

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6109303号
(P6109303)

(45) 発行日 平成29年4月5日(2017.4.5)

(24) 登録日 平成29年3月17日(2017.3.17)

(51) Int. Cl.			F I		
F 2 5 B	39/00	(2006.01)	F 2 5 B	39/00	C
F 2 8 D	1/053	(2006.01)	F 2 8 D	1/053	A
F 2 5 B	41/00	(2006.01)	F 2 5 B	41/00	C

請求項の数 5 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2015-515670 (P2015-515670)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成25年5月8日(2013.5.8)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2013/062934		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02014/181400	(74) 代理人	100098604
(87) 国際公開日	平成26年11月13日(2014.11.13)		弁理士 安島 清
審査請求日	平成27年10月8日(2015.10.8)	(74) 代理人	100087620
			弁理士 高梨 範夫
		(74) 代理人	100125494
			弁理士 山東 元希
		(74) 代理人	100153936
			弁理士 村田 健誠
		(74) 代理人	100160831
			弁理士 大谷 元
		(74) 代理人	100166084
			弁理士 横井 堅太郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器及び冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

間隔を空けて配置され、その間を気体が行れる複数のフィンと、
前記複数のフィンに挿入され、前記気体と熱交換する冷媒が行れる複数の扁平管と、を
備え、

前記複数の扁平管は、

前記気体の流通方向に対して交差する段方向に複数段配置されるとともに、前記気体の
流通方向に沿う列方向に複数列配置され、

少なくとも2段以上の前記扁平管が、軸方向の端部側で曲げられ、または、他の段の前
記扁平管と接続され、少なくとも2列以上の前記扁平管が、他の列の前記扁平管と接続さ
れて、前記冷媒が行れる冷媒流路が構成され、

前記冷媒流路の数、前記扁平管の段数、前記扁平管内の1つの流路あたりの水力直径、
前記扁平管内の流路数、前記扁平管の積み幅、及び前記扁平管の列数は、下記式(1)の
関係を満たす

ことを特徴とする熱交換器。

【数 2】

$$2 \leq D_n / N_p \leq K \cdot \frac{De^5 \times (N_p \times n)^2}{L \times N_r} \dots (1)$$

10

20

ここで、

D_n は、前記扁平管の段数、

N_p は、前記冷媒流路の数、

K は、当該熱交換器が蒸発器として使用される場合に、1つの前記冷媒流路における前記冷媒の圧力損失の上限値によって定まる定数、

D_e は、前記扁平管内の1つの流路あたりの水力直径、

n は、前記扁平管内の流路数、

L は、前記扁平管の積み幅、

N_r は、前記扁平管の列数、である。

【請求項2】

10

当該熱交換器が凝縮器として使用される場合には、前記冷媒流路の列方向の流れと、前記気体の流通方向とが対向流となるように構成されていることを特徴とする請求項1に記載の熱交換器。

【請求項3】

前記複数のフィン、前記複数の扁平管の段ごとに設けられ、

前記複数の扁平管の軸方向の少なくとも1箇所が曲げ加工された

ことを特徴とする請求項1又は2に記載の熱交換器。

【請求項4】

圧縮機、凝縮器、膨張手段、及び蒸発器を順次配管で接続し冷媒を循環させる冷媒回路を備え、

20

前記凝縮器及び前記蒸発器の少なくとも一方に、請求項1～3の何れか一項に記載の熱交換器を用いた

ことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項5】

圧縮機、凝縮器、膨張手段、及び蒸発器を順次配管で接続し冷媒を循環させる冷媒回路を備え、

前記凝縮器及び前記蒸発器のうち少なくとも前記蒸発器に、請求項1～3の何れか一項に記載の熱交換器を用い、

前記蒸発器の、1つの前記冷媒流路あたりの前記扁平管の段数は、

前記蒸発器に流入する前記冷媒の循環量が最大値、前記蒸発器に流入する前記冷媒の温度が最小値となる条件で、1つの前記冷媒流路における前記冷媒の圧力損失によって低下した蒸発温度が、0 を超えるように設定された

30

ことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、熱交換器及び冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来の技術においては、例えば、それぞれが立設された第1ヘッダ集合管及び第2ヘッダ集合管と、側面が対向するように上下に配列され、それぞれ的一端が上記第1ヘッダ集合管に接続され他端が上記第2ヘッダ集合管に接続され、且つ、内部に冷媒の通路が形成された複数の扁平管と、隣り合う上記扁平管の間を空気が流れる複数の通風路に区画する複数のフィンとを備えている熱交換器が提案されている（例えば、特許文献1参照）。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特許第5071597号公報（請求項1）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

50

【0004】

伝熱管に扁平管を用いる熱交換器は、円管を使用した場合と比べて、空気の通風抵抗が小さくなるので、伝熱管の配列ピッチを小さくすることで、高密度に伝熱管を配置することが可能である。伝熱管の高密度実装により、フィン効率の向上、伝熱管の管内の伝熱面積拡大により、熱交換器の伝熱性能を向上させることができる。

しかし、伝熱管に扁平管を用いると、流路断面積が小さくなり、扁平管の配列本数が増えることにより、扁平管の総流路長さが長くなるので、管内の冷媒圧損が大きくなる。したがって、冷媒の分岐数を多くし、冷媒流路数（パス数）を多くする必要がある。

