

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6403898号
(P6403898)

(45) 発行日 平成30年10月10日 (2018. 10. 10)

(24) 登録日 平成30年9月21日 (2018. 9. 21)

(51) Int. Cl.		F 1			
F 2 8 F	1/02	(2006. 01)	F 2 8 F	1/02	A
F 2 8 D	1/047	(2006. 01)	F 2 8 D	1/047	C
F 2 8 F	13/06	(2006. 01)	F 2 8 F	13/06	
F 2 8 F	9/26	(2006. 01)	F 2 8 F	9/26	

請求項の数 8 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2017-542609 (P2017-542609)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成27年9月30日 (2015. 9. 30)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2015/077788		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02017/056250	(74) 代理人	110001461
(87) 国際公開日	平成29年4月6日 (2017. 4. 6)		特許業務法人きさ特許商標事務所
審査請求日	平成30年1月5日 (2018. 1. 5)	(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	宇賀神 裕樹
			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	伊東 大輔
			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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器及びそれを備えた冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1の扁平管及び前記第1の扁平管に平行に配置された第2の扁平管を含み、前記第1の扁平管と前記第2の扁平管との間を流体が通過する第1の熱交換部と、

第3の扁平管及び前記第3の扁平管に平行に配置された第4の扁平管を含み、前記第3の扁平管と前記第4の扁平管との間を流体が通過する第2の熱交換部と、

を含む複数の熱交換体を備え、

前記複数の熱交換体は、

第1の熱交換体と、

前記第1の熱交換体の前記流体の流れ方向の下流側に配置された第2の熱交換体とを含み、

前記第1の熱交換体及び前記第2の熱交換体は、

前記第2の熱交換部の前記第3の扁平管が、長手方向に直交する断面で見たときに、前記第1の熱交換部の前記第1の扁平管に交差する方向に配置され、

前記第2の熱交換部の前記第4の扁平管が、長手方向に直交する断面で見たときに、前記第1の熱交換部の前記第2の扁平管に交差する方向に配置され、

前記第2の熱交換体は、

前記第1の扁平管及び前記第2の扁平管の短手方向の長さが、前記第1の熱交換体の前記第1の扁平管及び前記第2の扁平管よりも長く、

前記第1の扁平管及び前記第2の扁平管と前記流体の流れ方向とのなす角度が、前記第

10

20

1の熱交換体の前記第1の扁平管及び前記第2の扁平管と前記流体の流れ方向とのなす角度よりも大きく、

前記第3の扁平管及び前記第4の扁平管の短手方向の長さが、前記第1の熱交換体の前記第3の扁平管及び前記第4の扁平管よりも長く、

前記第3の扁平管及び前記第4の扁平管と前記流体の流れ方向とのなす角度が、前記第1の熱交換体の前記第3の扁平管及び前記第4の扁平管と前記流体の流れ方向とのなす角度よりも大きい

熱交換器。

【請求項2】

前記第1の熱交換体及び前記第2の熱交換体は、

前記第1の扁平管と前記第3の扁平管とが連結するとともに、前記第2の扁平管と前記第4の扁平管とが連結している

請求項1に記載の熱交換器。

【請求項3】

前記第1の熱交換体及び前記第2の熱交換体は、

前記第1の扁平管と前記第3の扁平管とは別体であるとともに、前記第2の扁平管と前記第4の扁平管とは別体である

請求項1に記載の熱交換器。

【請求項4】

前記第1の熱交換体は、

前記第1の扁平管と前記第3の扁平管との間、及び、前記第2の扁平管と前記第4の扁平管との間に第1の隙間が形成されるように配置され、

前記第2の熱交換体は、

前記第1の扁平管と前記第3の扁平管との間、及び、前記第2の扁平管と前記第4の扁平管との間に第2の隙間が形成されるように配置されている

請求項3に記載の熱交換器。

【請求項5】

前記第1の熱交換体の前記第3の扁平管と前記第2の熱交換体の前記第1の扁平管との間、及び、前記第1の熱交換体の前記第4の扁平管と前記第2の熱交換体の前記第2の扁平管との間に第3の隙間が形成され、

前記第1の隙間、前記第3の隙間及び前記第2の隙間の順番に大きい

請求項4に記載の熱交換器。

【請求項6】

前記第1の熱交換体は、

前記第1の扁平管と前記第3の扁平管とが連結するとともに、前記第2の扁平管と前記第4の扁平管とが連結し、

前記第2の熱交換体は、

前記第1の扁平管と前記第3の扁平管とが別体となっているとともに、前記第2の扁平管と前記第4の扁平管とが別体となっている

請求項1に記載の熱交換器。

【請求項7】

前記第1の熱交換体及び前記第2の熱交換体は、

前記第1の扁平管、前記第2の扁平管、前記第3の扁平管及び前記第4の扁平管に、フィンが設けられていない

請求項1～6のいずれか一項に記載の熱交換器。

【請求項8】

請求項1～7のいずれか一項に記載の熱交換器を備え、

熱交換部が、重力方向に平行になるように配置されている

冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

10

20

30

40

50

【技術分野】

【0001】

本発明は、熱交換器及びそれを備えた冷凍サイクル装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

熱交換器の伝熱管内に形成される冷媒流路の径を小さくするとともに、径を小さくした分だけ冷媒流路の数を増大させることで、複数の冷媒流路の総表面積を増大させることができる。このように、冷媒流路の径を小さくすることができれば、熱交換器の熱交換性能を向上させることができるため、フィンを設定しない熱交換器（フィンレス熱交換器）でも、一定以上の熱交換性能を備えさせることができる。なお、フィンレス熱交換器は、フィンがない分、熱交換器をコンパクトにすることができる。

10

【0003】

従来のフィンレス熱交換器には、複数の冷媒流路が形成されている扁平形状の伝熱管（熱交換部）と、この伝熱管の一端が接続された入口側ヘッダーと、この伝熱管の他端が接続された出口側ヘッダーとを備えているものが提案されている（たとえば、特許文献1参照）。特許文献1に記載の熱交換器は、扁平形状の伝熱管が、入口側ヘッダー及び出口側ヘッダーの長手方向に並ぶように複数接続されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2008-528943号公報

20

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

フィンレス熱交換器の熱交換性能を向上させるにあたり、たとえば、隣同士の熱交換部のピッチを小さくし、その分伝熱管の本数を増加させる手段などがある。しかし、この手段では、隣同士の伝熱管の間に形成され、空気が通り抜ける隙間が小さくなるので、この隙間の詰まりが発生しやすくなる。隙間の詰まりが発生すると、空気が通過しにくくなり、熱交換性能の低下を招くことになる。

たとえば、冬季などにおいて熱交換器が蒸発器として機能しているときに伝熱管の間に着霜が発生する場合があるが、伝熱管のピッチが小さくなると、霜によって隣同士の伝熱管の間の隙間が埋められやすくなる。

