

(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2007-163013

(P2007-163013A)

(43) 公開日 平成19年6月28日(2007.6.28)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 2 4 F 1/00 (2006.01)	F 2 4 F 1/00 3 9 1 B	3 L O 5 1
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D	
F 2 8 F 1/24 (2006.01)	F 2 8 F 1/24	
F 2 8 F 1/38 (2006.01)	F 2 8 F 1/38	

審査請求 有 請求項の数 10 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2005-359054 (P2005-359054)
 (22) 出願日 平成17年12月13日 (2005.12.13)

(71) 出願人 000006013
 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 100113077
 弁理士 高橋 省吾
 (74) 代理人 100112210
 弁理士 稲葉 忠彦
 (74) 代理人 100108431
 弁理士 村上 加奈子
 (74) 代理人 100128060
 弁理士 中鶴 一隆
 (72) 発明者 畷崎 史武
 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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57) 【要約】

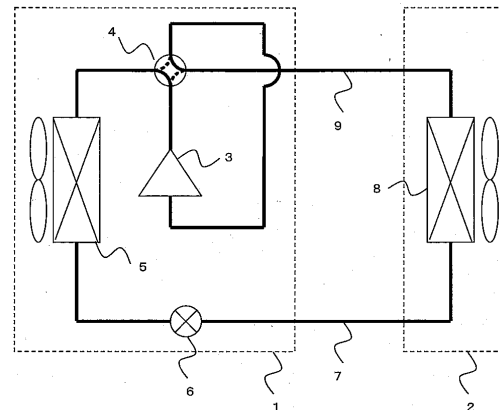
【課題】

冷媒として二酸化炭素を用いた従来の空気調和機は、蒸発器は並行流構成となる為、冷媒流路の出口近傍の空気温度が低く、高効率化の為過熱度を確保しようとした場合に、加熱される冷媒との温度差が小さくなる。その為、適当な加熱度を得るべく、蒸発器の冷媒蒸発温度を低く運転して空気と過熱冷媒との温度差を確保するようにすると、圧縮機の所要動力が増加して運転効率が低下し、逆に、蒸発温度を低下させないようにすると、適当な加熱度が得られず、小さくなった冷媒エンタルピ差のリカバリーの為圧縮機が搬送する冷媒流量を増加させねばならず、運転効率が低下するという課題があった。

【解決手段】

第1の熱交換器または第2の熱交換器は、放熱器及び蒸発器として作用させるときに、前記空気流路の風上側の列に冷媒流路の出口側となる伝熱管の一部が配置されるように構成することで、熱効率の向上を図る。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒を圧縮する圧縮機と、
前記冷媒の流量を制御する流量制御手段と、
前記冷媒が伝熱管の内部を通過する第 1 の熱交換器と、
前記冷媒が伝熱管の内部を通過する第 2 の熱交換器と、
前記圧縮機と前記流量制御手段と前記第 1 の熱交換器と前記第 2 の熱交換器とが冷媒流路により環状に接続され、内部に前記冷媒が流れる冷凍サイクルと、
前記第 1 の熱交換器を放熱器として作用させ、前記第 2 の熱交換器を蒸発器として作用させる冷熱供給用の冷媒流路と、前記第 1 の熱交換器を蒸発器として作用させ、前記第 2 の熱交換器を放熱器として作用させる温熱供給用の冷媒流路とに前記冷媒流路を切替える流路切替弁とより構成され、
前記冷凍サイクルは、高圧側が冷媒の臨界圧力以上、低圧側は臨界圧力以下で動作し、
前記第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、前記伝熱管が所定枚数のフィンプレートに貫通して多列多段に配置され、送風機により送風され形成される空気流路と対向する位置に配置され、
放熱器及び蒸発器として作用させるときに、前記空気流路の風上側の列に冷媒流路の出口側となる伝熱管の一部が配置されることを特徴とする冷凍サイクル装置。

10

【請求項 2】

第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、放熱器として作用させるときよりも蒸発器として作用させるときの方が、空気流路の風上側の列に配置される冷媒流路の出口側となる伝熱管の本数が多いことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

20

【請求項 3】

第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、蒸発器として作用させるときの冷媒流路の出口側となる伝熱管の前段の伝熱管が、空気流路の風下側に配置され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】

第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、放熱器として作用させるときの冷媒流路の入口側となる伝熱管と、出口部となる伝熱管とが隣接せずに配置され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。

30

【請求項 5】

第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、伝熱管の分岐数が複数であることを特徴とする請求項 1 乃至 4 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 6】

第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、放熱器として作用させるときの冷媒流路の入口部で分岐する伝熱管同士の距離が近接していることを特徴とする請求項 5 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 7】

第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、放熱器として作用させるときの冷媒流路の入口側となる伝熱管が、前記熱交換器の上端近傍に配置され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。

40

【請求項 8】

第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、蒸発器として作用させるときの冷媒流路の入口側となる伝熱管が、前記熱交換器の下端近傍に配置され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 9】

第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換機のいずれか一方、または両方は、蒸発器として作用させるときの冷媒流路の入口側となる伝熱管が、前記熱交換器の上端近傍に配置され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。

50

【請求項 10】

冷凍サイクルを流れる冷媒は、二酸化炭素であることを特徴とする請求項 1 乃至 9 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】

この発明は、冷凍装置や空調装置やチラーや給湯装置などの冷凍サイクル装置に関するものであり、特に二酸化炭素を冷媒を超臨界状態で運転効率を良く動作させる熱交換器の構造に関するものである。

【背景技術】

【0002】

フロン系冷媒は地球温暖化係数が大きいいため、それに代わる冷媒として二酸化炭素が注目されている。特許文献 1 は二酸化炭素を使用する空気調和機の開示例である。この空気調和装置は、圧縮機、放熱器、流量制御手段、蒸発器を主な構成要素として備え、これらの構成要素は伝熱管（冷媒配管）で順次接続されている。

【0003】

冷媒である二酸化炭素は、圧縮機から高温高圧状態の超臨界流体として吐出され、放熱器で空気を加熱しながら温度が低下し、さらに、流量制御手段で低温低圧状態の二相（気相と液相）混合流体に変化する。ついで冷媒は、蒸発器で空気を冷却しながら液体が蒸発して低温低圧状態の気体に変化し、圧縮機に戻る。

