媒の候補としては、不燃性冷媒と、燃焼性を有する微燃性冷媒と、が存在する。冷媒量の少ない冷凍サイクル装置においては、万が一冷媒が漏えいしたとしても漏えい先の冷媒濃度を可燃濃度未満に設定できる可能性がある。しかし、冷媒量の多い冷凍サイクル装置に微燃性冷媒を採用する場合は、何らかの安全対策を施す必要があり、不燃性冷媒よりも取り扱い面で劣る。

【0004】

このため、冷媒量の多いビル用マルチ機や冷凍機では、不燃性の低 GWP 冷媒を採用することが望ましい。不燃性の低 GWP 冷媒としては、例えば、R32 や R125 などの HFC 冷媒に、冷媒の分子構造に二重結合を有する HFO 冷媒を混合した HFO 混合冷媒がある。しかし、HFO 冷媒は空気や水分混入時の化学安定性が低いため、HFO 冷媒の分解生成物により冷凍機油の全酸価が上昇し、圧縮機摺動部の摩耗を促進するおそれがある。このため、冷凍サイクル装置に冷媒として HFO 冷媒や HFO 混合冷媒を採用した構成においては、冷凍機油の選定等に工夫が必要となる。

【0005】

そこで、HFO 冷媒を混合していない HFC 冷媒のみで構成された冷媒が望ましく、その候補として、R407E (R32 : R125 : R134a = 25 : 15 : 60 wt %) がある。R407E は、GWP = 1425 (IPCC Fifth Assessment Report (AR5)) と R

10

20

30

40

50

404Aの半分以下のGWP値であるとともに、GWP1500以下の冷媒であり、GWP値の低減に有効である。

【0006】

冷凍機では、利用側熱交換器における冷媒の蒸発温度を-40程度まで低下させる必要があり、圧縮機での圧力比が大きくなり、圧縮機から吐出される冷媒の温度が高くなるおそれがある。このため、圧縮機から吐出される冷媒の温度を低く抑えるために、圧縮機の圧縮過程の途中に液相を含む冷媒を導入する液インジェクション圧縮機を搭載する場合がある。また、空気調和機においても、外気温度が低い寒冷地仕様においては、冷凍機と同様に、圧縮機での圧力比が大きくなり、圧縮機から吐出される冷媒の温度が高くなるおそれがあることから、液インジェクション圧縮機を採用した製品が存在する。

10

【0007】

液インジェクション圧縮機を搭載した冷凍サイクル装置に、冷媒としてR407Eを採用した構成としては、例えば、特許文献1(特開2002-106917号公報)が開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献1】特開2002-106917号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

20

【0009】

前述のように、圧縮機の吸入側の圧力が低下する冷凍機や寒冷地向け空気調和機では、圧縮機での圧力比が大きくなり、圧縮機から吐出される冷媒の温度が高くなる。これにより、圧縮機摺動部を潤滑する冷凍機油の温度が上昇し、冷凍機油の劣化が促進され、劣化生成物であるカルボン酸により冷凍機油の全酸価が上昇し、圧縮機摺動部の摩耗を促進するおそれがある。このため、圧縮機から吐出される冷媒の温度には適正值が存在する。

【0010】

また、圧縮機の吐出側の冷媒が気液二相の状態であると、液相の冷媒が存在するので圧縮室をシールしている冷凍機油の粘度が低下しシール性が低下することで、圧縮室から冷媒が漏れて圧縮機の効率が低下する、あるいは、圧縮機摺動部の潤滑性が低下するおそれがある。このため、圧縮機の吐出側の冷媒は、過熱状態(冷媒の温度が飽和温度より高温の状態)が望ましい。

30

【0011】

ゆえに、圧縮機から吐出される冷媒の温度を制御する目的で、冷凍サイクル装置の圧縮機として液インジェクション圧縮機を採用する場合がある。また、液インジェクション圧縮機を冷却するために必要な液インジェクション量は、熱源側熱交換器での凝縮温度と、利用側熱交換器での蒸発温度と、によって変化する。このため、圧縮機から吐出される冷媒の温度を適正值に制御するためには、凝縮温度と蒸発温度に応じた液インジェクション量の適正範囲が存在する。しかしながら、引用文献1に開示された冷凍サイクル装置には、液インジェクション量について、検討されていない。

