

(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2010-65986

(P2010-65986A)

(43) 公開日 平成22年3月25日(2010.3.25)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 2 5 B 39/04 (2006.01)	F 2 5 B 39/04 N	3 L 0 5 0
F 2 4 F 13/22 (2006.01)	F 2 4 F 1/00 3 6 1 C	
F 2 5 B 11/02 (2006.01)	F 2 5 B 11/02 B	

審査請求 有 請求項の数 6 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2008-235384 (P2008-235384)	(71) 出願人	000006013
(22) 出願日	平成20年9月12日 (2008. 9. 12)		三菱電機株式会社
			東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
		(74) 代理人	100085198
			弁理士 小林 久夫
		(74) 代理人	100098604
			弁理士 安島 清
		(74) 代理人	100061273
			弁理士 佐々木 宗治
		(74) 代理人	100070563
			弁理士 大村 昇
		(74) 代理人	100087620
			弁理士 高梨 範夫
		(74) 代理人	100125494
			弁理士 山東 元希

最終頁に続く

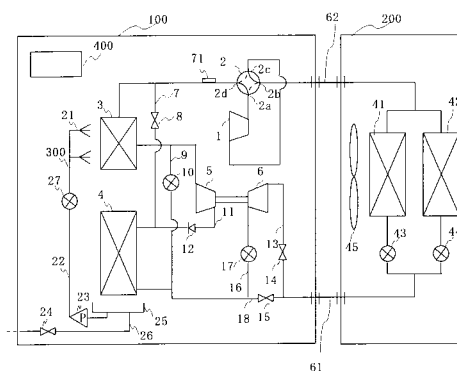
(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置および空調装置

(57) 【要約】

【課題】膨張機による回収動力の減少を抑えつつ、散水による冷却能力を向上させて、効率のよい運転を行うことができる冷凍サイクル装置等を提供する。

【解決手段】冷媒を圧縮する第1圧縮機1と、冷媒を減圧および膨張し、膨張に係る動力を回収する膨張機6と、膨張機6が回収した動力で駆動し、第1圧縮機1の圧縮に係る冷媒をさらに圧縮して主放熱器4に送る第2圧縮機と、第1圧縮機が圧縮した冷媒を冷却する中間冷却器3および第2圧縮機が圧縮した冷媒を冷却して膨張機6に送る主放熱器4を有する熱交換器と、膨張機6からの減圧に係る冷媒を加熱する室内熱交換器41、42と、中間冷却器3および主放熱器4の外表面に散水するための散水装置300とを備え、散水装置300は、伝熱面積あたりの散水量が、中間冷却器3の方が主放熱器4よりも多くなるように散水する。

【選択図】 図1



1 第1圧縮機	21 散水ノズル
2 四方弁	22 散水管
3 中間冷却器	23 ポンプ
4 主放熱器	25 ドレンパン
5 第2圧縮機	26 給水管
6 膨張機	27 流量調節弁
7、9 配管	41、42 室内熱交換器
8、14、15、24 開閉弁	45 室内送風機
10、17、43、44 電子膨張弁	61、62 配管
11、13 吐出配管	71 温度センサ
12 逆止弁	100 室外ユニット
16 吸入配管	200 室内ユニット
18 バイパス配管	300 散水装置
	400 制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒を圧縮する第 1 圧縮機と、
冷媒を減圧および膨張し、膨張に係る動力を回収する膨張機と、
該膨張機が回収した動力で駆動し、前記第 1 圧縮機の圧縮に係る冷媒をさらに圧縮する第 2 圧縮機と、
前記第 1 圧縮機が圧縮した冷媒を冷却する中間冷却器および該第 2 圧縮機が圧縮した冷媒を冷却して前記膨張機に送る主放熱器を有する熱交換器と、
前記膨張機からの減圧に係る冷媒を加熱する蒸発器と、
前記中間冷却器および前記主放熱器の外表面に散水するための散水装置とを備え、
前記散水装置は、伝熱面積あたりの散水量が、前記中間冷却器の方が前記主放熱器よりも多くなるように散水することを特徴とする冷凍サイクル装置。

10

【請求項 2】

前記散水装置は、前記中間冷却器の外表面のみを散水するように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】

前記冷媒に二酸化炭素を含む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 4】

請求項 1～3 のいずれかに記載の冷凍サイクル装置を構成する各手段を、
空調対象空間の冷房または暖房を行う室内ユニットと、
前記冷媒を循環させて、該室内ユニットに前記冷房または暖房を行わせるための熱量に係る供給を行う室外ユニットとに分けて備えることを特徴とする空気調和装置。

20

【請求項 5】

冷房運転時のみ、第 2 圧縮機を駆動することで中間冷却器と主放熱器とに分かれて熱交換することを特徴とする請求項 4 に記載の空気調和装置。

【請求項 6】

冷房運転時のみ前記散水装置から散水することを特徴とする請求項 4 または 5 に記載の空気調和装置。

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】

【0001】

本発明は、超臨界状態となる流体を冷媒とする冷凍サイクル装置等に関するものである。特に膨張機を利用する冷凍サイクル装置、空気調和装置の構成に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、超臨界状態となる流体を冷媒とし、膨張機を利用する冷凍サイクル装置として、熱源側熱交換器もしくは負荷側熱交換器の一部の表面に水を散布し、COP (Coefficient of Performance : エネルギー消費効率) を向上させるものがある。