【0004】

ここでは、フィン有する放熱器は、空気の流れる方向と冷媒の流れる方向とを対向させて熱交換させるように構成されている。このような構成を対向流構成と言うが、こうすることにより、熱交換する際に空気と超臨界状態の二酸化炭素の温度差がほぼ一定に保たれることを狙っている。これによりこれら両者間における熱交換効率が高められ、高い空調能力が得られるとしている。

【0005】

【特許文献 1】特開 2001 - 263772 号公報（第 2 - 3 頁、図 1）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかし、従来の空気調和機は、空気調和機をヒートポンプとして使用し冷熱・温熱を供給する冷暖の 2 つの運転モードを実現させるようにした場合、一般に圧縮機の吐出・吸入側に四方弁を接続し、運転モードに応じて、冷媒の流れを反転させる構成となる。このとき、熱交換器は、一方の運転モードで放熱器として作用されるとともに、もう一方のモードでは蒸発器として作用され、各モードのときに熱交換器の冷媒流路は反転する。この熱交換器は、放熱器として作用される場合は対向流で熱交換するようにしていたが、この構成で蒸発器として作用させた場合には、冷媒流路が反転し、冷媒の流れる向きと空気の流れる向きとが並行して流れる並行流となる。このとき、蒸発器の冷媒流路の出口近傍の空気は、空気流路の最も風下となり、最も低温の空気となる。

【0007】

冷媒として二酸化炭素を用いた場合には、従来のフロン系の冷媒よりは蒸発器で活用できる冷媒のエンタルピ差が小さくなるので、冷凍サイクルの特性として、蒸発器出口の過熱度（SH）を適度に確保した方が高効率の運転を実現できる。しかし、従来の熱交換器の構成とした場合、蒸発器は並行流構成となるため、冷媒流路の出口近傍の空気温度が低いので、過熱度を確保しようとした場合に、加熱される冷媒（ガス冷媒）との温度差が小さくなる。そのため、適当な過熱度を得ようとするには、蒸発器の冷媒蒸発温度を低く運転して空気と過熱冷媒との温度差を確保するようにしなければならず、そのため圧縮機の所要動力が増加し、運転効率が低下するという課題があった。逆に、蒸発温度を低下させないように運転した場合には、適当な過熱度が得られず、冷媒エンタルピ差が小さくなり

10

20

30

40

50

、その分をリカバリーするために圧縮機が搬送する冷媒流量を増加させなければならず、この場合も運転効率が低下するという課題があった。

【0008】

この発明は以上の課題に鑑み、二酸化炭素を用いた冷凍サイクル装置においてヒートポンプとして適用した場合に、熱交換器が放熱器・蒸発器いずれに用いられても熱交換器性能を向上させ、冷凍サイクル装置の運転効率を向上させることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

冷媒を圧縮する圧縮機と、前記冷媒の流量を制御する流量制御手段と、前記冷媒が伝熱管の内部を通過する第1の熱交換器と、前記冷媒が伝熱管の内部を通過する第2の熱交換器と、前記圧縮機と前記流量制御手段と前記第1の熱交換器と前記第2の熱交換器とが冷媒流路により環状に接続され、内部に前記冷媒が流れる冷凍サイクルと、前記第1の熱交換器を放熱器として作用させ、前記第2の熱交換器を蒸発器として作用させる冷熱供給用の冷媒流路と、前記第1の熱交換器を蒸発器として作用させ、前記第2の熱交換器を放熱器として作用させる温熱供給用の冷媒流路とに前記冷媒流路を切替える流路切替弁とより構成され、前記冷凍サイクルは、高压側が冷媒の臨界圧力以上、低压側は臨界圧力以下で動作し、前記第1の熱交換器、第2の熱交換機のいずれか一方、または両方は、前記伝熱管が所定枚数のフィンプレートに貫通して多列多段に配置され、送風機により送風され形成される空気流路と対向する位置に配置され、放熱器及び蒸発器として作用させるときに、前記空気流路の風上側の列に冷媒流路の出口側となる伝熱管の一部が配置されるように構成されるものである。

10

20

【発明の効果】

【0010】

この発明は、熱交換器を放熱器として用いるときに、伝熱管の冷媒流路の出口側を空気流路の風上側の列に配置することで対向流構造とし熱交換効率を高めることができる。また、熱交換器を蒸発器として用いるときに伝熱管の冷媒流路の出口側を空気流路の風上側の列に配置することで、伝熱管を流れる冷媒とこの出口側の空気との温度差を大きく確保し、過熱度を高い蒸発温度で確保できるようになり、冷凍サイクル装置の運転効率を向上させることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

30

【0011】

以下、本発明の冷凍サイクル装置を空気調和機に適用した場合を例に説明する。尚、以降の各図面において同一番号の構成要素は同一のものとする。

実施の形態1.

本発明の実施の形態1の構成について図1及び図2に基づいて説明する。図1は本発明の空調機の冷媒回路図である。図1において、空気調和機の室外機1内には冷媒を圧縮する圧縮機3と、冷媒流路を切替る流路切替弁である四方弁4、第1の熱交換器である室外熱交換器5、冷媒の流量を制御する流量制御手段である電子膨張弁6が内蔵される。一方、空気調和機の室内機2内には、第2の熱交換器である室内熱交換器8が内蔵される。そして、室外機1、室内機2は冷媒流路である液管7、及びガス管9で接続され冷凍サイクルを構成する。

40

【0012】

図1において、室内熱交換器8から冷熱を供給する冷熱供給モードでは、四方弁4は実線の流路となり、室内熱交換器8から温熱を供給する温熱供給モードでは、四方弁4は点線の流路に切り換えられる。従って冷熱供給モードでは、圧縮機3、室外熱交換器5、電子膨張弁6、液管7、室内熱交換器8、ガス管9、圧縮機3がこの順序で環状に接続され、温熱供給モードでは、圧縮機3、ガス管9、室内熱交換器8、液管7、電子膨張弁6、室外熱交換器5、圧縮機3がこの順序で環状に接続され、冷媒流路の内部を冷媒が流れる冷凍サイクルが構成される。