40

【0012】

そこで、本発明は、圧縮機の信頼性を確保するとともに、圧縮機の効率低下を抑制する冷凍サイクル装置を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0013】

このような課題を解決するために、本発明に係る冷凍サイクル装置は、液インジェクション圧縮機、熱源側熱交換器、液側接続配管、膨張装置、利用側熱交換器、ガス側接続配管を順次連結してなる冷凍サイクルと、前記熱源側熱交換器と液側接続配管の間から流量調整装置を介して前記液インジェクション圧縮機のインジェクションポートに冷媒を導入するバイパス経路と、前記流量調整装置の開度を制御する制御装置と、を備える冷凍サイ

50



ション流量調整装置30と、インジェクション配管31と、制御装置50と、を備えている。利用側ユニット20は、膨張装置21と、蒸発器として作用する利用側熱交換器22と、を備えている。

【0019】

液インジェクション圧縮機1、熱源側熱交換器2、液配管3、阻止弁4、液側接続配管5、膨張装置21、利用側熱交換器22、ガス側接続配管6、阻止弁7、ガス配管8、アキュムレータ9を順次連結してなる冷凍サイクル（冷媒循環路）が形成されている。

【0020】

また、液配管3から分岐して、インジェクション流量調整装置30、インジェクション配管31を通して、液インジェクション圧縮機1のインジェクションポートに接続するバイパス経路が形成されている。制御装置50は、インジェクション流量調整装置30の開度を制御することにより、インジェクション配管31を流れる冷媒の流量、即ち、液インジェクション圧縮機1のインジェクションポートに流入する冷媒の流量を制御する。なお、インジェクション流量調整装置30は、開度を制御可能な電子膨張弁で構成されていてもよく、複数のキャピラリと電磁弁の組み合わせで構成され、電磁弁の開閉により開度を制御可能に構成されるものであってもよい。

【0021】

冷凍サイクル装置5の冷凍運転の場合、圧縮機1で圧縮された高温高圧のガス冷媒は、冷凍機油とともに圧縮機1から吐出され、凝縮器として作用する熱源側熱交換器2に流入し、ここで熱源側熱媒体（室外空気）と熱交換することにより凝縮・液化して液冷媒となる。その後、液冷媒は、液配管3、阻止弁4を通り、液側接続配管5を経て、利用側ユニット20へ送られる。利用側ユニット20へ送られた液冷媒は、膨張装置21へ流入し、ここで低圧まで減圧されて低圧二相状態となり、蒸発器として作用する利用側熱交換器22に流入し、ここで空気等の利用側熱媒体と熱交換することにより蒸発・ガス化してガス冷媒となる。その後、ガス冷媒は、ガス側接続配管6を経て、室外機ユニット10に送られる。室外機ユニット10へ送られたガス冷媒は、阻止弁7、ガス配管8を通り、アキュムレータ9にて適切な吸入かわき度に調整され、再び圧縮機1へ吸入され圧縮される。なお、余剰冷媒は、アキュムレータ9に貯留され、冷凍サイクルの運転圧力、温度が正常な状態に保たれる。

【0022】

ここで、利用側熱交換器22での蒸発温度 $E T$ は、冷却対象物（図示せず）に応じて使用者が設定する（例えば、 $-40$ 、 $-20$ 、 $-10$ 等）。冷凍サイクル装置5の制御装置50は、設定された蒸発温度 $E T$ になるように、圧縮機1の運転周波数、膨張装置21等を制御する。また、熱源側熱交換器2での凝縮温度 $T c$ は、熱源側熱媒体（室外空気）の温度（外気温度）、冷媒循環量、熱源側熱交換器2を流れる熱源側熱媒体（室外空気）の流量によって変化する。