30

【0006】

本発明は、以上のような課題を解決するためになされたもので、熱交換部の扁平管のピッチを小さくしなくても、熱交換性能を向上させることができる熱交換器及びそれを備えた冷凍サイクル装置を提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明に係る熱交換器は、第1の扁平管及び第1の扁平管に平行に配置された第2の扁平管を含み、第1の扁平管と第2の扁平管との間を流体が通過する第1の熱交換部と、第3の扁平管及び第3の扁平管に平行に配置された第4の扁平管を含み、第3の扁平管と第4の扁平管との間を流体が通過する第2の熱交換部と、を含む複数の熱交換体を備え、複数の熱交換体は、第1の熱交換体と、第1の熱交換体の流体の流れ方向の下流側に配置された第2の熱交換体とを含み、第1の熱交換体及び第2の熱交換体は、第2の熱交換部の第3の扁平管が、長手方向に直交する断面で見たときに、第1の熱交換部の第1の扁平管に交差する方向に配置され、第2の熱交換部の第4の扁平管が、長手方向に直交する断面で見たときに、第1の熱交換部の第2の扁平管に交差する方向に配置され、第2の熱交換体は、第1の扁平管及び第2の扁平管の短手方向の長さが、第1の熱交換体の第1の扁平管及び第2の扁平管よりも長く、第1の扁平管及び第2の扁平管と流体の流れ方向とのなす角度が、第1の熱交換体の第1の扁平管及び第2の扁平管と流体の流れ方向とのなす角

40

50

度よりも大きく、第3の扁平管及び第4の扁平管の短手方向の長さが、第1の熱交換体の第3の扁平管及び第4の扁平管よりも長く、第3の扁平管及び第4の扁平管と流体の流れ方向とのなす角度が、第1の熱交換体の第3の扁平管及び第4の扁平管と流体の流れ方向とのなす角度よりも大きいものである。

【発明の効果】

【0008】

本発明に係る熱交換器によれば、上記構成を備えているため、熱交換部のピッチを小さくしなくても、熱交換性能を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】本発明の実施の形態に係る熱交換器100を備えた冷凍サイクル装置200の冷媒回路構成などを示す説明図である。

【図2】本発明の実施の形態に係る熱交換器100の説明図である。

【図3】本発明の実施の形態に係る熱交換器100の熱交換部1Aの構成要素などについての説明図である。

【図4】本発明の実施の形態に係る熱交換器100の変形例1である。

【図5】本発明の実施の形態に係る熱交換器100の変形例2である。

【図6】本発明の実施の形態に係る熱交換器100の変形例3である。

【図7】従来の熱交換器の斜視図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

実施の形態

図1は、本実施の形態に係る熱交換器100を備えた冷凍サイクル装置200の冷媒回路構成などを示す説明図である。図1を参照して冷凍サイクル装置200の構成などについて説明する。

本実施の形態に係る熱交換器100は、各熱交換部1Aの扁平管1aのピッチを小さくしなくても、熱交換性能を向上させることができる改良が加えられているものである。

【0011】

[冷凍サイクル装置200の構成説明]

冷凍サイクル装置200は、たとえば、空気調和装置の場合には、室外ユニット50と室内ユニット51とを備えている。そして、室外ユニット50と室内ユニット51とは、冷媒配管Pを介して接続されている。

【0012】

室外ユニット50は、冷媒を圧縮する圧縮機33と、空気を送風する室外ファン37と、蒸発器として機能する室外熱交換器100Aと、室外熱交換器100Aに空気を供給する室外ファン37と、後述の室内熱交換器100Bと室外熱交換器100Aとの間に接続された絞り装置35とを備えている。

室内ユニット51は、凝縮器(放熱器)として機能する室内熱交換器100Bと、室内熱交換器100Bに空気を供給する室内ファン38とを備えている。なお、室外熱交換器100A及び室内熱交換器100Bは、以下の説明において、熱交換器100とも称する。

【0013】

圧縮機33は、冷媒を圧縮して吐出するものである。圧縮機33は、冷媒吐出側が室内熱交換器100Bに接続され、冷媒吸入側が室外熱交換器100Aに接続されている。圧縮機33は、スクロール圧縮機、ロータリー圧縮機などといった各種のタイプのものを採用することができる。

熱交換器100は、冷媒が流れる冷媒流路が形成された扁平管を備えているものである。熱交換器100は、扁平管に直交するように接続されるフィンが設けられていない。すなわち、熱交換器100は、いわゆるフィンレス型熱交換器である。室内熱交換器100

10

20

30

40

50

Bは一方が圧縮機33の吐出側に接続され、他方が絞り装置35に接続されている。室外熱交換器100Aは、一方が圧縮機33の吸入側に接続され、他方が絞り装置35に接続されている。熱交換器100の構成などは、後段の図2で説明する。

【0014】

室内ファン38は、室内ユニット51内に強制的に空気を取り込み、室内熱交換器100Bに空気を供給するものである。室内ファン38は、取り込んだ空気と室内熱交換器100Bを通過する冷媒とを熱交換させるのに利用される。室内ファン38は、室内熱交換器100Bに付設されている。

室外ファン37は、室外ユニット50内に強制的に空気を取り込み、室外熱交換器100Aに空気を供給するものである。室外ファン37は、取り込んだ空気と室内熱交換器100Bを通過する冷媒とを熱交換させるのに利用される。室外ファン37は、室外熱交換器100Aに付設されている。室内ファン38及び室外ファン37は、たとえば、シャフトが接続された電動機、この電動機によって回転駆動するボスと、このボスの外周部に接続されて設けられた複数の羽根などから構成することができる。

絞り装置35は、冷媒を減圧させるのに利用されるものである。絞り装置35は、たとえば、キャピラリーチューブでもよいし、開度を制御することができる電子式膨張弁であってもよい。

【0015】

[冷凍サイクル装置200の動作説明]

圧縮機33によって圧縮され吐出された気体冷媒は、室内熱交換器100Bへ流入する。この室内熱交換器100Bに流入した気体冷媒は、室内ファン38から供給される空気と熱交換を実施して凝縮し、室内熱交換器100Bから流出する。室内熱交換器100Bから流出した冷媒は、絞り装置35に流入し、この絞り装置35によって膨張され減圧される。減圧された冷媒は、室外熱交換器100Aに流入し、室外ファン37から供給される室外空気と熱交換が実施されて気化し、室外熱交換器100Aから流出する。この室外熱交換器100Aから流出した冷媒は、圧縮機33に吸引される。

【0016】

[熱交換器100について]

図2は、本実施の形態に係る熱交換器100の説明図である。

図2(a)は熱交換器100の正面図であり、図2(b)は熱交換器100の側面図である。また、図2(c)は、図2(b)に示す熱交換部1AのA-A断面図である。図2(c)では、説明の便宜のために、図2(b)に示す熱交換部1AのY方向の幅の縮尺を大きくしている。

図3は、本実施の形態に係る熱交換器100の熱交換部1Aの構成要素などについての説明図である。

図3(a)は熱交換部1A1の隣合う扁平管1a、及びこの扁平管1aに対応する熱交換部1A2の隣合う扁平管1aを示している。本実施の形態では、図3(a)に示すように、熱交換器100は、4つの扁平管1aが最小の構成要素である。なお、図3(a)では、熱交換部1A1のうちの2つの扁平管1aのみを示し、残りの4つの扁平管1aについては図示を省略している。熱交換部1A2についても同様に、残りの4つの扁平管1aについては図示を省略している。

