

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2023年10月19日(19.10.2023)



(10) 国際公開番号

WO 2023/199400 A1

(51) 国際特許分類:

F25B 39/02 (2006.01) F28F 1/30 (2006.01)
F28D 1/053 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2022/017586

(22) 国際出願日: 2022年4月12日(12.04.2022)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(71) 出願人:三菱電機株式会社(MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).

(72) 発明者:尾中 洋次(ONAKA Yoji); 〒1008310 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 Tokyo (JP). 足立 理人(ADACHI Rihito); 〒1008310 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 Tokyo (JP). 岸田 七海(KISHIDA Nanami); 〒1008310 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 Tokyo (JP).

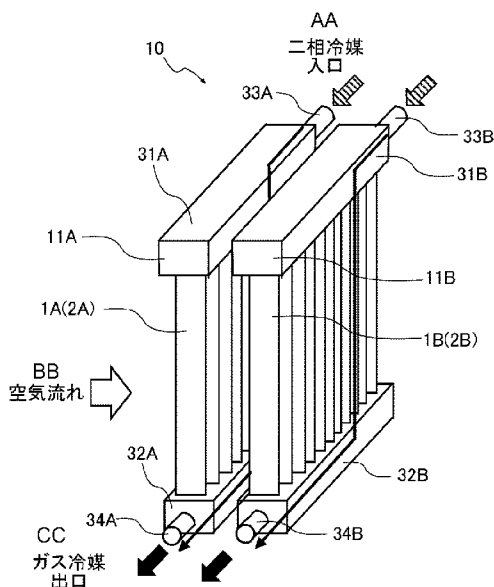
株式会社内 Tokyo (JP). 七種 哲二(SAIKUSA Tetsuji); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 加藤 央平(KATO Yohei); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 岐部 篤史(KIBE Atsushi); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).

(74) 代理人:弁理士法人 きさ特許商標事務所(KISA PATENT & TRADEMARK FIRM); 〒1050001 東京都港区虎ノ門二丁目10番1号 虎ノ門ツインビルディング東棟8階 Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, JM, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,

(54) Title: HEAT EXCHANGER AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 熱交換器および冷凍サイクル装置



AA Dual phase refrigerant inlet
BB Airflow
CC Gas refrigerant outlet

(57) Abstract: This heat exchanger has heat exchange parts that each comprise: a pair of headers which are arranged spaced apart from each other in a vertical direction, and through which a fluid passes into tubes; a plurality of flat heat transfer tubes that have a flat-shaped cross-section, that are arranged between the pair of headers such that flat surfaces on the longitudinal side of the flat shape are each spaced apart opposing each other, and that include a flow channel through which the fluid flows; and a plurality of corrugated fins that are wave-shaped, that are arranged between the opposing flat heat transfer tubes, that have wave-shaped apex sections joined to the flat heat transfer tubes and that are aligned in the vertical direction with fin sections respectively formed between the apex sections. The heat exchange parts are configured spaced apart and aligned in a plurality of columns along an airflow direction. Corrugated fins on a leeward side in the airflow direction have an outside-tube heat transfer coefficient greater than that of corrugated fins on a windward side in the airflow direction.

WO 2023/199400 A1

MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SC, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))
-

(57) 要約：熱交換器は、互いに離間して上下方向に配置され、管内を流体が通過する一対のヘッダーと、断面が扁平形状を有し、扁平形状の長手側における扁平面がそれぞれ対向して間を隔てて一対のヘッダーの間に配置され、流体が流れる流路を内部に有する複数の扁平伝熱管と、波形状を有し、対向する扁平伝熱管の間に配置され、波形状の頂部が扁平伝熱管と接合され、頂部の間がそれぞれフィン部となって上下方向に並ぶ複数のコルゲートフィンとを備える熱交換部が、空気の流れる方向に沿って、間を空けて複数列に並んで構成され、空気の流れる方向において風下側となるコルゲートフィン、空気の流れる方向において風上側となるコルゲートフィンよりも大きい管外熱伝達率である。

明 細 書

発明の名称：熱交換器および冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] この技術は、熱交換器および冷凍サイクル装置に関するものである。特に、コルゲートフィンと扁平伝熱管とを組み合わせる構成する熱交換器および冷凍サイクル装置に関するものである。

背景技術

[0002] たとえば、冷媒が通過する一対のヘッダー間に接続された複数の扁平伝熱管の平面部と平面部との間に、コルゲートフィン配置したコルゲートフィンチューブ型の熱交換器が普及している。そして、扁平伝熱管の間には、コルゲートフィンが配置され、空気などの気体が気流として通過する。このような熱交換器において、扁平伝熱管とコルゲートフィンとの少なくとも一方の表面温度が低下すると、使用状態によっては、表面近くの空気中の水分が析出して凝縮水となり、さらに、氷点以下になると水が凍結する。そこで、フィンとなる部分に空隙となるスリットを設け、表面に析出した水を、スリットを介して排水させる熱交換器がある（たとえば、特許文献1参照）。

[0003] また、たとえば、空気調和装置の室外機に熱交換器が用いられる場合、扁平伝熱管を流通する冷媒がコルゲートフィンを通して通過する空気の熱を吸い取って蒸発し、空気は吸熱されて冷却される。このとき、空気が保有する水分がコルゲートフィンの表面で結露することで空気が通過する通風路が塞がれてしまう。特に、コルゲートフィンがルーバーを有する場合、ルーバー近傍では管外熱伝達率が高くなる。このため、熱交換器において、着霜が促進され、霜の成長によって通風路が閉塞する。特に、コルゲートフィンの風上側は、空気とフィン表面との温度差が大きい。このため、コルゲートフィンの風上側では着霜量が多くなり、前縁に偏着霜し、短い運転時間で風路が閉塞してしまう。そこで、コルゲートフィンの風上側にルーバーを設けず、風下側にルーバーを設ける構成の熱交換器がある（たとえば、特許文献2参

照)。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2015-183908号公報

特許文献2：特開平6-221787号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 特許文献1の熱交換器は、フィン表面の凝縮水を排出する排水スリットを有するが、排水性を向上するために排水スリットの開口部分を大きくすると、排水性が向上する一方で伝熱面積の減少による伝熱性能の低下を招く。また、特許文献2の熱交換器のように、コルゲートフィンの風上側にルーバーのない部分を設けると、風上部における偏着霜は抑制できるものの、凝縮水の排水を十分に行うことができなくなる。また、特許文献2の熱交換器は、ルーバーのパターンを上下で反転させている。このため、一部のルーバーについては、風上側に着霜しやすいフィンのパターンが形成される。したがって、特許文献2の熱交換器は、風上部に形成された着霜しやすいフィンのルーバーにおいて偏着霜が生じ、風路を閉塞させてしまう可能性があり、低温条件下での暖房能力（暖房低温能力）が低下してしまうという問題があった。

[0006] 以上の問題点を解決するため、排水性を向上させつつ、ルーバーでの偏着霜が発生しにくい熱交換器および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

[0007] この開示に係る熱交換器は、互いに離間して上下方向に配置され、管内を流体が通過する一对のヘッダーと、断面が扁平形状を有し、扁平形状の長手側における扁平面がそれぞれ対向して間を隔てて一对のヘッダーの間に配置され、流体が流れる流路を内部に有する複数の扁平伝熱管と、波形状を有し

、対向する扁平伝熱管の間に配置され、波形状の頂部が扁平伝熱管と接合され、頂部の間がそれぞれフィン部となって上下方向に並ぶ複数のコルゲートフィンとを備える熱交換部が、空気の流れる方向に沿って、間を空けて複数列に並んで構成され、空気の流れる方向において風下側となるコルゲートフィンは、空気の流れる方向において風上側となるコルゲートフィンよりも大きい管外熱伝達率である。

[0008] また、開示に係る冷凍サイクル装置は、上記の熱交換器を搭載したものである。

発明の効果

[0009] この開示に係る熱交換器は、複数列で形成されるコルゲートフィン熱交換器において、空気の流れる方向において風下側となるコルゲートフィンの管外熱伝達率は、空気の流れる方向において風上側となるコルゲートフィンの管外熱伝達率よりも大きい。このため、風上側となるコルゲートフィンにおいて風路を閉塞してしまわず、熱交換器全体における着霜量を均一化させる方向に導くことができる。したがって、熱交換器における風路が霜で完全閉塞に至るまでの時間を延ばし、熱交換器は、暖房低温能力を向上させることができる。

図面の簡単な説明

- [0010] [図1]実施の形態1に係る熱交換器の構成を説明する概略図である。
[図2]実施の形態1に係る熱交換器の一部における概略正面図である。
[図3]実施の形態1に係る熱交換器の一部を示す概略図である。
[図4]実施の形態1に係る熱交換器におけるフィン部が有する排水スリットについて説明する図である。
[図5]実施の形態1に係る熱交換器における凝縮水の排水現象を説明する概略図である。
[図6]排水空間の開口面積が大きい場合の凝縮水の排水現象を説明する概略図である。
[図7]排水空間の開口面積が小さい場合の凝縮水の排水現象を説明する概略図

である。

[図8]実施の形態2に係る熱交換器の一部を示す概略図である。図8は、空気流れ方向に沿って切った熱交換器10の一部を上面視した図である。

[図9]実施の形態2に係る熱交換器の別の一例における一部を示す概略図である。

[図10]実施の形態3に係る熱交換器の一部を示す概略図である。

[図11]実施の形態3に係る熱交換器の別の一例における一部を示す概略図である。

[図12]実施の形態3に係る熱交換器の他の一例における一部を示す概略図である。

[図13]実施の形態4に係る熱交換器の一部を示す概略図である。

[図14]実施の形態4の熱交換器のコルゲートフィンを側面方向から見たときの概略図である。

[図15]実施の形態5の熱交換器のコルゲートフィンを側面方向から見たときの概略図である。

[図16]実施の形態6の熱交換器のコルゲートフィンを側面方向から見たときの概略図である。

[図17]実施の形態6の熱交換器におけるコルゲートフィンの別の一例を側面方向から見たときの概略図である。

[図18]実施の形態6の熱交換器におけるコルゲートフィンの他の一例を側面方向から見たときの概略図である。

[図19]実施の形態6の熱交換器におけるコルゲートフィンのさらに別の一例を側面方向から見たときの概略図である。

[図20]実施の形態7に係る空気調和装置の構成を示す図である。

発明を実施するための形態

[0011] 以下、実施の形態に係る熱交換器および冷凍サイクル装置について、添付図面などを参照しながら説明する。以下の図面において、同一の符号を付したものは、同一またはこれに相当するものであり、以下に記載する実施の形

態の全文において共通することとする。そして、明細書全文に表わされている構成要素の形態は、あくまでも例示であって、明細書に記載された形態に限定するものではない。特に構成要素の組み合わせは、各実施の形態における組み合わせのみに限定するものではなく、他の実施の形態に記載した構成要素を別の実施の形態に適用することができる。また、以下の説明において、図における上方を「上側」とし、下方を「下側」として説明する。さらに、理解を容易にするために、方向を表す用語（たとえば「右」、「左」など）などを適宜用いるが、説明のためのものであって、これらの用語により本開示が限定されるものではない。また、湿度および温度の高低については、特に絶対的な値との関係で高低が定まっているものではなく、装置などにおける状態および動作などにおいて相対的に定まるものとする。そして、図面では各構成部材の大きさの関係が実際のものとは異なる場合がある。

[0012] 実施の形態 1.