【0023】

また、圧縮機1から吐出される冷媒の温度（吐出側冷媒温度） $T d$ には、適正値が存在する。利用側熱交換器22での蒸発温度 $E T$ が低くなると、蒸発圧力が低下し、圧縮機1の吸入側の圧力が低下する。圧縮機1の吸入側の圧力が低下するほど、熱源側熱交換器2での凝縮温度 $T c$ が一定であるならば、圧縮機1の吐出側冷媒温度 $T d$ が上昇する。圧縮機1の吐出側冷媒温度 $T d$ が上昇すると、圧縮機1の摺動部（図示せず）を潤滑する冷凍機油の温度が上昇するため、冷凍機油の劣化が促進され、劣化生成物であるカルボン酸により冷凍機油の全酸価が上昇し、圧縮機1の摺動部の摩耗を促進するおそれがある。なお、冷凍機油の劣化は、温度が高いほど劣化が促進され、概ね温度が $10$  上昇すると劣化は2倍促進される。

【0024】

ゆえに、圧縮機1の吐出側冷媒温度 $T d$ は、冷凍機油の化学安定性を設計する際の設定温度である $110$  以下に制御されることが望ましい。

【0025】

さらに、圧縮機 1 の吐出側の冷媒が気液二相の状態であると、液相の冷媒が存在するので圧縮機 1 の圧縮室（図示せず）をシールしている冷凍機油の粘度が低下し、圧縮室のシール性が低下することで、圧縮室から冷媒が漏れて圧縮機 1 の効率が低下する、あるいは、圧縮機 1 の摺動部の潤滑性が低下するおそれがある。

【 0 0 2 6 】

そのため、圧縮機 1 の吐出側の冷媒は過熱状態（冷媒の温度が飽和温度より高温の状態）が望ましく、冷却対象物の搬入、取り出しに伴う冷凍サイクルの状態の急変時においても圧縮機 1 の吐出側の冷媒過熱度（吐出側冷媒過熱度） $T_{dSH}$  が  $0\text{ K}$  を超えるために、定常運転時の吐出側冷媒過熱度  $T_{dSH}$  の目標値の最小値を  $10\text{ K}$  以上に設定することが望ましい。なお、過熱度とは、冷媒の温度が飽和温度から何度  $[\text{K}]$  高いかを示す値である。

10

【 0 0 2 7 】

上記の如く設定した吐出側冷媒温度  $T_d$  ( $T_d = 110 [ ]$ ) と、吐出側冷媒過熱度  $T_{dSH}$  ( $T_{dSH} = 10 [ \text{K} ]$ ) と、が満たされるように制御するために、第 1 実施形態に係る冷凍サイクル装置  $S$  は、図 1 に示すように、圧縮機として圧縮過程の途中に液相を含む冷媒を導入するインジェクションポートを有する液インジェクション圧縮機 1 を採用する。そして、制御装置  $50$  は、インジェクション流量調整装置  $30$  の開度を制御することにより、吐出側冷媒温度  $T_d = 110 [ ]$ 、かつ、吐出側冷媒過熱度  $T_{dSH} = 10 [ \text{K} ]$  となるように制御する。

【 0 0 2 8 】

20

また、液インジェクション圧縮機 1 を冷却するために必要なインジェクション配管  $31$  を流れる冷媒の液インジェクション流量は、熱源側熱交換器  $2$  での凝縮温度  $T_c$  と、利用側熱交換器  $22$  での蒸発温度  $E_T$  と、によって変化する。ここで、熱源側熱交換器  $2$  での凝縮温度  $T_c$  が高いほど、また、利用側熱交換器  $22$  での蒸発温度  $E_T$  が低いほど、圧縮機 1 の吐出側冷媒温度  $T_d$  は高くなる傾向にある。このため、圧縮機 1 を冷却するために必要なインジェクション流量は増加する。ゆえに、液インジェクション圧縮機 1 の吐出側冷媒温度  $T_d$  を適正值に制御するためには、凝縮温度  $T_c$  と蒸発温度  $E_T$  に応じた液インジェクション量の適正範囲が存在する。