【0003】

40

例えば、圧縮機、流路切換え手段、熱源側熱交換器、負荷側熱交換器が接続されて冷媒回路を構成し、熱源側熱交換器の一部または負荷側熱交換器の一部の表面に散水する散水装置を備える冷凍サイクル装置がある。そして、圧縮機が吐出する高圧冷媒が通過する熱源側熱交換器または負荷側熱交換器の一部に水を散布（散水）できるようにしている（例えば特許文献 1 参照）。

【0004】

このため、空気調和装置として適用した場合、冷房運転において、熱源側熱交換器の出口部分において散水することにより冷媒を冷却することで、冷媒の温度を低下させることができる。そして、負荷側熱交換器となる蒸発器内のエンタルピー差を拡大することで性能を向上させることができる。

50

【0005】

また、膨張機を用いる冷凍サイクル装置の他の例として、水を散布する散水手段を備え、冷凍サイクル装置のCOPを向上させるものがある。

【0006】

例えば、圧縮機、熱源側熱交換器、膨張機および負荷側熱交換器を接続して冷媒回路を構成する冷凍サイクル装置では、熱源側熱交換器は室外に配置され、室外空気と冷媒とを熱交換させるようにしている。一方、負荷側熱交換器は室内に配置されて室内空気と冷媒とを熱交換させるようにしている。そして、熱源側熱交換器を放熱器として利用する冷房運転において、散水手段が熱源側熱交換器の表面全体に散水するものである（特許文献2参照）。

10

【0007】

冷房運転において、冷媒側の放熱を行う熱源側熱交換器に散水すると、水は冷媒から吸熱して蒸発する。したがって、冷媒からの放熱量を水の蒸発潜熱分だけ増加させることができ、負荷側熱交換器へ送られる冷媒のエンタルピを低減することができる。また、水の散布量を調整することで過剰な散水を抑制している。

【特許文献1】特開2006-308166号公報（請求項11、図5等）

【特許文献2】特開2006-162226号公報（請求項1等）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

20

例えば、第1圧縮機のほかに、膨張機が回収した動力で冷媒を圧縮する第2圧縮機を有し、また、第1圧縮機から吐出された冷媒を冷却する中間冷却器と第2圧縮機から吐出された冷媒を冷却する主放熱器とで熱源側熱交換器を構成する冷凍サイクル装置がある。このような冷凍サイクル装置において、熱源側熱交換器の出口側となる主放熱器のみに水を散布すると、膨張機入口と出口の圧力差が小さくなるため、膨張機で回収できる動力が減少する。したがって、特許文献1のような構成では、膨張機が回収する動力が低下して第2圧縮機の圧縮仕事が低下してしまう。また、特許文献2のように熱源側熱交換器の全面に水を散布するような場合、膨張機において回収する動力を維持するために散水量を調整すると、散水による熱源側熱交換器の冷却能力を向上させる効果が減少する。

【0009】

30

本発明は上記のような従来の課題を解決するためになされたもので、膨張機による回収動力を利用して二段圧縮を行う冷凍サイクル装置において、膨張機による回収動力の減少を抑えつつ、散水による冷却能力を向上させて、効率のよい運転を行うことができる冷凍サイクル装置等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】

【0010】

本発明の冷凍サイクル装置は、冷媒を圧縮する第1圧縮機と、冷媒を減圧および膨張し、膨張に係る動力を回収する膨張機と、膨張機が回収した動力で駆動し、第1圧縮機の圧縮に係る冷媒をさらに圧縮する第2圧縮機と、第1圧縮機が圧縮した冷媒を冷却する中間冷却器および第2圧縮機が圧縮した冷媒を冷却して膨張機に送る主放熱器を有する熱交換器と、膨張機からの減圧に係る冷媒を加熱する蒸発器と、中間冷却器および主放熱器の外表面に散水するための散水装置とを備え、散水装置は、伝熱面積あたりの散水量が、主放熱器よりも中間冷却器の方が多くなるように散水する。

40

【発明の効果】

【0011】

この発明は、熱源側熱交換器に対する伝熱面積あたりの散水量を、主放熱器よりも中間冷却器の方が多くなるようにすることで、特に中間冷却器において、冷媒は空気と蒸発する水の潜熱に放熱することができるため、放熱効果を高めることができる。したがって、膨張機の回収する動力の低下を抑え、第2圧縮機の冷媒圧縮に係る圧力の低下を抑えつつ、一方で、第1圧縮機の冷媒圧縮に係る圧力を低下させることができるため、第1圧縮機

50

の電動機入力を低減可能で、省エネルギー化を図ることができる冷凍サイクル装置を提供することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

実施の形態1.