【0013】

50

圧縮機 3 はインバータ回路により回転数が制御され容量制御されるタイプである。電子膨張弁 6 は絞り開度が可変な構造となっている。室外熱交換器 5 は送風機によって搬送される室外機 1 周囲の空気と熱交換を行う。室内熱交換器 8 は送風機によって搬送される室内機 2 周囲の空気と熱交換を行い、室内空間の冷却・加熱を行うことで冷暖房を実現する。本空気調和機の冷媒には例えば二酸化炭素が用いられる。

【0014】

図 2 は、室外熱交換器 5 の伝熱管の配置状況であるパス構造を示した断面図である。伝熱管 10 は所定の間隔で平行に配置されているフィンプレート 11 と一体化されており、このフィンプレート 11 に設けられている貫通孔（図示せず）を通った後、紙面垂直方向の手前・奥の両端で折り返され、再びフィンプレート 11 に戻るように配列されている。

10

送風機で送風される空気は、紙面左から右側に流れる空気流路を形成する。伝熱管 10 はこの空気流路方向に対し略直交するように配置され、空気流路に対して前後 2 列で構成される。そして、伝熱管 10 a および 10 i ~ 10 n が空気流路風上側の列に、伝熱管 10 b ~ 10 h は空気流路風下側の列に配置される。

【0015】

図 2 において、冷熱供給モードのときは、圧縮機 3、四方弁 4 を経た冷媒は、実線矢印のように室外熱交換器 5 に流入し、伝熱管 10 a、10 b の順に 10 n まで流れ、電子膨張弁 6 に流出する。一方、温熱供給モードのときは、電子膨張弁 6 から流入した冷媒は、点線矢印のように室外熱交換器 5 に流入し、伝熱管 10 n、10 m の順に 10 a まで流れ、四方弁 4、圧縮機 3 に流出する。室外熱交換器 5 は冷熱供給モードでは放熱器、温熱供給モードでは蒸発器として作用する。そして、室外熱交換器 5 において、放熱器として作用するとき冷媒流路の出口側となる伝熱管 10 i ~ 10 n と、蒸発器として作用するとき冷媒流路の出口側となる伝熱管 10 a とは、ともに、空気流路風上側の列に配置される。

20

【0016】

次に、この空気調和機の動作について図 3 に基づいて説明する。図 3 は、本発明の実施の形態 1 を表す空気調和機の運転動作の圧力とエンタルピとの関係を表した P-H 線図であり、横軸はエンタルピを表し、縦軸は圧力を表す。

まず冷熱供給モードにおける P-H 線図を説明する。冷熱供給モードでは、圧縮機 3 に吸入される低圧低温のガス冷媒（図 3、点 A）が臨界圧力 P_c 以上の圧力、即ち超臨界の状態まで圧縮され、高圧高温のガス冷媒（図 3、点 B）となって吐出される。その後四方弁 4 を経て放熱器となる室外熱交換器 5 に流入し、ここで冷媒は超臨界状態のまま室外機 1 周囲の空気に放熱しながら冷却され、高圧中温の冷媒（図 3、点 C）となる。その後電子膨張弁 6 で減圧され、低圧二相の状態（図 3、点 D）となった後で、液管 7 を経て蒸発器である室内熱交換器 8 に流入し、ここで室内機 2 周囲の空気から熱を奪い、冷房運転を行いながら、加熱蒸発され、低圧低温のガス冷媒（図 3、点 A）となる。その後、ガス管 9、四方弁 4 を経た後で再度圧縮機 3 に吸入される。

30

【0017】

次に温熱供給モードにおける P-H 線図を説明する。温熱供給モードでも P-H 線図上の冷媒の動作は冷熱供給モードと同様になる。圧縮機 3 に吸入される低圧低温のガス冷媒（図 3、点 A）が超臨界の状態まで圧縮され、高圧高温のガス冷媒（図 3、点 B）となって吐出される。その後四方弁 4 を経て放熱器となる室内熱交換器 8 に流入し、ここで冷媒は超臨界状態のまま室内機 2 周囲の空気に放熱し、暖房運転を行いながら冷却され、高圧中温の冷媒（図 3、点 C）となる。その後液管 7 を経て電子膨張弁 6 で減圧され、低圧二相の状態（図 3、点 D）となった後で、蒸発器である室外熱交換器 5 に流入し、ここで室外機 1 周囲の空気から熱を奪い、加熱蒸発され、低圧低温のガス冷媒（図 3、点 A）となる。その後、四方弁 4 を経た後で再度圧縮機 3 に吸入される。

40

【0018】

次に室外熱交換器 5 における熱交換動作について説明する。まず冷熱供給モードの動作について説明する。図 4 は冷熱供給モードにおける室外熱交換器 5 内の冷媒と空気の温度

50

分布を示した図である。図において、横軸は伝熱管10の位置、縦軸は温度を表す。

【0019】

図4に示されるように、冷媒は室外熱交換器5内の伝熱管10を流れながら空気と熱交換し冷却され、次第にその温度は低下する。一般に冷媒特性として超臨界状態では、臨界点から遠いほど冷媒比熱が小さく、温度変化がしやすくなる。二酸化炭素の臨界温度は31であり、冷房運転中の外気温度の近傍にあるため、圧縮機3から吐出された後の高温冷媒は比較的比熱が小さく、室外熱交換器5で冷却が進んだ後の冷媒は臨界温度に近づくため比較的比熱が大きくなる。従って冷媒の温度変化は、室外熱交換器5入口に近い伝熱管10では大きく変化する一方で、室外熱交換器5出口に近い伝熱管10では小さくなる。

10

【0020】

一方、各伝熱管10の近傍に流入する空気温度は、風上側列に存在する伝熱管10aおよび10i~10nの周囲では、流入する室外機1周囲の空気温度となり、風下側列に存在する伝熱管10b~10h周囲では、風上側列の伝熱管10で加熱されるため流入空気温度よりも高温となる。各伝熱管10の冷媒と空気との温度差は、ほぼ対向流の伝熱管配置となるため、概ね一樣となる。また冷媒の温度が低く、空気との温度差を確保しにくい熱交換器出口側伝熱管10i~10nを空気風上側に配置しているため、この部分でも適度な温度差が確保される。そのため、温度差の小さく熱交換量の少ない箇所が生じない構造となっており、効率のよい熱交換が実施され、結果空気調和機の運転効率を向上することができる。