図 1 は、実施の形態 1 に係る熱交換器の構成を説明する概略図である。実施の形態 1 の熱交換器 10 は、平行配管形となるコルゲートフィンチューブ型の熱交換部 11 を複数列有する。ここでは、図 1 に示すように、熱交換器 10 は、空気流れにおいて風上側（上流側）となる風上側熱交換部 11 A および風下側（下流側）となる風下側熱交換部 11 B を有するものとする。また、熱交換器 10 は、複数の扁平伝熱管 1、複数のコルゲートフィン 2 およびヘッダー 3 を有する。熱交換器 10 において、風上側熱交換部 11 A は、扁平伝熱管 1 A、コルゲートフィン 2 A およびヘッダー 3 A を有する。また、風下側熱交換部 11 B は、扁平伝熱管 1 B、コルゲートフィン 2 B およびヘッダー 3 B を有する。

[0013] ヘッダー 3 は、冷凍サイクル装置を構成する他の装置と配管接続され、熱交換媒体となる流体である冷媒が流入または流出し、冷媒を分岐または合流させる管である。風上側熱交換部 11 A の上部ヘッダー 3 1 A と下部ヘッダー 3 2 A とは、図 1 の上下方向に間隔を空けて配置されている。また、風下側熱交換部 11 B の上部ヘッダー 3 1 B と下部ヘッダー 3 2 B とは、図 1 の

上下方向に間隔を空けて配置されている。

[0014] そして、上部ヘッダー31と下部ヘッダー32との間には、上部ヘッダー31と下部ヘッダー32とに対して垂直に複数の扁平伝熱管1が配置されている。上部ヘッダー31Aと下部ヘッダー32Aとの間には、複数の扁平伝熱管1Aが配置される。また、上部ヘッダー31Bと下部ヘッダー32Bとの間には、複数の扁平伝熱管1Bが配置される。複数の扁平伝熱管1は互いに平行に配置されている。複数の扁平伝熱管1は、空気流れ方向と直交する方向に、等間隔に並んで並設されている。以下、扁平伝熱管1が並設される方向を「管並設方向」という。また、扁平伝熱管1の軸方向（図1の上下方向）を「管軸方向」という。

[0015] 扁平伝熱管1は、断面が扁平形状を有する。扁平伝熱管1は、扁平断面の長手側の外側面（以下、扁平面という）が平面状であり、扁平形状の短手側における外側面が曲面状である伝熱管である。扁平伝熱管1は、管の内部に、貫通孔で形成された冷媒流路を複数有する多穴扁平伝熱管である。扁平伝熱管1は管軸方向に立てて配置され、扁平伝熱管1の貫通孔は管軸方向に延びており、上部ヘッダー31および下部ヘッダー32に連通している。扁平伝熱管1は、扁平断面の長手側が空気流れ方向に沿うようにして配置されている。各扁平伝熱管1は、各ヘッダー3に形成された挿入穴（図示せず）に扁平伝熱管1の両端部が挿し込まれてろう付けされることで、上部ヘッダー31および下部ヘッダー32と接合されている。ろう付けのろう材には、たとえば、アルミニウムを含むろう材が使用される。ここで、熱交換器10が蒸発器として使用される場合、低温および低圧の冷媒が扁平伝熱管1の管内の冷媒流路を流れる。熱交換器10が凝縮器として使用される場合、高温および高圧の冷媒が扁平伝熱管1の管内の冷媒流路を流れる。図1の矢印は、熱交換器10が蒸発器として使用される場合の冷媒の流れを示している。実施の形態1は、熱交換器10を蒸発器として使用する場合に、フィン表面に発生する着霜について説明するものである。

[0016] 冷媒は、図1の矢印に示すように、外部装置（図示せず）から熱交換器1

0に冷媒を供給する流入管33（流入管33Aおよび流入管33B）を介して、上部ヘッダー31Aおよび上部ヘッダー31Bに流入する。流入した冷媒は、分配されて各扁平伝熱管1を通過する。ここで、流入管33は、熱交換器10が蒸発器となるときに冷媒が流入する管である。冷凍サイクル装置における冷媒の流れによっては、冷媒が流出する管となる場合もある。扁平伝熱管1は、管内を通過する冷媒と管外を通過する外部の大気である外気との間で熱交換を行う。このとき、冷媒は、扁平伝熱管1を通過する間に大気から吸熱する。各扁平伝熱管1を通過して熱交換された冷媒は、下部ヘッダー32Aおよび下部ヘッダー32Bに流入し、下部ヘッダー32Aおよび下部ヘッダー32B内で合流する。下部ヘッダー32Aおよび下部ヘッダー32B内で合流した冷媒は、下部ヘッダー32Aおよび下部ヘッダー32Bに接続された流出管34（流出管34Aおよび流出管34B）を通過して、外部装置（図示せず）に還流される。ここで、流出管34は、熱交換器10が蒸発器となるときに冷媒が流出する管である。冷凍サイクル装置における冷媒の流れによっては、冷媒が流入する管となる場合もある。扁平伝熱管1同士の間には、コルゲートフィン2が配置されている。コルゲートフィン2は、冷媒と外気との伝熱面積を広げるために配置されている。

[0017] 図2は、実施の形態1に係る熱交換器の一部における概略正面図である。コルゲートフィン2は、平板状のフィン材に対してコルゲート加工が行われ、山折りおよび谷折りを繰り返すつづら折りにより折り曲げられ、波形状に、蛇腹となって形成されている。ここで、波形状に形成されてできた凹凸による折り曲げ部分は、波形状（山谷状）の頂部となる。また、頂部と頂部との間は腹部となる。実施の形態1において、コルゲートフィン2の頂部は、管軸方向にわたって並んでいる。

[0018] コルゲートフィン2の各頂部は、扁平伝熱管1の扁平面に接合される。この接合部分は、ろう材によってろう付けされ、接合されている。コルゲートフィン2を構成するフィン材の材質は、たとえば、アルミニウム合金である。そしてコルゲートフィン2を構成するフィン材の表面には、ろう材層がク

ラッドされている。クラッドされたるろう材層の主材は、たとえば、アルミシリコン系のアルミニウムを含むろう材である。ここでコルゲートフィン2を構成するフィン材の板厚は、たとえば、約50 μm 以上、約200 μm 以下である。コルゲートフィン2は、板状のフィン材が管軸方向に波形状に連なる構成を有する。コルゲートフィン2は、空気流れ方向（図2における紙面奥行方向）から見て、波形状の腹部となるフィン部21が交互に逆向きの傾斜で管軸方向に連なった形状を有する。フィン部21には、複数のルーバー22が、空気流れ方向（紙面奥行方向）に並んで形成されている。ここで、ルーバー22は、板部と開口部とを有する。板部は、コルゲートフィン2を空気流れ方向から正面視したときに、平坦部に対して上下方向に傾斜して突き出した形状である。板部は開口部に空気を導き、空気を通過させて空気の流れを変える。フィン部21において、コルゲートフィン2を空気流れ方向から正面視したときに、平坦部に対してルーバー22として突き出ている部分の面積の総和が大きくなるほど、管外熱伝達率 α_0 が大きくなる。

[0019] ここで、2つのコルゲートフィン2における管外熱伝達率 α_0 の大小について説明する。たとえば、対象とするコルゲートフィン2と接合している扁平伝熱管1に、一定温度（たとえば、50 $^{\circ}\text{C}$ ）の温水などの液体を通過させる。そして、一定の室温（たとえば、20 $^{\circ}\text{C}$ ）および同じ風量で空冷したとき、扁平伝熱管1から流出する液体の温度により、2つのコルゲートフィン2における管外熱伝達率 α_0 を比較する。扁平伝熱管1から流出する液体の温度が低いコルゲートフィン2の方が、空気との熱交換がより大きいため、管外熱伝達率 α_0 が大きくなることになる。実施の形態1に係る熱交換器10では、風上側のコルゲートフィン2Aの方が風下側のコルゲートフィン2Bよりも管外熱伝達率 α_0 が小さくなるような構造のルーバー22の仕様とする。ルーバー22の仕様とは、たとえば、ルーバー幅、角度、ピッチおよび枚数などである。

[0020] 図3は、実施の形態1に係る熱交換器の一部を示す概略図である。図3は、空気流れ方向に沿って切った熱交換器10の一部を上面視した図である。

ここでは、風上側熱交換部 11A のコルゲートフィン 2A と風下側熱交換部 11B のコルゲートフィン 2B とで、風上側熱交換部 11A における管外熱伝達率 αO が、風下側熱交換部 11B における管外熱伝達率 αO よりも小さい場合の一例を示している。図 3 は、風上側のコルゲートフィン 2A におけるルーバー 22A のルーバー幅 L_{WA} が、風下側のコルゲートフィン 2B におけるルーバー 22B のルーバー幅 L_{WB} よりも短い熱交換器 10 である。

[0021] 図 3 に示すように、実施の形態 1 の熱交換器 10 は、風上側となるコルゲートフィン 2A におけるルーバー 22A のルーバー幅 L_{WA} が短い。このため、コルゲートフィン 2A は、管外熱伝達率 αO が低くなる平坦部の面積が扁平伝熱管 1 の近傍において大きくなる。この結果、風上側となるコルゲートフィン 2A は、霜が形成されにくい低着霜領域を多く有する。したがって、たとえば、フィン表面が氷点下以下となる条件下で熱交換器 10 を使用する場合、コルゲートフィン 2A では低着霜領域に空気が多く流れて、コルゲートフィン 2A での着霜量が減り、風下側となるコルゲートフィン 2B での着霜量が増加する。このように、実施の形態 1 における熱交換器 10 は、コルゲートフィン 2A のルーバー幅 L_{WA} とルーバー 22B のルーバー幅 L_{WB} との長さを調整した構成とすることで、熱交換器 10 全体における着霜量を均一化させる方向に導くことができる。このため、熱交換器 10 における風路が霜で完全閉塞に至るまでの時間を延ばすことができる。したがって、熱交換器 10 は、暖房低温能力を向上させることができる。

[0022] また、図 3 に示すように、風上側のコルゲートフィン 2A および風下側のコルゲートフィン 2B は、それぞれ、空気流れ方向に対して、ルーバー 22A およびルーバー 22B を有する。そして、空気流れ方向において、コルゲートフィン 2 のフィン部 21 は、中心付近に、ルーバー 22 に挟まれる形で、排水スリット 24（排水スリット 24A および排水スリット 24B）を有する。このように、コルゲートフィン 2 のフィン部 21 に、空気流れ方向に対して、中心付近に排水スリット 24 を設けることで、フィン部 21 の表面に発生する凝縮水 4 をすばやく除去することができる。このため、熱交換器

10を蒸発器として使用する場合に、凝縮水4がフィン部21に滞留せず、通風抵抗の増加を抑制することができるので、熱交換に係る能力を向上させることができる。さらに、暖房低温運転時にフィン表面についた霜を溶かす除霜運転を行う際、霜の融解水を排水スリット24から迅速に排出させることができる。このため、除霜運転時間を短くすることができ、暖房低温能力を向上させることができる。

[0023] 図4は、実施の形態1に係る熱交換器におけるフィン部が有する排水スリットについて説明する図である。熱交換器10において、空気は風上側から冷媒と熱交換していくため、空気と冷媒との温度差は、風上側熱交換部11Aにおいて大きくなる。この結果、風上側熱交換部11Aのコルゲートフィン2Aにおけるフィン表面に発生する凝縮水4の量は、風下側となる風下側熱交換部11Bのコルゲートフィン2Bよりも多くなる。そこで、図4に示すように、実施の形態1における熱交換器10は、風上側のコルゲートフィン2Aにおける排水スリット24Aの開口面積が風下側となるコルゲートフィン2Bが有する排水スリット24Bよりも大きくなるような構成とする。したがって、排水スリット24Bの開口面積の方が排水スリット24Aの開口面積よりも小さくなる。これにより、実施の形態1における熱交換器10は、排水性（単位時間あたりに排出される凝縮水量）の向上を期待することができる。このため、除霜運転時間を短くすることができ、暖房低温能力をさらに向上させることができる。ここで、コルゲートフィン2Bが排水スリット24Bを有するものとして説明したが、コルゲートフィン2Bの排水スリット24Bがなくてもよい。

[0024] また、図3および図4に示すように、実施の形態1における熱交換器10は、風上側熱交換部11Aのコルゲートフィン2Aと風下側熱交換部11Bのコルゲートフィン2Bとの間が連結しておらず、断絶されている。熱交換部11間の断絶部分は排水空間25となる。ここで、コルゲートフィン2を上面から見たときの排水空間25の開口面積をA2と定義する。また、コルゲートフィン2を上面から見たときのフィン部21のフィン面積をA1と定