以下、本発明の実施の形態1による冷凍サイクル装置について説明する。

図1は本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置を示す模式図である。本実施の形態では、冷凍サイクル装置を、冷暖房を行うことができる空気調和装置に適用した場合について説明する。図1において、本実施の形態に係る冷凍サイクル装置は、熱源側ユニットである室外ユニット100、負荷側ユニットである室内ユニット200を有する。そして、室外ユニット100、室内ユニット200を構成する各手段を配管61、62等により配管接続し、冷媒回路を構成する。冷媒回路内部には、例えば臨界温度（約31℃）以上で超臨界状態となる自然冷媒の二酸化炭素を冷媒として封入している。ただし、冷媒は二酸化炭素に限定するものではなく、特に超臨界状態となる冷媒であればよい。ここで、冷媒回路における圧力の高低については、基準となる圧力との関係により定まるものではなく、圧縮機等の圧縮（加圧）、冷媒流量制御等による減圧によりできる相対的な圧力として表すものとする。また、温度の高低についても同様であるものとする。

【0013】

本実施の形態の室外ユニット100は、ガス（気体）の冷媒を圧縮して加圧するための第1圧縮機1を有する。また、四方弁2は、制御装置400からの指示に基づいて、冷房運転時と暖房運転時とにおける冷媒の流路を切り換える。四方弁2の第1口2aは第1圧縮機1の吐出側と、第2口2bは中間冷却器3の一端と、第3口2cは第1圧縮機1の吸入側と、第4口2dは室内ユニット200につながる配管62の一端とそれぞれ接続されている。

【0014】

中間冷却器3および主放熱器（ガスクーラ）4は熱源側熱交換器となる。特に冷房運転時には、中間冷却器3は第2圧縮機5の前段（冷媒の流れる方向に対して上流側）、主放熱器4は第2圧縮機5の後段（冷媒の流れる方向に対して下流側）に位置し、例えば室外空気との熱交換により冷媒を冷却する。一方、暖房運転時には、中間冷却器3と主放熱器4とは直列での配管接続となるため、機能的に一体となって冷媒を蒸発させる。ここで、本実施の形態では、室外ユニット100内において、鉛直方向に対して中間冷却器3を上側、主放熱器4を下側となるように設けているものとする。そのため、後述するように、熱源側熱交換器の上部（冷房運転時における冷媒流入側）となる中間冷却器3に散水することで、主として中間冷却器3に散水されることになり、散水された水の一部が主放熱器4に落下して散布されることになる。そのため、本実施の形態では、中間冷却器3、主放熱器4に散水される。

【0015】

また、膨張機6は、冷媒を減圧してガス、液による気液二相状態の湿り蒸気とするものである。そして、減圧する行程において、冷媒が有する内部エネルギーを動力として回収する。第2圧縮機5は、膨張機6と同軸で接続し、膨張機6が回収した動力で駆動する。吸入配管16は主放熱器4で冷却された冷媒を膨張機6へ導くための配管である。電子膨張弁17は開度変更可能であり、吸入配管16を通過する冷媒を減圧する手段となる。

【0016】

吐出配管13は膨張機6から流出した冷媒を導くための配管である。開閉弁14は吐出配管13における冷媒の通過、遮断を行うための手段である。吐出配管11は第2圧縮機5が吐出し冷媒を主放熱器4に導くための配管である。逆止弁12は吐出配管11の冷媒の流れる方向を規定するために設ける。配管9は、暖房運転時に中間冷却器3に冷媒を導くための配管である。電子膨張弁10は開度変更可能であり、配管9を通過する冷媒を減圧する手段となる。

【0017】

10

20

30

40

50

配管 7 は暖房運転時に主放熱器 4 で蒸発された冷媒を第 1 圧縮機 1 の吸入側に導く。開閉弁 8 は配管 7 における冷媒の通過、遮断を行うための手段である。バイパス配管 18 は暖房運転時において膨張機 6 に冷媒を通過させず、バイパスさせるための配管である。開閉弁 15 はバイパス配管 18 における冷媒の通過、遮断を行うための手段である。また、特に図示をしていないが、外気を強制的に中間冷却器 3、主放熱器 4 の外表面に送風するための送風機を設けるようにしてもよい。このとき、散水装置 300 による散水を妨げないようにする。

【0018】

一方、室内ユニット 200 は、熱交換対象と冷媒との熱交換を行う負荷側熱交換器である室内熱交換器 41、42 を有している。また、室内熱交換器 41、42 をそれぞれ通過させる冷媒量を調節し、また、冷媒を減圧する手段となる電子膨張弁 43、44 を有している。室内熱交換器 41、42 の一端は集約されて、配管 62 を介して室外ユニット 100 と接続される。また、他端は電子膨張弁 43、44 を介して集約されて配管 61 を介して室外ユニット 100 と接続される。ここで、本実施の形態では、室内熱交換器 41、42 を 2 台とし、室内ユニット 200 を構成しているが、1 台あるいは 3 台以上としてもよい。また、室内空気を強制的に室内熱交換器 41、42 の外表面に送風するため送風機を設けるようにしてもよい。

【0019】

また、室外ユニット 100 には、冷房運転時にのみ熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面の上部に水を散布する手段となる散水装置 300 を設けている。本実施の形態では散水ノズル 21、散水管 22、ポンプ 23、開閉弁 24、ドレンパン 25、給水管 26 および流量調整弁 27 で散水装置 300 を構成する。