20

【0021】

ここで、ほぼ対向流の伝熱配置、及びほぼ並行流の伝熱配置について以下に定義する。図2において、伝熱管10b~10hをひとつの放熱器X、伝熱管10i~10nをひとつの放熱器Yとし、これらが冷媒流路で接続されているものとする。そして、冷熱供給モードのときのように冷媒がこの放熱器X、Yの順で流れ、空気の流れはこの冷媒の流れと対向するような場合をほぼ対向流の伝熱配置と定義する。また、温熱供給モードのときのように、冷媒がこの放熱器Y、Xの順でながれ、空気の流れもこの冷媒の流れと同じになるような場合を、ほぼ並行流の伝熱配置と定義する。

【0022】

次に温熱供給モードの動作について説明する。図5は温熱供給モードにおける室外熱交換器5内の冷媒・空気の温度分布を示した図である。図5において、横軸は伝熱管10の位置、縦軸は温度を表す。

30

【0023】

図5に示されるように、冷媒は室外熱交換器5内の伝熱管10を流れるにつれ、空気と熱交換し加熱されるが、二相状態での熱交換となるので、圧力損失に相当する量だけ温度低下するものの、ほとんど一樣の温度分布となる。二相状態での熱交換が完了し、過熱ガス部での熱交換となると、過熱度分だけ温度が上昇する。蒸発器内の冷媒エンタルピ変化は二相部分での変化がほとんどを占め、過熱ガス部分は数%程度しか存在しないので、図に示されるように、過熱ガス部分は熱交換器出口近傍に限定される。

【0024】

一方、各伝熱管10近傍に流入する空気温度は、風上側列に存在する伝熱管10aおよび10i~10n周囲では流入する室外機1周囲の空気温度となり、風下側列に存在する伝熱管10b~10h周囲では、風上側列の伝熱管10で冷却されるため流入空気温度よりも低温となる。各伝熱管10の冷媒と空気との温度差は、冷媒側の温度変化がほとんど無いため、伝熱管10のパス構造をどのようにとってもほぼ同様の状況となる。しかし、過熱ガス部分については、冷媒温度が上昇し、空気温度と近接することから、この部分の空気については、できるだけ高温の空気、即ち室外熱交換器5に流入する空気を供給する方が、冷媒と空気の温度差が確保され、より効率的に熱交換を行うことができる。そこでこの実施の形態1では、蒸発器出口直前にあたり、過熱ガス部分が存在する伝熱管10aを空気流路風上側に配置し、温度差を確保することで適量の過熱度が確保される構造と

40

50

する。

【0025】

次に、蒸発器出口過熱度と空気調和機の運転効率との一般的な相関について説明する。図6は蒸発器の出口の過熱度に対する空気調和機の運転効率の変動状況を模式的に表したグラフであり、横軸に過熱度、縦軸に運転効率を示す。

【0026】

過熱度が変化すると装置の運転状況に次のような影響を及ぼす。まず、過熱度が大きくなると蒸発器出口温度は高くなり、冷媒エンタルピも増大する。従って蒸発器出入口でのエンタルピ差も増大し、蒸発器に同流量の冷媒が流れるとしても、より多くの熱を周囲から奪うことができる。従って冷却能力が増大し装置の運転効率は点線アに示すように上昇する傾向となる。一方過熱度が大きくなると、蒸発器9内部での気液二相部の領域が減少し、ガス部領域が増大する。一般に冷媒の熱伝達率は気液二相部が大きく、ガス部が小さくなるのでガス部領域が増大すると蒸発器全体では伝熱性能が低下する。従って冷却能力が減少し、装置の運転効率は点線イに示すように低下する傾向となる。これらから図6の実線に示すように、エンタルピ差増大の影響と伝熱性能の低下の影響が相まって、装置の運転効率としてはある過熱度で効率最大となるピークを持つ。

10

【0027】

この効率最大となる過熱度は、冷媒の特性によって変化し、蒸発器エンタルピ差の影響を受ける。二酸化炭素のように高圧側が超臨界状態で運転される場合には、冷媒の潜熱が利用できず顕熱に相当する分の冷媒エンタルピ差が放熱器で冷却される。そのため放熱器出口のエンタルピ、即ち蒸発器入口のエンタルピが高くなり、その分蒸発器でのエンタルピ差が小さくなる。一方、従来冷媒であるフロン系冷媒の場合は、高圧が臨界圧以下で運転されるため、放熱器で冷媒が凝縮され、多くの熱が放出されるので、その分冷媒エンタルピが低下する。従って蒸発器入口のエンタルピが低下し、蒸発器でのエンタルピ差が拡大する。

20

【0028】

例えば、フロン系冷媒のR410Aと二酸化炭素の蒸発器エンタルピ差を比較すると、高圧の冷媒温度が40（二酸化炭素の場合、放熱器出口温度、R410Aの場合凝縮温度）、低圧の蒸発温度が10の場合の蒸発器エンタルピ差はR410Aで160kJ/kg、二酸化炭素で120kJ/kgとなり、二酸化炭素はR410Aの3/4のエンタルピ差となる。

30

【0029】

蒸発器エンタルピ差が小さい冷媒の場合、図6の点線アの影響、すなわち過熱度を大きくする事によるエンタルピ差拡大の効果が大きくなる。二酸化炭素とR410Aの過熱度に対する特性を図6と同様に比較すると、図7に示す特性となり、二酸化炭素の方が点線アの影響が大きくなる分、高過熱度で効率最大となる。従って蒸発器出口で適度な過熱度を確保できるような構成とすることが効率向上のために重要となる。

【0030】

実施の形態1では、そのため蒸発器出口の過熱度が確保されやすいような伝熱管パス構成としている。従来例のように、熱交換器が放熱器として作用するとき単純に対向流となるような構成とすると、蒸発器として作用するとき並行流構成となり、冷媒側出口近傍の伝熱管10の空気温度が低下し、過熱度確保のための温度差がなくなり、結果的に適切な過熱度がとれなくなるのに対し、本実施の形態では、蒸発器出口直前にあたり、過熱ガス部分が存在する伝熱管10aを空気流路風上側に配置し、温度差を確保することで適当量の過熱度が確保する運転を実現し、空気調和機の運転効率を向上することができる。

40

【0031】

なお、空気流路風上側に配置する伝熱管10の7本の内訳は、図2に示されるように、放熱器として作用するときの出口側伝熱管が6本、蒸発器として作用するときの出口側伝熱管が1本としており、放熱器として作用するときの出口側伝熱管10の本数が多くなるように配置する。これは、図4、図5の冷媒温度分布にも示されているように、冷媒温度

