

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2014-105890
(P2014-105890A)

(43) 公開日 平成26年6月9日(2014.6.9)

(51) Int. Cl. F I テーマコード (参考)
F 2 5 B 1/00 (2006.01) F 2 5 B 1/00 3 2 1 A
 F 2 5 B 1/00 1 0 1 E

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2012-257049 (P2012-257049)
 (22) 出願日 平成24年11月26日 (2012.11.26)

(71) 出願人 000005821
 パナソニック株式会社
 大阪府門真市大字門真1006番地
 (74) 代理人 100109667
 弁理士 内藤 浩樹
 (74) 代理人 100109151
 弁理士 永野 大介
 (74) 代理人 100120156
 弁理士 藤井 兼太郎
 (72) 発明者 青山 繁男
 大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
 ソニック株式会社内
 (72) 発明者 諫山 安彦
 大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
 ソニック株式会社内

最終頁に続く

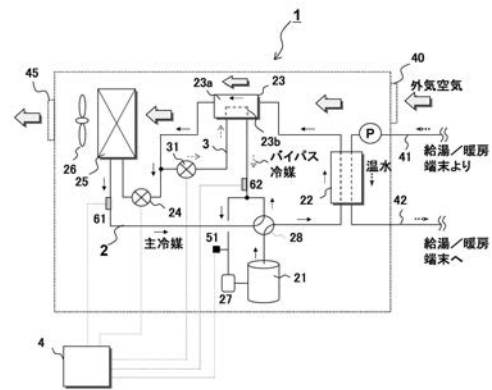
(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置及びそれを備えた温水生成装置

(57) 【要約】

【課題】冷媒の過冷却度を十分に確保した、エネルギー効率に優れた冷凍サイクル装置を提供すること。

【解決手段】圧縮機 21、放熱器 22、膨張装置 24、蒸発器 25 が順に冷媒配管によって環状に接続された冷媒回路 2 と、放熱器 22 と膨張装置 24 との間に配設され、放熱器 22 から流出する高圧冷媒を冷媒回路 2 の一部を流動する低圧冷媒にて冷却する冷媒対冷媒熱交換器 23 と、制御装置 4 と、を備え、冷媒対冷媒熱交換器 23 は、高圧冷媒が流れる外管 23a と、外管 23a の内部に配設され、低圧冷媒が流れる内管 23b と、を有し、冷媒対冷媒熱交換器 23 には、蒸発器 25 を流れる空気の少なくとも一部が誘引されるので、空気によって高圧冷媒を冷却し、冷媒の過冷却度を増大させるとともに、蒸発器 25 に流入する空気の温度を上昇させて蒸発器 25 での熱交換量を増大させるので、エネルギー効率を向上させることができる。

【選択図】 図 1



- | | |
|--------------|-------------------------------|
| 1 冷凍サイクル装置 | 24 主膨張弁(膨張装置) |
| 2 冷媒回路 | 25 蒸発器 |
| 3 バイパス回路 | 31 バイパス膨張弁(バイパス膨張装置) |
| 4 制御装置 | 40 空気吸気口 |
| 21 圧縮機 | 45 空気排出口 |
| 22 凝縮器(放熱器) | 51 吸入圧力センサ(第1過熱度検出部、第2過熱度検出部) |
| 23 冷媒対冷媒熱交換器 | 61 蒸発器出口温度センサ(第2過熱度検出部) |
| 23a 外管 | 62 バイパス回路出口温度センサ(第1過熱度検出部) |
| 23b 内管 | |

【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

冷媒を圧縮する圧縮機、前記圧縮機にて圧縮された冷媒と熱媒体との間で熱交換を行う放熱器、冷媒を減圧する膨張装置、冷媒と空気との間で熱交換を行う蒸発器が順に冷媒配管によって環状に接続された冷媒回路と、

前記冷媒回路の、前記放熱器と前記膨張装置との間に配設され、前記放熱器から流出する高圧冷媒を前記冷媒回路の一部を流動する低圧冷媒にて冷却する冷媒対冷媒熱交換器と、制御装置と、を備え、

前記冷媒対冷媒熱交換器は、前記高圧冷媒が流れる外管と、前記外管の内部に配設され、前記低圧冷媒が流れる内管と、を有し、かつ、前記冷媒対冷媒熱交換器には、前記蒸発器を流れる空気の少なくとも一部が誘引されることを特徴とする冷凍サイクル装置。

10

【請求項 2】

前記外管の外表面に、空気との接触面積を増大させる伝熱促進部を有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】

前記放熱器と前記膨張装置との間の前記冷媒回路から分岐し、バイパス膨張装置と前記冷媒対冷媒熱交換器とを介して、前記圧縮機の圧縮室、または、前記蒸発器と前記圧縮機との間の前記冷媒回路に接続するバイパス回路を備え、

前記冷媒対冷媒熱交換器は、前記放熱器から流出して前記外管を流動する高圧冷媒を、前記バイパス膨張装置から流出して前記内管を流動する低圧冷媒にて冷却することを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の冷凍サイクル装置。

20

【請求項 4】

前記バイパス回路の出口側の冷媒過熱度を検出する第 1 過熱度検出部を備え、

前記制御装置は、前記第 1 過熱度検出部の検出値が所定値となるように、前記バイパス膨張装置を制御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】

前記蒸発器の出口側の冷媒過熱度を検出する第 2 過熱度検出部を備え、

前記制御装置は、前記第 2 過熱度検出部の検出値が所定値となるように、前記膨張装置を制御することを特徴とする請求項 3 または 4 のいずれか 1 項に記載の冷凍サイクル装置。

30

【請求項 6】

前記冷媒対冷媒熱交換器は、前記放熱器から流出して前記外管を流動する高圧冷媒を、前記蒸発器から流出して前記内管を流動する低圧冷媒にて冷却することを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 7】

請求項 1 ~ 6 のいずれか 1 項に記載の冷凍サイクル装置を備え、前記熱媒体を水、または不凍液とし、前記放熱器にて加温された前記熱媒体を給湯及び暖房の少なくとも一方に利用することを特徴とする温水生成装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

40

本発明は、冷媒の過冷却を行う冷凍サイクル装置及び、その冷凍サイクルを備えた温水生成装置に関するものである。

【背景技術】**【0002】**

従来、この種の冷凍サイクル装置には、冷媒が循環する冷媒回路の凝縮器の下流側に過冷却熱交換器を設け、この過冷却熱交換器を、凝縮器から流出した冷媒と、膨張させた冷媒とを熱交換させる冷媒対冷媒熱交換器とすることで、凝縮器から流出した冷媒を過冷却するものがあり、冷凍装置や空気調和装置などに適用されている（例えば、特許文献 1 参照）。

【0003】

50

また、過冷却熱交換器としては、内管を流れる冷媒と、外管を流れる冷媒との間で熱交換を行う二重管式の熱交換器が用いられる（例えば、特許文献 2 参照）。

【 0 0 0 4 】

図 7 は、特許文献 1 に記載された従来の空気調和装置の概略構成の冷媒回路を示すものであり、空気調和装置 1 0 0 は、室外ユニット 2 0 0、および、室内ユニット 3 0 0 とからなり、冷媒回路には冷媒を循環させる冷媒回路 1 1 0 と、バイパス回路 1 2 0 とを備えている。

【 0 0 0 5 】

室外ユニット 2 0 0 は、圧縮機 1 1 1、四方弁 1 1 2、冷媒対冷媒熱交換器 1 1 4、主膨張弁 1 1 5、室外熱交換器 1 1 6、室外ファン 1 1 7、および、バイパス回路 1 2 0 より構成されている。

10

【 0 0 0 6 】

室内ユニット 3 0 0 は室内熱交換器 1 1 3、および室内ファン 1 1 8 より構成されている。

【 0 0 0 7 】

冷媒回路 1 1 0 は、圧縮機 1 1 1、四方弁 1 1 2、室内熱交換器 1 1 3、過冷却熱交換器 1 1 4、主膨張弁 1 1 5、室外熱交換器 1 1 6、四方弁 1 1 2、および気液分離器 1 1 9 が冷媒配管により環状に接続されて構成されている。

【 0 0 0 8 】

バイパス回路 1 2 0 は、過冷却熱交換器 1 1 4 と主膨張弁 1 1 5 の間で冷媒回路 1 1 0 から分岐し、過冷却熱交換器 1 1 4 を経由して蒸発器 1 1 6 と圧縮機 1 1 2 の間で冷媒回路 1 1 0 につながっている。また、バイパス回路 1 2 0 には、過冷却熱交換器 1 1 3 よりも上流側にバイパス膨張弁 1 2 1 が設けられている。