図3(b)は、図2(c)に示す熱交換部1Aの一つの拡大図である。図2及び図3を参照して熱交換器100の構成について説明する。

【0017】

なお、図2中におけるX方向は、扁平管1aが並ぶ方向に対応し、Y方向は、空気が通過する方向に対応し、Z方向は、扁平管1aの長手方向に対応している。また、本実施の形態において、熱交換器100は、各熱交換部の扁平管1aが並ぶ方向であるX方向及び空気が通過する方向であるY方向と、扁平管1aの長手方向であるZ方向とは直交しているもの一例として説明する。また、本実施の形態では、X方向とY方向とについても直交している場合を一例として説明する。さらに、本実施の形態では、X方向及びY方向が水

10

20

30

40

50

平面に平行であり、Z方向が重力方向に平行になるように熱交換器100が冷凍サイクル装置200に搭載されている場合を一例として説明する。

【0018】

熱交換器100は、図3(a)に示すように、4つの扁平管1aが最小の構成要素となっている。すなわち、熱交換器100は、平行に配置された2つの扁平管1a(第1の扁平管P1及び第2の扁平管P2に対応)を含む熱交換部1A1と、平行に配置された2つの扁平管1a(第3の扁平管P3及び第4の扁平管P4に対応)を含む熱交換部1A2とを備えている。第1の扁平管P1と第3の扁平管P3とは接続されており、第2の扁平管P2と第4の扁平管P4とは接続されている。

第1の扁平管P1と第3の扁平管P3とはY方向において対応関係を有し、第2の扁平管P2と第4の扁平管P4とはY方向において対応関係を有している。一方、第1の扁平管P1と第2の扁平管P2とはX方向において対応関係を有しており、第3の扁平管P3と第4の扁平管P4とはX方向において対応関係を有している。

ここでは、最小の構成要素を説明するために第1の扁平管P1、第2の扁平管P2、第3の扁平管P3及び第4の扁平管P4について説明をした。この第1の扁平管P1、第2の扁平管P2、第3の扁平管P3及び第4の扁平管P4と、図2等における各扁平管1aとは対応する構成である。

【0019】

熱交換器100は、流体が流れる流体流路D1が形成された第1のヘッダー4と、流体が流れる流体流路D2が形成され、第1のヘッダー4と対をなす第2のヘッダー5と、流体流路Fが形成されている扁平管1aを複数含む複数の熱交換部1Aと、を備えているものである。本実施の形態において、複数の熱交換部1Aとは、熱交換部1A1、熱交換部1A2、熱交換部1A3、及び熱交換部1A4のことを指している。

熱交換器100は、流体流路Fに直交する断面で見るときにおいて、凸部(山)と凹部(谷)が交互に形成された形状を備えている。なお、一方の表面側から見ると凸部となっている部分は、他方の表面側から見ると凹部となっている。

【0020】

第1のヘッダー4は、X方向に延びる長尺状の筒状部材であり、内部に流体が流れる流体流路D1が形成されている。第1のヘッダー4には、各熱交換部1Aの下端が接続されている。図2に示すように、第1のヘッダー4は、圧縮機33などから供給されてきた流体が流入する流入側ヘッダーである。第1のヘッダー4は、たとえば、水平方向に平行に配置される。

第2のヘッダー5は、X方向に延びる長尺状の筒状部材であり、内部に流体が流れる流体流路D2が形成されている。第2のヘッダー5には、各熱交換部1Aの上端が接続されている。図2に示すように、第2のヘッダー5は、第1のヘッダー4及び熱交換部1Aを経てきた流体が供給されるものであり、流出側ヘッダーである。第2のヘッダー5は、たとえば、水平方向に平行に配置される。

【0021】

熱交換部1Aは、複数の扁平管1aが並列に配置され、隣合う扁平管1aの間を流体(空気)が通過するものである。ここで、熱交換部1Aは、X方向に並ぶように6つの扁平管1aが配置されている。熱交換部1Aは、一端が第1のヘッダー4に接続され、他端が第2のヘッダー5に接続されているものである。本実施の形態では、熱交換器100が室外ユニット50内に縦置きにされているため、熱交換器100の下端が第1のヘッダー4に接続され、上端が第2のヘッダー5に接続されている。熱交換器100では、図2(a)及び図2(c)に示すように、複数の熱交換部1AがY方向に並ぶように配置されている。すなわち、熱交換部1A1が最も空気流れ方向の上流側に配置され、熱交換部1A1の空気流れ方向の下流側に熱交換部1A2が配置され、熱交換部1A2の空気流れ方向の下流側に熱交換部1A3が配置され、熱交換部1A3の空気流れ方向の下流側に熱交換部1A4が配置されている。

【0022】

10

20

30

40

50

熱交換部 1 A の各扁平管 1 a は、図 3 に示すように、流体が流れる流体流路 F が複数形成されている。そして、一方の熱交換部 1 A の各扁平管 1 a と他方の熱交換部 1 B の各扁平管 1 a とは交差する方向に配置されている。ここで述べた一方の各扁平管 1 a 及び他方の各扁平管 1 a とは、隣接する熱交換部 1 A の扁平管 1 a を指している。たとえば、熱交換部 1 A 1 が一方の熱交換部 1 A であり、熱交換部 1 A 2 が他方の熱交換部 1 B である。

次に、扁平管 1 a が交差することについて説明する。熱交換部 1 A 1 に対して隣合う熱交換部 1 A 2 の各扁平管 1 a は、熱交換部 1 A 1 の対応する各扁平管 1 a に交差する方向に配置されている。具体的には、熱交換部 1 A 1 の扁平管 1 a の短手方向は、複数の流体流路 F の並ぶ方向に平行であるが、この熱交換部 1 A 1 の扁平管 1 a の短手方向と、熱交換部 1 A 2 の扁平管 1 a の短手方向とが交差しているということである。交差しているの
10

【 0 0 2 3 】

上述した熱交換部 1 A 1 及び熱交換部 1 A 2 の構成は、熱交換部 1 A 2 及び熱交換部 1 A 3 にも、熱交換部 1 A 3 及び熱交換部 1 A 4 にも言うことができる。つまり、隣接する熱交換部 1 A 同士は、一方の熱交換部 1 A の扁平管 1 a と他方の熱交換部 1 A の扁平管 1 a が交差する関係にある。

【 0 0 2 4 】

本実施の形態において、熱交換部 1 A 1 の扁平管 1 a の短手方向と熱交換部 1 A 3 の扁平管 1 a の短手方向とが平行であり、熱交換部 1 A 2 の扁平管 1 a の短手方向と熱交換部
20

1 A 4 の扁平管 1 a の短手方向とが平行である。

各熱交換部 1 A は、隣同士の扁平管 1 a が連結して一体的に構成されている。

図 3 (a) においては、第 1 の扁平管 P 1 と第 3 の扁平管 P 3 とが接続 (連結) され、第 2 の扁平管 P 2 と第 4 の扁平管 P 4 とが接続 (連結) されているということになる。

図 2 (c) においては、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 の熱交換部 1 A 1 の扁平管 1 a の下流側の端部と熱交換部 1 A 2 の扁平管 1 a の上流側の端部とは接続 (連結) されている。同様に、熱交換部 1 A 2 の扁平管 1 a の下流側の端部と熱交換部 1 A 3 の扁平管 1 a の上流側の端部とは接続 (連結) されており、熱交換部 1 A 3 の扁平管 1 a の下流側の端部と熱交換部 1 A 4 の扁平管 1 a の上流側の端部とは接続 (連結) されている。