50

と空気温度が近接する領域が放熱器として作用するときの方が多くなるためである。放熱器で動作する場合は、前述したように、超臨界域での熱交換という特性から、臨界温度に近い領域の比熱が大きく、冷媒温度の低い領域が多くなり、この部分での熱交換量が多くなる。この領域で効率よく熱交換させるには、空気との温度差を確保する必要がある。そのため、放熱器として作用するときの出口側伝熱管10は、できるだけ多く、空気流路風上側の列に配置する方が、熱交換器としての性能が向上し、好ましい。

【0032】

一方、蒸発器として作用する場合は、適度な過熱度が得られれば良いので、空気流路風上側の列に配置する伝熱管10の本数はその分に必要な熱交換量を得られる本数であればよく、それ以上多くあっても特に効率向上に寄与しない。蒸発器全体の熱交換量を見ると、多くの熱交換量は二相状態での熱交換でまかなわれるので、過熱部に必要とされる熱交換量は少なく、伝熱管10の必要本数は少数となる。

10

【0033】

以上から空気流路風上側の列において必要とされる熱交換量については、放熱器の場合に必要とされる熱交換量 > 蒸発器の場合に必要とされる熱交換量となるので、冷暖各モードのトータルしての効率を考えると、空気流路風上側の列に配置する伝熱管10は、蒸発器出口の過熱度を確保するために一部は蒸発器出口の伝熱管10とするが、多くは放熱器出口の伝熱管10とすることが望ましく、これにより空気調和機の運転効率を向上することができる。

【0034】

また蒸発器として作用するときには出口となる伝熱管10aに隣接する伝熱管10bについては、図2に示すように伝熱管10aの空気流路風下側に配置することが望ましい。蒸発器として作用するときには、過熱度を得るため、伝熱管10a、10bの2本が必要である場合に、伝熱管10bを空気流路風上側に配置すると、放熱器として作用するときには出口側となる伝熱管が空気流路風上側に配置される本数が減少するため、放熱器としての性能が低下する。伝熱管10bを伝熱管10aの風下側に配置すると、蒸発器として作用するときには、伝熱管10aでは、冷媒がガス冷媒であるため、他の二相領域の伝熱管10と比べ、伝熱性能が低下し、熱交換量が低下する。従って伝熱管10aでの空気温度低下は他の伝熱管よりも少なく、その風下側の伝熱管に流入する温度は、他の風下側の列に配置されている伝熱管10よりも高くなる。そのため、伝熱管10bで過熱度を得ようとした場合に、より高温の空気と熱交換するため、過熱度を確保しやすくなる。従って、図2のような伝熱管10a、10bの配置とすることで、放熱器としての性能低下を起こすことなく過熱度を確保しやすい熱交換器とすることができ、高性能の熱交換器とすることができる。

20

30

【0035】

また放熱器として作用するときには入口部となる伝熱管10aおよび伝熱管10aに近接する伝熱管10と、放熱器として作用するときには出口部となる伝熱管10nおよび伝熱管10nに近接する伝熱管10は、隣接せずにできるだけ距離を置いて配置することが望ましい。冷媒として二酸化炭素を用いた放熱器においては、温度が次第に低下し、図4に示すように低温部の領域が多くなるので、高温部の冷媒から低温部の冷媒へフィンプレート11を介して熱移動が発生し、低温部が加熱され、冷媒を冷却するという放熱器の機能を阻害することが発生しやすい。図2に示すような伝熱管10の配置とすると、放熱器として作用するときには入口部となる伝熱管10と出口部となる伝熱管10の距離が遠くなるため、前述した熱移動が抑制され、高性能の熱交換器とすることができる。

40

【0036】

なお、放熱器として作用するときの出口に近い伝熱管10ほど高温となる入口部の伝熱管10と距離を置いた方が望ましい。前述した熱移動が発生した場合に、出口から遠い伝熱管10が加熱されても、そこから下流の伝熱管10で再度冷却されるので、熱交換器出口の温度は適度に低い値とすることができ、熱交換性能は若干低下するものの、熱交換量の大幅な低下は生じない。一方、出口に近い伝熱管10、例えば伝熱管10nが加熱され

50

ると、その下流の伝熱管 10 で再度冷却されることが無いので、高温のまま冷媒が放熱器を流出する。そのため、放熱器での熱交換量の大幅な低下が生じ、空気調和機の能力の低下、及び効率の低下が発生する。

図 2 に示す伝熱管 10 の配置では、この理由に鑑み、放熱器として作用するときの出口に近い伝熱管 10 m、10 n などは入口部の伝熱管 10 a などから最も離れた位置に配置する。そのため、上記のような放熱器での熱交換量の大幅な低下が回避され、高効率の空気調和機の運転を実現することができる。

【0037】

以上のように、実施の形態 1 の空気調和機によれば、熱交換器を放熱器として用いるときに、伝熱管の冷媒流路の出口側を空気流路の風上側の列に配置することで対向流構造とし熱交換効率を高めることができる。また、熱交換器を蒸発器として用いるときに、伝熱管の冷媒流路の出口側を空気流路の風上側の列に配置することで、伝熱管を流れる冷媒とこの出口側の空気との温度差を大きく確保し、過熱度を高い蒸発温度で確保する運転が実現されるため、空気調和機の運転効率を向上できるという効果を奏することができる。

10

【0038】

図 2 では、熱交換器を 2 列、7 段、総計 14 本の伝熱管 10 で構成されているが、列数、段数が複数あれば、この数字に限定されることなく、どのような形態の熱交換器においても同様の効果を得ることができる。

また室内熱交換器 8 にこの構成を適用しても良く、室外熱交換器 5、室内熱交換器 8 の両方の熱交換器にこの構成を適用してもよい。

20

またフィンプレート 11 は各列に渡って一体となる構造で無くてもよく、列間でフィンプレート 11 が切断されている構造であってもよい。

【0039】

また図 2 に示すようなフィンプレート 11 を用いて構成される熱交換器を複数個接続して一体の熱交換器構造とした場合にも本発明を適用することができる。この場合は、空気流路風上側に配置される熱交換器の伝熱管 10 に、放熱器として作用するときの出口側伝熱管 10、および蒸発器として作用するときの出口側伝熱管 10 を配置するとともに、放熱器として作用するときの出口側伝熱管 10 の本数が多くなるように配置する。このような配置とすることで、図 2 の熱交換器のように伝熱管 10 を配置した場合と同様の効果を得ることができる。