このため、上記特許文献1の技術では、流路への冷媒の分配にはヘッダー型の分配器が用いられている。

10

【0005】

従来から用いられているヘッダー型の分配器は、冷媒の循環量によって分配特性が異なる。このため、分岐数が非常に多くなる扁平管を用いた熱交換器においては、全ての冷媒流路への冷媒の均等分配が困難であり、熱交換器の性能が低下するという課題があった。

【0006】

また、熱交換器を蒸発器として使用する場合、熱交換器の入口での冷媒状態は気液二相流となるため、分岐数が多くなると、均等分配が困難となるという課題があった。また、熱交換器を複数列の伝熱管で構成した場合には、さらに分岐数は多くなり、均等分配が困難になるという課題があった。

【0007】

また、扁平管の管内の冷媒圧損が大きくなると、熱交換器の冷媒流路を通過する冷媒の圧力が低下し、これに伴い冷媒の温度が低下する。このように、冷媒が熱交換器を通過する過程で温度変化が生じた場合に、熱交換器の伝熱性能の低下を抑制することが望まれている。

20

【0008】

また、熱交換器の冷媒流路を通過する冷媒が0を下回ると、冷媒と熱交換する気体に含まれる水分が凝固し、熱交換器の表面に霜が付着する場合がある。熱交換器に霜が付着すると、熱交換器の伝熱性能が低下するという課題があった。

【0009】

本発明は、上記のような課題を解決するためになされたもので、冷媒流路に冷媒を均等分配し易くすることができる熱交換器及び冷凍サイクル装置を得るものである。また、熱交換器の伝熱性能の低下を抑制することができる熱交換器及び冷凍サイクル装置を得るものである。

30

【課題を解決するための手段】

【0010】

本発明に係る熱交換器は、間隔を空けて配置され、その間を気体が行ける複数のフィンと、前記複数のフィンに挿入され、前記気体と熱交換する冷媒が行ける複数の扁平管と、を備え、前記複数の扁平管は、前記気体の流通方向に対して交差する段方向に複数段配置されるとともに、前記気体の流通方向に沿う列方向に複数列配置され、少なくとも2段以上の前記扁平管が、軸方向の端部側で曲げられ、または、他の段の前記扁平管と接続され、少なくとも2列以上の前記扁平管が、他の列の前記扁平管と接続されて、前記冷媒が行ける冷媒流路が構成され、前記冷媒流路の数、前記扁平管の段数、前記扁平管内の1つの流路あたりの水力直径、前記扁平管内の流路数、前記扁平管の積み幅、及び前記扁平管の列数は、下記式(1)の関係を満たすことを特徴とする。

40

【数1】

$$2 \leq D_n / N_p \leq K \cdot \frac{De^5 \times (N_p \times n)^2}{L \times N_r} \dots (1)$$

ここで、

50

D_n は、前記扁平管の段数、
 N_p は、前記冷媒流路の数、
 K は、当該熱交換器が蒸発器として使用される場合に、1つの前記冷媒流路における前記冷媒の圧力損失の上限値によって定まる定数、
 D_e は、前記扁平管内の1つの流路あたりの水力直径、
 n は、前記扁平管内の流路数、
 L は、前記扁平管の積み幅、
 N_r は、前記扁平管の列数、である。

【発明の効果】

【0011】

本発明は、冷媒流路に冷媒を均等分配し易くすることができる。また、本発明は、熱交換器の伝熱性能の低下を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】本発明の実施の形態1に係る空気調和機の構成を示す図である。

【図2】本発明の実施の形態1に係る熱交換器の斜視図である。

【図3】本発明の実施の形態1に係る扁平管の断面図である。

【図4】本発明の実施の形態1に係る熱交換器の冷媒流路を説明する図である。

【図5】本発明の実施の形態1に係る熱交換器が凝縮器として使用される場合の冷媒の流れ方向と空気の流れ方向とを模式的に示す図である。

【図6】本発明の実施の形態1に係る熱交換器が凝縮器として使用される場合の空気及び冷媒の温度変化を示す図である。

【図7】本発明の実施の形態1に係る熱交換器が蒸発器として使用される場合の空気及び冷媒の温度変化を示す図である。

【図8】本発明の実施の形態1に係る熱交換器を列方向にL字状に曲げ加工した状態を示す上面図である。

【図9】本発明の実施の形態1に係る熱交換器の他の構成を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

実施の形態1 .

(空気調和機)

図1は、本発明の実施の形態1に係る空気調和機の構成を示す図である。

本実施の形態1では、本発明の冷凍サイクル装置の一例として空気調和機を説明する。

図1に示すように、空気調和機は、圧縮機600、四方弁601、室外側熱交換器602、膨張弁604、及び室内側熱交換器605が、順次冷媒配管で接続され、冷媒を循環させる冷媒回路を備えている。

また、空気調和機は、室外側熱交換器602に空気(室外空気)を送風する室外ファン603と、室内側熱交換器605に空気(室内空気)を送風する室内ファン606とを備えている。

なお、膨張弁604は、本発明における「膨張手段」に相当する。

【0014】

四方弁601は、冷媒回路内の冷媒の流れる方向を切り替えることで、暖房運転、冷房運転の切り替えを行う。なお、冷房専用または暖房専用の空気調和機とする場合には四方弁601を省略しても良い。

【0015】

室内側熱交換器605は、室内機に搭載される。室内側熱交換器605は、冷房運転時には冷媒の蒸発器として機能する。室内側熱交換器605は、暖房運転時には冷媒の凝縮器として機能する。