【 0 0 2 5 】

熱交換器 1 0 0 を流体流路 F に直交する断面で見たとき、熱交換器 1 0 0 の折れ曲がる部分は、各熱交換部 1 A が交差する部分に対応している。言い換えると、隣接する各熱交換部 1 A の各扁平管 1 a が接続されている部分に対応している。各熱交換部 1 A が交差する部分が、熱交換器 1 0 0 の頂部 T である。図 2 (c) に示すように、熱交換器 1 0 0 には、4 つの熱交換部 1 A を備えており、各熱交換部 1 A が 6 つの扁平管 1 a を備えている。このため、熱交換器 1 0 0 は、 $4 \times 6 = 24$ つの頂部 T を含むものである。

【 0 0 2 6 】

[本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 の有する効果]

本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 は、第 1 の扁平管 P 1 及び第 1 の扁平管 P 1 に平行に配置された第 2 の扁平管 P 2 を含み、第 1 の扁平管 P 1 と第 2 の扁平管 P 2 との間を流体が通過する第 1 の熱交換部と、第 3 の扁平管 P 3 及び第 3 の扁平管 P 3 に平行に配置された第 4 の扁平管 P 4 を含み、第 3 の扁平管 P 3 と第 4 の扁平管 P 4 との間を流体が通過する第 2 の熱交換部と、を備え、第 2 の熱交換部の第 3 の扁平管 P 3 は、長手方向に直交する断面で見たときに、第 1 の熱交換部の第 1 の扁平管 P 1 に交差する方向に配置され、第 2 の熱交換部の第 4 の扁平管 P 4 は、長手方向に直交する断面で見たときに、第 1 の熱交換部の第 2 の扁平管 P 2 に交差する方向に配置されている。

ここで、第 1 の熱交換部及び第 2 の熱交換部は、隣接する熱交換部同士を指している。すなわち、第 1 の熱交換部及び第 2 の熱交換部は、熱交換部 1 A 1 及び熱交換部 1 A 2 を指している。また、第 1 の熱交換部及び第 2 の熱交換部は、熱交換部 1 A 2 及び熱交換部 1 A 3 を指している。さらに、第 1 の熱交換部及び第 2 の熱交換部は、熱交換部 1 A 3 及
40
50

び熱交換部1A4を指している。

このように、本実施の形態に係る熱交換器100は、第1の熱交換部及び第2の熱交換部を備えることで、熱交換部単体を備えている熱交換器よりも、熱交換部1Aを流れる流体と熱交換部1Aを通過する空気との熱交換面積を増大させることができる。

また、熱交換器100を流れる空気は、各熱交換部1Aの扁平管1aを通過する過程で蛇行することになり、熱交換部1Aを通過する過程で攪拌されるため熱伝達率が向上する。

このように、本実施の形態に係る熱交換器100は、熱交換面積の増大及び熱伝達率が向上しているため、熱交換部1AのX方向に隣合う扁平管1aのピッチを小さくする等の手段をとらなくても、熱交換性能を向上させることができる。

10

【0027】

図7は、従来の熱交換器の斜視図である。図7に示すように従来の熱交換器500では、単体の熱交換部1Aしか備えていない構成である。熱交換部1Aに複数の流体流路を形成することで熱交換性能の向上を図っているが、更に熱交換性能を向上させるには熱交換部1Aを構成する扁平管1aのピッチを小さくする必要がある。熱交換部1Aの扁平管1aのピッチを小さくしていくと、着霜により空気が通過しにくくなり、また、製造上において要求される組み立て精度も高くなり、製造コストが増大する可能性もある。本実施の形態に係る熱交換器100では、これらのようなデメリットを回避することができる。

【0028】

また、本実施の形態に係る熱交換器100が搭載された冷凍サイクル装置200は、流体の流入側の第1のヘッダー4の上側に、流体の流出側の第2のヘッダー5が配置されている。そして、熱交換部1Aは、重力方向に平行に配置されている。このため、熱交換器100に供給される流体は、下側から上側に移動することになり、各熱交換部1Aへの流体の分配が均一化されやすく、熱交換性能が向上している。たとえば、第1のヘッダー4を流体の流入側とし、第2のヘッダー5を流体の流出側とすると、流体は、第1のヘッダー4の流体流入口に近い側に位置する扁平管1aから優先的に流れ落ちていき、遠い側に位置する扁平管1aには流体が流れて来にくくなる。これによって、各熱交換部1Aへの流体の分配が不均一になって、熱交換性能が落ちる可能性がある。本実施の形態に係る熱交換器100が搭載された冷凍サイクル装置200では、このようなデメリットを回避し、熱交換性能が向上している。

20

30

【0029】

本実施の形態に係る熱交換器100は、熱交換部1A(伝熱管)に直交するように接続される複数のフィンが設けられていないフィンレス熱交換器である。フィンが設けられている熱交換器では、伝熱管とフィンとの間の接触熱抵抗と、フィン自体の熱伝導による抵抗とが存在している。しかし、本実施の形態に係る熱交換器100は、フィンレス熱交換器であるため、上述した伝熱管とフィンとの間の接触熱抵抗、及び、フィン自体の熱伝導による抵抗がない分、熱交換性能が向上している。

【0030】

また、熱交換器100が蒸発器として用いられる場合には、凝縮水は重力方向に平行に配されている熱交換部1Aに沿って流れ落ちることになる。したがって、本実施の形態に係る熱交換器100は、排水性を向上させることができるものとなっている。このように熱交換器100は、排水性が向上しているため、たとえばデフロスト運転時も熱交換器100の下部に氷が積層することを抑制することができる。

40

【0031】

本実施の形態に係る熱交換器100の隣合う熱交換部1A同士は、扁平管1aの短手方向が交差するように配置されているため、その分強度が向上している。熱交換器100は、熱交換部1Aの上側に第2のヘッダー5が配置されているため、熱交換部1Aには第2のヘッダー5の自重がかかっている。しかし、本実施の形態に係る熱交換器100は、隣合う熱交換部1A同士が交差するように配置されているため、第2のヘッダーの重みで座屈などしてしまうことを回避することができる。

50

【 0 0 3 2 】

なお、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 が搭載された冷凍サイクル装置 2 0 0 が空調装置である場合を一例として説明するが、それに限定されるものではなく、たとえば、冷蔵庫などであってもよい。

【 0 0 3 3 】

また、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 が搭載された冷凍サイクル装置 2 0 0 では、動作流体として、たとえば R 4 1 0 A、R 3 2、H F O 1 2 3 4 y f などの冷媒を採用することができる。

【 0 0 3 4 】

また、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 が搭載された冷凍サイクル装置 2 0 0 では、流体として冷媒を採用している場合を一例として説明したが、それに限定されるものではなく、たとえば、水、ブラインなどの流体を採用していてもよい。