20

【 0 0 0 9 】

この冷凍サイクル装置における作用について、図 7 に示す冷媒回路図、および図 8 に示す過冷却熱交換器 1 1 4 の概略図を用いて暖房運転を例に説明する。

【 0 0 1 0 】

暖房運転では、四方弁 1 1 2 の流路は、図 7 の実線の方に冷媒が流れるように設定される。圧縮機 1 1 1 から吐出された高温高圧のガス冷媒は、四方弁 1 1 2 を経て凝縮器となる室内熱交換器 1 1 3 に流入し、冷媒は、室内ファン 1 1 8 にて吸引される室内ユニット 1 1 3 の周囲の空気と熱交換して凝縮液化した後、室外ユニット 2 0 0 に流入し、過冷却熱交換器 1 1 4 の入口側で、冷媒は冷媒回路 1 1 0 を流れる主冷媒と、バイパス回路 1 2 0 を流れるバイパス冷媒とに分岐される。

30

【 0 0 1 1 】

図 8 は、特許文献 2 に記載された過冷却熱交換器 1 1 4 の概略構成図であり、過冷却熱交換器 1 1 4 は、外管 1 1 4 a と内管 1 1 4 b とを有する二重管式の熱交換器で構成されている。この二重管式熱交換器においては、内管 1 1 4 b の内部をバイパス冷媒が流動し、外管 1 1 4 a の内部を流れる主冷媒と内管 1 1 4 b を流れるバイパス冷媒とが対向するように流動する。

【 0 0 1 2 】

図 8 に示す過冷却熱交換器 1 1 4 によって、バイパス回路 1 2 0 の側に分岐して流れ、バイパス膨張弁 1 2 1 にて減圧されて低温低圧となったバイパス冷媒と、冷媒回路 1 1 0 を流れる主冷媒とが熱交換し、主冷媒が過冷却された後、主膨張弁 1 1 5 によって減圧される。

40

【 0 0 1 3 】

そして、主冷媒は、蒸発器である室外熱交換器 1 1 6 に流入し、室外ファン 1 1 7 にて吸引される室外ユニット 2 0 0 の周囲の空気から吸熱して蒸発気化した後、四方弁 1 1 2、および、気液分離を行う気液分離器 1 1 9 を介して圧縮機 1 1 1 に吸入される。

【 0 0 1 4 】

一方、バイパス冷媒は、バイパス膨張弁 1 2 1 を通過して減圧された後、過冷却熱交換

50

器 1 1 4 において主冷媒を冷却することにより蒸発気化される。この後、バイパス冷媒は四方弁 1 1 2 と気液分離器 1 1 9 アキュムレータとの間にて主冷媒と合流する。

【 0 0 1 5 】

その結果、過冷却熱交換器 1 1 4 にて主冷媒が過冷却されることにより、過冷却を行わない場合と比較して、液成分の多い主冷媒が蒸発器（室外熱交換器 1 1 6）に流入して蒸発するので、蒸発器におけるエンタルピー差が増大する。これにより、蒸発器における吸熱量の増大を図っている。

【 0 0 1 6 】

また、蒸発器 1 1 6 にて蒸発に寄与しない気相の冷媒をバイパス冷媒として分岐させ、蒸発器 1 1 6 をバイパスさせることによって、蒸発器 1 1 6 から気液分離器 1 1 9 の冷媒回路 1 1 0 にて生じる圧力損失を減少させることができるため、圧縮機 1 1 1 の吸入圧力を上昇、すなわち冷媒密度を上昇させて、システムとしての冷凍能力の向上を図っている。

10

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 1 7 】

【 特許文献 1 】 特許第 4 0 3 6 2 8 8 号公報

【 特許文献 2 】 特開平 1 0 - 5 4 6 1 6 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

20

【 0 0 1 8 】

しかしながら、前記従来構成では、冷媒対冷媒熱交換器である過冷却熱交換器 1 1 4 において外管 1 1 4 b を流れる主冷媒の過冷却を行う冷却源が、内管 1 1 4 a の内部を流れるバイパス冷媒（低圧冷媒）のみに限られており、主冷媒の過冷却度を十分に確保することができないという課題を有していた。

【 0 0 1 9 】

本発明は、前記従来課題を解決するもので、冷媒の過冷却度を十分に確保するとともに、冷媒対冷媒熱交換器における高圧冷媒の熱エネルギーを有効利用することで、エネルギー効率の向上した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 】

30

【 0 0 2 0 】

前記課題を解決するために、本発明は、冷媒を圧縮する圧縮機、前記圧縮機にて圧縮された冷媒と熱媒体との間で熱交換を行う放熱器、冷媒を減圧する膨張装置、冷媒と空気との間で熱交換を行う蒸発器が順に冷媒配管によって環状に接続された冷媒回路と、前記冷媒回路の、前記放熱器と前記膨張装置との間に配設され、前記放熱器から流出する高圧冷媒を前記冷媒回路の一部を流動する低圧冷媒にて冷却する冷媒対冷媒熱交換器と、制御装置と、を備え、前記冷媒対冷媒熱交換器は、前記高圧冷媒が流れる外管と、前記外管の内部に配設され、前記低圧冷媒が流れる内管と、を有し、かつ、前記冷媒対冷媒熱交換器には、前記蒸発器を流れる空気の少なくとも一部が誘引されることを特徴とする冷凍サイクル装置である。

40

【 0 0 2 1 】

これにより、熱媒体の加熱運転において、蒸発器に誘引される空気により冷媒対冷媒熱交換器の外管を流れる高圧冷媒が冷却されて、冷媒の過冷却度が増大し、また、高圧冷媒から吸熱した空気が蒸発器へと誘引されるので、蒸発器を流れる冷媒と空気との温度差が増大して、蒸発器での熱交換量が増大する。

【 発明の効果 】

【 0 0 2 2 】

本発明によれば、冷媒の過冷却度が増大することによる凝縮圧力の低減、および、蒸発器の熱交換量が増大することによる蒸発圧力の上昇を図ることができ、その結果、圧縮機の圧縮比低減を図ることができるので、エネルギー効率の向上した冷凍サイクル装置を提

50

供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0023】

【図1】本発明の実施の形態1における冷凍サイクル装置の概略構成図

【図2】(a)同冷凍サイクル装置の冷媒対冷媒熱交換器の概略構成図 (b)同冷凍サイクル装置の冷媒対冷媒熱交換器の断面図

【図3】同冷凍サイクル装置の冷凍サイクルの変化を説明するP-h線図(モリエル線図)

【図4】同冷凍サイクル装置のバイパス冷媒の流量制御のフローチャート

【図5】同冷凍サイクル装置の主冷媒の流量制御のフローチャート

10

【図6】本発明の実施の形態2における冷凍サイクル装置の概略構成図

【図7】従来の空気調和装置の概略構成図

【図8】従来の冷媒対冷媒熱交換器の概略構成図

【発明を実施するための形態】

【0024】

第1の発明は、冷媒を圧縮する圧縮機、前記圧縮機にて圧縮された冷媒と熱媒体との間で熱交換を行う放熱器、冷媒を減圧する膨張装置、冷媒と空気との間で熱交換を行う蒸発器が順に冷媒配管によって環状に接続された冷媒回路と、前記冷媒回路の、前記放熱器と前記膨張装置との間に配設され、前記放熱器から流出する高圧冷媒を前記冷媒回路の一部を流動する低圧冷媒にて冷却する冷媒対冷媒熱交換器と、制御装置と、を備え、前記冷媒対冷媒熱交換器は、前記高圧冷媒が流れる外管と、前記外管の内部に配設され、前記低圧冷媒が流れる内管と、を有し、かつ、前記冷媒対冷媒熱交換器には、前記蒸発器を流れる空気の少なくとも一部が誘引されることを特徴とする冷凍サイクル装置である。

20

【0025】

これにより、熱媒体の加熱運転において、蒸発器に誘引される空気(低温外気)は冷媒対冷媒熱交換器である二重管式熱交換器の外管の外表面を通過することにより、外管を流動する高温高圧冷媒を冷却して、冷媒の過冷却度を増大させる。