室外側熱交換器602は、室外機に搭載される。室外側熱交換器602は、冷房運転時には、冷媒の熱により空気等を加熱する凝縮器として機能する。室外側熱交換器602は

10

20

30

40

50

、暖房運転時には、冷媒を蒸発させその際の気化熱により空気等を冷却する蒸発器として機能する。

【 0 0 1 6 】

圧縮機 6 0 0 は、蒸発器から排出された冷媒を圧縮し、高温にして凝縮器に供給する。
膨張弁 6 0 4 は、凝縮器から排出された冷媒を膨張させ、低温にして蒸発器に供給する

【 0 0 1 7 】

次に、空気調和機における暖房運転及び冷房運転の冷媒の動作について説明する。

【 0 0 1 8 】

< 暖房運転時の冷媒の動作 >

暖房運転時は、四方弁 6 0 1 が図 1 の実線で示される状態に切り替えられる。そして、圧縮機 6 0 0 から吐出した高温高圧の冷媒は、四方弁 6 0 1 を通過して室内側熱交換器 6 0 5 へ流入する。室内側熱交換器 6 0 5 は、暖房運転時は凝縮器として働くことから、室内側熱交換器 6 0 5 に流入した冷媒は室内ファン 6 0 6 からの室内空気と熱交換して放熱し、温度が低下して過冷却状態の液冷媒となって、室内側熱交換器 6 0 5 から流出する。

【 0 0 1 9 】

室内側熱交換器 6 0 5 から流出した冷媒は、膨張弁 6 0 4 によって減圧されて気液二相冷媒となり、室外側熱交換器 6 0 2 へ流入する。室外側熱交換器 6 0 2 は、暖房運転時には蒸発器として働くことから、室外側熱交換器 6 0 2 に流入した冷媒は室外ファン 6 0 3 からの室外空気と熱交換して吸熱、蒸発し、ガス状態の冷媒となって室外側熱交換器 6 0 2 から流出する。室外側熱交換器 6 0 2 から流出した冷媒は、四方弁 6 0 1 を通過して、圧縮機 6 0 0 へ吸入される。

【 0 0 2 0 】

< 冷房運転時の冷媒の動作 >

冷房運転時は、四方弁 6 0 1 が図 1 の点線で示される状態に切り替えられる。圧縮機 6 0 0 から吐出した高温高圧の冷媒は、四方弁 6 0 1 を通過して室外側熱交換器 6 0 2 へ流入する。室外側熱交換器 6 0 2 は、冷房運転時は凝縮器として働くことから、室外側熱交換器 6 0 2 に流入した冷媒は、室外ファン 6 0 3 からの室外空気と熱交換して放熱し、温度が低下して過冷却状態の液冷媒となって、室外側熱交換器 6 0 2 から流出する。

【 0 0 2 1 】

室外側熱交換器 6 0 2 から流出した冷媒は、膨張弁 6 0 4 によって減圧されて気液二相冷媒となり、室内側熱交換器 6 0 5 に流入する。室内側熱交換器 6 0 5 は、冷房運転時には蒸発器として働くことから、室内側熱交換器 6 0 5 に流入した冷媒は、室内ファン 6 0 6 からの室内空気と熱交換して吸熱、蒸発し、ガス状態の冷媒となって室内側熱交換器 6 0 5 から流出する。室内側熱交換器 6 0 5 から流出した冷媒は、四方弁 6 0 1 を通過して、圧縮機 6 0 0 へ吸入される。

【 0 0 2 2 】

(熱交換器)

次に、室外側熱交換器 6 0 2 及び室内側熱交換器 6 0 5 の少なくとも一方に用いられる熱交換器の構成を説明する。

【 0 0 2 3 】

図 2 は、本発明の実施の形態 1 に係る熱交換器の斜視図である。

図 2 に示すように、熱交換器は、複数のフィン 1 0 0 と、複数の扁平管 1 0 1 とを備えている。この熱交換器は、複数のフィン 1 0 0 の間を通過する空気等の気体と、複数の扁平管 1 0 1 内を流通する冷媒との熱交換を行うものである。

【 0 0 2 4 】

フィン 1 0 0 は、例えばアルミニウム製であり、板状形状を有している。フィン 1 0 0 は、所定の間隔で複数積層されて、その間を空気等の気体が流通する。また、フィン 1 0 0 には、複数の扁平管 1 0 1 をそれぞれ挿入するための開口が形成され、この開口に扁平管 1 0 1 が挿入されて複数の扁平管 1 0 1 と接合されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 5 】

複数の扁平管 1 0 1 は、例えばアルミニウム製であり、断面外形が扁平形状の伝熱管である。複数の扁平管 1 0 1 は、空気の流通方向に対して交差する段方向に複数段配置されるとともに、空気の流通方向に沿う列方向に複数列配置されている。扁平管 1 0 1 は、扁平形状の長軸の向きが空気の流通方向（列方向）を向き、扁平形状の短軸の方向（段方向）に間隔を空けて複数配置されている。なお、扁平管 1 0 1 は、例えば、段方向において隣接する列の扁平管 1 0 1 と互い違いに配列されている（千鳥配列）。

図 2 に示す例では、複数の扁平管 1 0 1 は、2 列配置されている。なお、複数の扁平管 1 0 1 の段数については後述する。

【 0 0 2 6 】

図 3 は、本発明の実施の形態 1 に係る扁平管の断面図である。

図 3 に示すように、扁平管 1 0 1 内には隔壁によって区分された複数の流路 2 0 1 が形成されている。例えば、扁平管 1 0 1 内の流路 2 0 1 は、断面形状が略矩形に形成されており、扁平管 1 0 1 の短軸方向の幅が a、長軸方向の幅が b である。