【 0 0 2 9 】

図 2 から図 7 は、利用側熱交換器  $22$  での蒸発温度  $E_T$  が  $-40$ （図 2、図 3 参照）、 $-20$ （図 4、図 5 参照）、 $-10$ （図 6、図 7 参照）における液インジェクション圧縮機 1 の吸入側の冷媒過熱度（吸入側冷媒過熱度） $T_{sSH}$  をパラメータとした際の、横軸  $x$  である熱源側熱交換器  $2$  での凝縮温度  $T_c [ ]$  に対する縦軸  $y$  であるインジェクション流量比  $[-]$  の関係を示すグラフである。また、図 2、図 4、図 6 は、液インジェクション圧縮機 1 の吐出側冷媒過熱度  $T_{dSH}$  の目標過熱度を  $10\text{ K}$  とした場合を示し、図 3、図 5、図 7 は、液インジェクション圧縮機 1 の吐出側冷媒温度  $T_d$  の目標温度を  $110$  とした場合を示す。ここで、インジェクション流量比とは、利用側熱交換器  $22$  を流れる冷媒の質量流量に対するインジェクション配管  $31$  を流れる冷媒の質量流量の比を示す表すものとする。なお、図 2 から図 7 のグラフは、理論サイクル計算により算出した結果である。

30

40

【 0 0 3 0 】

ここで、吸入側冷媒過熱度  $T_{sSH}$  が高くなるほど、圧縮機 1 の吸入側の冷媒の温度（吸入側冷媒温度） $T_s$  が高くなることから、吐出側冷媒温度  $T_d$  も高くなる。また、吸入側冷媒過熱度  $T_{sSH}$  は、利用側ユニット  $20$  に搭載された膨張装置  $21$  にて設定することが可能である。しかし、膨張装置  $21$  が温度式膨張弁の場合や、室外機ユニット  $10$  と利用側ユニット  $20$  とが別々の機器メーカーで製造され、膨張装置  $21$  が電子膨張弁であったとしても膨張装置  $21$  の開度を室外機ユニット  $10$  の制御装置  $50$  で制御できない場合がある。

【 0 0 3 1 】

このため、図 3、図 5、図 7 に示すように、吐出側冷媒温度  $T_d$  の目標温度を  $110$

50

とした場合が、前述の設定条件 ( $T_d = 110$  [ ]、かつ、 $T_{dSH} = 10$  [K]) において、吐出側冷媒温度  $T_d$  が高く、液インジェクション圧縮機 1 の冷却量が小さく、液インジェクション圧縮機 1 のインジェクションポートに導入する冷媒量が最も少なくなる  
ときであるので、検討した吸入側冷媒過熱度  $T_{sSH}$  の中で最小のインジェクション流量  
比を採用した。

【0032】

また、図 2、図 4、図 6 に示すように、吐出側冷媒過熱度  $T_{dSH}$  の目標過熱度を  $10$   
K とした場合が、前述の設定条件 ( $T_d = 110$  [ ]、かつ、 $T_{dSH} = 10$  [K])  
において、吐出側冷媒温度  $T_d$  が低く、液インジェクション圧縮機 1 の冷却量が大きく、  
液インジェクション圧縮機 1 のインジェクションポートに導入する冷媒量が最も多くなる  
ときであるので、検討した吸入側冷媒過熱度  $T_{sSH}$  の中で最大のインジェクション流量  
比を採用した。

10

【0033】

また、図 2 から図 7 において検討する吸入側冷媒過熱度  $T_{sSH}$  の設定値の下限値は、  
液インジェクション圧縮機 1 の吸入側の冷媒の状態が飽和ガス状態となる吸入側冷媒過  
熱度  $T_{sSH} = 0$  [K] を下限とした。

【0034】

また、利用側ユニット 20 の利用側熱交換器 22 で蒸発したガス冷媒は、ガス側接続配  
管 6 を経て、室外機ユニット 10 へ送られ、液インジェクション圧縮機 1 へ吸入される。  
この際、ガス側接続配管 6 の周囲の温度が、ガス側接続配管 6 を流れるガス冷媒の温度より  
も高い場合、周囲の温度から熱を授受してガス冷媒の温度が上昇する。このため、ガス  
側接続配管 6 の周囲の温度を  $30$  と設定して、図 2 から図 7 において検討する吸入側冷  
媒過熱度  $T_{sSH}$  の設定値の上限値は、吸入側冷媒温度  $T_s$  が約  $30$  以下となる吸入側  
冷媒過熱度  $T_{sSH}$  を上限とした。また、図 2 から図 7 において吸入側冷媒過熱度  $T_{sSH}$   
は、 $20$  K 毎に計算した。