【0020】

ドレンパン 25 は、散水するための水を溜め、また、熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面で蒸発しなかった水を受けて回収するために設置する。

【0021】

給水管 26 は、ドレンパン 25 に水を供給するための配管である。また、開閉弁 24 は、給水管 26 における水の通過、遮断を行うための手段である。ドレンパン 25 と給水管 26 とは、ドレンパン 25 の底部を開口し、給水管 26 の一端と接続している。ここで、ドレンパン 25 には、例えば水位検知器（図示せず）を設けており、水位検知器の検知に基づいて、例えば制御装置 400 がドレンパン 25 の水位を判断する。水位があらかじめ定めた下限より低いと判断した場合には開閉弁 24 を開き、ドレンパン 25 に水を供給する。一方、水位があらかじめ定めた上限より高いと判断した場合には開閉弁 24 を閉じ、水の供給を停止する。

【0022】

散水管 22 は、熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面の上部に水を散布するための散水ノズル 21 に水を供給する。ポンプ 23 は、ドレンパン 25 に溜まった水を散水管 22 を介して散水ノズル 21 へ圧送する。ポンプ 23 とドレンパン 25 とは、ドレンパン 25 の底部を開口し、ポンプ 23 の吸入側の配管の一端と接続している。流量調整弁 27 は散水ノズル 21 に供給する水の量を調節する。流量調整弁 27 の開度は、第 1 圧縮機 1 の吐出温度を検知する温度センサ 71 の検知に係る温度に応じて制御装置 400 が変更する。

【0023】

上記のように構成した冷凍サイクル装置の運転動作を冷媒の循環に基づいて説明する。図 2 は暖房運転の場合の冷媒の循環経路を表す図である。また、図 3 は暖房運転の場合の冷媒の状態を表す P-h 線図である。

【0024】

暖房運転を行う際には、制御装置 400 は、室外ユニット 100 が有する四方弁 2 について、第 1 口 2a と第 4 口 2d とが連通し、第 2 口 2b と第 3 口 2c とが連通するように切替させる（図 2 中実線）。また、開閉弁 15 および 8 を開放させ、電子膨張弁 10 を全

10

20

30

40

50

開させ、吸入配管 16 中の電子膨張弁 17 を全閉させる。さらに、逆止弁 12 および開閉弁 14 は閉止させる。ここで、暖房運転時には、散水は行わないため、散水装置 300 のポンプ 23 は停止させておく。

【0025】

このような状態において、第 1 圧縮機 1 により吐出された高温のガス冷媒（状態 B）は、四方弁 2 の第 1 口 2a から第 4 口 2d を通り、接続する配管 62 を通って室内ユニット 200 に流入する。そして、室内ユニット 200 の室内熱交換器 41、42 に流入した高温のガス冷媒は、室内送風機 45 によって室内熱交換器 41、42 へ送り込まれた被加熱媒体（熱交換対象）である室内空気に放熱する。放熱により加熱された室内空気は空調対象空間である室内を暖房する。

10

【0026】

一方、室内熱交換器 41、42 において放熱した冷媒は、冷却、液化して低温の冷媒（状態 C）となる。さらに電子膨張弁 43、44 で減圧され、低压低温の気液二相冷媒（状態 D）となり、接続する配管 61 を通って室外ユニット 100 に流入する。

【0027】

室外ユニット 100 に流入した気液二相冷媒は、開閉弁 15 を通過した後、主放熱器 4 と電子膨張弁 10 を介して中間冷却器 3 とに流入する。主放熱器 4 に流入した気液二相冷媒は、室外の空気との間で熱交換を行い、室外の空気から吸熱し、蒸発して気化する。主放熱器 4 を流出した低压のガス冷媒は、開閉弁 8 を通過して四方弁 2 の第 2 口 2b に流入する。一方、中間冷却器 3 に流入した気液二相冷媒も、蒸発して気化し、主放熱器 4 から流出した低压のガス冷媒と合流する。四方弁 2 を通過したガス冷媒（状態 A）は第 1 圧縮機 1 の吸入側に戻る。

20

【0028】

図 4 は冷房運転の場合の冷媒の循環経路を表す図である。また、図 5 は冷房運転の場合の冷媒の状態を表す P-h 線図である。次に冷房運転を行う場合について説明する。

【0029】

冷房運転を行う際には、制御装置 400 は、室外ユニット 100 が有する四方弁 2 について、第 1 口 2a と第 2 口 2b とが連通し、第 3 口 2c と第 4 口 2d とが連通するように切替させる（図 4 中実線）。また、開閉弁 15 および 8 を閉止させ、電子膨張弁 10 を全閉させる。さらに、逆止弁 12 および開閉弁 14 は開放させる。冷房運転時は、場合によって散水を行うため、散水装置 300 のポンプ 23 が駆動するようにしておく。