【 0 0 2 7 】

再び図 2 において、扁平管 1 0 1 は、熱交換器の一方の端部側が、ヘッダー 1 0 2 と接続されている。また、熱交換器の他方の端部側は、扁平管 1 0 1 が軸方向の端部側で例えば U 字状に曲げられた形状を有している。即ち、同列に隣接配置された 2 段の扁平管 1 0 1 が、U 字状に曲げられた 1 つの扁平管 1 0 1 で構成されている。

なお、ここでは扁平管 1 0 1 を U 字状に曲げた場合を説明するが本発明はこれに限るものではない。例えば U ベンド管等を用いて、扁平管 1 0 1 の軸方向の端部を他の段の扁平管 1 0 1 と接続するようにしても良い。

【 0 0 2 8 】

ヘッダー 1 0 2 には、冷媒配管 1 0 3 及び冷媒配管 1 0 4 が接続されている。ヘッダー 1 0 2 は、熱交換器が凝縮器として使用される場合に、冷媒配管 1 0 3 から流入した冷媒を複数の冷媒流路に分岐し、扁平管 1 0 1 へ流入させる。そして、複数の扁平管 1 0 1 を通過した冷媒を合流させ、冷媒配管 1 0 4 から流出させる。

なお、熱交換器が蒸発器として使用される場合には、冷媒の流れ方向は逆向きとなる。

【 0 0 2 9 】

図 4 は、本発明の実施の形態 1 に係る熱交換器の冷媒流路を説明する図である。図 4 においては、熱交換器をヘッダー 1 0 2 側からみた断面図を示している。

図 4 に示すように、ヘッダー 1 0 2 には、流入口 3 0 2、列跨ぎ流路 3 0 3、流出口 3 0 4 が設けられている。

流入口 3 0 2 には、U 字状に曲げられた扁平管 1 0 1 の一方の端部が接続される。列跨ぎ流路 3 0 3 には、U 字状に曲げられた扁平管 1 0 1 の他方の端部が接続される。また、列跨ぎ流路 3 0 3 は、隣接する列の扁平管 1 0 1 を相互に接続する。流路 3 0 3 には、U 字状に曲げられた扁平管 1 0 1 の他方の端部が接続される。

【 0 0 3 0 】

このように、少なくとも 2 段以上の扁平管 1 0 1 と、少なくとも 2 列以上の扁平管 1 0 1 とによって、冷媒が流れる 1 つの冷媒流路（パス）が構成される。

なお、上記の説明では、2 段の扁平管 1 0 1 と 2 列の扁平管 1 0 1 とによって、冷媒が流れる 1 つの冷媒流路（パス）を構成する場合を説明したが、本発明はこれに限定されない。例えば、同じ列に配置された複数の扁平管 1 0 1 の端部を相互に接続し、2 段以上の扁平管 1 0 1 によって 1 つの冷媒流路を構成しても良い。

即ち、1 つの冷媒流路あたりの扁平管 1 0 1 の段数（段数 / パス数）は、2 段以上となる。

【 0 0 3 1 】

なお、上記の説明では、ヘッダー 1 0 2 に列跨ぎ流路 3 0 3 を設けた場合を説明したが、本発明はこれに限定されない。例えば U ベンド管等を用いて、扁平管 1 0 1 のヘッダー 1 0 2 側の端部を他の列の扁平管 1 0 1 と接続するようにしても良い。

10

20

30

40

50

【0032】

図5は、本発明の実施の形態1に係る熱交換器が凝縮器として使用される場合の冷媒の流れ方向と空気の流れ方向とを模式的に示す図である。

図5に示すように、熱交換器が凝縮器として使用される場合において、冷媒配管103からヘッダー102へ流入された冷媒は、ヘッダー102内の分岐流路によって複数の流路に分岐され、それぞれ、流入口302から扁平管101へ流入させる。

扁平管101に流入した冷媒は、U字状に曲げられた扁平管101の折り返し流路301を経て、ヘッダー102の列跨ぎ流路303へ流入される。

列跨ぎ流路303へ流入された冷媒は、隣接する列の扁平管101へ流入し、当該列の折り返し流路301を経て、流出口304からヘッダー102へ流入される。

流出口304からヘッダー102へ流入された冷媒は、ヘッダー102内の合流流路によって1つの流路に合流され、冷媒配管104から流出する。

なお、熱交換器が蒸発器として使用される場合には、冷媒の流れ方向は逆向きとなる。

【0033】

また、熱交換器が凝縮器として使用される場合には、空気の流れ方向に対して下流側の列の扁平管101に流通したあと、上流側の列の扁平管101を流通する。即ち、冷媒流路の列方向の流れと、空気の流通方向とが対向流となる。

【0034】

以上のように、少なくとも2段以上の扁平管101が、軸方向の端部側で曲げられ、または、他の段の扁平管101と接続され、少なくとも2列以上の扁平管101が、他の列の扁平管101と接続されて、冷媒が流れる冷媒流路が構成される。

このため、扁平管101ごとに冷媒流路(パス)が構成された場合と比較して、パス数を低減でき、各冷媒流路に冷媒を均等分配し易くすることができる。また、パス数が低減されることで、ヘッダー102における冷媒の分岐数も低減することができ、ヘッダー型の分配器を用いて冷媒を均等分配し易くすることができる。