義する。発明者らが実験および解析を行った結果、排水空間25は、面積比 $A2/A1$ が0.03以上および0.40以下 ($0.03 \leq A2/A1 \leq 10.40$) の範囲となる関係となるような開口面積A2にするとよいことが確認された。排水空間25がこのような関係を満たす開口面積A2であれば、空気流れにおいて、風上側のコルゲートフィン2Aにおける最下流部の端部と風下側のコルゲートフィン2Bの最上流部の端部との間でそれぞれのフィンの凝縮水4が合流して、隙間を流下していく。このため、実施の形態1における熱交換器10は、排水空間25を排水経路として機能させることができる。

[0025] 図5は、実施の形態1に係る熱交換器における凝縮水の排水現象を説明する概略図である。図5は、コルゲートフィン2Aとコルゲートフィン2Bとの間にある排水空間25の空気流れ方向における寸法 δ_R の関係を、側面視によって示している。ここでは、排水空間25の空気流れ方向における寸法 δ_R について説明する。図5においては、排水空間25が、面積比 $A2/A1$ が0.03以上および0.40以下の範囲となる寸法 δ_R を満たしている。この場合、図5に示すように、風上側熱交換部11Aの端部における凝縮水4と風下側熱交換部11Bの端部における凝縮水4とが熱交換部11間の排水空間25において凝縮水4の表面張力を破って合流することができる。このため、合流した凝縮水4は、重力により排水空間25を流下して、さらに排水が促進される。

[0026] 図6は、排水空間の開口面積が大きい場合の凝縮水の排水現象を説明する概略図である。排水空間25の空気流れ方向における寸法 δ_R が広いと、凝縮水4がフィンの端部に表面張力で保持される。このため、排水空間25の開口面積A2とフィン面積A1との面積比 $A2/A1$ が0.40以上になると、風上側のコルゲートフィン2Aにおける最下流部の端部とコルゲートフィン2Bにおける最上流部の端部との間で凝縮水4が合流しにくくなる。このため、排水空間25が排水経路として機能せず、排水性が低下する。

[0027] 図7は、排水空間の開口面積が小さい場合の凝縮水の排水現象を説明する

概略図である。排水空間 25 の空気流れ方向の寸法 δ_R が狭くなって、排水空間 25 の開口面積比が 0.03 未満となる場合がある。このとき、風上側のコルゲートフィン 2A における最下流部の端部と風下側のコルゲートフィン 2B における最上流部の端部とが近接しすぎると、凝縮水 4 の滞留（ブリッジ）が発生し、排水性が低下する。

[0028] 以上のように、空気流れ方向に複数の熱交換部 11 が並んで構成される実施の形態 1 に係る熱交換器 10 では、たとえば、風上側のコルゲートフィン 2A におけるルーバー 22A と風下側のコルゲートフィン 2B におけるルーバー 22B とで仕様が異なるようにする。そして、風上側のコルゲートフィン 2A の方が風下側のコルゲートフィン 2B よりも管外熱伝達率 α_0 が小さくなるようにする。このため、コルゲートフィン 2A において風路を閉塞してしまわず、熱交換器 10 全体における着霜量を均一化させる方向に導くことができる。したがって、熱交換器 10 における風路が霜で完全閉塞に至るまでの時間を延ばし、熱交換器 10 は、暖房低温能力を向上させることができる。

[0029] また、実施の形態 1 に係る熱交換器 10 は、風上側のコルゲートフィン 2A における排水スリット 24A の開口面積が風下側となるコルゲートフィン 2B が有する排水スリット 24B よりも大きくする。このため、熱交換器 10 全体の排水性の向上を期待することができ、除霜運転時間を短くすることができ、暖房低温能力をさらに向上させることができる。

[0030] そして、実施の形態 1 に係る熱交換器 10 は、熱交換部 11 間の断絶部分となる排水空間 25 の開口面積 A_2 は、フィン部 21 のフィン面積 A_1 との面積比 A_2/A_1 が 0.03 以上および 0.40 以下の範囲となるようにする。このため、排水空間 25 を排水経路として機能させることができ、熱交換器 10 全体の排水性の向上をはかることができる。

[0031] 実施の形態 2.

図 8 は、実施の形態 2 に係る熱交換器の一部を示す概略図である。図 8 は、空気流れ方向に沿って切った熱交換器 10 の一部を上面視した図である。

図8において、図3などと同じ符号を付したものについては、実施の形態1で説明したことと同様である。図8に示すように、実施の形態2に係る熱交換器10は、風上側の扁平伝熱管1Aと風下側の扁平伝熱管1Bとが水平方向において異なる位置に配置されている。そして、熱交換器10では、風上側熱交換部11Aの扁平伝熱管1Aと風下側熱交換部11Bのコルゲートフィン2Bとが近接配置されている。このような配置にすることによって、風下側のコルゲートフィン2Bの凝縮水4を、風上側の扁平伝熱管1Aに伝わせることができる。扁平伝熱管1は、コルゲートフィン2よりも排水性が高い。このため、コルゲートフィン2Bに溜まる凝縮水4が、扁平伝熱管1Aに伝わりやすくなるので、排水性が向上する。

[0032] 図9は、実施の形態2に係る熱交換器の別の一例における一部を示す概略図である。図9に示すように、風上側のコルゲートフィン2Aの凝縮水4を、風下側の扁平伝熱管1Bに伝わせることで、排水性を向上させることができる。このとき、図9に示すように、風上側の扁平伝熱管1Aと近接させるため、風下側のコルゲートフィン2Bにおける最上流部の端部が風下側の扁平伝熱管1Bに対して風上側に突き出ていると、凝縮水4を扁平伝熱管1Aに導水させやすくなる。

[0033] 実施の形態3.

図10は、実施の形態3に係る熱交換器の一部を示す概略図である。図10は、空気流れ方向に沿って切った熱交換器10の一部を上面視した図である。図10において、図3などと同じ符号を付したものについては、実施の形態1で説明したことと同様である。図10に示すように、風上側となるコルゲートフィン2Aの扁平伝熱管1Aに対する風上方向への突出し長さを y_A と定義する。また、風下側となるコルゲートフィン2Bの扁平伝熱管1Bに対する風上方向への突出し長さを y_B と定義する。実施の形態3に係る熱交換器10は、コルゲートフィン2Aとコルゲートフィン2Bとにおける突き出し長さが $y_A > y_B$ の関係になっているものである。

[0034] コルゲートフィン2の前縁を風上側に突き出させることによって、フィン

前縁部のフィン効率を抑制し、空気との熱交換量を抑制することができ、コルゲートフィン前縁部での偏着霜を改善する効果がある。しかしながら、風下側となるコルゲートフィン2 Bは、風上側となるコルゲートフィン2 Aと比較して、空気と冷媒の温度差が小さくなる。このため、風下側のコルゲートフィン2 Bでは、熱交換量が少なくなる傾向がある。この結果、風下側熱交換部1 1 Bでは、着霜量が少なくなる傾向がある。したがって、実施の形態3における熱交換器1 0は、風下側のコルゲートフィン2 Bにおけるフィン前縁部の風上側への突出し長さ y_B が風上側のコルゲートフィン2 Aの突出し長さ y_A よりも小さく構成する。そして、風下側のコルゲートフィン2 Bは、ルーバー2 2を多く有するなどして伝熱促進をはかる。

[0035] 図1 1は、実施の形態3に係る熱交換器の別の一例における一部を示す概略図である。図1 1に示す熱交換器1 0は、風下側のコルゲートフィン2 Bの前縁部の突出し長さが風上側のコルゲートフィン2 Aよりも短いまたは突出し長さが無い構成である。図1 1では、さらに、風下側のコルゲートフィン2 Bのルーバー2 2 Bの数が、風上側のコルゲートフィン2 Aよりも多い構成となっている。

[0036] 図1 2は、実施の形態3に係る熱交換器の他の一例における一部を示す概略図である。図1 2に示す熱交換器1 0は、風上側のコルゲートフィン2 Aは排水スリット2 4 Aを有する一方で、風下側のコルゲートフィン2 Bは排水スリット2 4を有していない構成である。そして、風下側のコルゲートフィン2 Bのルーバー2 2の数が、風上側のコルゲートフィン2 Aよりも多くなるように構成することで、排水スリット2 4がなくても、凝縮水4の排水をルーバー2 2 Bによって行うことができる。このため、図1 2の熱交換器1 0は、伝熱性能と排水性とをバランスよく向上させることができる。

[0037] 実施の形態4.

図1 3は、実施の形態4に係る熱交換器の一部を示す概略図である。図1 3は、空気流れ方向に沿って切った熱交換器1 0の一部を上面視した図である。また、図1 4は、実施の形態4の熱交換器のコルゲートフィンを側面方

向から見たときの概略図である。図14は、コルゲートフィン2Aおよびコルゲートフィン2Bのそれぞれのフィン部21Aおよびフィン部21Bを示している。図14において、白矢印は空気の流れ方向を表している。また、黒矢印は凝縮水4の排水イメージを図示したものである。図13および図14において、図3などと同じ符号を付したものについては、実施の形態1で説明したことと同様である。実施の形態4における熱交換器10は、風上側のコルゲートフィン2Aと風下側のコルゲートフィン2Bとの間に、前述した排水空間25を有するものである。さらに、実施の形態4に係る熱交換器10は、風上側のルーバー22Aと風下側のルーバー22Bとで平坦部に対するルーバー22の開口方向が逆向きになっている。そして、風上側のルーバー22Aと風下側のルーバー22Bとにおける傾きは、それぞれ排水空間25に向かう傾きとなるように構成されている。

[0038] 実施の形態4における熱交換器10は、風上側のルーバー22Aと風下側のルーバー22Bとでルーバー22の開口方向を逆にし、凝縮水4が熱交換部11間の排水空間25に向かうようにする。このため、排水空間25に凝縮水4を多く集めることができ、排水性を向上させることができる。

[0039] 実施の形態5.

図15は、実施の形態5の熱交換器のコルゲートフィンを側面方向から見たときの概略図である。図15において、図3などと同じ符号を付したものについては、実施の形態1で説明したことと同様である。図15は、コルゲートフィン2Aおよびコルゲートフィン2Bのそれぞれのフィン部21Aおよびフィン部21Bを示している。実施の形態5に係る熱交換器10において、風上側のコルゲートフィン2Aのフィン肉厚を t_{FA} と定義する。また、風下側のコルゲートフィン2Bのフィン肉厚を t_{FB} と定義する。このとき、コルゲートフィン2Aとコルゲートフィン2Bとにおけるフィン肉厚は、 $t_{FA} < t_{FB}$ の関係性を有する。したがって、実施の形態5に係る熱交換器10は、風上側のコルゲートフィン2Aのフィン肉厚 t_{FA} が、風下側のコルゲートフィン2Bのフィン肉厚 t_{FB} よりも薄く構成したものである。

[0040] 風上側熱交換部11Aでは、流入する空気は熱交換前であるため、空気と冷媒との温度差が大きい。コルゲートフィン2Aのフィン肉厚 t_{FA} を薄くすることで、風上側のコルゲートフィン2Aにおけるフィン効率を抑制し、管外熱伝達率 α_0 を抑えることができる。したがって、風上側熱交換部11Aに対する偏着霜をさらに改善することができる。

[0041] 実施の形態6.