30

【0040】

また図 2 の伝熱管 10 の管径については、同一でなくてもよく、局所的に変更してもよい。放熱器として作用するときの出口側伝熱管 10、例えば伝熱管 10 i ~ 10 n を他の伝熱管より細径化してもよい。この領域では、冷媒は低温高密度の状態となっているため、冷媒流速が低下し、伝熱性能が低くなるとともに、空気との温度差が小さいので伝熱量が低下しやすい。細径化することにより冷媒流速が上昇し、伝熱性能が向上するため、この領域でも適度な伝熱量を確保することができ、高性能の熱交換器とすることができる。

【0041】

また図 2 のフィンプレート 11 にスリットを設けてもよい。スリットにより、空気側の伝熱性能が向上するとともに、後述する放熱器として作用するときの高温部から低温部への熱移動が抑制されるので、高性能の熱交換器とすることができる。

40

なお、スリットについては、フィンプレート 11 に全て配置する必要はなく、局所的に配置してもよい。局所的に配置することで、スリットを設ける事による通風抵抗の増大を抑制し、風量低下を抑制できるので、高性能の熱交換器とすることができる。局所的に配置する場合には、例えば放熱器として作用するときの出口側伝熱管 10 周囲に配置する。これにより、空気との温度差が小さく、熱交換量が低下しやすいこの領域の伝熱性能が確保され、スリットによる性能上昇を効果的に得ることができ、高性能の熱交換器とすることができる。またスリットを放熱器として作用するときの入口側の伝熱管 10 a、10 b の周囲のみに配置してもよい。このとき、スリットの機能を高温部から低温部への熱移動の抑制機能として効果的に活用することができ、高性能の熱交換器とすることができる。

50

【 0 0 4 2 】

実施の形態 2 .

実施の形態 1 では、熱交換器での冷媒の分岐数が 1 の場合を示しているが、実施の形態 2 では、この分岐数が複数の場合について説明する。図 8 は、実施の形態 2 の熱交換器の伝熱管配置を示した図である。

【 0 0 4 3 】

図 8 に示すように、冷熱供給モードのときは、圧縮機 3、四方弁 4 を経た冷媒は、実線矢印のように室外熱交換器 5 の中央部において近接した 2 つの伝熱管に流入し、一方の流路は後列の略半分の図面上側の伝熱管を流れた後、前列の内略半分の図面上側の伝熱管に流入し電子膨張弁 6 に流出する。他方の流路は、後列の略半分の図面下側の伝熱管を流れた後、前列の内略半分の図面下側の伝熱管に流入し電子膨張弁 6 に流出する。

10

【 0 0 4 4 】

このように、冷熱供給モードにおいて放熱器として作用するとき各冷媒分岐の入口部となる伝熱管 10 を近接して配置すると、各入口部伝熱管 10 は高温であるので、前述した熱移動が抑制され、より高性能の熱交換器とすることができ、空気調和機の運転効率を高くすることができる。

【 0 0 4 5 】

なお図 8 では分岐数が 2 の場合を図示しているが、分岐数が 2 以上であっても、同様に放熱器として作用するとき各冷媒分岐の入口部となる伝熱管 10 を近接して配置することで、熱移動を抑制し、高性能の熱交換器とすることができ。

20

【 0 0 4 6 】

実施の形態 3 .

実施の形態 2 では、分岐した冷媒流路が熱交換器の中央に流入する場合を示したが、実施の形態 3 では、分岐した冷媒流路が、熱交換器の両端に流入する場合について説明する。図 9 は、実施の形態 3 の熱交換器の伝熱管配置を示した図である。

【 0 0 4 7 】

図 9 に示すように、冷熱供給モードのときは、圧縮機 3、四方弁 4 を経た冷媒は、実線矢印のように室外熱交換器 5 の近接した 2 つの伝熱管に流入し、一方の流路は後列の略半分の図面下側の伝熱管を流れた後、前列の内略半分の図面上側の伝熱管に流入し、再び後列の伝熱管を流入した後その前列の伝熱管を経て電子膨張弁 6 に流出する。室外熱交換器 5 の 2 つの伝熱管に流入した他方の流路は、後列の略半分の図面上側の伝熱管を流れた後、前列の内略半分の図面下側の伝熱管に流入し、再び後列の伝熱管を流入した後その前列の伝熱管を経て電子膨張弁 6 に流出する。

30

【 0 0 4 8 】

このように、放熱器として作用するとき各冷媒分岐の入口部となる伝熱管 10 を熱交換器上端近傍に、蒸発器として作用するとき各冷媒分岐の入口部となる伝熱管 10 を熱交換器下端近傍に配置してもよい。それにより、放熱器として作用するとき、入口部の高温の伝熱管 10 と出口部の低温の伝熱管 10 とを隣接せずに距離を最も遠くすることができ、フィンプレート 11 を介した冷媒から冷媒への熱移動を抑制でき、高性能の熱交換器とすることができ。

40

【 0 0 4 9 】

また蒸発器として作用するときの入口部の伝熱管 10 温度は図 5 に示すように、他の二相状態部分の温度に比べて比較的高い温度となるので、運転中に熱交換器に着霜があったとしても着霜量は他の部分より少なくなり、霜を溶かすデフロスト運転を行った場合、より早くデフロストを進行することができる。デフロスト中は溶解水が熱交換器の上から下に流れてきて、デフロストのための熱がその溶解水の加熱にも使われるので一般に熱交換器最下部のデフロストの進行が最も遅れる。しかし、図 9 のような伝熱管 10 配置とすることで、熱交換器下部の着霜量を低減し、デフロスト進行を熱交換器各部で均一に進めるようにすることで、デフロスト完了に要する時間を短縮することができ、デフロスト運転時間を低減できるので、空気調和機の運転効率を高めることができる。