【0026】

一方、空気は、冷媒対冷媒熱交換器の外管を介して高温高圧冷媒から吸熱する結果、温度が上昇して蒸発器に誘引されるため、蒸発器内部を流動する低温冷媒と空気との温度差が増大し、蒸発器における熱交換量が増大する。

30

【0027】

その結果、冷媒対冷媒熱交換器での冷媒過冷却度増大による凝縮圧力の低減、および蒸発器の熱交換量増大による蒸発圧力の上昇が図ることができるため、圧縮機の圧縮比が低減することにより、圧縮機動力が低減し、省エネルギー化の実現が可能になる。

【0028】

第2の発明は、特に、第1の発明において、前記外管の外表面に、空気との接触面積を増大させる伝熱促進部を有することを特徴とするものである。

【0029】

これにより、二重管式の冷媒対冷媒熱交換器において、内部を高温高圧の冷媒が流動する外管の表面積が増加することにより、外管から空気への放熱量が増大する。

40

【0030】

その結果、冷媒対冷媒熱交換器にて冷媒が過冷却される度合いが増加し、蒸発器に流入する冷媒の液成分が増大して、蒸発器における冷凍効果をさらに増大させることができる。

【0031】

第3の発明は、特に、第1または第2の発明において、前記放熱器と前記膨張装置との間の前記冷媒回路から分岐し、バイパス膨張装置と前記冷媒対冷媒熱交換器とを介して、前記圧縮機の圧縮室、または、前記蒸発器と前記圧縮機との間の前記冷媒回路に接続するバイパス回路を備え、前記冷媒対冷媒熱交換器は、前記放熱器から流出して前記外管を流

50

動する高圧冷媒を、前記バイパス膨張装置から流出して前記内管を流動する低圧冷媒にて冷却することを特徴とするものである。

【0032】

これにより、バイパス膨張装置によって減圧された低圧冷媒によって、放熱器から流出する高圧冷媒を冷却して、冷媒の過冷却度を増大させ、凝縮圧力を低減することができるとともに、圧力損失の大きい気相の冷媒がバイパス回路に流入して、蒸発器における冷媒圧力損失が低減するので、省エネルギー化の実現が可能になる。

【0033】

第4の発明は、特に、第3の発明において、前記バイパス回路の出口側の冷媒過熱度を検出する第1過熱度検出部を備え、前記制御装置は、前記第1過熱度検出部の検出値が所定値となるように、前記バイパス膨張装置を制御するものである。

10

【0034】

これにより、冷媒回路からバイパス回路に分岐するバイパス冷媒の流量の過不足の度合いをバイパス回路出口の冷媒過熱度SHで判定できる。すなわち、バイパス流量が不足している場合は冷媒対冷媒熱交換器の保有している能力が相対的に大きいため、バイパス回路出口の冷媒過熱度SHが過大となり、一方、バイパス流量が過剰の場合は冷媒対冷媒熱交換器の保有している能力が相対的に小さくなるため、冷媒過熱度SHは確保できないことになる。

【0035】

よって、制御装置にて、バイパス回路の出口側における冷媒過熱度が0~1K程度となるようにバイパス膨張装置を制御することにより、冷媒対冷媒熱交換器の能力を過不足なく最大限に引き出すことができる。

20

【0036】

第5の発明は、特に、第3または4の発明において、前記蒸発器の出口側の冷媒過熱度を検出する第2過熱度検出部を備え、前記制御装置は、前記第2過熱度検出部の検出値が所定値となるように、前記膨張装置を制御することを特徴とするものである。

【0037】

これにより、冷媒回路を流れる冷媒流量の過不足の度合いを蒸発器の出口過熱度SHeで判定できる。すなわち、蒸発器の保有能力に対して、冷媒流量が不足している場合は、蒸発器の保有能力が相対的に大きくなるため、蒸発器にて冷媒が過度に蒸発してしまうため、蒸発器出口での過熱度が増大する。

30

【0038】

一方、冷媒流量が過剰の場合は、放熱器の保有能力が相対的に小さくなるため、蒸発器にて冷媒が十分に蒸発できず、湿り冷媒の状態で蒸発器から流出するため、過熱度を十分に確保できない。

【0039】

よって、制御装置にて、蒸発器の出口過熱度が0K~所定値の範囲になるように膨張装置の開度を制御することにより、蒸発器の能力を最大限に発揮することができる。

【0040】

第6の発明は、特に第1または2の発明において、前記冷媒対冷媒熱交換器は、前記放熱器から流出して前記外管を流動する高圧冷媒を、前記蒸発器から流出して前記内管を流動する低圧冷媒にて冷却することを特徴とするものである。

40

【0041】

これにより、凝縮器から流出した高温高圧の液冷媒と、蒸発器から流出した低温低圧の二相冷媒が熱交換して、液冷媒は過冷却され、冷媒の過冷却度が増大し、一方、二相冷媒は加熱され、冷媒の過熱度が増大する。

【0042】

その結果、バイパス回路がない簡易な構成で、冷媒対冷媒熱交換器で冷媒を冷却して、凝縮圧力の低減が図ることができるため、圧縮機の圧縮比を低減させて、圧縮機動力を低減させ、省エネルギー化を低コストで実現することができる。

50

【0043】

第7の発明は、特に、第1～6のいずれかの発明の冷凍サイクル装置を備えた温水生成装置において、前記熱媒体を水、または不凍液とし、前記放熱器にて加温された前記熱媒体を給湯及び暖房の少なくとも一方に利用することを特徴とするものである。

【0044】

これにより、放熱器が冷媒対空気用の熱交換器の場合だけでなく、冷媒対水用の熱交換器や冷媒対不凍液用の熱交換器にも適用可能となり、限定する必要がなくなる。

【0045】

その結果、放熱器により加温された熱媒体（空気・水・不凍液など）を、対流式、輻射式、熱伝導式などの暖房機器や、給湯機器などに幅広く利用することができる。

10

【0046】

以下、本発明の実施の形態について、図面を参照しながら説明する。なお、この実施の形態によって本発明が限定されるものではない。

【0047】

（実施の形態1）

図1に、本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置1を示す。この冷凍サイクル装置1は、冷媒を循環させる冷媒回路2と、高温高圧冷媒によって加熱生成した温水を循環させる熱媒体流路と、制御装置4とを備えた、温水生成装置として構成されている。冷媒としては、例えば、R407C等の非共沸混合冷媒、R410A等の擬似共沸混合冷媒、またはR32やR290等の単一冷媒等を用いることができる。

20

【0048】

本実施形態において、冷凍サイクル装置1は、主冷媒が流動する冷媒回路2、およびバイパス冷媒が流動するバイパス回路3と、を備え、冷媒回路2は、圧縮機21、凝縮器（放熱器）22、冷媒対冷媒熱交換器23、主膨張弁（主膨張装置）24および蒸発器25が冷媒配管により順に環状に接続されて構成されている。

【0049】

凝縮器22は、冷媒対水熱交換器であり、冷媒が流動する冷媒流路、および水等の熱媒体が流動する熱媒体流路と、を備える。

【0050】

蒸発器25は、フィンチューブ熱交換器であり、空気吸気口40を介して外気から冷凍サイクル装置1に吸引された空気と冷媒とが熱交換するための送風機26が備えられている。また、冷媒対冷媒熱交換器23は、空気吸気口40と蒸発器25との間の空気流路上で、かつ、空気流路において、蒸発器25よりも上流に設置されている。空気吸気口40から冷凍サイクル装置1に吸引された空気は、空気排出口45から排出される。

30

【0051】

また、冷媒回路2には、冷却/加熱運転を切り替えるために、冷媒の流動方向を切り替える四方弁28が設けられている。さらに、冷媒回路2には、圧縮機21の吸入側冷媒圧力 P_s を検出する吸入圧力センサ51（第1過熱度検出部、第2過熱度検出部）、蒸発器25の出口側冷媒温度 T_{e0} を検出する温度センサ61（第2過熱度検出部）が設けられ、バイパス回路3には、バイパス回路3の出口側での冷媒過熱度 SH_{by} を検出するために、バイパス回路3の出口側の冷媒温度を検出するバイパス回路出口温度センサ62（第1過熱度検出部）が設けられている。

40

【0052】

一方、バイパス回路3は、冷媒対冷媒熱交換器23と蒸発器25との間で冷媒回路2から分岐し、バイパス膨張弁（バイパス膨張装置）31、冷媒対冷媒熱交換器23を經由して、四方弁28と圧縮機21の吸入側に設置された気液分離器27との間で、冷媒回路2に接続されている。