20

【0035】

この結果、図 2 及び図 3 に示すように、利用側熱交換器 22 での蒸発温度  $E_T$  が  $-40$   
の場合において、熱源側熱交換器 2 での凝縮温度  $T_c$  [ ] に対して、インジェクシ  
ョン流量比が、 $8.11 \times 10^{-3} \times T_c + 1.28 \times 10^{-1}$  以上、かつ、 $1.52 \times 10^{-2}$   
 $\times T_c + 4.81 \times 10^{-1}$  以下となるようにインジェクション流量調整装置 30 の開  
度を調整すればよい。

30

【0036】

また、図 4 及び図 5 に示すように、利用側熱交換器 22 での蒸発温度  $E_T$  が  $-20$  の  
場合において、熱源側熱交換器 2 での凝縮温度  $T_c$  [ ] に対して、インジェクシ  
ョン流量比が、 $6.60 \times 10^{-3} \times T_c + 2.14 \times 10^{-1}$  (但し、0 未満の場合は 0 とする  
) 以上、かつ、 $7.86 \times 10^{-3} \times T_c + 1.99 \times 10^{-1}$  以下となるようにインジェ  
クション流量調整装置 30 の開度を調整すればよい。

【0037】

また、図 6 及び図 7 に示すように、利用側熱交換器 22 での蒸発温度  $E_T$  が  $-10$  の  
場合において、熱源側熱交換器 2 での凝縮温度  $T_c$  [ ] に対して、インジェクシ  
ョン流量比が、0 以上、かつ、 $5.54 \times 10^{-3} \times T_c + 1.49 \times 10^{-1}$  以下となるように  
インジェクション流量調整装置 30 の開度を調整すればよい。

40

【0038】

<作用効果>

第 1 実施形態に係る冷凍サイクル装置 S の作用効果について説明する。

【0039】

第 1 実施形態に係る冷凍サイクル装置 S によれば、冷媒として、低 GWP 冷媒であり、  
不燃性冷媒であり、HFO 冷媒を混合していない HFC 冷媒のみで構成された R407E  
を採用することができる。

【0040】

50

そして、第1実施形態に係る冷凍サイクル装置Sの制御装置50は、利用側熱交換器22での蒸発温度 $E T$ 毎に、熱源側熱交換器2での凝縮温度 $T c$ に応じた関数で定義された所定の範囲内のインジェクション流量比となるように、インジェクション流量調整装置30を制御する。これにより、液インジェクション圧縮機1から吐出される冷媒の温度を適正值（吐出側冷媒温度 $T d$ が $110$ 以下、かつ、吐出側冷媒過熱度 $T d S H$ が $10 K$ 以上）となるように制御することができる。

【0041】

圧縮機1の吐出側冷媒温度 $T d$ が $110$ 以下となるように制御することにより、冷凍機油の熱による劣化を抑制し、劣化した冷凍機油による圧縮機摺動部の摩耗を抑制することができ、冷凍サイクル装置Sの信頼性を向上させることができる。

10

【0042】

また、圧縮機1の吐出側冷媒過熱度 $T d S H$ が $10 K$ 以上となるように制御することにより、吐出側冷媒をガス冷媒のみとすることができる。即ち、気液二相状態となることを防止して、圧縮機1の圧縮室のシール性を向上させ、圧縮機1の効率低下を抑制し、ひいては、冷凍サイクル装置Sの運転効率を向上させることができる。

【0043】

以上のように、冷媒として $R 407 E$ を採用し、液インジェクション圧縮機1を搭載した冷凍サイクル装置Sにおいて、信頼性の確保を確保するとともに、圧縮機1の効率低下を抑制することができる。

【0044】

第1実施形態の変形例

図8は、第1実施形態の変形例に係る冷凍サイクル装置Sの冷凍サイクル系統図である。図8に示すように、冷凍サイクル装置Sは、液配管3を流れる冷媒とインジェクション配管31（インジェクション流量調整装置30よりも下流側）を流れる冷媒とで熱交換する過冷却熱交換器32を備えていてもよい。

20

【0045】

液配管3からバイパス経路へと分岐した液冷媒は、インジェクション流量調整装置30を通過し減圧され、低圧低温の冷媒となる。このインジェクション配管31を流れる低圧低温の冷媒と、液配管3を流れる相対的に高温高压の冷媒と、を過冷却熱交換器32で熱交換させることにより、液側接続配管5を流れる冷媒を過冷却状態に設定する。