図16は、実施の形態6の熱交換器のコルゲートフィンを側面方向から見たときの概略図である。図16において、図3などと同じ符号を付したものについては、実施の形態1で説明したことと同様である。図16は、コルゲートフィン2Aおよびコルゲートフィン2Bのそれぞれのフィン部21Aおよびフィン部21Bを示している。実施の形態6に係る熱交換器10は、風上側のコルゲートフィン2Aの前縁突き出し部の一部において、フィン材を折り曲げた縁折部28を有する構造となっている。コルゲートフィン2Aが前縁突き出し部に縁折部28を有する構造とすることで、強度が必要となる前縁突き出し部のフィン肉厚を実質的に2倍にすることができる。このため、実施の形態6の熱交換器10は、フィン倒れなどを抑制しつつ、他の部分におけるフィン肉厚を薄くすることができる。したがって、フィン効率を抑制し、管外熱伝達率 α_0 を抑えることができ、風上側となるコルゲートフィン2Aへの偏着霜をさらに改善することができる。ここで、図16の熱交換器10は、風上側のコルゲートフィン2Aの前縁突き出し部に縁折部28を有する構造としたが、これに限定するものではない。

[0042] 図17は、実施の形態6の熱交換器におけるコルゲートフィンの別の一例を側面方向から見たときの概略図である。たとえば、図17に示すように、熱交換器10は、風上側のコルゲートフィン2Aおよび風下側のコルゲートフィン2Bの両方の前縁部に縁折部28を有する構造でもよい。風上側のコルゲートフィン2Aおよび風下側のコルゲートフィン2Bにそれぞれ縁折部28を有することで、両方の偏着霜を改善することができる。

[0043] 図18は、実施の形態6の熱交換器におけるコルゲートフィンの他の一例

を側面方向から見たときの概略図である。図18の熱交換器10において、風上側のコルゲートフィン2Aにおける前縁突き出し部の縁折部28の長さを X_A と定義する。また、風下側のコルゲートフィン2Bにおける前縁突き出し部の縁折部28の長さを X_B と定義する。このとき、コルゲートフィン2Aとコルゲートフィン2Bとにおける縁折部28の長さは、 $X_A > X_B$ の関係を有する。このため、前縁突出し長さは、風上側のコルゲートフィン2Aの方が、風下側のコルゲートフィン2Bよりも長い。このとき、コスト的に、縁折部28の長さも前縁突出し長さに合わせた方がよい。そこで、コルゲートフィン2Aとコルゲートフィン2Bとにおける縁折部28の長さを調整することで、適切な強度で、縁折部28を小さくすることができる。このため、使用するフィン材料を減らすことができる。

[0044] 図19は、実施の形態6の熱交換器におけるコルゲートフィンのさらに別の一例を側面方向から見たときの概略図である。図16～図18に示した熱交換器10は、コルゲートフィン2の前縁部のみに、縁折部28を設けた構造であったが、これに限定するものではない。図19に示すように、熱交換器10は、空気流れ方向において後側となる後縁部にも縁折部28を有する構造としてもよい。図19のような構造とすることで、コルゲートフィン2の製造において、フィン材を折り曲げ成形するときに、フィン材の両端の高さを同じにすることができる。このため、フィン材をローラーで移動する際、フィン材の送りが安定し、精度よく加工することができる。

[0045] 実施の形態7.

図20は、実施の形態7に係る空気調和装置の構成を示す図である。実施の形態7の空気調和装置は、実施の形態1～実施の形態6の熱交換器10を備えた冷凍サイクル装置の一例である。実施の形態7の空気調和装置は、実施の形態1～実施の形態6の熱交換器10を、室外熱交換器230として用いる。ただし、これに限定するものではなく、空気調和装置は、実施の形態1～実施の形態6の熱交換器10を室内熱交換器110として用いてもよい。また、空気調和装置は、実施の形態1～実施の形態6の熱交換器10を、

室外熱交換器 230 および室内熱交換器 110 の両方に用いてもよい。

[0046] 図 20 に示すように、空気調和装置は、室外機 200 と室内機 100 とを、ガス冷媒配管 300 および液冷媒配管 400 により配管接続することで、冷媒回路を構成している。実施の形態 7 の空気調和装置は、1 台の室外機 200 と 1 台の室内機 100 とが配管接続されているものとするが、台数は任意である。

[0047] 室外機 200 は、圧縮機 210、四方弁 220、室外熱交換器 230 および室外ファン 240 を有する。圧縮機 210 は、吸入した冷媒を圧縮して吐出する。特に限定するものではないが、圧縮機 210 は、たとえばインバータ回路などにより、運転周波数を任意に変化させることにより、圧縮機 210 の容量を変化させることができる。四方弁 220 は、冷房運転時と暖房運転時とに応じて冷媒の流れを切り替える弁である。室外熱交換器 230 は、冷媒と室外の空気との熱交換を行う。室外熱交換器 230 は、暖房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させ、気化させる。また、室外熱交換器 230 は、冷房運転時には凝縮器として機能し、冷媒を凝縮し、液化させる。室外ファン 240 は、室外熱交換器 230 に室外の空気を送り込み、室外熱交換器 230 における熱交換を促す。

[0048] 一方、室内機 100 は、室内熱交換器 110、減圧装置 120 および室内ファン 130 を有している。室内熱交換器 110 は、空調対象となる室内の空気と冷媒との熱交換を行う。室内熱交換器 110 は、暖房運転時には凝縮器として機能し、冷媒を凝縮し、液化させる。また、室内熱交換器 110 は、冷房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させ、気化させる。減圧装置 120 は、冷媒を減圧して膨張させる。減圧装置 120 は、たとえば電子式膨張弁などで構成される。減圧装置 120 が電子式膨張弁で構成された場合には、減圧装置 120 は、制御装置（図示せず）などの指示に基づいて開度調整を行う。室内ファン 130 は、室内の空気を室内熱交換器 110 に通過させ、室内熱交換器 110 を通過させた空気を室内に供給する。

[0049] 次に、空気調和装置の各機器の動作について、冷媒の流れに基づいて説明する。まず、暖房運転について説明する。暖房運転時には、四方弁220は図20の点線側に切り替えられる。圧縮機210により圧縮されて吐出した高温および高圧のガス冷媒は、四方弁220を通過し、室内熱交換器110に流入する。室内熱交換器110に流入したガス冷媒は、空調対象空間の空気と熱交換することで凝縮し、液化する。液化した冷媒は、減圧装置120で減圧されて気液二相状態となった後、室外熱交換器230に流入する。室外熱交換器230に流入した冷媒は、室外ファン240から送られた室外の空気と熱交換することで蒸発し、ガス化する。ガス化した冷媒は、四方弁220を通過して、再度、圧縮機210に吸入される。以上のようにして冷媒が循環することで、空気調和装置は暖房に係る空気調和を行う。

[0050] 次に、冷房運転について説明する。冷房運転時には、四方弁220は図20の実線側に切り替えられる。圧縮機210により圧縮されて吐出した高温および高圧のガス冷媒は、四方弁220を通過し、室外熱交換器230に流入する。室外熱交換器230に流入したガス冷媒は、室外ファン240が供給した室外の空気と熱交換することで凝縮し、液化する。液化した冷媒は、減圧装置120で減圧されて気液二相状態となった後、室内熱交換器110に流入する。室内熱交換器110に流入した冷媒は、空調対象空間の空気と熱交換することで蒸発し、ガス化する。ガス化した冷媒は、四方弁220を通過して再度圧縮機210に吸入される。以上のようにして冷媒が循環することで、空気調和装置は冷房に係る空気調和を行う。

符号の説明

[0051] 1, 1A, 1B 扁平伝熱管、2, 2A, 2B コルゲートフィン、3, 3A, 3B ヘッダー、4 凝縮水、10 熱交換器、11 熱交換部、11A 風上側熱交換部、11B 風下側熱交換部、21, 21A, 21B フィン部、22, 22A, 22B ルーバー、24, 24A, 24B 排水スリット、25 排水空間、28 縁折部、31, 31A, 31B 上部ヘッダー、32, 32A, 32B 下部ヘッダー、33, 33A, 33B 流

入管、34, 34 A, 34 B 流出管、100 室内機、110 室内熱交換器、120 減圧装置、130 室内ファン、200 室外機、210 圧縮機、220 四方弁、230 室外熱交換器、240 室外ファン、300 ガス冷媒配管、400 液冷媒配管。

請求の範囲

[請求項1] 互いに離間して上下方向に配置され、管内を流体が通過する一対のヘッダーと、

断面が扁平形状を有し、前記扁平形状の長手側における扁平面がそれぞれ対向して間を隔てて一対の前記ヘッダーの間に配置され、流体が流れる流路を内部に有する複数の扁平伝熱管と、

波形状を有し、対向する前記扁平伝熱管の間に配置され、前記波形状の頂部が前記扁平伝熱管と接合され、前記頂部の間がそれぞれフィン部となって前記上下方向に並ぶ複数のコルゲートフィンとを備える熱交換部が、空気の流れる方向に沿って、間を空けて複数列に並んで構成され、

前記空気の流れる方向において風下側となる前記コルゲートフィンは、前記空気の流れる方向において風上側となる前記コルゲートフィンよりも大きい管外熱伝達率である熱交換器。

[請求項2] 前記コルゲートフィンの前記フィン部は、板状の平坦部と、

前記空気の流れる方向から前記コルゲートフィンを正面視したときに、前記平坦部に対して前記上下方向に傾斜して突き出た板部を有し、開口部に前記空気を通過させて前記空気の流れを変えるルーバーとを有する請求項1に記載の熱交換器。

[請求項3] 前記コルゲートフィンを上面視したときの前記フィン部の面積を A_1 と定義し、前記熱交換部間における排水空間の開口面積を A_2 と定義したとき、前記フィン部の面積 A_1 と前記排水空間の開口面積 A_2 との面積比 A_2 / A_1 が、0.03以上、0.40以下を満たす関係である請求項1または請求項2に記載の熱交換器。

[請求項4] 前記コルゲートフィンの前記フィン部は、前記フィン部上の水を排出する排水スリットを有し、

前記風下側となる前記コルゲートフィンの前記フィン部における前

記排水スリットは、前記風上側となる前記コルゲートフィンの前記フィン部における前記排水スリットよりも開口面積が小さいまたは前記風下側となる前記コルゲートフィンの前記フィン部は前記排水スリットを有していない請求項1～請求項3のいずれか一項に記載の熱交換器。

[請求項5] 前記空気の流れる方向において、前記風上側となる前記コルゲートフィンの前記扁平伝熱管に対する風上方向への突出し長さを y_A と定義し、前記風下側となる前記コルゲートフィンの前記扁平伝熱管に対する前記風上方向への突出し長さを y_B と定義したとき、 $y_A > y_B$ の関係である請求項1～請求項4のいずれか一項に記載の熱交換器。

[請求項6] 前記風上側となる前記コルゲートフィンにおけるルーバーの数は、前記風下側となる前記コルゲートフィンにおけるルーバーの数よりも少ない請求項1～請求項5のいずれか一項に記載の熱交換器。

[請求項7] 前記風上側となる前記コルゲートフィンおよび前記風下側となる前記コルゲートフィンは、前記フィン部の板状の平坦部に対するルーバーの向きが、それぞれ逆の関係にある請求項1～請求項6のいずれか一項に記載の熱交換器。

[請求項8] 前記風上側となる前記コルゲートフィンの厚みは、前記風下側となる前記コルゲートフィンのルーバーの厚みよりも薄い請求項1～請求項7のいずれか一項に記載の熱交換器。

[請求項9] 前記風上側となる前記コルゲートフィンは、前記空気の流れる方向において前側の縁である前縁部が前記扁平伝熱管に対して風上側に突出した構造であり、前記前縁部の一部はフィン材を折り曲げた縁折部を有する請求項1～請求項8のいずれか一項に記載の熱交換器。