10

【 0 0 3 5 】

また、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 が搭載された冷凍サイクル装置 2 0 0 では、流体として、空気と冷媒の例を示した。つまり、冷媒が第 1 の流体であり、空気が第 2 の流体である。第 1 の流体及び第 2 の流体はこれらに限定されるものではなく、その他の気体、液体、気液混合流体などを用いてもよい。

【 0 0 3 6 】

また、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 が搭載された冷凍サイクル装置 2 0 0 では、鉱油系、アルキルベンゼン油系、エステル油系、エーテル油系、フッ素油系など、冷媒と油が溶けるか否かにかかわらず、各種の冷凍機油を採用することができる。

20

【 0 0 3 7 】

また、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 が搭載された冷凍サイクル装置 2 0 0 は、四方弁が設けられておらず、暖房専用機となっていたが、四方弁を設けて冷房と暖房とを切り替えることができる態様であってもよい。

【 0 0 3 8 】

本実施の形態では、室外熱交換器 1 0 0 A 及び室内熱交換器 1 0 0 B の両方に、熱交換器 1 0 0 を採用する場合を例に説明したが、それに限定されるものではなく、いずれか片方であっても同様の効果を得ることができる。すなわち、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 が搭載された冷凍サイクル装置 2 0 0 は、熱交換器 1 0 0 が搭載されているので、エネルギー効率が向上している。なお、エネルギー効率は、次式で構成されるものである。

30

暖房エネルギー効率 = 室内熱交換器 1 0 0 B (凝縮器) 能力 / 全入力

冷房エネルギー効率 = 室内熱交換器 1 0 0 B (蒸発器) 能力 / 全入力

【 0 0 3 9 】

[変形例 1]

図 4 は、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 の変形例 1 である。図 4 に示すように、空気の流れ方向の上流側の部分と下流側の部分とで、隣接する熱交換部 1 B 同士の交差角度を異ならせるとともに、各熱交換部 1 B を構成する扁平管 1 a の短手方向の長さを異ならせてもよい。

【 0 0 4 0 】

40

変形例 1 に係る熱交換器 1 0 0 は、複数の熱交換体を備えている。本変形例 1 では、熱交換器 1 0 0 は、熱交換体 1 0 B と、熱交換体 2 0 B と、熱交換体 3 0 B とを備えている。熱交換体 1 0 B の空気流れ方向の下流側に熱交換体 2 0 B が配置され、熱交換体 2 0 B の空気流れ方向の下流側に熱交換体 3 0 B が配置されている。

熱交換体 1 0 B は、複数の熱交換部 1 B から構成され、本変形例 1 では、熱交換部 1 B 1 及び熱交換部 1 B 2 から構成されている。

熱交換体 2 0 B は、複数の熱交換部 1 B から構成され、本変形例 1 では、熱交換部 1 B 3 及び熱交換部 1 B 4 から構成されている。

熱交換体 3 0 B は、複数の熱交換部 1 B から構成され、本変形例 1 では、熱交換部 1 B 5 及び熱交換部 1 B 6 から構成されている。

50

なお、熱交換体 10B 及び熱交換体 20B が第 1 の熱交換体及び第 2 の熱交換体に対応する。同様に、熱交換体 20B 及び熱交換体 30B が第 1 の熱交換体及び第 2 の熱交換体に対応する。更に、熱交換体 10B 及び熱交換体 30B についても、第 1 の熱交換体及び第 2 の熱交換体に対応する。

【0041】

変形例 1 に係る熱交換器 100 は、一例として、6 つの熱交換部 1B を備えているものである。変形例 1 に係る熱交換器 100 は、流体流路 F に直交する断面で見たときにおいて、各熱交換部 1B が交差する部分に対応する複数の頂部 T を含む。変形例 1 に係る熱交換器 100 は、6 つの熱交換部 1B を備えており、各熱交換部 1B が 4 つの扁平管 1a を備えている。このため、変形例 1 に係る熱交換器 100 は、 $6 \times 4 = 24$ つの頂部 T を含むものである。

10

変形例 1 に係る熱交換器 100 は、流体と熱交換する空気が流入する側（空気流れ方向の上流側）に位置する熱交換部 1B よりも、空気が流出する側（空気流れ方向の下流側）に位置する熱交換部 1B の方が、扁平管 1a の短手方向の長さが長くなるように構成されている。

【0042】

また、変形例 1 に係る熱交換器 100 では、図 4 に示すように Y 方向を基準としたときに扁平管 1a のなす角度が異なっている。具体的には、熱交換部 1B1、熱交換部 1B2、熱交換部 1B3 及び熱交換部 1B4 の方が、熱交換部 1B5 及び熱交換部 1B6 よりも空気の流れ方向の上流側に位置している。そこで、熱交換部 1B1、熱交換部 1B2、熱交換部 1B3 及び熱交換部 1B4 を上流側熱交換部と称し、熱交換部 1B5 及び熱交換部 1B6 を下流側熱交換部と称する。上流側熱交換部は、熱交換体 10B 及び熱交換体 20B を含み、下流側熱交換部は、熱交換体 10B を含む。

20

【0043】

変形例 1 では、上流側熱交換部の扁平管 1a と Y 方向とのなす角度の方が、下流側熱交換部の扁平管 1a と Y 方向とのなす角度よりも、大きくなっている。以下では、扁平管 1a と Y 方向とがなす角度を単に角度とも称する。

上流側熱交換部は、扁平管 1a と Y 方向とのなす角度 θ_1 が、下流側熱交換部の扁平管 1a と Y 方向とのなす角度 θ_2 よりも大きくなっている分、頂部 T の数を増え、熱交換部 1A と霜との接触面積を増大させている。これは、熱交換部 1B の中で特に着霜しやすい部分は、空気流れ方向の上流側の部分であるためである。

30

暖房運転を実施して熱交換器 100 を蒸発器として機能させ、熱交換器 100 に着霜した場合において、冷媒回路を流れる冷媒の向きを逆にして加熱された冷媒を熱交換器 100 に供給するデフロスト運転を実施すると、熱交換部 1B の空気流れ方向の上流側に付着した霜を効率的に除去することができる。

また、下流側熱交換部は、扁平管 1a と Y 方向とのなす角度 θ_2 が、上流側熱交換部の扁平管 1a と Y 方向とのなす角度 θ_1 よりも小さくなっている分、通風抵抗が増大してしまうことを回避することができる。すなわち、熱交換部 1B の数を増やし、熱交換器 100 の頂部 T の数を増大させると、熱交換面積を増大させることができるが、通風抵抗が増大する。そこで、変形例 1 に係る熱交換器 100 では、空気流れ方向の下流側の部分については、角度を小さく抑え、通風抵抗の増大を回避している。

40

このように、変形例 1 に係る熱交換器 100 は、霜の効率的な除去と通風抵抗の増大の回避とを両立することができるようになっている。

【0044】

変形例 1 に係る熱交換器 100 の熱交換部 1B は、上流側熱交換部の各熱交換部 1B の隣合う扁平管 1a の幅が、下流側熱交換部の各熱交換部 1B の扁平管 1a の幅よりも大きくなっている。図 4 に示すように、たとえば、空気の流入する側に位置する熱交換部 1B1 の幅 W_1 の方が、空気の流出する側に位置する熱交換部 1B1 の幅 W_2 よりも大きくなっている。これにより、変形例 1 に係る熱交換器 100 は、特に霜が発生しやすい空気流れ方向の上流側の部分における、熱交換部 1B と霜との接触面積を増大させ、効率的に霜