【0035】

また、冷媒の折り返し流路301にU字に曲げた扁平管101を用いることでその分熱交換器の有効伝熱面積を増加させ、伝熱性能を向上させることができる。

【0036】

また、扁平管101を軸方向の端部側で曲げて、折り返し流路301を形成することにより、扁平管101の軸方向の両側にヘッダー102等を設ける必要がなくなり、熱交換器の有効伝熱面積を増加させることができ、伝熱性能を向上させることができる。

また、扁平管101の軸方向の両側にヘッダー102等を設ける必要がなくなるため、熱交換器の設置スペースを小さくすることができる。

また、扁平管101を軸方向の端部側で曲げて、折り返し流路301を形成することにより、折り返し流路301に配管の接合部がなくなるため、冷媒漏れのリスクが少なくなる。

【0037】

次に、熱交換器が凝縮器として使用される場合の空気及び冷媒の温度変化について説明する。

【0038】

図6は、本発明の実施の形態1に係る熱交換器が凝縮器として使用される場合の空気及び冷媒の温度変化を示す図である。

図6に示すように、熱交換器が凝縮器として使用される場合、複数のフィン100の間を通過する空気は、複数の扁平管101を通過する冷媒によって加熱され、温度が上昇していく。

一方、複数の扁平管101を通過する冷媒は、配管内の圧力損失(摩擦損失)によって圧力が低下し、それに伴い温度が低下していく。熱交換器が凝縮器として使用される場合、冷媒の列方向の流れは、空気の流れ方向に対して下流側(空気側熱交換器出口)から、空気の流れ方向に対して上流側(空気側熱交換器入口)に向かって流通する。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 9 】

このため、空気の温度が上昇した空気側熱交換器出口では、冷媒の温度が高く、空気の温度が上昇する前の空気側熱交換器入口では、冷媒の温度が低くなる。つまり、熱交換器が凝縮器として使用される場合に、空気の流れと冷媒の列方向の流れとを対向流とすることで、冷媒と空気との温度差を常に確保することができる。

したがって、凝縮器として使用された場合における熱交換器の伝熱性能を向上させることができる。

【 0 0 4 0 】

次に、熱交換器が蒸発器として使用される場合の空気及び冷媒の温度変化について説明する。

【 0 0 4 1 】

図7は、本発明の実施の形態1に係る熱交換器が蒸発器として使用される場合の空気及び冷媒の温度変化を示す図である。

図7に示すように、熱交換器が蒸発器として使用される場合、複数のフィン100の間を通過する空気は、複数の扁平管101を通過する冷媒によって冷却され、温度が低下していく。

一方、複数の扁平管101を通過する冷媒は、配管内の圧力損失（摩擦損失）によって圧力が低下し、それに伴い温度が低下していく。熱交換器が蒸発器として使用される場合、冷媒の列方向の流れは、空気の流れ方向に対して上流側（空気側熱交換器入口）から、空気の流れ方向に対して下流側（空気側熱交換器出口）に向かって流通する。即ち、冷媒流路の列方向の流れと、空気の流通方向とが並行流となる。

【 0 0 4 2 】

このため、空気の温度が低下する前の空気側熱交換器入口では、冷媒の温度が高く、空気の温度が低下した空気側熱交換器出口では、冷媒の温度が低くなる。つまり、熱交換器が蒸発器として使用される場合に、空気の流れと冷媒の列方向の流れとを並行流とすることで、冷媒と空気との温度差を常に確保することができる。

したがって、蒸発器として使用された場合における熱交換器の伝熱性能を向上させることができる。

【 0 0 4 3 】

ここで、熱交換器が蒸発器として使用される場合に冷媒の温度（蒸発温度）が0を下回ると、冷媒と熱交換する空気に含まれる水分が凝固し、フィン100及び扁平管101に霜が付着することがある。そのため、熱交換器への霜の付着を防ぐためには、蒸発温度を0以上に保つ必要がある。

【 0 0 4 4 】

上述したように、複数の扁平管101を通過する冷媒は、配管内の圧力損失（摩擦損失）によって圧力が低下し、それに伴い温度が低下していく。

本実施の形態1における熱交換器は、少なくとも2段以上の扁平管101によって、冷媒が流れる冷媒流路が構成されている。このため、1つの冷媒流路を構成する扁平管101の段数が多くなりすぎると、1つの冷媒流の流路長が長くなり、それに伴い圧力損失が大きくなる。

【 0 0 4 5 】

このようなことから、1つの冷媒流路における冷媒の圧力損失によって低下した蒸発温度が、0を超えるように、1つの冷媒流路あたりの扁平管101の段数（段数/パス数）を設定する。

換言すると、1つの冷媒流路あたりの扁平管101の段数（段数/パス数）は、熱交換器が蒸発器として使用される場合に、1つの冷媒流路における冷媒の圧力損失が所定値以下となる段数である。以下、具体的に説明する。

【 0 0 4 6 】

一般に、ガス単相の冷媒が流れる管内の摩擦損失（圧力損失） P_f [Pa]は、以下の式（1）で表されることが知られている。

10

20

30

40

50

【数 1】

$$\Delta P_f = f \cdot \frac{l}{De} \cdot \rho_v \cdot \frac{u^2}{2} \quad \dots (1)$$

【0047】

f : 管の摩擦損失係数 [-]

l : 流路の長さ [m]

De : 管の水力直径 [m]

 ρ_v : ガス単相の冷媒の密度 [kg / m³]

u : 管内を流れる流体の流速 [m / s]