【0053】

制御装置4は、各種のセンサ51、61、および、62で検出される検出値に基づいて、主膨張弁24、およびバイパス膨張弁31の開度を制御する。

50

【 0 0 5 4 】

また、凝縮器 2 2 の熱媒体流路には供給管 4 1 と回収管 4 2 が接続されており、供給管 4 1 を通じて凝縮器 2 2 に水が供給され、凝縮器 2 2 で冷媒と熱交換し、加熱された水（温水）が回収管 4 2 を通じて回収されるようになっている。

【 0 0 5 5 】

図 2 に、本実施の形態における冷媒対冷媒熱交換器 2 3 の概略図、および断面図を示す。冷媒対冷媒熱交換器 2 3 は、二重管式熱交換器であり、円形状に形成された、外管 2 3 a および内管 2 3 b を備える。内管 2 3 b の内部には、バイパス膨張弁 3 1 により低温低圧の二相冷媒となったバイパス冷媒が流入し、外管 2 3 a と内管 2 3 b との間の環状部には凝縮器 2 2 から流出した高温高圧の液冷媒となった主冷媒が流入し、主冷媒とバイパス冷媒とは相互に対向して流れ、熱交換を行う。

10

【 0 0 5 6 】

また、冷媒対冷媒熱交換器 2 3 の外管 2 3 a の外表面には、空気との熱交換促進を図るための伝熱促進部 3 0 として、管軸に対して同心円状に、円形型の熱交換フィンが設置されている。ここで、伝熱促進部 3 0 は、外管 2 3 a の表面積を増大させる構成であれば特に限定されず、例えば、外管 2 3 a の一部を凹ませて構成したディンプルなどであってもよい。

【 0 0 5 7 】

以上のように構成された冷凍サイクル装置の動作、作用について、以下に説明する。図 3 は、冷媒回路の冷媒圧力 P と冷媒エンタルピー h の関係を示す $P-h$ 線図（モリエル線図）である。

20

【 0 0 5 8 】

給湯、または、暖房のための熱媒体の加熱運転では、圧縮機 2 1 に吸入された、飽和状態または過熱状態の冷媒は、圧縮機 2 1 により高温高圧ガスに圧縮され、そのガス冷媒が四方弁 2 8 を介して凝縮器 2 2 に送られ、凝縮器 2 2 にて高温冷媒と水（熱媒体）が熱交換することにより温水が生成され、給湯または暖房に利用される。図 1 には、加熱運転時の冷媒、および温水（熱媒体）の流れ方向を矢印で示している。

【 0 0 5 9 】

回収管 4 2 により回収された温水は、例えばラジエータ等の熱交換ユニット（図示せず）、または貯湯タンク（図示せず）に送られ、これにより給湯、または暖房に利用される。

30

【 0 0 6 0 】

すなわち、加熱運転では、圧縮機 2 1 から吐出された高温高圧のガス冷媒は、凝縮器 2 2 に流入し、供給管 4 1 を通じて凝縮器 2 2 に供給された水と熱交換して水を加熱し、冷媒は水に放熱して液化凝縮し、飽和液状態または過冷却液状態となる。凝縮器 2 2 から流出した高温高圧の液冷媒（主冷媒）は、冷媒対冷媒熱交換器の外管 2 3 a の内部（環状部）に流入し、バイパス回路 3 のバイパス膨張弁 3 1 によって減圧され低温低圧となり、内管 2 3 b に流入するバイパス冷媒により冷却される。

【 0 0 6 1 】

さらに、冷媒対冷媒熱交換器の外管 2 3 a は、空気吸気口 4 0 から蒸発器 2 5 に流れる、低温の外気空気が通過する空気流路上に配設されているため、冷媒対冷媒熱交換器の外管 2 3 a の外表面側に設けられた伝熱促進部（熱交換フィン）3 0 を介して、外気空気と外管 2 3 a の内部（環状部）を流れる冷媒が熱交換し、外管 2 3 a の内部（環状部）を流れる冷媒は、さらに冷却される。

40

【 0 0 6 2 】

その結果、冷媒対冷媒熱交換器 2 3 を通過後の冷媒エンタルピーは、図 3 に示すように、従来例の場合に対して、図 3 中の c 点（エンタルピー h_{sc1} ）から C 点（エンタルピー h_{sc2} ）にまで低減する。

【 0 0 6 3 】

一方、外管 2 3 a の外表面側を通過した空気は、冷媒対冷媒熱交換器の外管 2 3 a より

50

加熱されて低温状態より温度上昇して蒸発器 25 に誘引されるため、蒸発器 25 の内部を流動する低温冷媒と空気との温度差が増大する。その結果、蒸発器 25 における冷媒側の蒸発圧力 P_e は、従来に対して上昇する。

【0064】

次に、主冷媒は、冷媒対冷媒熱交換器 23 を通過後、冷媒対冷媒熱交換器 23 の出口側にて冷媒回路 2 とバイパス回路 3 とに分岐される。

【0065】

主膨張弁 24 側に流れた高圧冷媒は、主膨張弁 24 によって減圧されて膨張した後に、蒸発器 25 に流入するが、蒸発器 25 に流入する冷媒エンタルピーは、従来と比較して、図 3 中の d 点 (エンタルピー h_{sc1}) から D 点 (エンタルピー h_{sc2}) にまで低減され、蒸発器 25 に流入する冷媒乾き度が小さくなる。すなわち、蒸発器 25 において液相から気相に相変化して蒸発潜熱が生じる液冷媒の比率が増大することになる。

10

【0066】

ここで、蒸発器 25 (フィンチューブ熱交換器) に流入した低圧の二相冷媒は、一般に分流器により複数の冷媒流路 (冷媒パス) に分岐されるが、その際、流入する冷媒乾き度が高い、つまり、冷媒の気相成分が多いほど、各冷媒パスへの分流流量のばらつきが増大して分配特性が悪化し、一方、流入する冷媒乾き度が低い、つまり、冷媒の液相成分が多いほど、各冷媒パスへの分流流量のばらつきが減少して分配特性が良化する。

【0067】

したがって、本実施の形態では、蒸発器 25 に流入する冷媒乾き度が、従来と比較して低くなるため、複数の冷媒パスにおいて、一部の冷媒パスの冷媒流量が過多になるような現象を抑制でき、蒸発器 25 での分流性能が改善され、蒸発器 25 全体における冷媒の圧力損失が低下する。この蒸発器 25 では空気側 (低温の外気) から吸熱して、冷媒自身は加熱されて蒸発し、飽和ガスまたは過熱ガス状態となる。

20

【0068】

一方、バイパス回路 3 に分岐して流れる高圧冷媒は、バイパス膨張弁 31 にて減圧されて低温低圧の冷媒となり、冷媒対冷媒熱交換器の外管 23a の内部を流動する飽和液状態または過冷却液状態の冷媒を冷却し、低圧冷媒自身は加熱されて飽和ガスまたは過熱ガス状態となる。

【0069】

バイパス回路 3 を流出した低圧冷媒は、蒸発器 25 で空気と熱交換した低圧冷媒と合流し、気液分離器 27 を介して圧縮機 21 に吸入される。

30

【0070】

ここで、前述のように、蒸発器 25 に流入する空気は、外管 23a を流れる高圧冷媒から吸熱して温度が上昇し、これによって、蒸発器 25 における蒸発圧力が上昇する。また、前述のように蒸発器 25 における冷媒圧力損失が低下するため、凝縮圧力を一定にして比較すると、図 3 に示すように、圧縮機 21 に吸入される冷媒吸入圧力は、従来 of P_{s1} と比較して、 P_{s2} に上昇させることが可能になる。

【0071】

圧縮機 21 の吸入圧力が高いほど、冷媒密度が上昇し、圧縮機の運転周波数が同一の場合、冷凍サイクルを流動する主冷媒の質量流量は G_{r1} から G_{r2} に増大するので、凝縮器 22 における加熱能力の増大が可能となる。

40

【0072】

次に、バイパス膨張弁 31 によるバイパス流量制御について、図 4 に示すフローチャートを参照して以下に詳細に説明する。

【0073】

制御装置 4 は、バイパス膨張弁 31 の開度制御によりバイパス回路 3 を流れるバイパス流量の制御を行う。まず、ステップ S11 にて圧縮機 21 の吸入圧力 P_s 、およびバイパス回路 3 の出口側の冷媒温度 T_{byo} の検出を行う。