50

を除去することができるようになっている。

【0045】

[変形例1の効果]

変形例1では、本実施の形態に係る熱交換器100の有する効果に加えて次の効果を有する。変形例1に係る熱交換器100の第2の熱交換体は、第1の扁平管P1及び第2の扁平管P2の短手方向の長さが、第1の熱交換体の第1の扁平管P1及び第2の扁平管P2よりも長く、第3の扁平管P3及び第4の扁平管P4の短手方向の長さが、第1の熱交換体の第3の扁平管P3及び第4の扁平管P4よりも長い。

更に、空気流れ方向の上流側の熱交換部1Bの各扁平管1aとY方向とのなす角度の方が、空気流れ方向の下流側の熱交換部1Bの各扁平管1aとY方向とのなす角度よりも大きくなっており、頂部Tの数が増大する構成となっている。

10

このため、変形例1に係る熱交換器100は、霜の効率的な除去と通風抵抗の増大の回避とを両立することができるようになっている。

【0046】

また、変形例1に係る熱交換器100は、空気流れ方向の上流側の熱交換部1Bの方が、空気流れ方向の下流側の熱交換部1Bよりも、隣合う各扁平管1aの幅(間隔)が大きくなっているため、熱交換部1Bと霜との接触面積を増大させ、効率的に霜を除去することができるようになっている。

【0047】

[変形例2]

20

図5は、本実施の形態に係る熱交換器100の変形例2である。図5に示すように、隣合う熱交換部1C同士は連結されておらず、各熱交換部1Cは別体となっている。すなわち、熱交換器100の最小の構成要素について言えば、第1の扁平管P1と第3の扁平管P3とは別体であるとともに、第2の扁平管P2と第4の扁平管P4とは別体であるということである。以下に変形例2について詳しく説明する。

【0048】

変形例2に係る熱交換器100は、複数の熱交換体を備えている。本変形例2では、熱交換器100は、第1の熱交換体10Cと第2の熱交換体20Cとを備えている。第1の熱交換体10Cの空気流れ方向の下流側に第2の熱交換体20Cが配置されている。

第1の熱交換体10Cは、複数の熱交換部1Cから構成され、本変形例2では、熱交換部1C1及び熱交換部1C2から構成されている。

30

第2の熱交換体20Cは、複数の熱交換部1Cから構成され、本変形例2では、熱交換部1C3及び熱交換部1C4から構成されている。

【0049】

変形例2に係る熱交換器100は、複数(4つ)の別体の熱交換部1Cを備えているものである。各熱交換部1Cは、7つの扁平管1aが並列に配置されて構成されている。変形例2に係る熱交換器100は、熱交換部1C1と、熱交換部1C1の空気流れ方向の下流側に配置された熱交換部1C2と、熱交換部1C2の空気流れ方向の下流側に配置された熱交換部1C3と、熱交換部1C3の空気流れ方向の下流側に配置された熱交換部1C4とを備えている。

40

隣り合う熱交換部1C同士は、予め設定された間隔をもって配置されている。すなわち、熱交換部1C同士には、空気が通過する隙間が形成されているということである。具体的には、Y方向に隣合う扁平管1a同士は、予め設定された間隔をもって配置されている。すなわち、熱交換部1C1の扁平管1aと熱交換部1C2の扁平管1aとの間には、隙間S1が形成されている。熱交換部1C2の扁平管1aと熱交換部1C3の扁平管1aとの間には、隙間S2が形成されている。熱交換部1C3の扁平管1aと熱交換部1C4の扁平管1aとの間には、隙間S3が形成されている。

以下の説明において、隙間S1、隙間S2及び隙間S3を単に隙間Sと称することもある。

【0050】

50

たとえば、熱交換部 1 C 1 の扁平管 1 a と熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a との間には、次に説明するようにして隙間 S 1 が形成されている。熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a は、空気流れ方向の上流側の端部が、熱交換部 1 C 1 の扁平管 1 a の下流側の端部にかぶさるようにずれている。より詳細には、熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a は、空気流れ方向の上流側の端部が、熱交換部 1 C 1 の扁平管 1 a の下流側の端部の位置を基準として、X 方向にずらされるとともに、熱交換部 1 C 1 の扁平管 1 a 側に寄る方にずらされている。ここで、熱交換部 1 C 1 の扁平管 1 a 側に寄る方とは、Y 方向に平行である。これによって、熱交換部 1 C 1 の扁平管 1 a の端部と熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a の端部との間に隙間 S 1 が形成されている。

【 0 0 5 1 】

ここで、変形例 2 に係る熱交換器 1 0 0 は、空気流れ方向の上流側に位置する隙間 S よりも空気流れ方向の下流側に位置する隙間 S の方が大きくなるように、各熱交換部 1 C が配置されている。すなわち、本変形例 2 では、熱交換器 1 0 0 は、隙間 S 1 よりも隙間 S 2 の方が大きくなるように熱交換部 1 C 1、熱交換部 1 C 2 及び熱交換部 1 C 3 が配置され、隙間 S 2 よりも隙間 S 3 の方が大きくなるように熱交換部 1 C 2、熱交換部 1 C 3 及び熱交換部 1 C 4 が配置されている。

なお、本変形例 2 では、隙間 S 1 < 隙間 S 2 < 隙間 S 3 の関係にある場合を一例に説明したが、それに限定されるものではない。空気が流入する側の間隔の方が、空気が流出する側の間隔よりも大きければよいので、たとえば、隙間 S 1 = 隙間 S 2 < 隙間 S 3 の関係であってもよい。

【 0 0 5 2 】

[変形例 2 の効果]

変形例 2 では、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 の有する効果に加えて次の効果を有する。変形例 2 に係る熱交換器 1 0 0 は、熱交換体は、隙間 S 1 を含む第 1 の熱交換体 1 0 C と、第 1 の熱交換体 1 0 C の隙間 S 1 よりも大きい隙間 S 3 を含む、第 1 の熱交換体 1 0 C の流体の流れ方向の下流側に配置された第 2 の熱交換体 2 0 C とを含むものである。そして、第 1 の熱交換体 1 0 C と第 2 の熱交換体 2 0 C との間には、隙間 S 1 よりも大きく、隙間 S 3 よりも小さい隙間 S 2 が形成されている。これにより、熱交換器 1 0 0 内に取り込まれる空気の流入部分を増加させることができ、熱交換効率を向上させることができる。

【 0 0 5 3 】

たとえば、熱交換器 1 0 0 が凝縮器として機能している場合においては、熱交換部 1 C 1 の扁平管 1 a に流入した空気は扁平管 1 a 内を流れる流体と熱交換して加熱され、さらに、後段の熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a 内を流れる流体などと熱交換することになる。つまり、加熱された空気と熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a を流れる流体とが熱交換することになるため、熱交換効率が低下する要因となる。しかし、変形例 2 に係る熱交換器 1 0 0 では、隙間 S 1 から加熱されていない空気が熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a に流れ込むので、このような熱交換効率の低下を抑制することができる。