30

【0030】

このような状態において、第 1 圧縮機 1 により吐出された高温中圧のガス冷媒（状態 B）は、四方弁 2 の第 1 口 2a から第 2 口 2b を通過する。そして、中間冷却器 3 に流入して被加熱媒体に放熱することで若干温度が下がった冷媒（状態 C）は、第 2 圧縮機 5 に吸入される。膨張機 6 が回収した動力で駆動する第 2 圧縮機 5 により吐出された冷媒は、第 1 圧縮機 1 に吐出された圧力よりさらに高い圧力に昇圧される。第 2 圧縮機 5 で昇圧された高温高压の冷媒（状態 D）は、逆止弁 12 を通過し、主放熱器 4 でも被加熱媒体に放熱し、冷却、液化する（状態 E）。

【0031】

ここで、冷房運転の場合、熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）においては、空気と共に、散水装置 300 による水を、冷媒との熱交換を行う被加熱媒体とする。散水装置 300 は中間冷却器 3 の外表面へ散水する。このため、主放熱器 4 よりも上側にある中間冷却器 3 の外表面に散布された水は、冷媒によって加熱され、その熱量を蒸発潜熱として取り入れて蒸発する。その結果、中間冷却器 3 において、冷媒は被加熱媒体である空気と、散布された水の双方に放熱することになる。中間冷却器 3 における冷媒の加熱により蒸発せずに液滴として落下する水は、主放熱器 4 上に落下し、主放熱器 4 における冷媒の加熱により一部が蒸発する。主放熱器 4 においても蒸発しなかった水はドレンパン 25 に落下する。

40

【0032】

50

一方、主放熱器 4 において冷却された液冷媒は、電子膨張弁 17 を通過して、膨張機 6 に流入する。膨張機 6 により減圧されて気液二相状態の湿り蒸気の冷媒（状態 F）となる。このとき、膨張機 6 では、減圧に係る冷媒の内部エネルギーを回収して、第 2 圧縮機 5 の動力となるように変換する。

【0033】

膨張機 6 で減圧された二相冷媒は、開閉弁 14、接続する配管 61 を通過して、室内ユニット 200 に流入する。室内ユニット 200 に流入した二相冷媒は、電子膨張弁 43、44 により各室内熱交換器 41、42 に略均一に分配される。室内熱交換器 41、42 に流入した気液二相冷媒は、室内送風機 45 によって室内熱交換器 41、42 へ送り込まれた被加熱媒体（熱交換対象）である室内空気から吸熱する。吸熱により冷却された室内空気は空調対象空間である室内を冷房する。

10

【0034】

室内熱交換器 41、42 を流出して合流した低温低圧のガス冷媒（状態 A）は、接続する配管 62 を通過して室外ユニット 100 に流入する。室外ユニット 100 では、四方弁 2 の第 4 口 2d から第 3 口 2c を経て、第 1 圧縮機 1 の吸入側へ戻る。

【0035】

図 6 は冷凍サイクル装置において、散水装置 300 から水を散布しない場合（散水なし）、熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面全体に水を散布した場合（散水形態 1）、熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面上部に水を散布した場合（散水形態 2）の、ある状態を比較するための P-h 線図を表す図である。

20

【0036】

上記の冷凍サイクル装置においては、散水装置 300 によって冷房運転時に熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面上部に水を散布する。そして、本実施の形態では、特に中間冷却器 3 において冷媒の冷却効果を高めるようにすることで、冷房運転時の COP の改善を図ることができる。

【0037】

例えば、中間冷却器 3 および主放熱器 4 に水を散布しない場合（散水なし）においては、冷媒は、第 1 圧縮機 1 の圧縮により冷媒が A 点の状態から B 点（例えば 8.6 MPa）の状態となる。そして、中間冷却器 3 における放熱により C 点の状態となる。ここで、C 点における冷媒の温度は、被加熱対象である室外空気の温度と中間冷却器 3 と主放熱器 4 との放熱能力比によって決まる。室外空気の温度を約 35℃（夏期における室外空気の一般的温度）として、中間冷却器 3 と主放熱器 4 の放熱能力比を 1:1 とすると、C 点における冷媒の温度は約 40℃となる。その後、膨張機 6 が回収した動力で駆動する第 2 圧縮機 5 の圧縮により D 点（例えば 9.5 MPa）の状態となる。そして、主放熱器 4 における放熱により E 点の状態となる。

30

【0038】

一方、熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面全体に水を散布した場合（散水形態 1）では、中間冷却器 3、主放熱器 4 の全体において、まんべんなく、散水装置 300 による水が蒸発潜熱として吸熱することで冷媒の放熱効果を高めている。第 1 圧縮機 1 の圧縮により冷媒が A 点の状態から B1 点（例えば 7.7 MPa）の状態となる。そして、中間冷却器 3 における放熱により C1 点の状態となる。ここで、中間冷却器 3 に水を散布しているために、中間冷却器 3 において冷媒の冷却に係る圧力が低くなる。この中間冷却器 3 の冷却に係る圧力を中間圧とする。その後、第 2 圧縮機 5 の圧縮により D1 点（例えば 8.1 MPa）の状態となる。また、主放熱器 4 における放熱により E1 点の状態となる。ここで、主放熱器 4 においても、散水効果により冷却する圧力が低くなる。この主放熱器 4 の冷却に係る圧力を高圧とする。