[請求項10] 前記風下側となる前記コルゲートフィンも、前記前縁部の一部に前記縁折部を有し、

前記風上側となる前記コルゲートフィンの前記縁折部の長さを X_A と定義し、前記風下側となる前記コルゲートフィンの前記縁折部の長

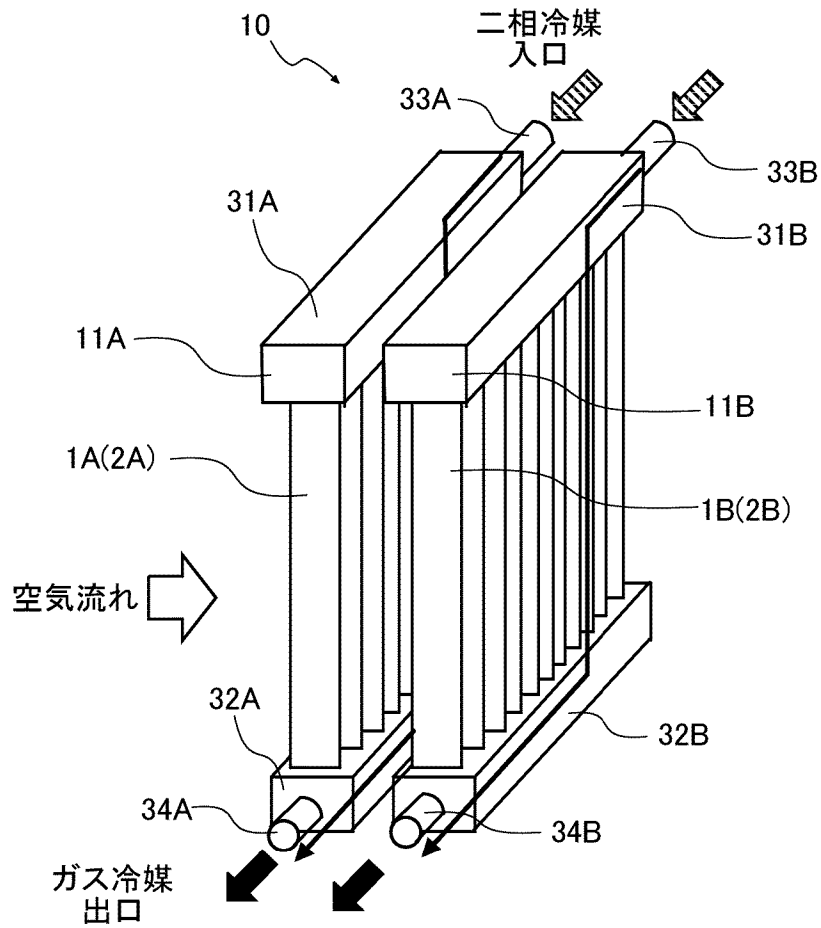
さを X_B と定義したとき、 $X_A > X_B$ の関係である請求項9に記載の熱交換器。

[請求項11] 前記コルゲートフィンは、前記空気の流れる方向において後側の縁である後縁部にも前記縁折部を有する請求項9または請求項10に記載の熱交換器。

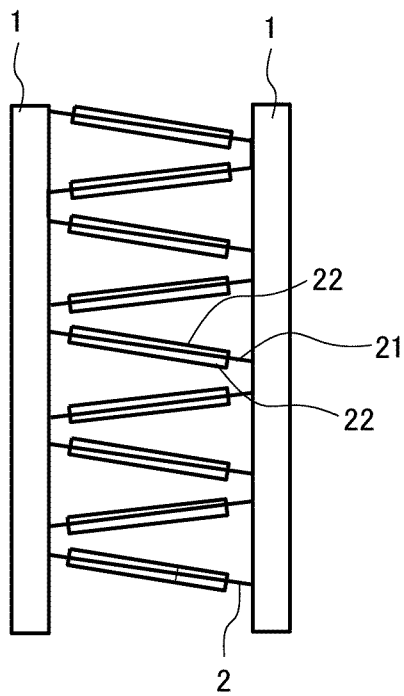
[請求項12] 前記空気の流れる方向から正面視したとき、前記風上側となる前記熱交換部における前記扁平伝熱管と前記風下側となる前記熱交換部における前記扁平伝熱管と位置が水平方向にずれている請求項1～請求項11のいずれか一項に記載の熱交換器。

[請求項13] 請求項1～請求項12のいずれか一項に記載の熱交換器を搭載する冷凍サイクル装置。

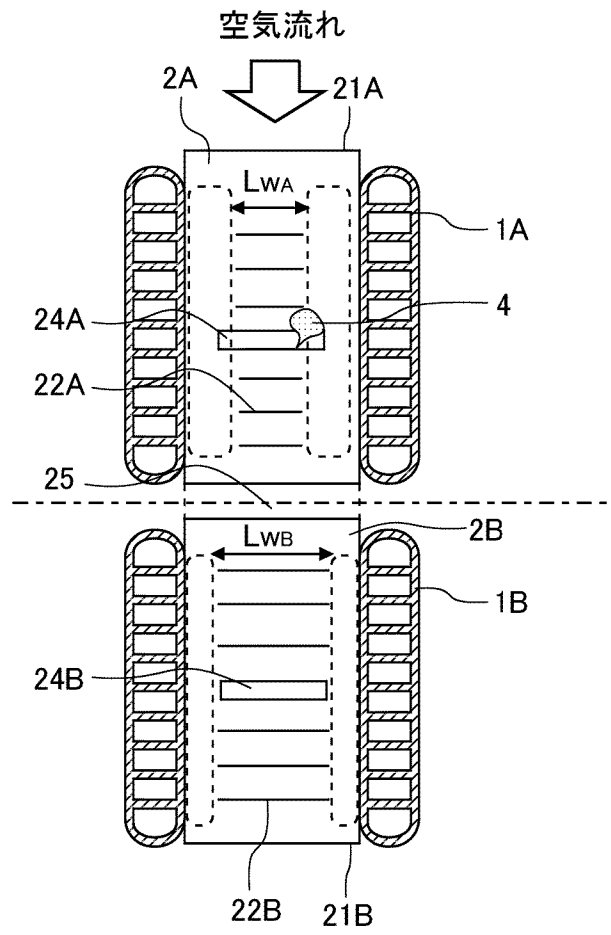
[図1]



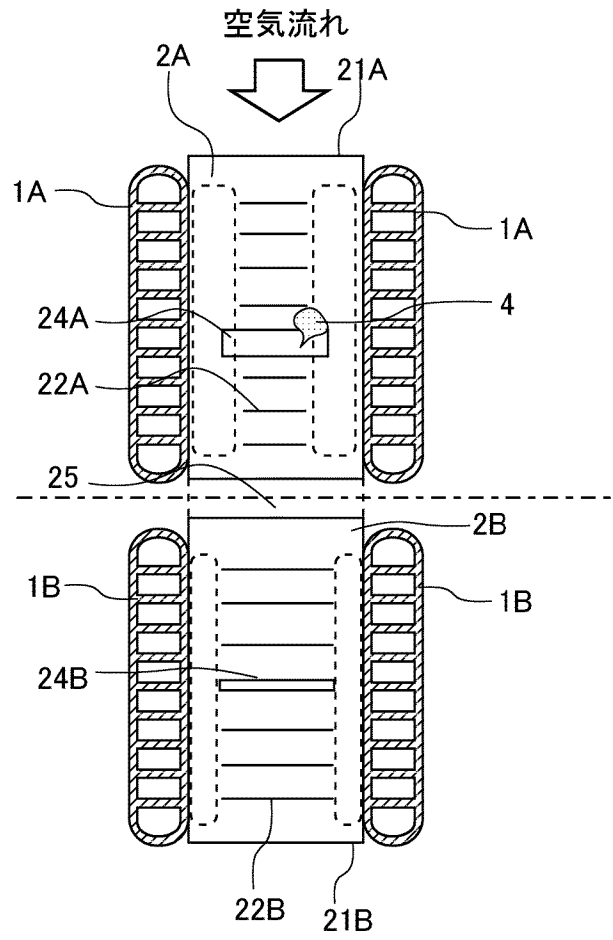
[図2]



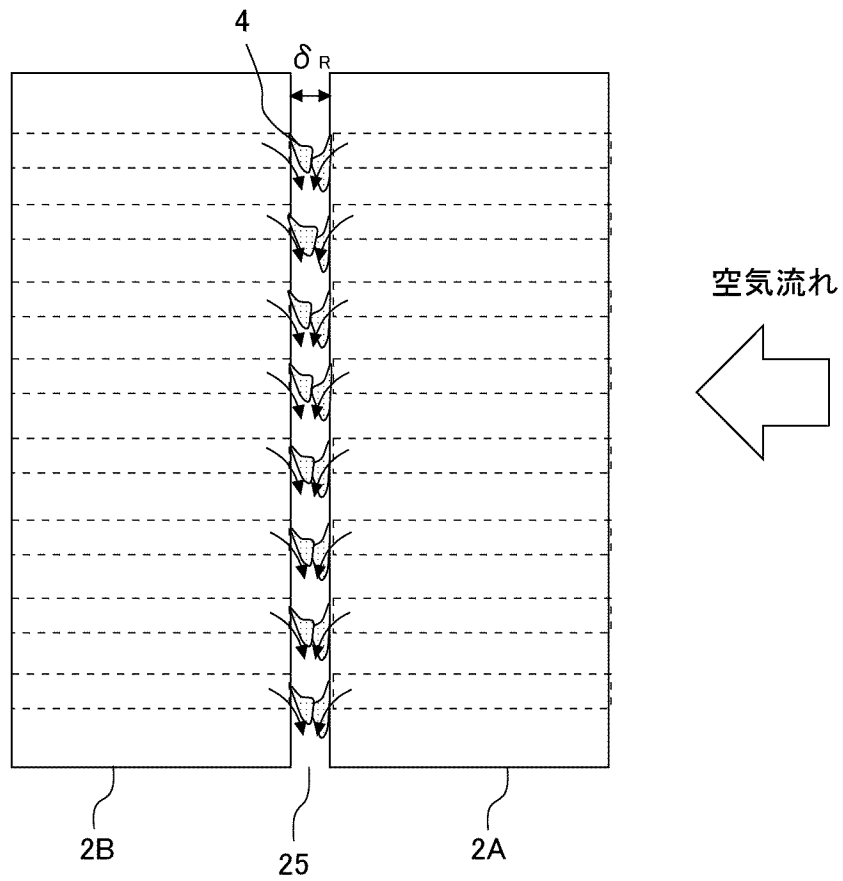
[図3]



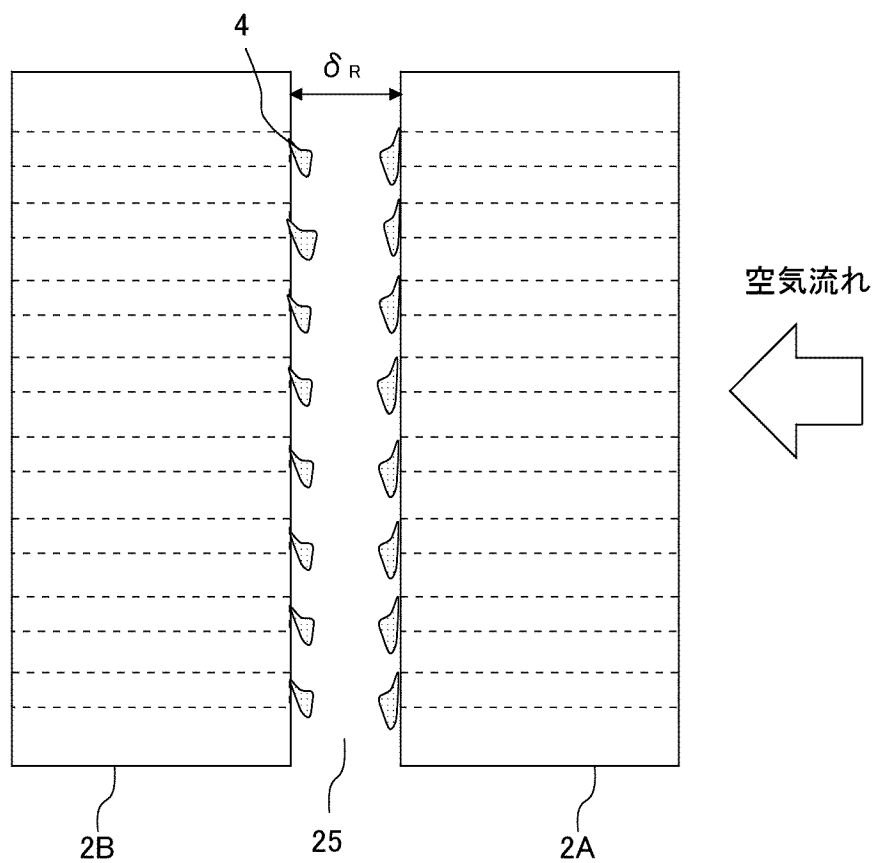
[図4]