50

【0050】

また熱交換器に流入する空気流路形態が水平方向から吸い込み、上昇方向に吹き出す場合、熱交換器内の風向は水平よりも若干斜め上向きとなる。このとき、放熱器として作用するとき高温部である入口部の伝熱管10が熱交換器の下部に配置されていると、高温部の伝熱管10で温められた高温の空気が、その上方の伝熱管10に流入することになり、そこでの冷媒と空気との温度差が小さくなるので、熱交換量が低減する。しかし、図9のように、放熱器として作用するとき高温部である入口部の伝熱管10が熱交換器上部に配置されていると、前述したような高温の空気が下流の伝熱管10に流入することが無く、熱交換量の低減が回避できるのでより、高性能の熱交換器とすることができる。

【0051】

図10は実施の形態3の別な構成を示す図である。図10に示すように、放熱器として作用するときの各冷媒分岐の入口部となる伝熱管10を熱交換器下端近傍に、蒸発器として作用するときの各冷媒分岐の入口部となる伝熱管10を熱交換器上端近傍に配置しても良い。このような配置としても、放熱器として作用するとき、入口部の高温の伝熱管10と出口部の低温の伝熱管10とを隣接せずに距離を最も遠くすることができ、フィンプレート11を介した冷媒から冷媒への熱移動を抑制でき、高性能の熱交換器とすることができる。

【0052】

室外熱交換器5の着霜に対しリバースサイクルでデフロスト運転を行うときは冷房運転と同様の冷媒流路となり、室外熱交換器5では放熱器として作用するときと同様の冷媒流路となる。このとき、入口部の伝熱管10は高温の冷媒が流れることになり、デフロストの進行が早くなる。従って前述したような上方からの溶解水の流れ込みがあっても下部のデフロストに要する時間は長くない。そのためデフロスト進行が熱交換器各部で均一に進み、デフロスト完了に要する時間を短縮することができ、デフロスト運転時間を低減できるので、空気調和機の運転効率を高めることができる。

【0053】

なお、実施の形態1乃至3では、冷凍サイクル装置として空気調和機を例に説明したが、空気調和機以外の冷凍装置やチラ - や給湯装置などに適用しても構わない。この際に、2つの熱交換器のうち的一方が水など空気以外の媒体と熱交換を行う形態であっても、残りの一方が伝熱管をフィンプレートから構成される空気熱交換器であれば、後者の熱交換器に本発明を適用することにより、同様の効果を得ることができる。また、冷媒は二酸化炭素として説明したが、それ以外にもエタンなど高圧側が超臨界状態で、低圧側が臨界圧力以下で動作する冷媒についても同様の効果が得られる。蒸発器でのエンタルピ差が少なくなることから本実施の形態における熱交換器構成が有効となるからである。また、二酸化炭素とHCの混合冷媒など、超臨界状態で運転される冷媒と他の冷媒との混合冷媒であっても、高圧側が超臨界状態で、低圧側が臨界圧力以下で動作する冷媒である場合には、同様の効果を得ることができる。

【0054】

また、実施の形態1乃至3では、熱交換器の伝熱管10の内部形状が溝付管や平滑管であっても、またフィンプレート11の形状が平板だけでなく、スリットやウエーブ形状などを含むものであっても同様の効果を得ることができる。また熱交換器構造が扁平の多孔管である伝熱管に冷媒が流通し、伝熱管をコルゲートフィンで接続した構造であり、この構造の熱交換器が空気流路に多列に配置されている構造であってもよい。この場合も空気流路風上側に、放熱器として用いるときに出口側となる伝熱管と蒸発器として用いるときに出口側となる伝熱管を配置することで同様の効果を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0055】

【図1】この発明の実施の形態1を示す空気調和機の回路図である。

【図2】この発明の実施の形態1に係わる熱交換器の伝熱管配置を示した図である。

【図3】この発明の実施の形態1に係わる空気調和機の圧力とエンタルピの相関を示す図

10

20

30

40

50

である。

【図4】この発明の実施の形態1に係わる放熱器として作用するときの熱交換器内温度分布を示した図である。

【図5】この発明の実施の形態1に係わる蒸発器として作用するときの熱交換器内温度分布を示した図である。

【図6】この発明の実施の形態1に係わる空気調和機の過熱度と運転効率の相関を示す図である。

【図7】この発明の実施の形態1に係わる各冷媒における空気調和機の過熱度と運転効率の相関を示す図である。

【図8】この発明の実施の形態2に係わる他の熱交換器の伝熱管配置を示した図である。

【図9】この発明の実施の形態3に係わる他の熱交換器の伝熱管配置を示した図である。

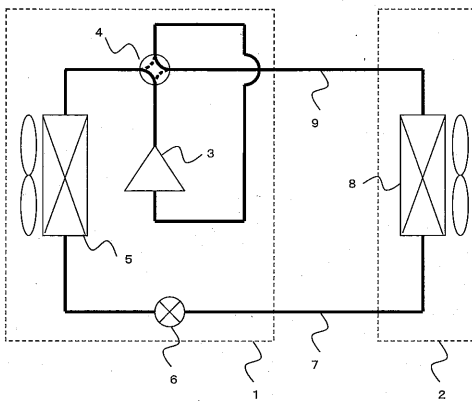
【図10】この発明の実施の形態3に係わる他の熱交換器の伝熱管配置を示した図である。

【符号の説明】

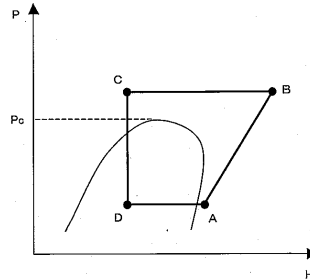
【0056】

- 1 室外機、2 室内機、3 圧縮機、4 四方弁、5 室外熱交換器、6 電子膨張弁
- 7 液管、8 室内熱交換器、9 ガス管、10 伝熱管、11 フィンプレート