【0074】

50

次に、ステップ S 1 2 にて前記吸入圧力 P_s 基準での冷媒飽和温度 T_{sat} を算出し、バイパス回路 3 の出口側冷媒温度 T_{byo} との差異より、バイパス回路 3 の出口側冷媒過熱度 SH_{by} を算出する。

【0075】

そして、ステップ S 1 3 にて、バイパス回路 3 の出口側冷媒過熱度 SH_{by} と、目標過熱度の上限値 SH_o との大小関係を比較し、 $SH_{by} < SH_o$ ならば、ステップ S 1 4 にて、バイパス膨張弁 3 1 の開度 PLS_1 を第 1 所定開度 dP_1 だけ開く動作を行った後、ステップ S 1 7 へ移行する。この場合の目標過熱度の上限値 SH_o は、小さいほど性能的には好ましいが、制御安定性を考慮すると、1 ~ 3 K 程度に設定することが好ましい。

【0076】

一方、 $SH_{by} < SH_o$ ならば、ステップ S 1 5 にて、バイパス回路 3 の出口側冷媒過熱度 SH_{by} と、目標過熱度の下限値 0 (ゼロ) との大小関係を比較し、 $SH_{by} < 0$ ($SH_{by} < 0$) ならば、ステップ S 1 6 にてバイパス膨張弁 3 1 の開度 PLS_1 を第 1 所定開度 dP_1 だけ閉じる動作を行った後、ステップ S 1 7 へ移行する。

【0077】

$SH_{by} > 0$ ならば、バイパス回路 3 の出口側冷媒過熱度 SH_{by} は、目標過熱度の下限値 0 (ゼロ) と上限値 SH_o との間にあることになり、適正範囲内に制御できていると判断し、何の動作もせずに、ステップ S 1 7 へ移行して、所定の制御インターバルの確保 (待機) を行った後、ステップ S 1 1 へ戻り、ステップ S 1 1 ~ ステップ S 1 7 の動作を繰り返す。

【0078】

次に、本発明に関連する主膨張弁 2 4 による冷媒流量制御について、図 5 に示すフローチャートを参照して以下に詳細に説明する。

【0079】

制御装置 4 は、主膨張弁 2 4 の開度制御により蒸発器 2 5 を流れる主冷媒流量の制御を行う。

【0080】

まず、ステップ S 2 1 にて圧縮機 2 1 の吸入圧力 P_s 、および蒸発器 2 5 の出口側の冷媒温度 T_{eo} の検出を行う。

【0081】

次に、ステップ S 2 2 にて前記吸入圧力 P_s を基に冷媒飽和温度 T_{sat} を算出し、蒸発器 2 5 の出口側冷媒温度 T_{eo} との差異より、蒸発器 2 5 の出口側冷媒過熱度 SH_e を算出する。

【0082】

そして、ステップ S 2 3 にて、蒸発器 2 5 の出口側冷媒過熱度 SH_e と、目標過熱度の上限値 SH_{oe} と大小関係を比較し、 $SH_e < SH_{oe}$ ならば、ステップ S 2 4 にて主膨張弁 2 4 の開度 PLS_2 を第 2 所定開度 dP_2 だけ開く動作を行った後、ステップ S 2 7 へ移行する。この場合の目標過熱度の上限値 SH_{oe} も小さいほど性能的には好ましいが、制御安定性を考慮すると、1 ~ 3 K 程度に設定することが好ましい。

【0083】

一方、 $SH_e < SH_{oe}$ ならば、ステップ S 2 5 にて、蒸発器 2 5 の出口側冷媒過熱度 SH_e と、目標過熱度の下限値 0 (ゼロ) と大小関係を比較し、 $SH_e < 0$ ($SH_{by} < 0$) ならば、ステップ S 2 6 にて主膨張弁 2 4 の開度 PLS_2 を第 2 所定開度 dP_2 だけ閉じる動作を行った後、ステップ S 2 7 へ移行する。

【0084】

$SH_e > 0$ ならば、蒸発器 2 5 の出口側冷媒過熱度 SH_e は、目標過熱度の下限値 0 (ゼロ) と上限値 SH_{oe} との間にあることになり、適正範囲内に制御できていると判断し、何の動作もせずに、ステップ S 2 7 へ移行して、所定の制御インターバルの確保 (待機) を行った後、ステップ S 2 1 へ戻り、ステップ S 2 1 ~ ステップ S 2 7 の動作を繰り返す。

10

20

30

40

50

【0085】

以上説明したように、本実施の形態の冷凍サイクル装置は、冷媒対冷媒熱交換器23を含む冷媒回路2と、熱媒体の加熱運転時に冷媒対冷媒熱交換器23の外管23aの下流側から分岐して、バイパス膨張弁31、および冷媒対冷媒熱交換器23の内管23bを介して蒸発器25と気液分離器27の間で冷媒回路2に合流するバイパス回路3と、を備え、冷媒対冷媒熱交換器23は二重管式熱交換器とし、蒸発器25は冷媒対空気熱交換器とし、かつ、蒸発器25と熱交換する空気吸気口40と蒸発器25との間の空気流路に、冷媒対冷媒熱交換器23を設置する。

【0086】

これによって、特に、冬期の熱媒体の加熱運転において、蒸発器25に誘引される空気（低温外気）は、二重管式熱交換器の外管23aの外表面を通過することにより、外管23aを介して外管23aの内部を流動する高温高圧冷媒を冷却して、冷媒の過冷却度を増大させる。

10

【0087】

また、空気は、冷媒対冷媒熱交換器23の外管23aを介して吸熱するので、温度が上昇して蒸発器25に誘引されるので、蒸発器内部を流動する低温冷媒と空気との温度差が増大し、蒸発器25における熱交換量が増大する。

【0088】

また、圧縮機21の吸入側冷媒圧力 P_s を検出する吸入圧力センサ51、蒸発器25の出口側冷媒温度 T_{e0} を検出する蒸発器出口温度センサ61、およびバイパス回路3の出口側の冷媒温度を検出するバイパス回路出口温度センサ62によって、バイパス回路3の出口側での冷媒過熱度 SH_{by} 、および、蒸発器25の出口側での冷媒過熱度 SH_e を算出し、制御装置4によって、それぞれの値が所定値となるように、バイパス膨張弁31、および主膨張弁24を制御する。

20

【0089】

これによって、冷媒回路2からバイパス回路3に分岐するバイパス流量の過不足度合いを、バイパス回路3の出口の冷媒過熱度 SH_{by} の大小で判定でき、また冷媒回路2を流れる主冷媒流量の過不足度合いを蒸発器25の出口過熱度 SH_e で判定できる。

【0090】

その結果、バイパス回路3の出口側での冷媒過熱度 SH_{by} 、および、蒸発器25の出口側での冷媒過熱度 SH_e がそれぞれ所定範囲内となるようにバイパス流量、および主冷媒流量を制御して、冷媒対冷媒熱交換器23の能力を過不足なく最大限に引き出すこととともに、蒸発器25の能力を最大限に利用することができる。したがって、圧縮機の圧縮比の低減を図ることができるため、圧縮機動力が低減し、省エネルギー化の実現が可能になる。

30

【0091】

なお、バイパス回路3は、必ずしも冷媒対冷媒熱交換器23と主膨張弁24の間で冷媒回路2から分岐している必要はなく、凝縮器22と冷媒対冷媒熱交換器23の間で冷媒回路2から分岐していてもよい。

【0092】

さらに、本発明の主膨張弁24およびバイパス膨張弁31は、必ずしも膨張弁である必要はなく、膨張する冷媒から動力を回収する膨張機であってもよい。この場合、例えば、膨張機と連結された発電機によって負荷を変化させることにより、膨張機の回転数を制御すればよい。

40

【0093】

また、凝縮器22で加熱される被加熱流体は、必ずしも水である必要はなく、空気であってもよい。すなわち、本発明は空調装置にも適用可能である。

【0094】

（実施の形態2）

図6に、本発明の実施の形態2における冷凍サイクル装置1を示す。本実施の形態にお

50

いて、実施の形態 1 と同一の箇所については同一の符号を付し、その詳細な説明は省略する。本実施の形態では、冷媒対冷媒熱交換器 23 の内管 23b が、冷媒回路 2 の蒸発器 25 の出口側と圧縮機 21 との間に設けられる。