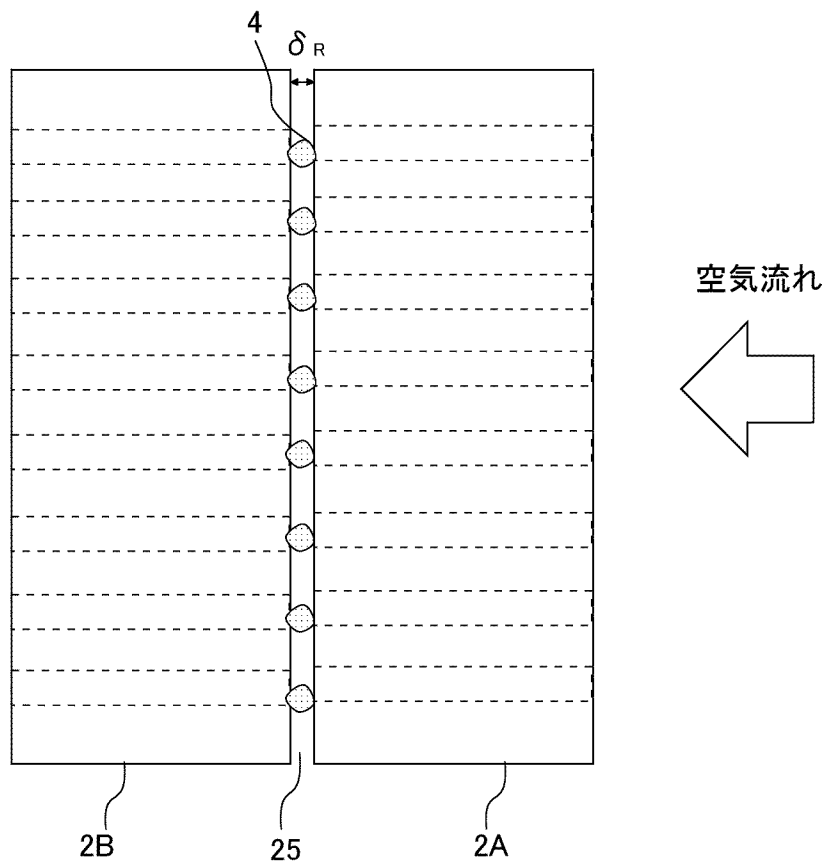
[図5]



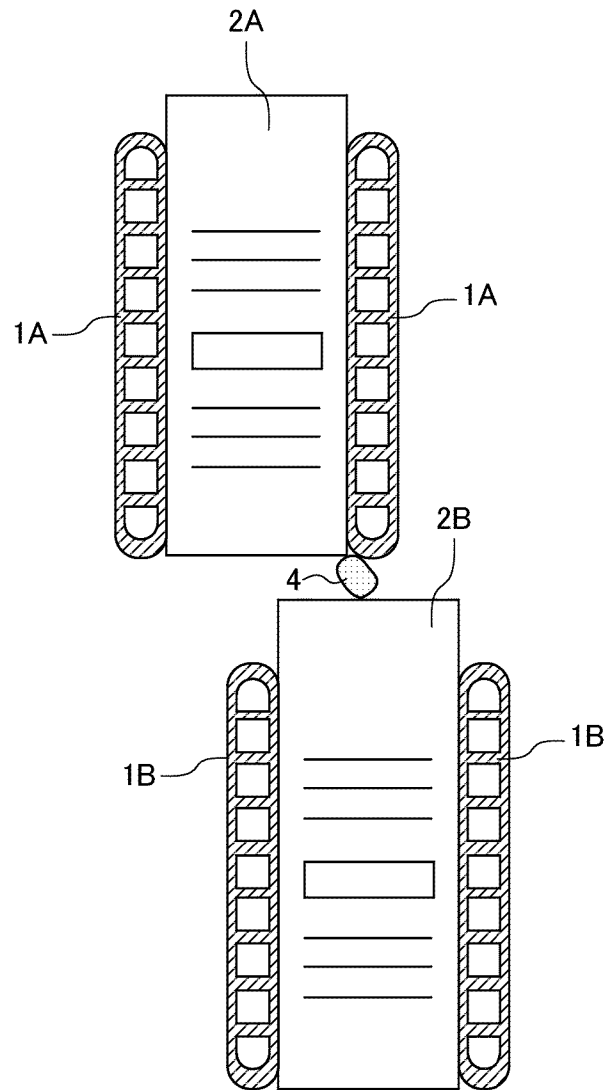
[図6]



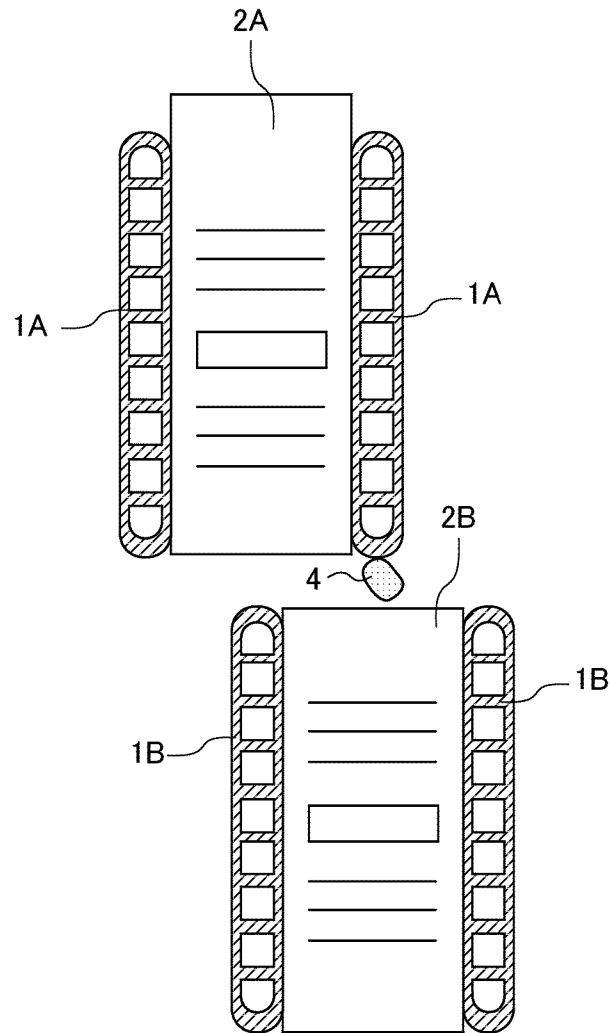
[図7]



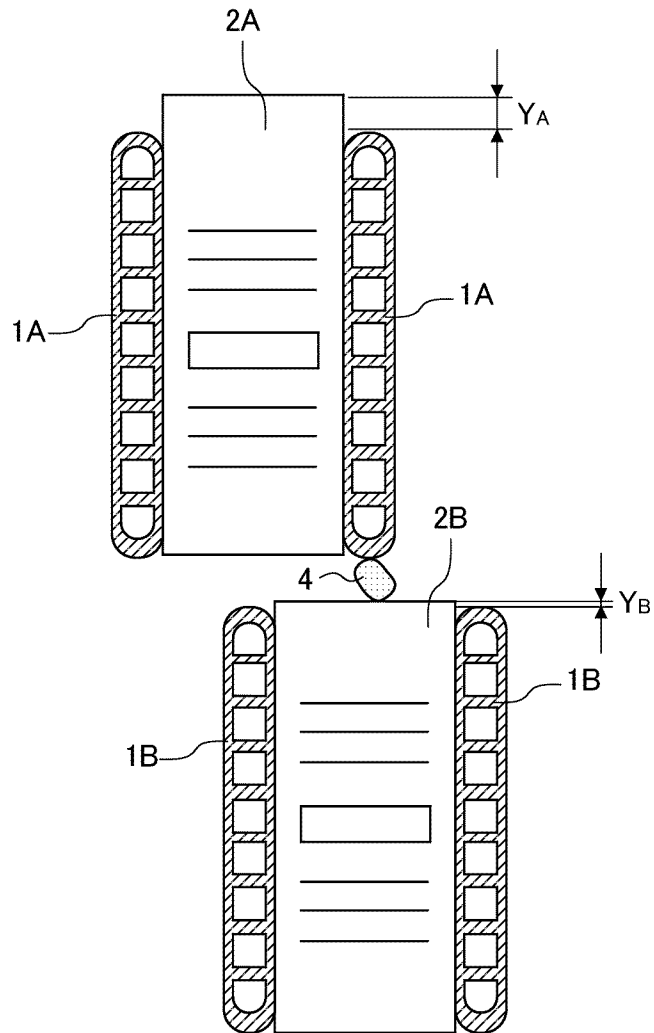
[図8]



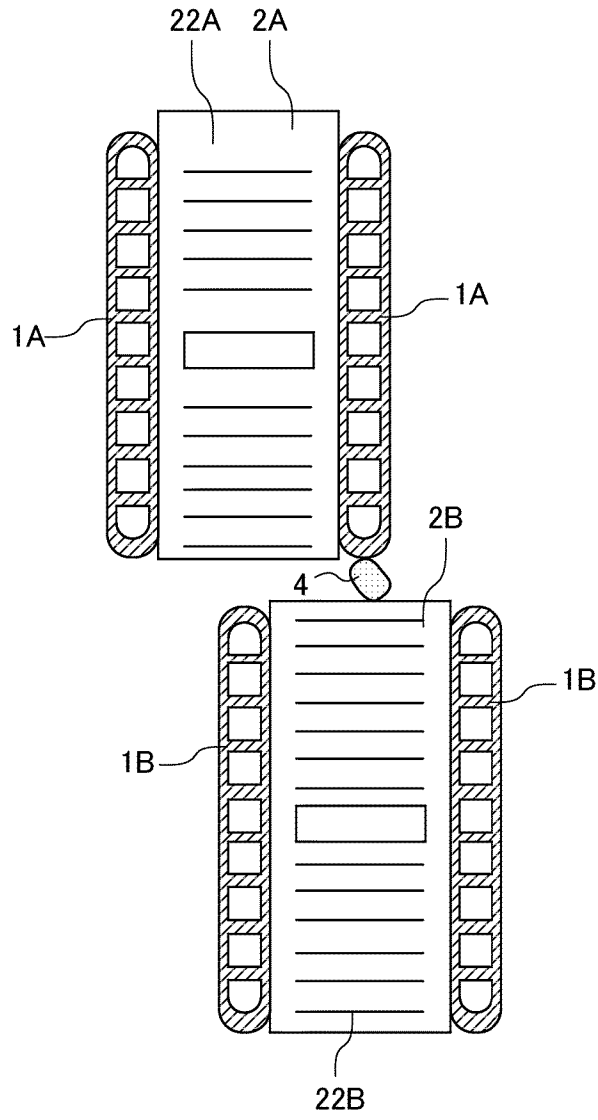
[図9]



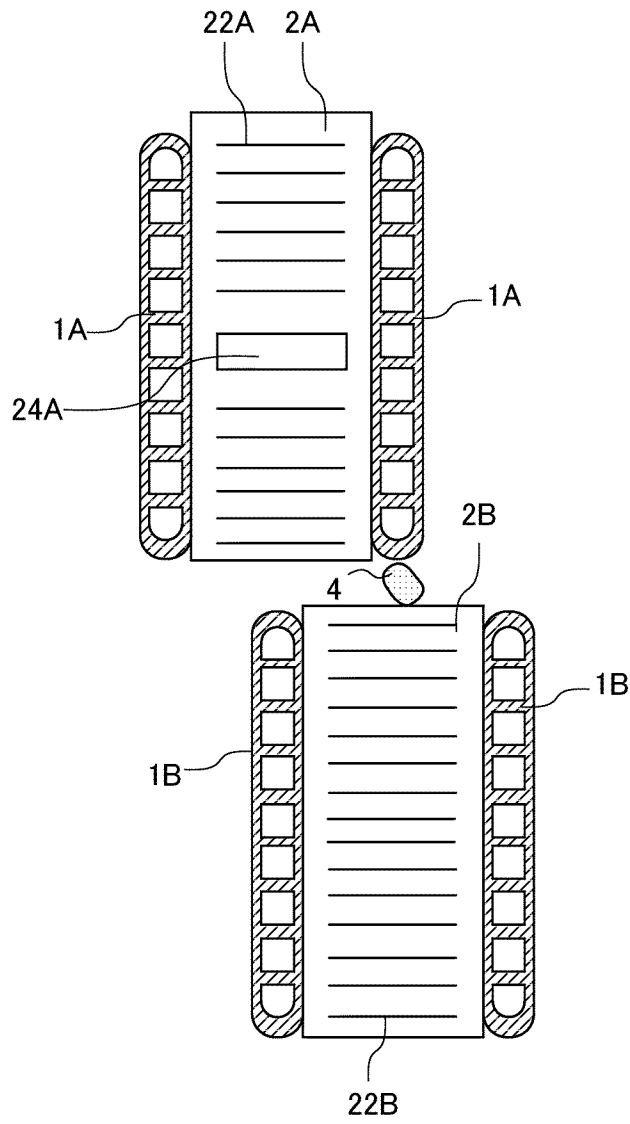
[図10]