40

【0039】

次に熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面上部に水を散布した場合（散水形態 2）では、特に中間冷却器 3 において放熱効果を高めている。第 1 圧縮機 1 の圧縮により冷媒が A 点の状態から B2 点（例えば 7.7 MPa）の状態となる。そして、中

50

間冷却器 3 における放熱により C 2 点の状態となる。ここでも、中間冷却器 3 に水を散布しているために中間圧が低くなる。その後、第 2 圧縮機 5 の圧縮により D 2 点（例えば 8・6 MPa）の状態となる。また、主放熱器 4 における放熱により E 2 点の状態となる。このように、主放熱器 4 においては、散水なしの場合に比べると散水により高圧が低くなるが、熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面全体に散水する散水形態 1 に比べると低下の程度は小さくなる。

【0040】

図 7 は熱源側熱交換器の伝熱面積あたりの散水量 Q_w と中間圧との関係を示す図である。図 7 に示す B 点、B 1 点、B 2 点は、図 6 の B 点、B 1 点、B 2 点にそれぞれ対応する。

10

【0041】

図 7 より、散水形態 1 において、B 1 点での散水量 Q_w は、約 6.8 ml/min/m^2 であり、このときの中間圧は約 7.7 MPa である。これに対して、散水形態 2 において、B 2 点での散水量 Q_w は、約 3.4 ml/min/m^2 であり、このときの中間圧は約 7.7 MPa である。これは、散水形態 2 のように、熱源側熱交換器のうち、上部に位置する中間冷却器 3 に散水することにより、熱源側熱交換器における伝熱面積あたりの散水量を、散水形態 1 のように全体に散水する場合に対して約半分にしても中間圧はほぼ等しくなることを示している。したがって、中間冷却器 3 への散水量を主放熱器 4 よりも多くしても（主放熱器 4 の散水量が少なくても）、中間圧はほとんど変化しない。

【0042】

20

図 8 は熱源側熱交換器の伝熱面積あたりの散水量 Q_w と膨張機 6 による回収動力との関係を示す図である。図 8 に示す ΔH は散水なしの場合、 ΔH_1 は散水形態 1 の場合、 ΔH_2 は散水形態 2 の場合の膨張機 6 の動作点における回収動力を表している。

【0043】

図 8 に示すように、散水なしの場合における回収動力 ΔH に比べ、伝熱面積あたりの散水量 Q_w が増加するにつれて回収動力は低下する。これは、主放熱器 4 における放熱する熱量が増加することで高圧が低下し、膨張機 6 における圧力差（例えば E 点－F 点）が小さくなるためである。散水形態 1 と散水形態 2 との関係では、散水形態 1 の方が主放熱器 4 の散水による放熱効果が高くなるため、高圧が低下し、 $\Delta H_2 > \Delta H_1$ となる。また、第 2 圧縮機 5 による昇圧量（例えば D 点－C 点）は、駆動力となる膨張機 6 の回収する動力に比例する。

30

【0044】

以上のことから、散水形態 1 と散水形態 2 における中間圧はほぼ変わらないので、散水形態 2 のように、熱源側熱交換器の伝熱面積あたりの散水量 Q_w を散水形態 1 のおよそ半分にし、また、中間冷却器 3 よりも伝熱面積あたりの散水量 Q_w を少なくすることによって主放熱器 4 の放熱効果を小さくするようにする。これにより、散水形態 1 に比べ、膨張機 6 の回収動力の低下を小さくすることができる。

【0045】

ここで、中間圧と高圧とは、中間冷却器 3、主放熱器 4 における凝縮能力と、第 2 圧縮機 5 の昇圧量とのバランスによって定まる。散水形態 2 では、散水形態 1 よりも主放熱器 4 における散水量が減少するため、主放熱器 4 において冷媒を冷却する能力は低くなる。ただ、第 2 圧縮機 5 の昇圧量が大きくなるため、中間冷却器 3 における中間圧は、散水形態 1 と散水形態 2 とにおいてほぼ等しくなる。

40

【0046】

また、熱源側熱交換器（中間冷却器 3、主放熱器 4）の外表面下部（冷媒出口部）のみに散水し、主放熱器 4 の放熱効果を高めようとする場合、中間冷却器 3 において散水による放熱効果を得られない。また、高圧の低下により膨張機 6 の回収動力が低下するため、図 7 の B 3 点に示すように中間圧が高くなる。

【0047】

50

以上のように、実施の形態１の冷凍サイクル装置によれば、散水装置３００により中間冷却器３に散水するようにしたので、散水しない場合に比べて第１圧縮機１の吐出圧力（中間圧）を低下させることができるので、第１圧縮機１の電動機の入力を低減することができる。また、冷媒を有効に冷却することができる。一方、主放熱器４における伝熱面積あたりの散水量を中間冷却器３における散水量よりも少なくなるようにしたので、主放熱器４における冷媒の冷却能力を中間冷却器３における冷却により補いつつ、膨張機６における回収動力を高めることができ、第２圧縮機５による昇圧量の低下を小さくすることができる。そのため、冷凍サイクル装置全体としてＣＯＰを向上させることができる。