【 0 0 5 4 】

変形例 2 に係る熱交換器 1 0 0 は、空気流れ方向の下流側の部分に隙間 S 3 が形成されているため、熱交換器 1 0 0 を通過する空気の通風抵抗を抑制することができる。

【 0 0 5 5 】

熱交換部 1 C のうちの空気流れ方向の上流側の部分には、隙間 S 1 が形成されている。この隙間 S 1 は、熱交換器 1 0 0 を蒸発器として機能させて着霜している場合においては、霜によって閉塞する可能性が高い。しかし、隙間 S 3 については、隙間 S 1 よりも大きい分、閉塞しにくい。したがって、熱交換器 1 0 0 を蒸発器として機能させていても、通風抵抗が増大することを抑制することができる。

【 0 0 5 6 】

熱交換部 1 C を通過する空気の流れの速度は、熱交換部 1 C に沿う空気の速度 Q 1 よりも、隣同士の熱交換部 1 C の中間部の速度 Q 2 の方が大きい。本変形例 2 では、隙間 S 1

10

20

30

40

50

などの隙間 S が形成されるように各扁平管 1 a が配置されている。

たとえば、熱交換部 1 C 3 及び熱交換部 1 C 4 を例に説明すると、熱交換部 1 C 4 の扁平管 1 a の空気流れ方向の上流側の端部が、熱交換部 1 C 3 における 2 つの隣合う扁平管 1 a の空気流れ方向の下流側の端部の間に位置することになる。

このように、熱交換部 1 C 4 の扁平管 1 a は、空気流れ方向の上流側の端部が、空気の流れの速度が大きい位置に配置されることになるので、その分、空気と熱交換部 1 C 4 の扁平管 1 a を流れる流体との熱交換効率が向上する。このことは、熱交換部 1 C 1 の扁平管 1 a と熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a との関係においても、熱交換部 1 C 2 の扁平管 1 a と熱交換部 1 C 3 の扁平管 1 a との関係においてもいうことができ、同様に、熱交換器 1 0 0 の熱交換効率が向上する。このようにして、変形例 3 に係る熱交換器 1 0 0 は、熱交換効率を向上させることができる。

【 0 0 5 7 】

[変形例 3]

図 6 は、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 の変形例 3 である。変形例 3 では、本実施の形態の態様と変形例 2 の態様とを組み合わせた態様である。

【 0 0 5 8 】

変形例 3 に係る熱交換器 1 0 0 は、複数の熱交換体を備えている。本変形例 3 では、熱交換器 1 0 0 は、第 1 の熱交換体 1 0 D と第 2 の熱交換体 2 0 D とを備えている。第 1 の熱交換体 1 0 D の空気流れ方向の下流側に第 2 の熱交換体 2 0 D が配置されている。

第 1 の熱交換体 1 0 D は、複数の熱交換部 1 D から構成され、本変形例 3 では、熱交換部 1 D 1 及び熱交換部 1 D 2 から構成されている。

第 2 の熱交換体 2 0 D は、複数の熱交換部 1 D から構成され、本変形例 3 では、熱交換部 1 D 3 及び熱交換部 1 D 4 から構成されている。

【 0 0 5 9 】

変形例 3 に係る熱交換器 1 0 0 は、熱交換部 1 D 1 及び熱交換部 1 D 2 が連結して一体的に構成された第 1 の熱交換体 1 0 D と、熱交換部 1 D 3 及び熱交換部 1 D 4 を含む第 2 の熱交換体 2 0 D とを備えているものである。ここで、熱交換部 1 D 3 と熱交換部 1 D 4 とは別体である。第 1 の熱交換体 1 0 D は、Y 方向に隣合う扁平管 1 a が連結して一体的に構成されている。

【 0 0 6 0 】

第 2 の熱交換体 2 0 D は、Y 方向に隣合う扁平管 1 a の間に隙間 S が形成されている。具体的には、第 1 の熱交換体 1 0 D と第 2 の熱交換体 2 0 D との間には、隙間 S 2 が形成されている。また、第 2 の熱交換体 2 0 D の扁平管 1 a の間には、隙間 S 2 よりも大きい隙間 S 3 が形成されている。すなわち、第 2 の熱交換体 2 0 D の一部を構成する熱交換部 1 D 3 は、熱交換部 1 D 2 との間に隙間 S 2 が形成されるように配置されている。また、第 2 の熱交換体 2 0 D の他部を構成する熱交換部 1 D 4 は、熱交換部 1 D 3 との間に、隙間 S 2 よりも大きい隙間 S 3 が形成されるように配置されている。

なお、第 1 の熱交換体 1 0 D は、2 つの扁平管 1 a (2 つの熱交換部 1 D) が連結されて構成されることに限定されるものではなく、3 つ以上の扁平管 1 a (3 つ以上の熱交換部 1 D) が連結されて構成されるものであってもよい。

【 0 0 6 1 】

[変形例 3 の効果]

変形例 3 に係る熱交換器 1 0 0 は、第 1 の扁平管 P 1 と第 3 の扁平管 P 3 とが連結するとともに、第 3 の扁平管 P 3 と第 4 の扁平管 P 4 とが連結している第 1 の熱交換体 1 0 D と、第 1 の扁平管 P 1 と第 3 の扁平管 P 3 とが別体となっているとともに、第 3 の扁平管 P 3 と第 4 の扁平管 P 4 とが別体となっており、第 1 の熱交換体 1 0 D の流体の流れ方向の下流側に配置された第 2 の熱交換体 2 0 D とを含むものである。これにより、本実施の形態に係る熱交換器 1 0 0 の有する効果及び変形例 2 に係る熱交換器 1 0 0 の有する効果を有する。

ここで、第 1 の熱交換体 1 0 D と第 2 の熱交換体 2 0 D との間には隙間 S 2 が形成され

10

20

30

40

50

、第2の熱交換体20Dの熱交換部1D3と熱交換部1D4との間には隙間S2よりも大きい隙間S3が形成されていてもよい。これにより、空気流れ方向の下流側の通風抵抗を抑制することができる。

【0062】

上述した本実施の形態に係る熱交換器100、変形例1～変形例3に係る熱交換器100では、隣合う熱交換部のいずれもが交差するように熱交換部が配置されている態様について説明したが、それに限定されるものではない。熱交換器100は、たとえば、交差していない2つの熱交換部を含む態様であってもよい。