【0095】

すなわち、本実施の形態における冷媒回路 2 は、冷媒対冷媒熱交換器 23 を、冷媒回路 2 の、高圧側冷媒と低圧側冷媒とで熱交換させる液ガス熱交換器として機能させるものである。また、冷媒回路 2 には、圧縮機 21 の吸入側冷媒圧力 P_s を検出する吸入圧力センサ 51、および、圧縮機 21 の吸入側冷媒温度 T_s を検出する吸入温度センサ 63 が設けられている。制御装置 4 は、吸入圧力センサ 51、および、吸入温度センサ 63 の検出値に基づき、主膨張弁 24 などを制御する。

10

【0096】

以上のように構成された冷凍サイクル装置の動作、作用について説明する。

【0097】

熱媒体の加熱運転では、圧縮機 21 から吐出された高温高圧のガス冷媒は、凝縮器 22 にて凝縮し、凝縮器 22 から流出した高温高圧の液冷媒は、冷媒対冷媒熱交換器の外管 23a の内部（環状部）に流入して、蒸発器 25 から流出した内管 23b を流れる低温低圧の冷媒により冷却される。

【0098】

また、冷媒対冷媒熱交換器の外管 23a の外表面に設けられた伝熱促進部（熱交換フィン）30 を介して、外気空気と外管 23a を流れる冷媒とが熱交換し、外管 23a を流れる冷媒は、さらに冷却される。

20

【0099】

また、冷媒対冷媒熱交換器の外管 23a の外表面側を通過した空気は、外管 23a を流れる冷媒により加熱され、温度が上昇して蒸発器 25 に誘引されるため、蒸発器 25 の内部を流動する低温冷媒と空気との温度差が増大し、蒸発器 25 における熱交換量が同一の場合は、蒸発器 25 における冷媒側の蒸発圧力 P_e は従来と比較して上昇する。

【0100】

また、蒸発器 25 に流入する冷媒乾き度を、従来と比較して低くできるため、蒸発器 25 での分流性能が改善され、すなわち複数の冷媒パスでの流量偏在が小さくなり、蒸発器 25 における冷媒圧力損失が低下させることができる。

30

【0101】

以上より、本実施の形態の冷凍サイクル装置 1 は、蒸発器 25 に流入する空気を外管 23a の内部を流れる高圧冷媒によって加温することによる、空気の温度上昇に伴う蒸発圧力の上昇、および、蒸発器 25 での冷媒分流改善による、冷媒の圧力損失の低減効果が得られるため、凝縮圧力を一定にして比較すると、圧縮機 21 の吸入圧力を上昇させることが可能になり、圧縮機 21 の運転周波数が同一の場合、冷凍サイクルを流動する主冷媒の質量流量が増大し、凝縮器 22 における加熱能力の増大が可能となる。

【0102】

その結果、バイパス回路を有さない簡易な構成で、圧縮機の圧縮比低減を図ることができるため、圧縮機動力が低減し、省エネルギー化の実現が可能になる。

40

【産業上の利用可能性】

【0103】

本発明は、冷凍サイクル装置によって利用側熱媒体として水などの熱媒体を加熱し、その熱媒体を給湯や暖房に利用する温水生成装置に特に有用である。

【符号の説明】

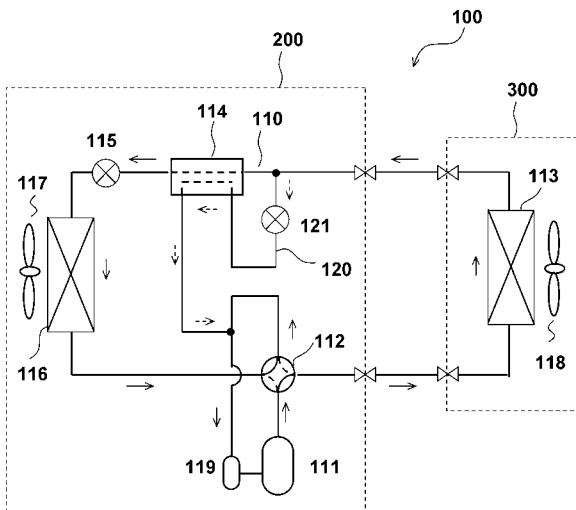
【0104】

- 1 冷凍サイクル装置
- 2 冷媒回路
- 3 バイパス回路
- 4 制御装置

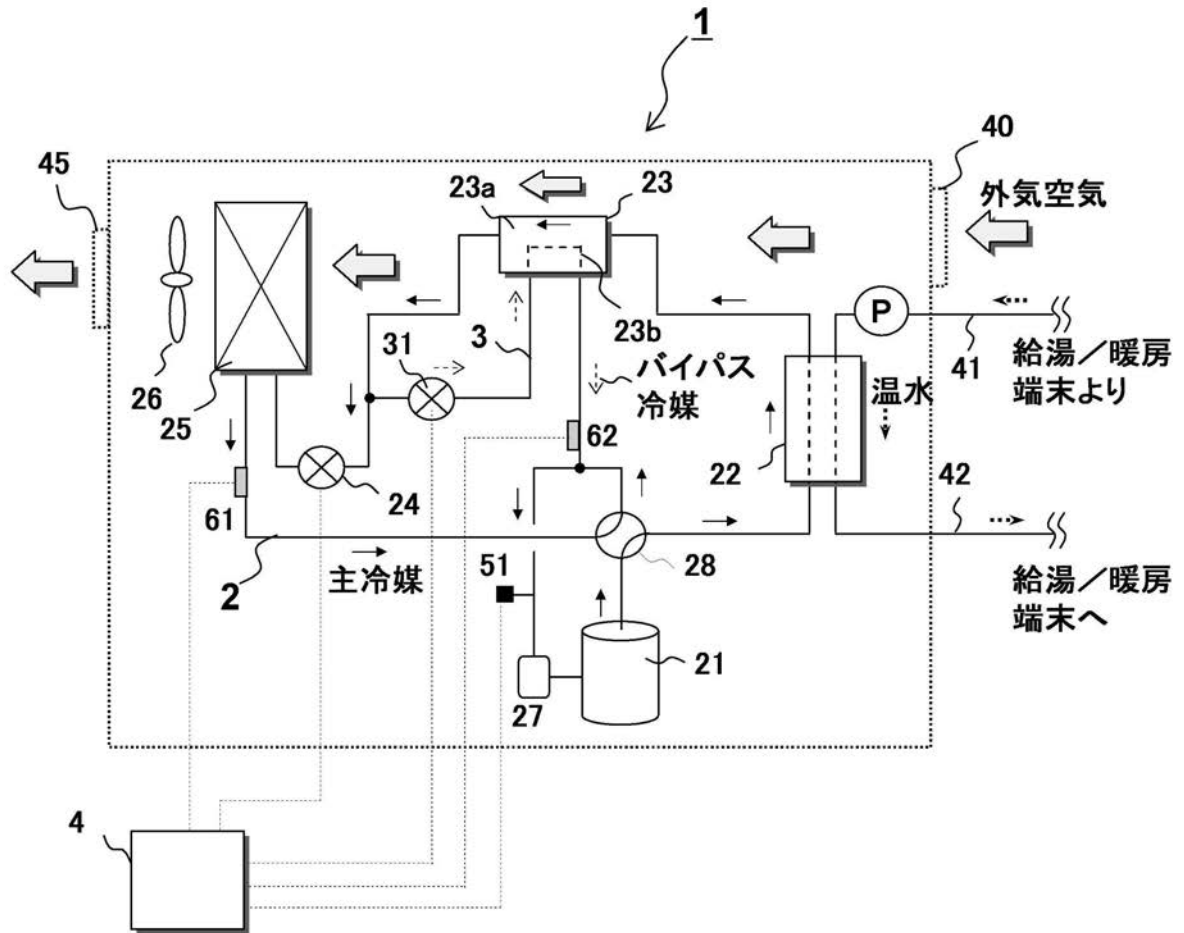
50

- 2 1 圧縮機
- 2 2 凝縮器（放熱器）
- 2 3 冷媒対冷媒熱交換器
- 2 3 a 外管
- 2 3 b 内管
- 2 4 主膨張弁（膨張装置）
- 2 5 蒸発器
- 3 0 伝熱促進部
- 3 1 パイパス膨張弁（パイパス膨張装置）
- 4 0 空気吸気口
- 5 1 吸入圧力センサ（第 1 過熱度検出部、第 2 過熱度検出部）
- 6 1 蒸発器出口温度センサ（第 2 過熱度検出部）
- 6 2 パイパス回路出口温度センサ（第 1 過熱度検出部）