30

【0046】

このような構成により、利用側熱交換器22に導入前の冷媒の比エンタルピを低下させることができるので、利用側熱交換器22の入口と出口の冷媒の比エンタルピ差が大きくなり、利用側熱交換器22を流れる冷媒の質量流量が一定であるならば、利用側熱交換器22での冷凍能力が向上する。

【0047】

また、冷凍能力が一定値でよいならば、利用側熱交換器22を流れる冷媒の質量流量を低下させることができるので、ガス側接続配管6を流れる冷媒の質量流量が低下し、ガス側接続配管6での冷媒側圧力損失が低減する。これにより、ガス側接続配管6の配管径を細く設定することができ、施工性の向上を図ることが可能である。

40

【0048】

第2実施形態

次に、第2実施形態に係る冷凍サイクル装置Sについて説明する。なお、第2実施形態に係る冷凍サイクル装置Sの構成は、前述（図1、図8参照）と同様であるため、重複する説明は省略する。

【0049】

$R 407 E$ は、 $R 404 A$ よりも低圧側の冷媒ガス密度が小さい。つまり、圧縮機1に吸入する冷媒の密度が小さい。このため、冷凍サイクル装置の冷媒として $R 407 E$ を採用した場合、 $R 404 A$ を採用した場合と比較して、圧縮機1から吐出される冷媒の体積流量を大きく設定する必要がある。具体的には、圧縮機1の圧縮室の体積を大きくする必

50

要がある。その結果、冷媒としてR407Eを採用した冷凍サイクル装置では、圧縮機1を大型化する必要があるため、冷凍サイクル装置が大きくなり、施工性が悪化するという課題がある。

【0050】

ここで、R407Eは、R32、R125、R134aを混合した非共沸混合冷媒である。このため、アキュムレータ9などの圧力の低い部位にR407Eが気液二相の状態が存在すると、R32とR125はR134aよりも沸点が低いので、気相にR32とR125が多く存在し、液相にR134aが多く存在する状態となる。

【0051】

また、アキュムレータ9は、気相の冷媒を液相の冷媒よりも多く導出する構造であるので、アキュムレータ9からはR32とR125の割合の多い冷媒が導出される。

10

【0052】

このように、アキュムレータ9に冷媒の一部を貯留させることにより、R407Eの混合割合よりもR32とR125の割合が多い冷媒が圧縮機1に供給され、冷凍サイクル中を循環する。

【0053】

ここで、R32及びR125は、R134aやR407Eよりも高圧の冷媒であり、かつ、低圧の密度が大きい冷媒である。このような構成により、圧縮機1の吸込側に供給される冷媒の密度を大きくすることができるので、圧縮機1の大型化を抑制し、コンパクトな冷凍サイクル装置Sとすることができる。

20

【0054】

アキュムレータ9への冷媒の貯留方法は、アキュムレータ9から導出される冷媒の設定かわき度よりも小さいかわき度の冷媒をアキュムレータ9に導入する必要がある。

【0055】

具体的には、図1、図8に示す冷凍サイクル装置Sの構成において、膨張装置21の開度を大きく設定することで利用側熱交換器22を流れる冷媒流量が大きくなり、利用側熱交換器22での熱交換量が一定であるならば、利用側熱交換器22の出口の冷媒の比エンタルピが低下、つまり、利用側熱交換器22の出口の冷媒のかわき度を小さく設定することができる。

【0056】

30

あるいは、図9に示すように、液配管3を流れる液相の冷媒の一部を液バイパス配管41と、液バイパス流量調整装置40と、を介して、アキュムレータ9の入口に導入することで、アキュムレータ9の入口の冷媒のかわき度を小さく設定することが可能である。なお、液バイパス流量調整装置40は、開度を制御可能な電子膨張弁で構成されていてもよく、複数のキャピラリと電磁弁の組み合わせで構成され、電磁弁の開閉により開度を制御可能に構成されるものであってもよい。