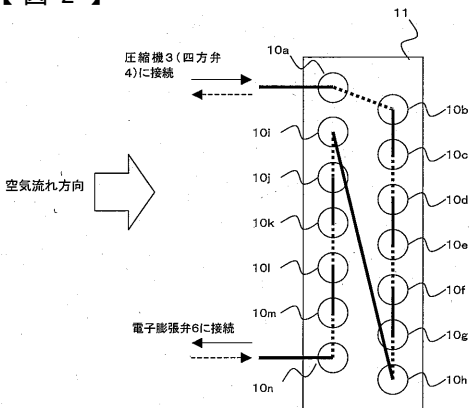
【図1】



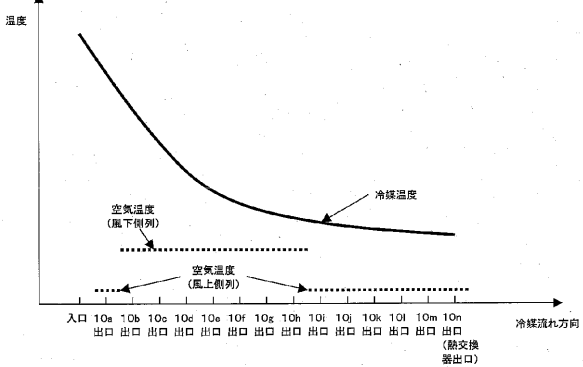
【図3】



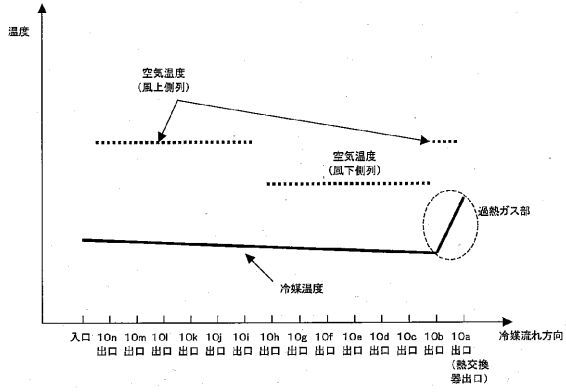
【図2】



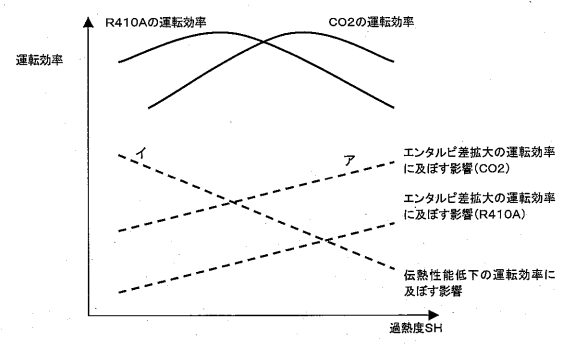
【図4】



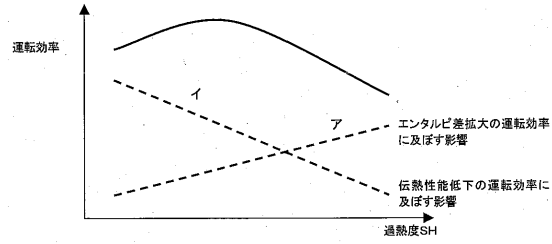
【図5】



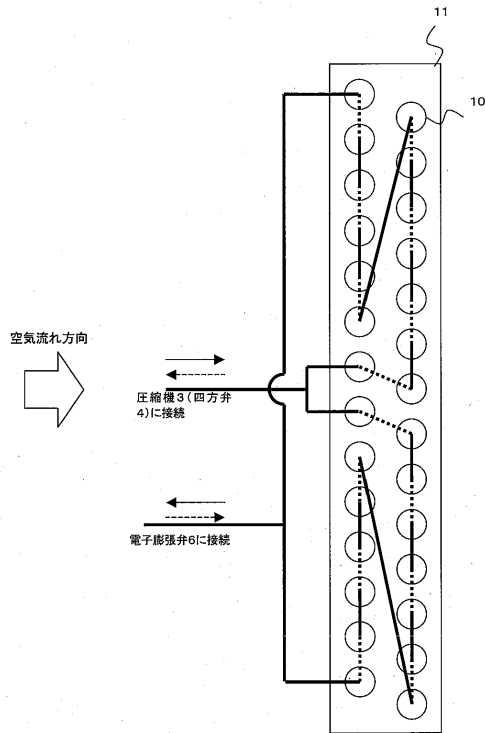
【図7】



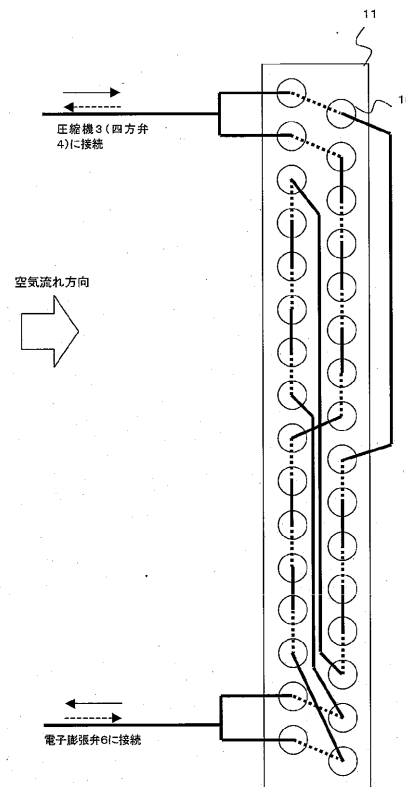
【図6】



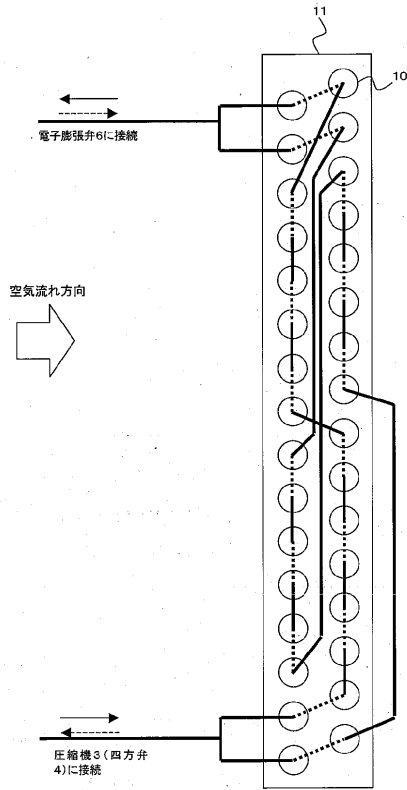
【図8】



【図9】



【図 10】



フロントページの続き

(72)発明者 岡崎 多佳志

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) 3L051 BF10