【 図 7 】

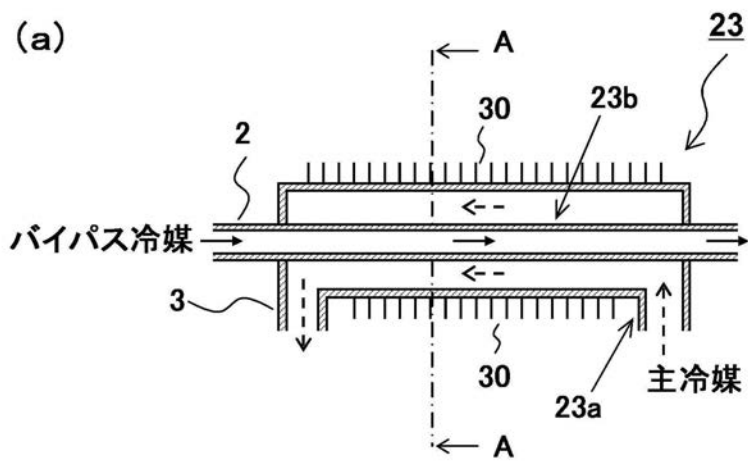


【図1】

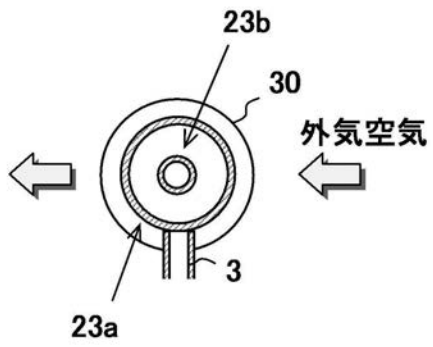


- | | | | |
|-----|-----------|----|----------------------------|
| 1 | 冷凍サイクル装置 | 24 | 主膨張弁(膨張装置) |
| 2 | 冷媒回路 | 25 | 蒸発器 |
| 3 | バイパス回路 | 31 | バイパス膨張弁(バイパス膨張装置) |
| 4 | 制御装置 | 40 | 空気吸気口 |
| 21 | 圧縮機 | 45 | 空気排出口 |
| 22 | 凝縮器(放熱器) | 51 | 吸入圧力センサ(第1過熱度検出部、第2過熱度検出部) |
| 23 | 冷媒対冷媒熱交換器 | 61 | 蒸発器出口温度センサ(第2過熱度検出部) |
| 23a | 外管 | 62 | バイパス回路出口温度センサ(第1過熱度検出部) |
| 23b | 内管 | | |

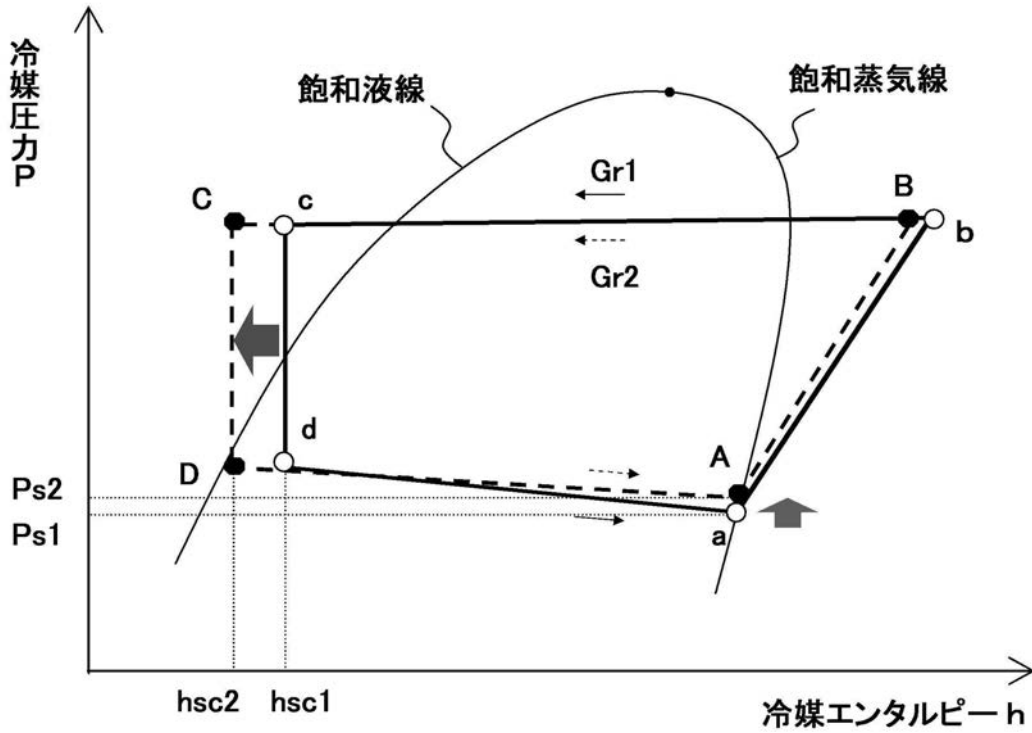
【図2】



(b)