10

【0048】

管の摩擦損失係数 f は、一般に 0.01 程度となる。

管内の流速 u は、以下の式 (2) で算出できる。

【0049】

【数 2】

$$u = \frac{G}{\pi De^2} \quad \dots (2)$$

【0050】

G : 冷媒の循環量 [kg / s]

20

【0051】

冷媒の循環量 G は、空調機の定格運転時に、熱交換器に流入する冷媒の循環量 (最大値) を用いる。即ち、圧力損失が最も大きくなる条件で計算する。

ここでは、例えば、G = 60 × hp とする。

hp : 空調機の馬力 [kg / h]

【0052】

水力直径 De は、複雑な流路における現象を力学的に相似な円管内流れに置きかえるために、流路断面に作用する圧力と濡れ縁の流体摩擦との比が円管の場合と等しくなるように定義されるもので、以下の式 (3) で表される。

【0053】

30

【数 3】

$$De = \frac{4 \times A}{C} \quad \dots (3)$$

【0054】

A : 流路断面積 [m²]

C : 濡れ縁長さ [m]

【0055】

図 3 に示したように、扁平管 101 の内部に、複数の流路 201 が形成されている場合、水力直径 De は、1 つの流路 201 の長軸 a と短軸 b とを用いて、以下の式 (4) で算出できる。

40

【0056】

【数 4】

$$De = \frac{4ab}{2(a+b)} \quad \dots (4)$$

【0057】

熱交換器の 1 つの冷媒流路当たり (1 パス当たり) の流路の長さ l は、以下の式 (5) で算出することができる。

【0058】

50

【数5】

$$l = \frac{L \times D_n \times N_r}{N_p} \quad \dots (5)$$

【0059】

L : 積み幅 [m]

D_n : 扁平管 101 の段数N_r : 扁平管 101 の列数N_p : 冷媒流路数 (パス数)

10

【0060】

積み幅 L は、扁平管 101 のヘッダー 102 側の端部から U 字状に曲げられた側の端部までの距離である。

【0061】

熱交換器が蒸発器として使用される場合、扁平管 101 には気液二相冷媒が流通する。

気液二相の冷媒が流れる管内の摩擦損失 P [Pa] は、ガス単相の冷媒が流れる管内の摩擦損失 P_f [Pa] と、気液二相流における摩擦損失増加係数 ϕ_V [-] を用いて、以下の式 (6) で算出される。

【0062】

【数6】

$$\Delta P = \Delta P_f \cdot \phi_V^2 \quad \dots (6)$$

20

【0063】

気液二相流における摩擦損失増加係数 ϕ_V は、以下の式 (7)、式 (8) で計算される。

【0064】

【数7】

$$\phi_V^2 = 1 + 21X + X^2 \quad \dots (7)$$

30

【0065】

【数8】

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\eta_L}{\eta_V} \right)^{0.1} \quad \dots (8)$$

【0066】

x : 冷媒の乾き度 [-]

v : 気体の密度 [kg / m³]L : 液体の密度 [kg / m³]

v : 気体の粘度 [Pa · s]

L : 液体の粘度 [Pa · s]

40

【0067】

冷媒の乾き度 x は、例えば蒸発器に流入する冷媒の乾き度と流出する冷媒の乾き度の平均値を用いる。例えば、冷媒の乾き度 x は 0.6 程度となる。

気体の密度 v は、冷媒の物性値に基づき、熱交換器に流入する冷媒の温度が最小値となる条件で定める。即ち、空気調和機の仕様等により、熱交換器に流入する冷媒の温度として想定される最小の温度となる条件で計算する。

液体の密度 L、気体の粘度 v、液体の粘度 L は、空気調和機の運転状態にかかわらず一定であると近似し、冷媒の物性値に基づき定める。

50

【 0 0 6 8 】

ここで、熱交換器への霜の付着を防ぐためには、蒸発温度を 0 以上に保つ必要がある。即ち、飽和蒸気温度が 0 以上である必要がある。

このため、冷媒流路の摩擦損失（圧力損失） P_f による圧力低下は、熱交換器へ流入する冷媒の温度が最小値となる条件での圧力と、飽和圧力との差分値以下にする必要がある。

この差分値を、所定の上限值 P_{max} [Pa] とすると、摩擦損失（圧力損失） P_f は、以下の式（9）を満たす必要がある。

【 0 0 6 9 】

【数 9】

$$\Delta P \leq P_{max} \quad \dots (9)$$

10

【 0 0 7 0 】

例えば、熱交換器に流入する冷媒の温度が 5 の場合に、冷媒流路の圧力損失によって飽和蒸気温度が 0 に低下したとすると、熱交換器へ流入時の圧力と飽和圧力との差分値は 100 [kPa] 程度となる。

【 0 0 7 1 】

以上の式（1）～（9）式より、1つの冷媒流路あたりの扁平管 101 の段数（段数 / パス数）は、以下の式（10）を満たす必要がある。

20

【 0 0 7 2 】

【数 10】

$$D_n / N_p \leq \frac{P_{max} \times \pi^2 \rho_V}{8G^2 x^2 \phi_V^2 f} \cdot \frac{De^5 \times (N_p \times n)^2}{L \times N_r} \quad \dots (10)$$

【 0 0 7 3 】

上記式（10）の右辺の第1項は、上述したように、空気調和機の仕様及び冷媒の物性等によって定まる定数 K と見なせる。また、少なくとも 2 段以上の扁平管 101 によって、冷媒が流れる 1つの冷媒流路が構成されることから、1つの冷媒流路あたりの扁平管 101 の段数（段数 / パス数）は 2 以上となる。