【符号の説明】

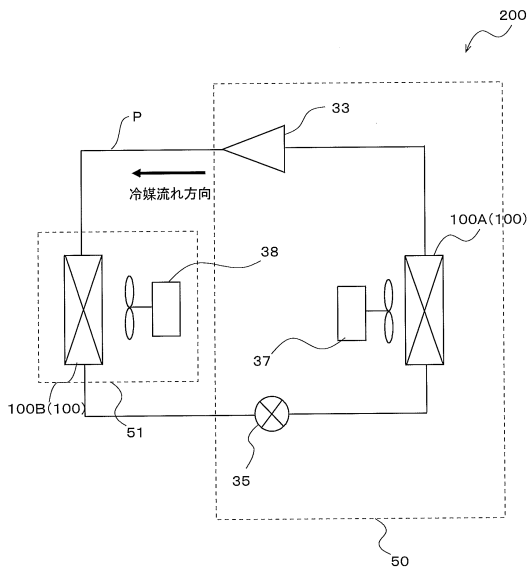
【0063】

1A 熱交換部、1A1 熱交換部、1A2 熱交換部、1A3 熱交換部、1A4 熱交換部、1B 熱交換部、1B1 熱交換部、1B2 熱交換部、1B3 熱交換部、1B4 熱交換部、1B5 熱交換部、1B6 熱交換部、1C 熱交換部、1C1 熱交換部、1C2 熱交換部、1C3 熱交換部、1C4 熱交換部、1D 熱交換部、1D1 熱交換部、1D2 熱交換部、1D3 熱交換部、1D4 熱交換部、1a 扁平管、4 第1のヘッダー、5 第2のヘッダー、10B 熱交換体、10C 第1の熱交換体、10D 第1の熱交換体、20B 熱交換体、20C 第2の熱交換体、20D 第2の熱交換体、30B 熱交換体、33 圧縮機、35 絞り装置、37 室外ファン、38 室内ファン、50 室外ユニット、51 室内ユニット、100 熱交換器、100A 室外熱交換器、100B 室内熱交換器、200 冷凍サイクル装置、500 熱交換器、D1 流体流路、D2 流体流路、F 流体流路、P 冷媒配管、P1 第1の扁平管、P2 第2の扁平管、P3 第3の扁平管、P4 第4の扁平管、Q1 速度、Q2 速度、S1 隙間、S2 隙間、S3 隙間、T 頂部、1 角度、2 角度。

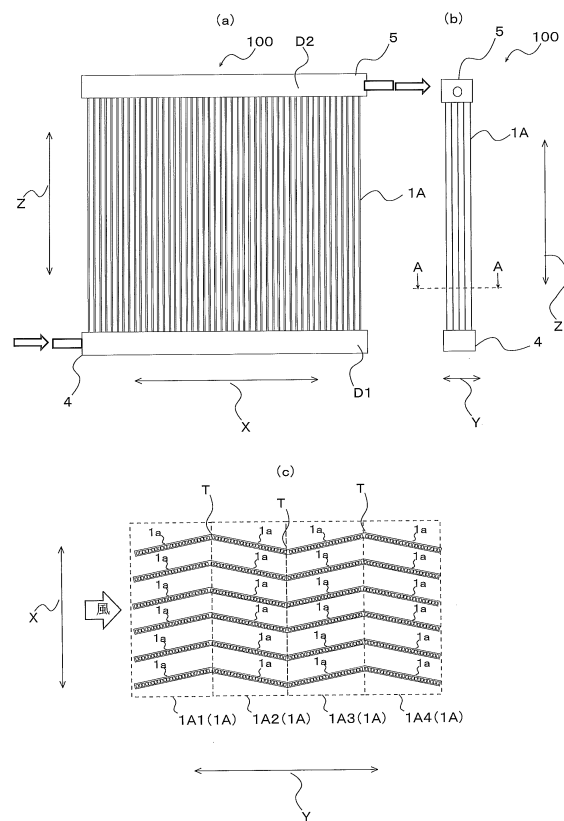
10

20

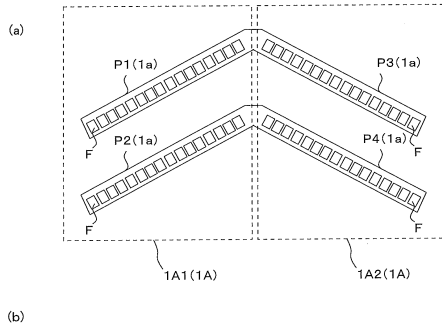
【図1】



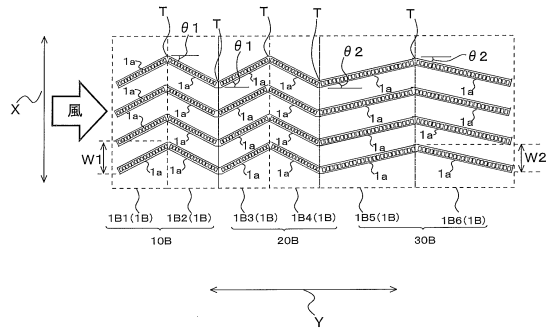
【図2】



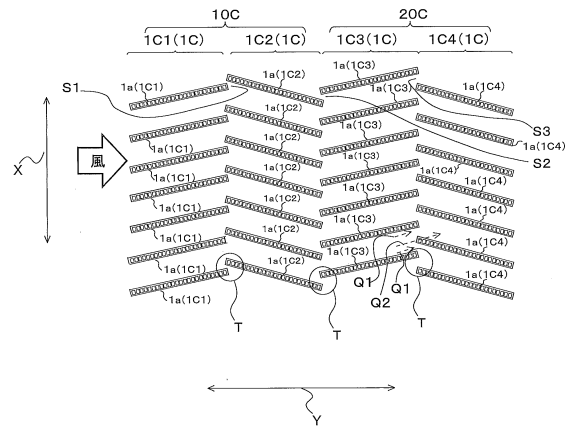
【図3】



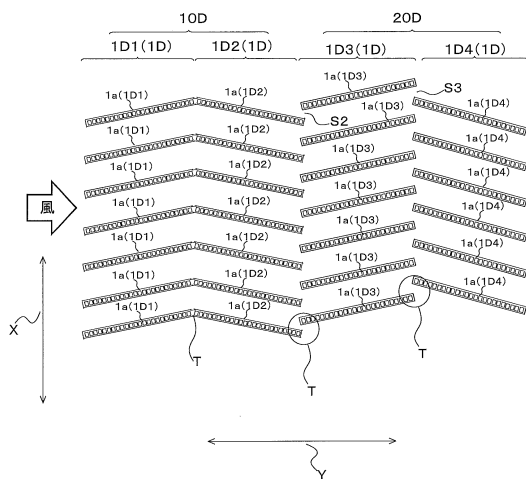
【図4】



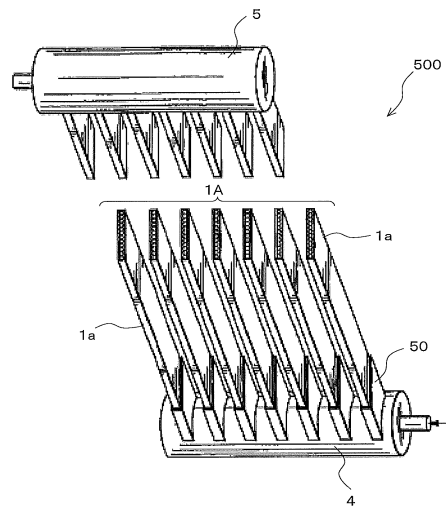
【図5】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

- (72)発明者 中村 伸
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 上山 智嗣
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 河島 綾
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 吉村 寿守務
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 松本 崇
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 赤岩 良太
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 尾中 洋次
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

審査官 安島 智也

- (56)参考文献 特開2004-092942(JP,A)
特開2006-284123(JP,A)
特開2007-183088(JP,A)
特開2007-187381(JP,A)
実開昭62-166476(JP,U)
国際公開第2008/141715(WO,A2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F28F 1/02
F28D 1/047
F28F 9/26
F28F 13/06