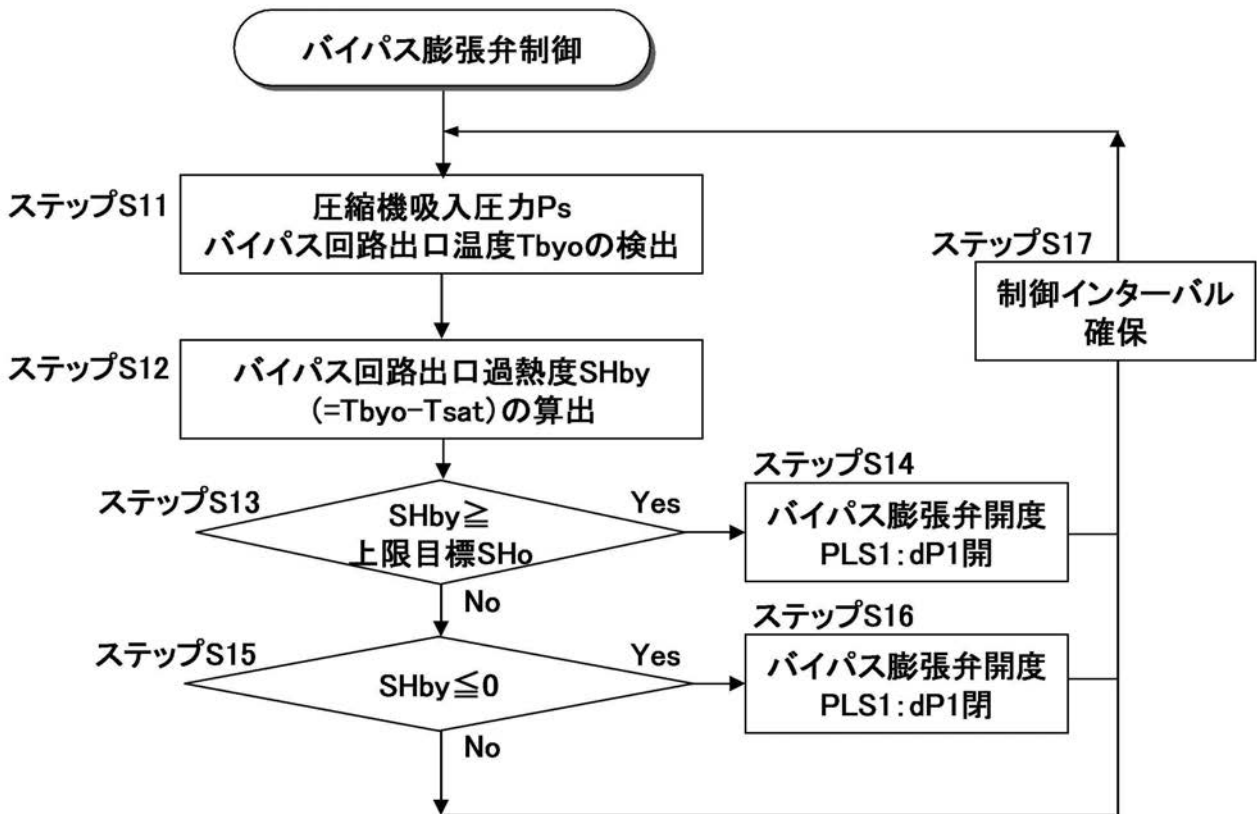


【図3】

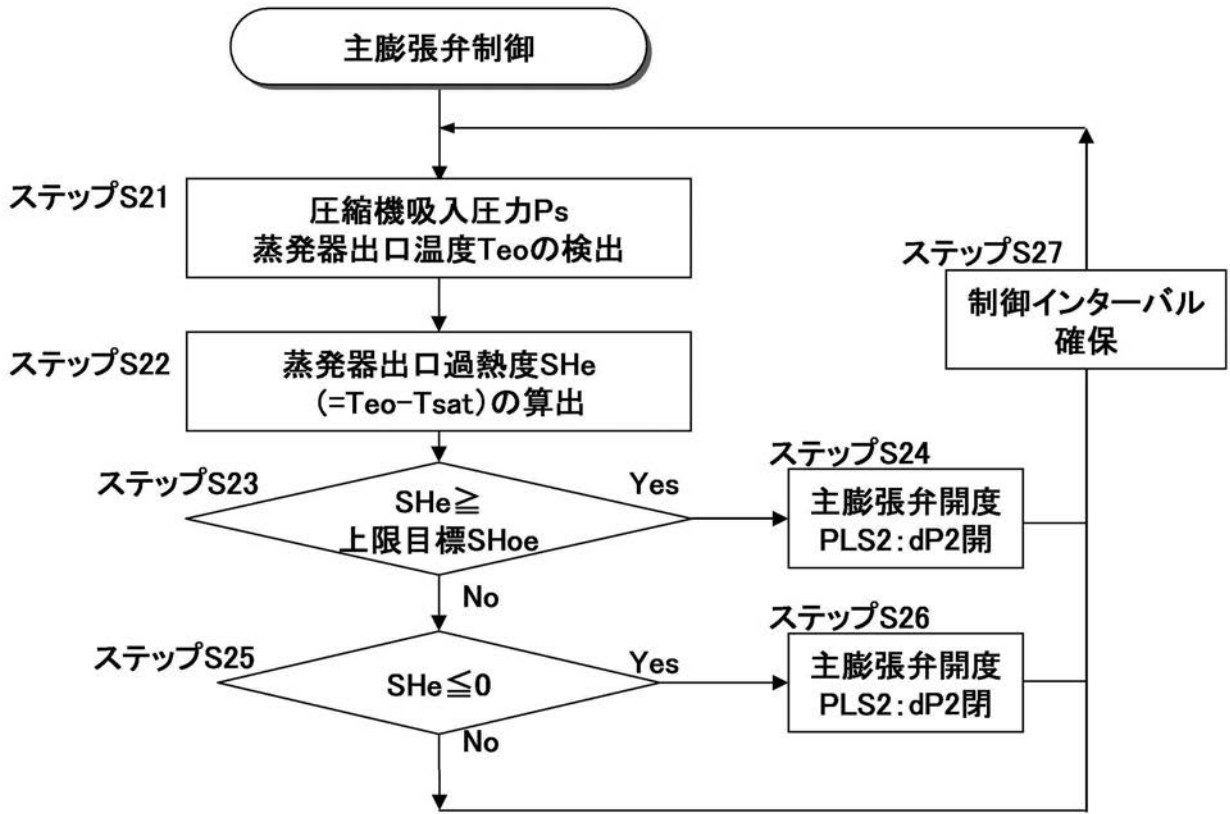


主冷媒回路のP-h線図(モリエル線図)

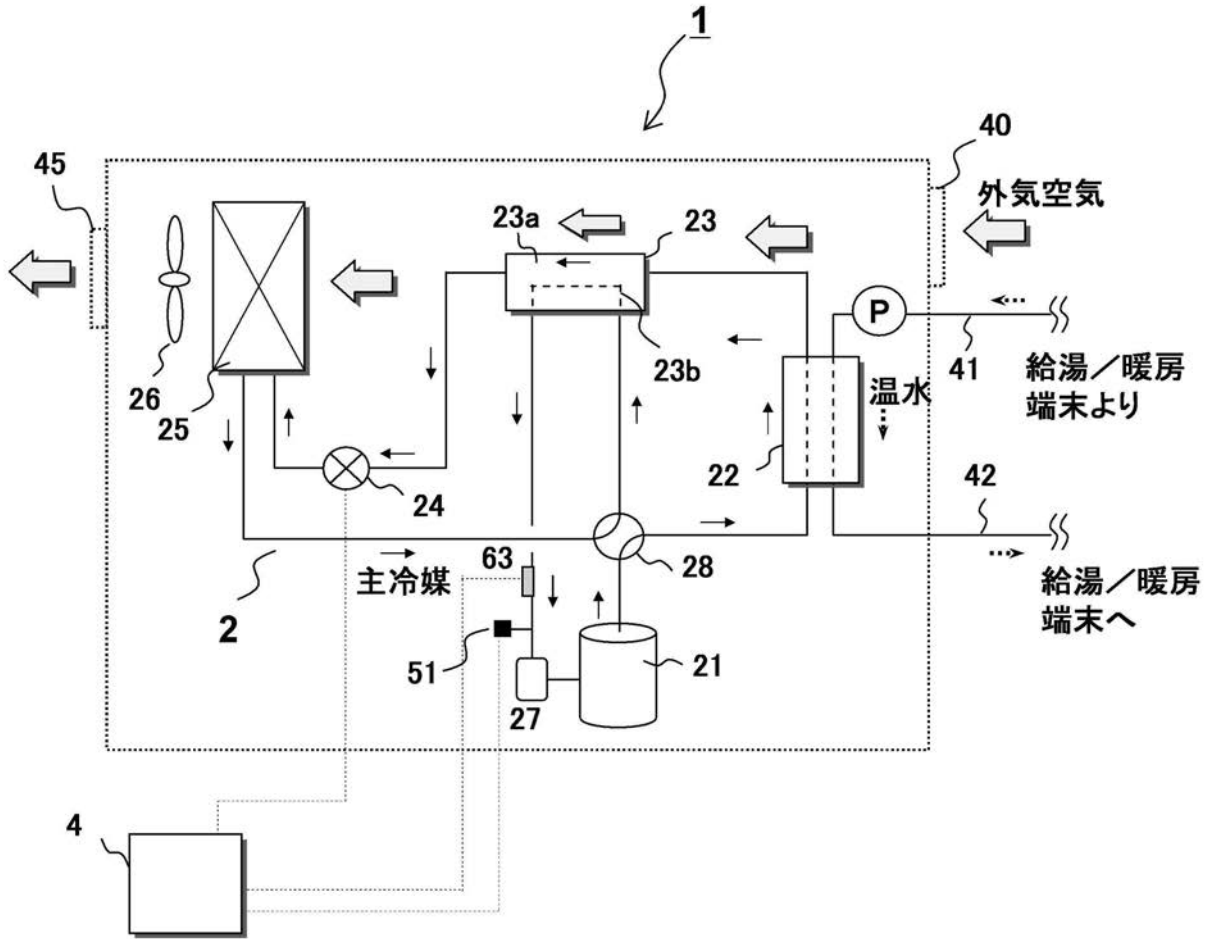
【図4】



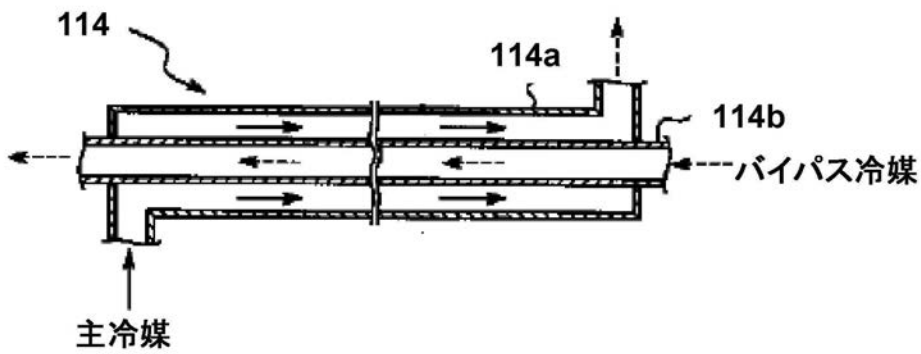
【 図 5 】



【図6】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 西山 吉継

大阪府門真市大字門真1006番地 パナソニック株式会社内