30

【 0 0 7 4 】

以上をまとめると、1つの冷媒流路あたりの扁平管 101 の段数（段数 / パス数）は、以下の式（11）の関係を満たす。

【 0 0 7 5 】

【数 11】

$$2 \leq D_n / N_p \leq K \cdot \frac{De^5 \times (N_p \times n)^2}{L \times N_r} \quad \dots (11)$$

40

$$K = \frac{P_{max} \times \pi^2 \rho_V}{8G^2 x^2 \phi_V^2 f}$$

【 0 0 7 6 】

- D_n : 扁平管 101 の段数
- N_p : 冷媒流路数（パス数）
- De : 扁平管の水力直径 [m]
- n : 扁平管 101 内の流路 201 の数
- L : 積み幅 [m]
- N_r : 扁平管 101 の列数

50

- P_{max} : 所定の上限値 [Pa]
 ρ_v : 冷媒の蒸発温度における飽和ガス密度 [kg / m³]
 G : 熱交換器に流入する冷媒の循環量 [kg / h]
 x : 冷媒の乾き度 [-]
 ϕ_v : 二相流における摩擦損失増加係数 [-]
 f : 管の摩擦損失係数 [-]

【 0 0 7 7 】

なお、定数 K は、所定の上限値 P_{max} を 100 [Pa]、冷媒の循環量 $G = 60 \times hp$ [kg / h] とすると、例えば、以下の式 (12) のように近似できる。

【 0 0 7 8 】

【 数 1 2 】

$$K = \frac{100 \times 10^3 \times \pi^2 \rho_v}{8G^2 x^2 \phi_v^2 f} \div \frac{5.1 \times 10^{11}}{hp^2} \dots (12)$$

【 0 0 7 9 】

上記式 (11) の右辺 (上限) には、水力直径 D_e の 5 乗が含まれており、1つの冷媒流路あたりの扁平管 101 の段数 (段数 / パス数) の上限は、扁平管 101 の水力直径 D_e の影響を最も受けることとなる。つまり、1つの冷媒流路あたりの扁平管 101 の段数 (段数 / パス数) は、少なくとも扁平管 101 の水力直径 D_e に基づく値であって、当該熱交換器が蒸発器として使用される場合に、1つの冷媒流路における冷媒の圧力損失が所定値以下となる段数である。

【 0 0 8 0 】

以上のように、1つの冷媒流路あたりの扁平管 101 の段数は、蒸発器として使用される熱交換器に流入する冷媒の循環量 G が最大値、熱交換器に流入する冷媒の温度が最小値となる条件で、1つの冷媒流路における冷媒の圧力損失によって低下した蒸発温度が、0 を超えるように設定される。

このため、熱交換器を蒸発器として用いた場合、蒸発温度の低下による霜の付着を防ぐことができ、熱交換器の伝熱性能の低下を防ぐことができる。

【 0 0 8 1 】

(熱交換器の形状)

次に、熱交換器の形状について説明する。

【 0 0 8 2 】

図 8 は、本発明の実施の形態 1 に係る熱交換器を列方向に L 字状に曲げ加工した状態を示す上面図である。

図 8 に示すように、複数のフィン 100 は、複数の扁平管 101 の段ごとに設けられている。そして、複数の扁平管 101 の軸方向の少なくとも 1 箇所が曲げ加工されても良い。なお、図 8 の例では、列方向に L 字形に曲げ加工された場合を示すが、本発明はこれに限定されない。例えば、U 字型、四角形に曲げ加工されても良い。

【 0 0 8 3 】

本実施の形態 1 における熱交換器は、複数の扁平管 101 の一方の端部を U 字状に曲げ、他方の端部をヘッダー 102 によって集合接続している。

このため、例えば図 8 に示すように、各列で曲率が異なる曲げ加工を行うことが可能となる。

【 0 0 8 4 】

(変形例)

図 9 は、本発明の実施の形態 1 に係る熱交換器の他の構成を示す図である。

図 9 に示すように、上述したヘッダー 102 に代えて、冷媒を分岐するディストリビュータ 701、扁平管 101 の端部に設けられた複数の二分岐管 703、及び、ディストリビュータ 701 と複数の二分岐管 703 とを接続するキャピラリーチューブ 702 を備え

10

20

30

40

50

る構成としても良い。

この構成においても、熱交換器の一方の端部側（紙面右側）は、扁平管101が軸方向の端部側で例えばU字状に曲げられた形状を有している。また、熱交換器の他方の端部側（紙面左側）は、二分岐管703によって、隣接する段の扁平管101の間相互に接続される。

このような構成によっても、上述した構成と同様の効果を奏することができる。

【0085】

なお、本実施の形態1では、本発明の冷凍サイクル装置の一例として空気調和機を説明したが、本発明はこれに限定されない。例えば、冷凍装置、ヒートポンプ装置等の、冷媒回路を構成し、蒸発器、凝縮器となる熱交換器を有する他の冷凍サイクル装置にも適用することができる。