【００４８】

また、本実施形態によれば、散水装置３００で熱源側熱交換器（中間冷却器３、主放熱器４）の外表面上部に水を散布する（主に中間冷却器３に散水する）ことで、中間冷却器３と主放熱器４との外表面全体に水を散布する場合と同等の効果を得ることができるため、散水に必要な水の使用量を低減させることができる。

【００４９】

さらに、本実施形態の冷凍サイクル装置によれば、散水装置３００による水の使用量を低減できるため、散水装置３００のポンプ２３で消費される動力を低減でき、冷凍サイクル装置の電力使用量を低減して、例えば冷房運転時のＣＯＰ等を向上させることが期待できる。

【００５０】

そして、本実施形態の冷凍サイクル装置によれば、第１圧縮機１の吐出温度センサ７１によって、散水装置３００の流量調節弁２７の開度を調節している。したがって、吐出温度に応じた中間圧となるように中間冷却器３への水の散布量を調節して、膨張機６による回収動力を維持することができる。これによって、冷房運転時におけるＣＯＰを向上させることができる。

【００５１】

また、本実施形態の冷凍サイクル装置によれば、散水装置３００による水の使用量を低減できるため、散水装置３００のポンプ２３を使用せずに、水道から導かれる水圧により散水するようにしてポンプ２３を省略することもできる。このときには、さらに電力使用量を低減することができる。また、冷媒に自然冷媒である二酸化炭素を用いることで、フロン等を使用せずにすみ、環境への負荷を低減させることができる。

【００５２】

実施の形態２．

上記の実施の形態１のほかにも本発明は、以下のようにしてもよい。

【００５３】

例えば、実施の形態１では、中間冷却器３を上段、主放熱器４を下段の構成とした。しかしながら、主放熱器４を上段、中間冷却器３を下段に配置して、中間冷却器３、主放熱器４の外表面下部に散水するようにして、中間圧を低下させるようにしてもよい。また、中間冷却器３を水を散布する外側、主放熱器４を内側として、中間冷却器３と主放熱器４を並列に配置するようにしてもよい。例えばこのような配置を行い場合には、中間冷却器３のみに散水がなされる。

【００５４】

また、実施の形態１では、第１圧縮機１の吐出温度センサ７１に基づいて、制御装置４００が散水装置３００の流量調節弁２７の開度を調節するようにしている。しかしながら、これに限定するものではなく、例えば第１圧縮機１が吐出する冷媒の圧力、第２圧縮機５における冷媒の吸入温度、第２圧縮機５における吸入圧力等を検知するセンサ（検知手段）を設ける。そして、これらのセンサの検知に係る物理量の値に基づいて、散水装置３００の散水量を調節するようにしてもよい。

【００５５】

さらに、実施の形態１においては、中間圧をおよそ７．７ＭＰａとしている。しかしながら、この圧力は特に好適な中間圧を意味するものであり、中間圧をこの値に限定するも

10

20

30

40

50

のではない。例えば 8.5 MPa としてもよい。

【0056】

さらに、実施の形態 1 では、冷房運転時のみ、膨張機 6 に冷媒を流入させて動力を回収するようにしているが、これに限定するものではなく、暖房運転時においても膨張機 6 で動力を回収するようにしてもよい。

【産業上の利用可能性】

【0057】

以上説明したように、本発明は、冷媒を超臨界状態まで圧縮して冷凍サイクルを行う冷媒回路を備えた冷凍サイクル装置に関して有用である。上述の実施の形態では、冷凍サイクル装置を空気調和装置に適用した場合について説明したが、冷凍倉庫内等を冷却する冷凍装置に適用することもできる。

【図面の簡単な説明】

【0058】

【図 1】実施形態 1 に係る冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。

【図 2】実施形態 1 の装置の暖房運転時における冷媒の流れを示す冷媒回路図である。

【図 3】実施形態 1 の装置の暖房運転時における冷媒の状態を表す P-h 線図である。

【図 4】実施形態 1 の装置の冷房運転時における冷媒の流れを示す冷媒回路図である。

【図 5】実施形態 1 の装置の冷房運転時における冷媒の状態を表す P-h 線図である。

【図 6】冷凍サイクル装置における散水形態の比較を表す P-h 線図である。

【図 7】伝熱面積あたりの散水量 Q_w と中間圧との関係を示す図である。

【図 8】伝熱面積あたりの散水量 Q_w と膨張機 6 の回収動力との関係を示す図である。

【符号の説明】

【0059】

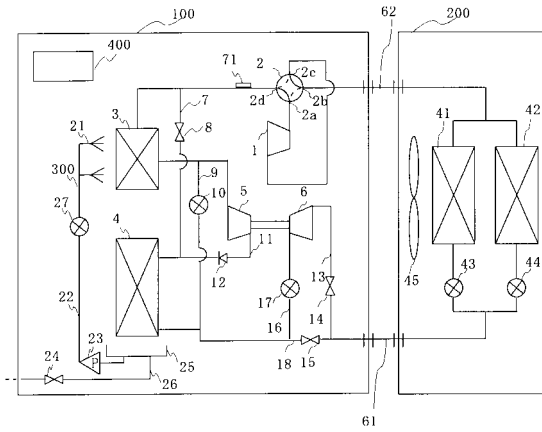
1 第 1 圧縮機、2 四方弁、3 中間冷却器、4 主放熱器、5 第 2 圧縮機、6 膨張機、7、9 配管、8, 14, 15, 24 開閉弁、10, 17, 43, 44 電子膨張弁、11, 13 吐出配管、12 逆止弁、16 吸入配管、18 バイパス配管、21 散水ノズル、22 散水管、23 ポンプ、25 ドレンパン、26 給水管、27 流量調節弁、41, 42 室内熱交換器、45 室内送風機、61, 62 配管、71 温度センサ、100 室外ユニット、200 室内ユニット、300 散水装置、400 制御装置。