【0057】

一方で、冷凍サイクル中を循環する冷媒におけるR32とR125の割合が多くなると、R32とR125は高圧冷媒であるため、冷凍サイクルの運転圧力が上昇する。このため、冷凍サイクルの高圧側の運転圧力に応じて、冷凍サイクル装置Sの設計圧力を高く設定する必要がある。

40

【0058】

例えば、冷凍サイクル装置Sを循環する冷媒におけるR32とR125とR134aとの割合が、33:33:34wt%になるだけの冷媒がアキュムレータ9に貯まるように、冷凍サイクル装置Sに冷媒(R407E)を封入することで、圧縮機1の圧縮室の体積をR404Aと同程度に設定できる可能性がある。

【0059】

このときの設定温度が60のときの飽和圧力は3.0MPa、設定温度が65のときは3.4Pa、設定温度が70のときは、3.8MPaである。

【0060】

50

そのため、冷凍サイクル装置 S の高圧側の設計圧力を、設定温度が 60 のときは、3.0 MPa 以上、設定温度が 65 のときは 3.4 MPa 以上、設定温度が 70 のときは、3.8 MPa 以上に設定することが望ましい。なお、圧力はゲージ圧力である。

【0061】

さらに、R407E は、利用側熱交換器 22 での蒸発温度 ET が -40 のとき、蒸発圧力は大気圧よりも低くなる（負圧）。そのため、冷凍サイクル装置 S の低温側で冷媒漏れ箇所が存在すると、大気中の空気が冷凍サイクル内に侵入する。これにより、圧縮機 1 での吐出圧力が上昇し、冷凍機油が酸化劣化し、劣化生成物であるカルボン酸により圧縮機 1 の摺動部の摩耗が促進されるなど、冷凍サイクル装置 S の信頼性を低下させるおそれがある。

10

【0062】

これに対し、アキュムレータ 9 に冷媒を貯留し、冷凍サイクル中を循環する冷媒の循環組成を R32 と R125 の割合が多い状態に設定することで、利用側熱交換器 22 での蒸発圧力を大気圧よりも高い状態に維持することが可能である。

【0063】

変形例

なお、本実施形態に係る冷凍サイクル装置 S は、上記実施形態の構成に限定されるものではなく、発明の趣旨を逸脱しない範囲内で種々の変更が可能である。

【0064】

本実施形態に係る冷凍サイクル装置 S は、冷凍機であるものとして説明したが、これに限られるものではない。例えば、蒸発温度が低くなる寒冷地向け空気調和機に適用してもよい。この場合、冷凍サイクル装置 S は、四方弁（図示せず）と、液配管 3 に室外機側膨張装置（図示せず）と、を備え、四方弁（図示せず）により流路が切り替えられており、熱源側熱交換器 2 が蒸発器として作用し、利用側熱交換器 22 が凝縮器として作用する。