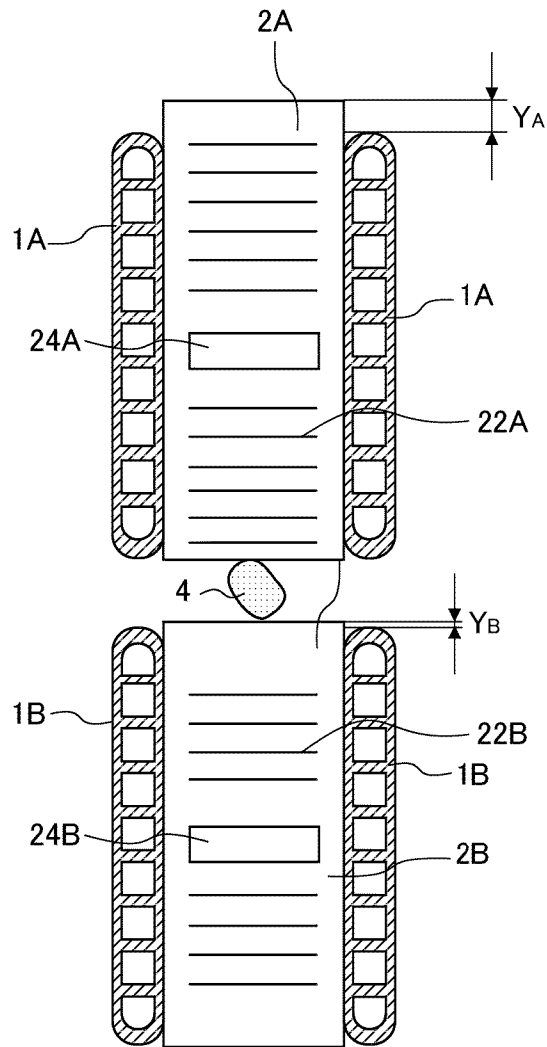
[図11]



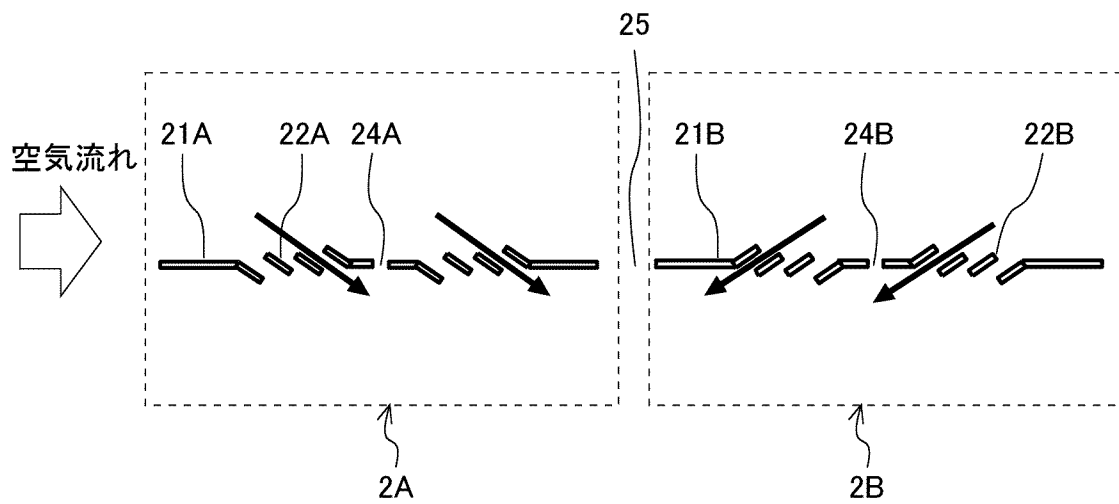
[図12]



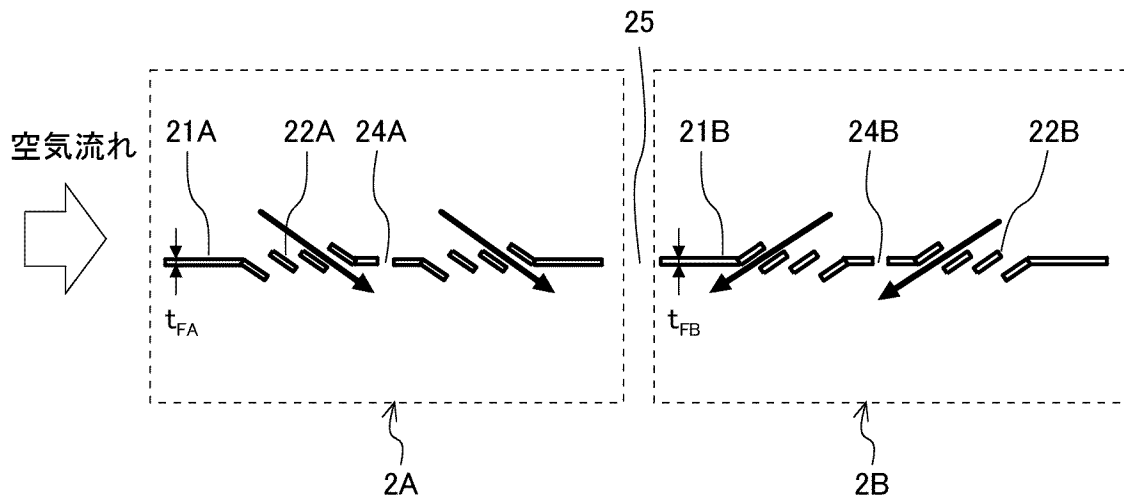
[図13]



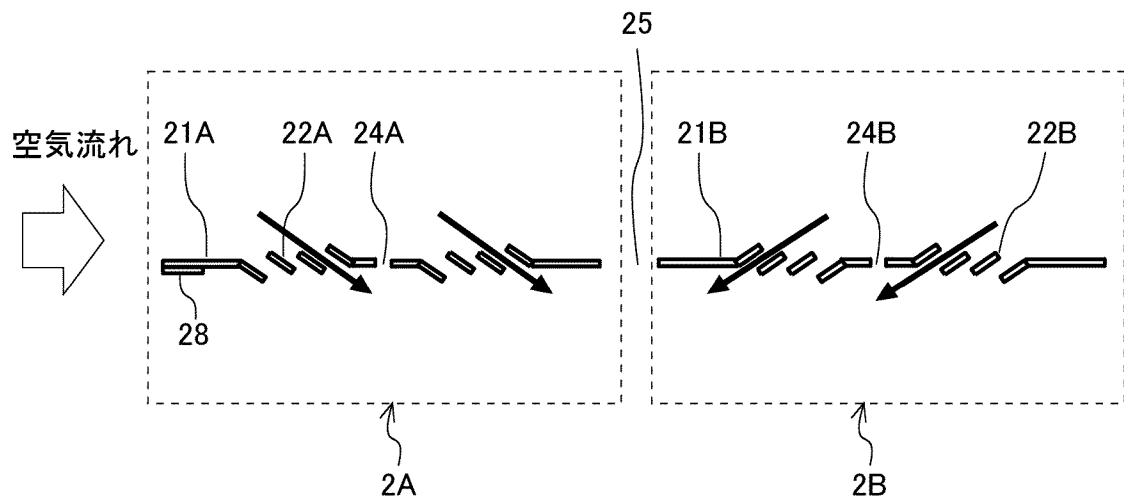
[図14]



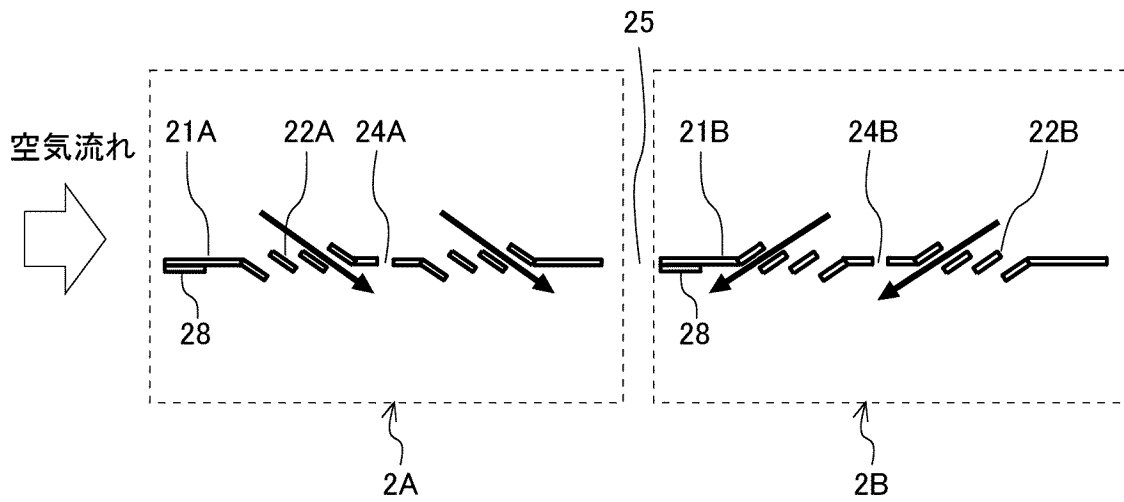
[図15]



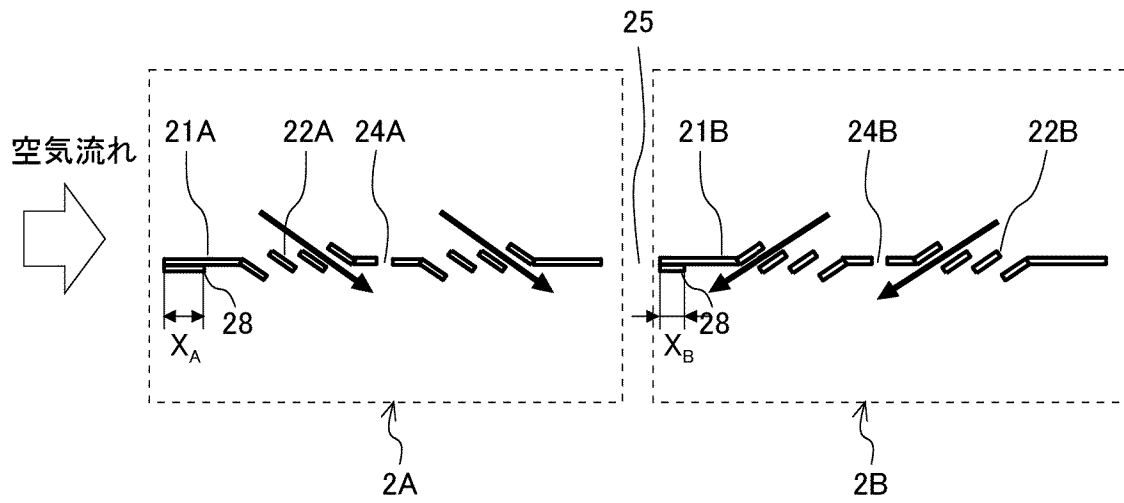
[図16]