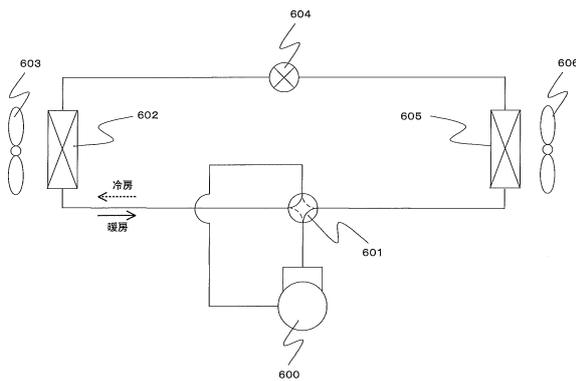
10

【符号の説明】

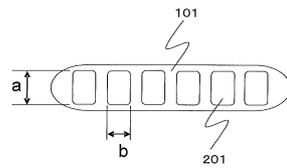
【0086】

100 フィン、101 扁平管、102 ヘッダー、103 冷媒配管、104 冷媒配管、201 流路、301 折り返し流路、302 流入口、303 列跨ぎ流路、304 流出口、600 圧縮機、601 四方弁、602 室外側熱交換器、603 室外ファン、604 膨張弁、605 室内側熱交換器、606 室内ファン、701 ディストリビュータ、702 キャピラリーチューブ、703 二分岐管。

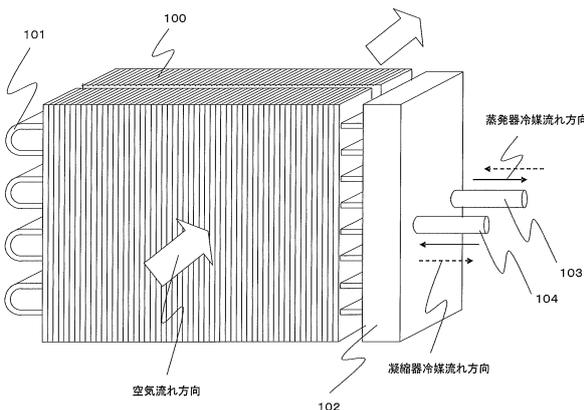
【図1】



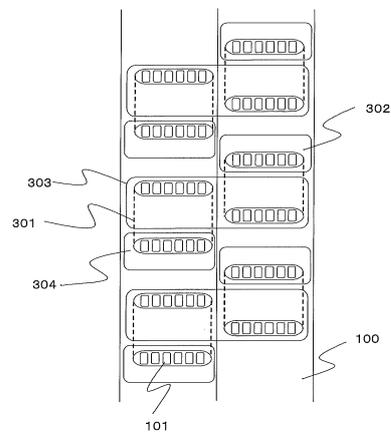
【図3】



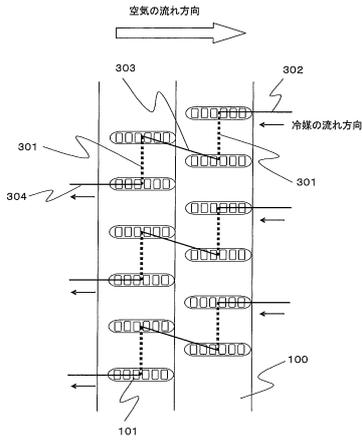
【図2】



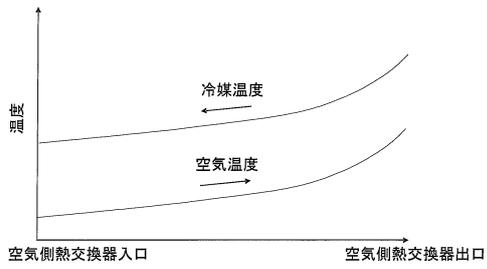
【図4】



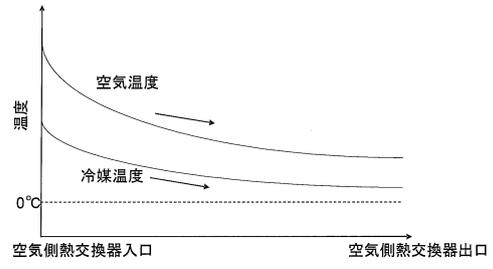
【図5】



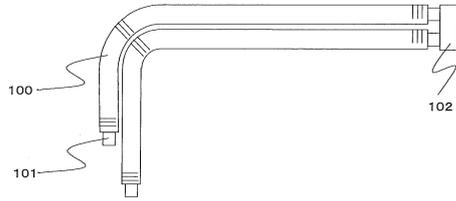
【図6】



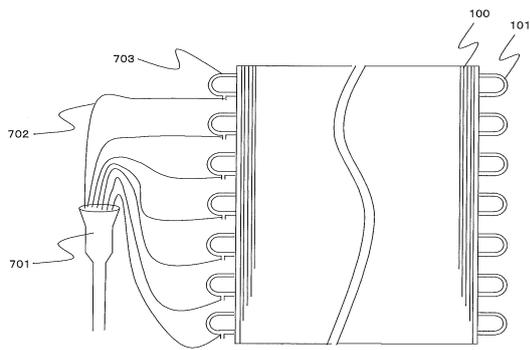
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

- (72)発明者 松井 繁佳
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 松田 拓也
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 外園 圭介
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 岡澤 宏樹
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 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
- (72)発明者 石橋 晃
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 望月 厚志
東京都千代田区九段北一丁目13番5号 三菱電機エンジニアリング株式会社内

審査官 庭月野 恭

- (56)参考文献 特開2008-261517(JP,A)
特開2006-125652(JP,A)
特開2011-127831(JP,A)
特開平09-145076(JP,A)
特開2012-218463(JP,A)
特開昭59-056054(JP,A)
特開2004-037010(JP,A)
特開2005-351600(JP,A)
特開2011-153789(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 39/00, 41/00
F28D 1/053
F24F 1/00