20

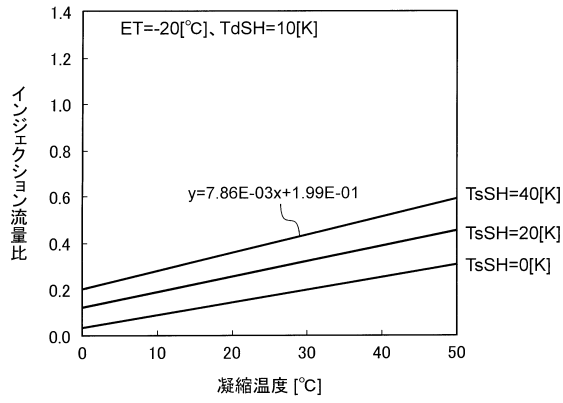
【符号の説明】

【0065】

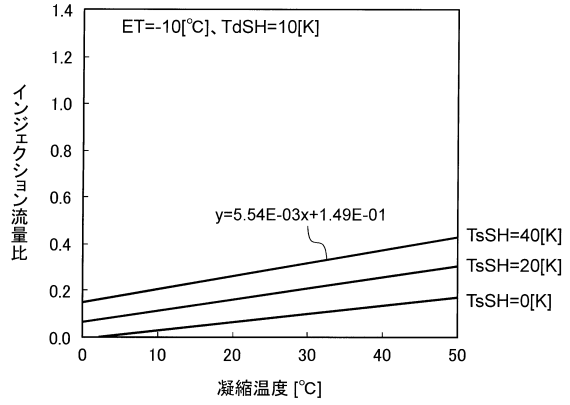
S	冷凍サイクル装置	
10	室外機ユニット	
1	液インジェクション圧縮機（圧縮機）	
2	熱源側熱交換器（凝縮器）	30
3	液配管	
4	阻止弁	
5	液側接続配管	
6	ガス側接続配管	
7	阻止弁	
8	ガス配管	
9	アキュムレータ	
20	利用側ユニット	
21	膨張装置	
22	利用側熱交換器（蒸発器）	40
30	インジェクション流量調整装置（流量調整装置）	
31	インジェクション配管（バイパス経路）	
32	過冷却熱交換器	
40	液バイパス流量調整装置	
41	液バイパス配管	
50	制御装置	
Tc	凝縮温度	
ET	蒸発温度	
Ts	吸入側冷媒温度	
Td	吐出側冷媒温度	50



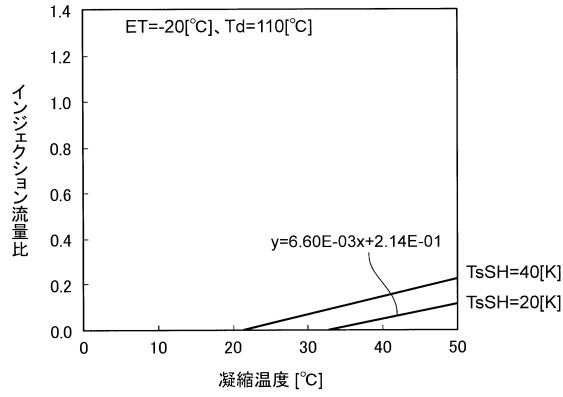
【図4】



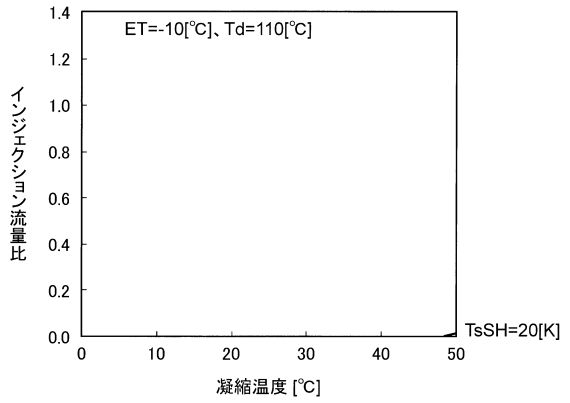
【図6】



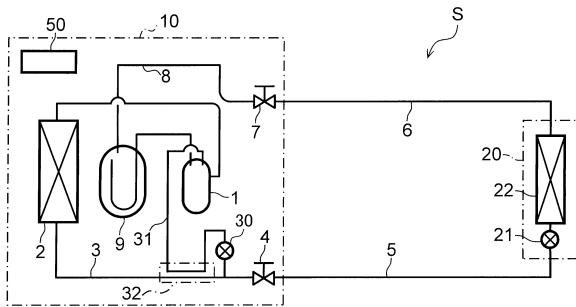
【図5】



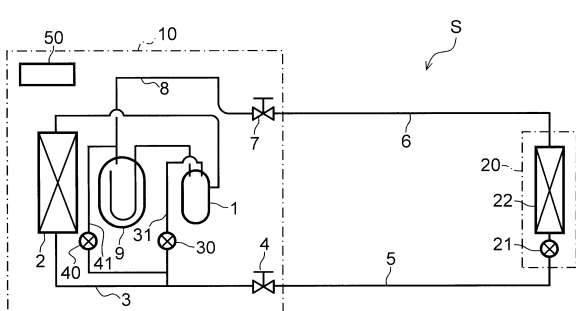
【図7】



【図8】



【図9】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 宇野 正記  
東京都港区海岸一丁目16番1号 日立アプライアンス株式会社内
- (72)発明者 植田 英之  
東京都港区海岸一丁目16番1号 日立アプライアンス株式会社内

審査官 石黒 雄一

- (56)参考文献 特開2002-106917(JP,A)  
特開平04-048160(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F25B 1/00 - 7/00