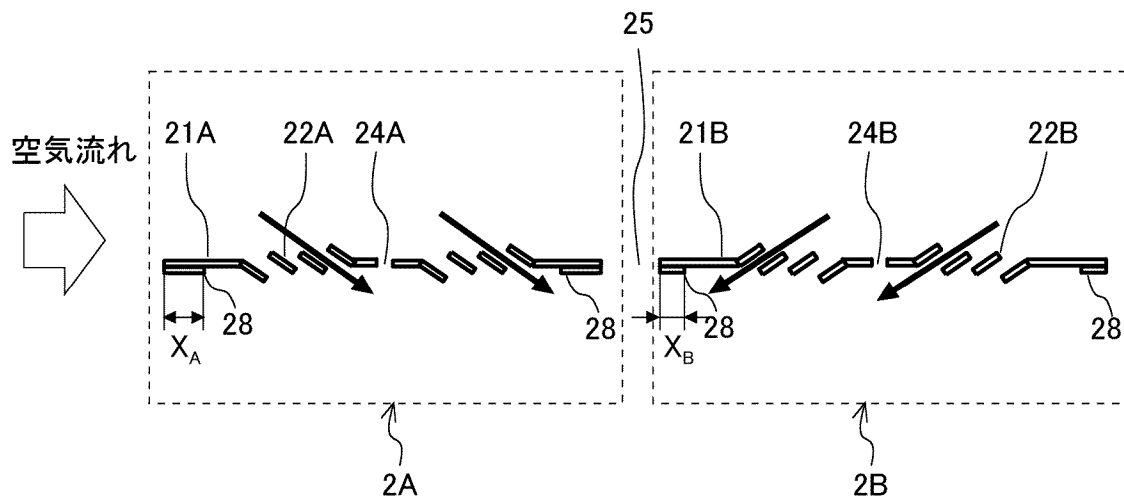
[図17]



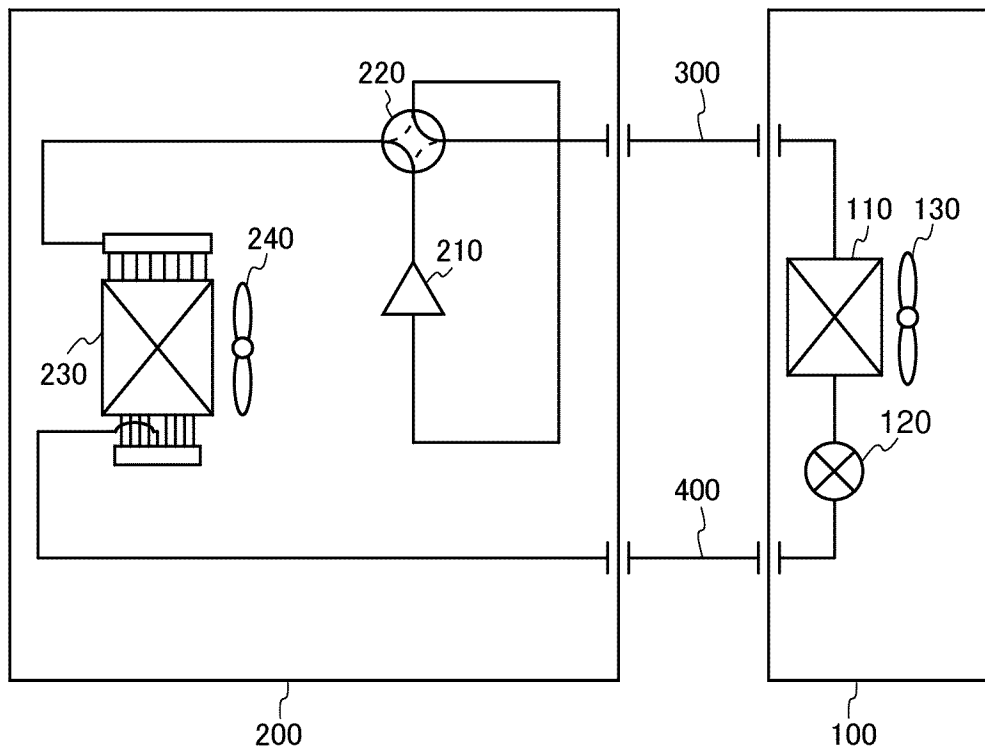
[図18]



[図19]



[図20]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2022/017586

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
<i>F25B 39/02</i> (2006.01)i; <i>F28D 1/053</i> (2006.01)i; <i>F28F 1/30</i> (2006.01)i FI: F28F1/30 D; F28D1/053 A; F25B39/02 E		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F28F1/30; F25B39/00-39/04; F28D1/00-13/00		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Published examined utility model applications of Japan 1922-1996 Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2022 Registered utility model specifications of Japan 1996-2022 Published registered utility model applications of Japan 1994-2022		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 6-221787 A (NIPPONDENSO CO LTD) 12 August 1994 (1994-08-12) in particular, paragraphs [0013], [0022]-[0023], fig. 5	1-2, 13
Y		3-13
Y	JP 2009-150621 A (TOSHIBA CARRIER CORP) 09 July 2009 (2009-07-09) in particular, paragraphs [0026]-[0035], fig. 5-7	1-13
Y	JP 2004-271113 A (MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD) 30 September 2004 (2004-09-30) in particular, paragraphs [0015]-[0025], fig. 1-4	1-13
Y	JP 62-9197 A (MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD) 17 January 1987 (1987-01-17) in particular, page 3, upper left column, line 9 to upper right column, line 8, fig. 1	1-13
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 157619/1981 (Laid-open No. 66287/1983) (DAIKIN IND LTD) 06 May 1983 (1983-05-06), specification, p. 4, line 3 to p. 7, line 18, fig. 2-4	1-13
Y	WO 2021/095087 A1 (MITSUBISHI ELECTRIC CORP) 20 May 2021 (2021-05-20) in particular, paragraphs [0044]-[0045], fig. 15	4-13
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 20 June 2022		Date of mailing of the international search report 05 July 2022
Name and mailing address of the ISA/JP Japan Patent Office (ISA/JP) 3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915 Japan		Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2022/017586

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 6-147785 A (HITACHI LTD) 27 May 1994 (1994-05-27) in particular, paragraph [0012], fig. 2	5-13
Y	WO 2016/013100 A1 (MITSUBISHI ELECTRIC CORP) 28 January 2016 (2016-01-28) in particular, paragraph [0019], fig. 5	7-13
Y	JP 2010-532859 A (A-HEAT ALLIED HEAT EXCHANGE TECHNOLOGY AG) 14 October 2010 (2010-10-14) paragraph [0010]	8-13
Y	JP 2010-181140 A (VALEO SYSTEMES THERMIQUES) 19 August 2010 (2010-08-19) in particular, paragraphs [0042]-[0061], fig. 2-5	9-13
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 132993/1978 (Laid-open No. 51446/1980) (NIHON RADIATOR CO., LTD.) 04 April 1980 (1980-04-04), specification, p. 1, line 4 to p. 6, line 18, fig. 1-4	1-13

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2022/017586

Patent document cited in search report	Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
JP 6-221787 A	12 August 1994	(Family: none)	
JP 2009-150621 A	09 July 2009	(Family: none)	
JP 2004-271113 A	30 September 2004	(Family: none)	
JP 62-9197 A	17 January 1987	(Family: none)	
JP 58-66287 U1	06 May 1983	(Family: none)	
WO 2021/095087 A1	20 May 2021	CN 114641663 A JP 6734002 B1	
JP 6-147785 A	27 May 1994	(Family: none)	
WO 2016/013100 A1	28 January 2016	EP 3173725 A1 in particular, paragraph [0020], fig. 5	
JP 2010-532859 A	14 October 2010	US 2010/0254081 A1 paragraph [0010] WO 2009/007168 A1 EP 2176615 A1 CA 2697348 A1 CN 101730829 A MX 2010000398 A RU 2010104252 A AU 2008274447 A1 BR PI0813641 A2	
JP 2010-181140 A	19 August 2010	US 2010/0175863 A1 in particular, paragraphs [0047]-[0066], fig. 2-5 EP 2208955 A1 FR 2941040 A1 CN 101793477 A ES 2649039 T3	
JP 55-51446 U1	04 April 1980	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F25B 39/02(2006.01)i; F28D 1/053(2006.01)i; F28F 1/30(2006.01)i FI: F28F1/30 D; F28D1/053 A; F25B39/02 E		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） F28F1/30; F25B39/00-39/04; F28D1/00-13/00 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2022年 日本国実用新案登録公報 1996-2022年 日本国登録実用新案公報 1994-2022年		
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	JP 6-221787 A (日本電装株式会社) 12.08.1994 (1994-08-12) 特に、段落 [0013]、[0022] - [0023]、図5	1-2, 13
Y		3-13
Y	JP 2009-150621 A (東芝キヤリア株式会社) 09.07.2009 (2009-07-09) 特に、段落 [0026] - [0035]、図5-7	1-13
Y	JP 2004-271113 A (松下電器産業株式会社) 30.09.2004 (2004-09-30) 特に、段落 [0015] - [0025]、図1-4	1-13
Y	JP 62-9197 A (松下電器産業株式会社) 17.01.1987 (1987-01-17) 特に、第3ページ左上欄第9行-右上欄第8行、第1図	1-13
Y	日本国実用新案登録出願56-157619号(日本国実用新案登録出願公開58-66287号)の願 書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム(ダイキン工業株 会社) 06.05.1983 (1983-05-06) 明細書第4ページ第3行-第7ページ第18行、第 2-4図	1-13
Y	WO 2021/095087 A1 (三菱電機株式会社) 20.05.2021 (2021-05-20) 特に、段落 [0044] - [0045]、図15	4-13
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input checked="" type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー	“T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵 触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引 用するもの “X” 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性 又は進歩性がないと考えられるもの “Y” 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献 との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がな いと考えられるもの “&” 同一パテントファミリー文献	
“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの		
“E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に 公表されたもの		
“L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若し くは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を 付す）		
“O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献		
“P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の 後に公表された文献		
国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日	
20.06.2022	05.07.2022	
名称及びあて先	権限のある職員（特許庁審査官）	
日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	磯部 賢 3L 9332	
	電話番号 03-3581-1101 内線 3337	

C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 6-147785 A (株式会社日立製作所) 27.05.1994 (1994 - 05 - 27) 特に、段落 [0012]、図2	5-13
Y	WO 2016/013100 A1 (三菱電機株式会社) 28.01.2016 (2016 - 01 - 28) 特に、段落 [0019]、図5	7-13
Y	JP 2010-532859 A (アー - ヒート アライド ヒート イクスチェンジ テクノロジー アクチェンゲゼルシャフト) 14.10.2010 (2010 - 10 - 14) 段落 [0010]	8-13
Y	JP 2010-181140 A (ヴァレオ システム テルミク) 19.08.2010 (2010 - 08 - 19) 特に、段落 [0042] - [0061]、図2-5	9-13
A	日本国実用新案登録出願53-132993号(日本国実用新案登録出願公開55-51446号)の願 書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (日本ラヂエーター 株式会社) 04.04.1980 (1980-04-04) 明細書第1ページ第4行-第6ページ第18 行、第1-4図	1-13

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2022/017586

引用文献	公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP 6-221787 A	12.08.1994	(ファミリーなし)	
JP 2009-150621 A	09.07.2009	(ファミリーなし)	
JP 2004-271113 A	30.09.2004	(ファミリーなし)	
JP 62-9197 A	17.01.1987	(ファミリーなし)	
JP 58-66287 U1	06.05.1983	(ファミリーなし)	
WO 2021/095087 A1	20.05.2021	CN 114641663 A JP 6734002 B1	
JP 6-147785 A	27.05.1994	(ファミリーなし)	
WO 2016/013100 A1	28.01.2016	EP 3173725 A1 特に、段落 [0020]、 図5	
JP 2010-532859 A	14.10.2010	US 2010/0254081 A1 段落 [0010] WO 2009/007168 A1 EP 2176615 A1 CA 2697348 A1 CN 101730829 A MX 2010000398 A RU 2010104252 A AU 2008274447 A1 BR PI0813641 A2	
JP 2010-181140 A	19.08.2010	US 2010/0175863 A1 特に、段落 [0047] - [0066]、図2-5 EP 2208955 A1 FR 2941040 A1 CN 101793477 A ES 2649039 T3	
JP 55-51446 U1	04.04.1980	(ファミリーなし)	