10

20

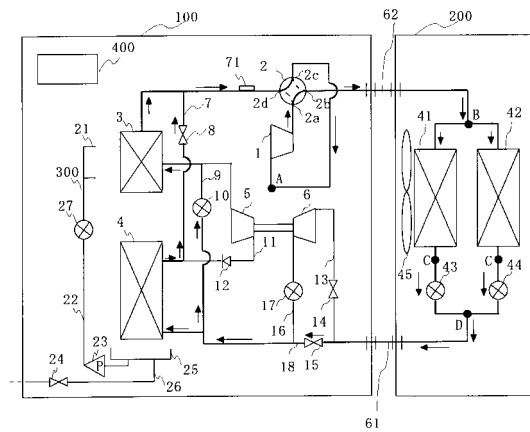
30

【図 1】

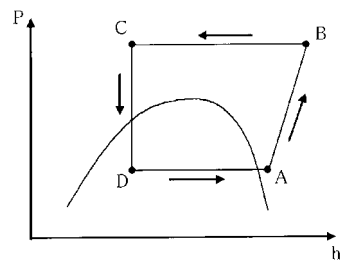


- | | |
|-------------------|--------------|
| 1 第1圧縮機 | 21 散水ノズル |
| 2 四方弁 | 22 散水管 |
| 3 中間冷却器 | 23 ポンプ |
| 4 主放熱器 | 25 ドレンパン |
| 5 第2圧縮機 | 26 給水管 |
| 6 膨張機 | 27 流量調節弁 |
| 7、9 配管 | 41、42 室内熱交換器 |
| 8、14、15、24 開閉弁 | 45 室内送風機 |
| 10、17、43、44 電子膨張弁 | 61、62 配管 |
| 11、13 吐出配管 | 71 温度センサ |
| 12 逆止弁 | 100 室外ユニット |
| 16 吸入配管 | 200 室内ユニット |
| 18 バイパス配管 | 300 散水装置 |
| | 400 制御装置 |

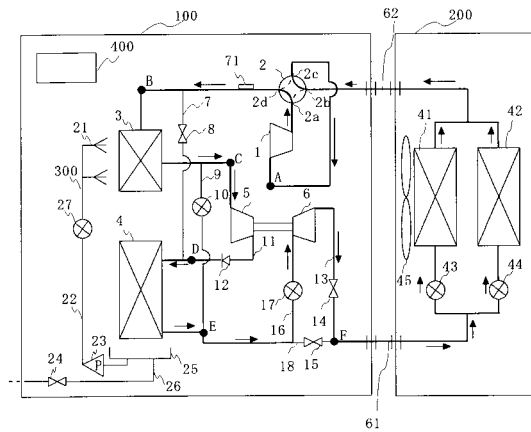
【図 2】



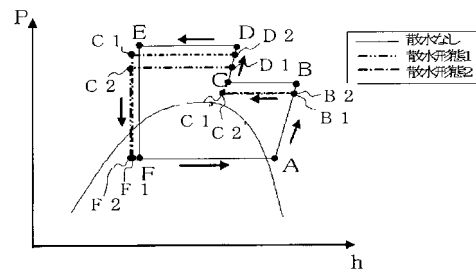
【図 3】



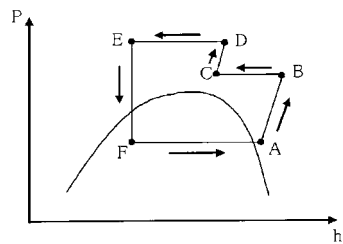
【図 4】



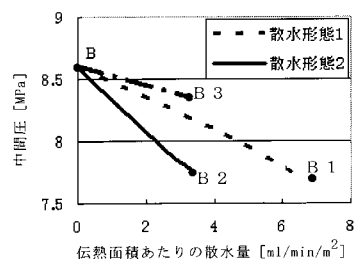
【図 6】



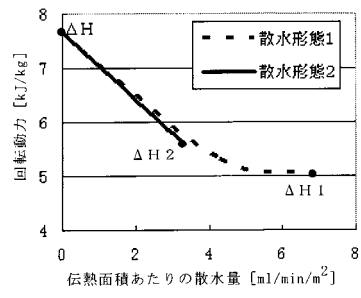
【図 5】



【図 7】



【図 8】



フロントページの続き

(72)発明者 高山 啓輔

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 島津 裕輔

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

Fターム(参考) 3L050 AA05 BD05