

(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
2024年9月19日(19.09.2024)



(10) 国際公開番号

WO 2024/190835 A1

(51) 国際特許分類:

F28F 9/02 (2006.01) F28F 1/02 (2006.01)
F28D 1/053 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2024/009848

(22) 国際出願日: 2024年3月13日(13.03.2024)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:

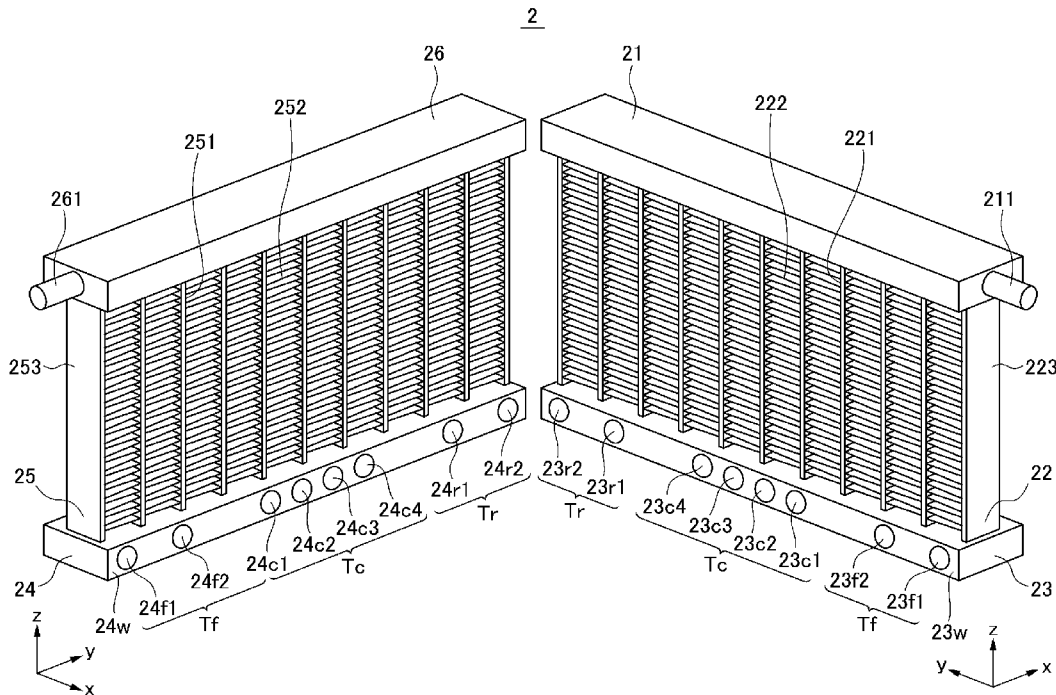
特願 2023-041658 2023年3月16日(16.03.2023) JP

(71) 出願人: 株式会社デンソー (DENSO CORPORATION) [JP/JP]; 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 Aichi (JP).

(72) 発明者: 中井 貴彬(NAKAI, Takaaki); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 中村 友彦(NAKAMURA, Tomohiko); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 亀井 一雄(KAMEI, Ichio); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 文 健吾(KAZARI, Kengo); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 鬼頭 佑輔(KITO, Yusuke); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 西野 達彦(NISHINO, Tatsuhiko); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP).

(54) Title: HEAT EXCHANGER

(54) 発明の名称: 熱交換器



(57) Abstract: This heat exchanger is provided with: a plurality of first tubes (221) into which a refrigerant is distributed from a first tank (21); a first turn tank (23) and a second turn tank (24) into which the refrigerant flows from the first tubes (221); and a plurality of second tubes (251) into which the refrigerant is distributed from the second turn tank (24). In an internal flow path extending from the plurality of first tubes (221) to the plurality of second tubes (251) via the first turn tank (23) and the second turn tank (24), there are provided a first region (Tc) and second regions (Tf, Tr) side by side in

[続葉有]

(74) 代理人: 鎌田 徹, 外 (KAMATA, Toru et al.);
〒4600003 愛知県名古屋市中区錦 1-1-1
1-1 名古屋インターシティ 3階 TMI 総合
法律事務所 名古屋オフィス Aichi (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, CV, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IQ, IR, IS, IT, JM, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MU, 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, CV, 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, ME, 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))

a stacking direction (y), said regions showing different pressure losses when the refrigerant of the same flow rate flows.

(57) 要約: 熱交換器は、第1タンク(21)から冷媒が分配される複数の第1チューブ(221)と、第1チューブ(221)から冷媒が流入する第1ターンタンク(23)および第2ターンタンク(24)と、第2ターンタンク(24)から冷媒が分配される複数の第2チューブ(251)と、を備えている。複数の第1チューブ(221)から第1ターンタンク(23)および第2ターンタンク(24)を経て複数の第2チューブ(251)に至る内部流路には、同一流量の冷媒が流れた場合の圧力損失が互いに異なる第1領域(Tc)と第2領域(Tf, Tr)とが、積層方向(y)において並べて設けられている。

明 細 書

発明の名称：熱交換器

関連出願の相互参照

[0001] 本出願は、2023年3月16日に提出された日本国特許出願2023-041658号に基づくものであって、その優先権の利益を主張するものであり、その特許出願の全ての内容が、参照により本明細書に組み込まれる。

技術分野

[0002] 本開示は、熱交換器に関する。

背景技術

[0003] 下記特許文献1に記載されている熱交換器は、第1列および第2列に配列された複数のチューブであって、それらを通じて冷媒が循環するチューブと、列それぞれのチューブが内部に現れる第1および第2のヘッダタンクを備えている。第1のヘッダタンク内には、そのタンクを長手方向に、第1列のチューブが中に現れる冷媒入口隔壁、および第2列のチューブが中に現れる冷媒出口隔壁へと分割する長手方向仕切りが設けられている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特表2014-518370号公報

発明の概要

[0005] 冷凍サイクルの凝縮器に熱交換器を用いる場合、熱交換器に流入する過熱ガス冷媒が熱交換されて気液2相状態を経て過冷却液冷媒となって流出する。特許文献1に記載の熱交換器を凝縮器として用いる場合、冷媒入口隔壁に過熱ガス冷媒が流入し第1列のチューブを通る間に熱交換され気液2相状態の冷媒となる。その後、冷媒が第2のヘッダタンクを経由して第2列のチューブを通る間に更に熱交換され、過冷却液冷媒となって冷媒出口隔壁に至る。第1列のチューブと第2列のチューブとは空気流の上流側と下流側とに配置されているので、例えば凝縮器を車室内の暖房装置に用いる場合、低温の

過冷却液冷媒が通る第2列のチューブと高温の過熱ガス冷媒が通る第1列のチューブとを空気流れ方向に重ね合わせることで、吹き出し温度が均一になるように調整されている。

[0006] 特許文献1に記載の熱交換器では、冷媒入口隔壁に流入した過熱ガス冷媒は、冷媒入口隔壁の長手方向に成り行きで分配され、第1列のチューブに流れ込む。従って、冷媒入口隔壁の長手方向が長くなると、冷媒入口隔壁の圧力損失が大きくなり、冷媒入口隔壁に過熱ガス冷媒が流れ込む入口付近でのショートカット流の流量が大きくなる。結果として、冷媒入口隔壁の入口とは反対側まで流れる過熱ガス冷媒が少なくなり、チューブ積層方向における温度分布の悪化が想定される。

[0007] 本開示の目的は、全体としては冷媒の圧力損失を高めることを抑制しつつ、チューブ積層方向の温度分布を良好に保つことができる熱交換器を提供することである。

[0008] 本開示の一態様による熱交換器であって、過熱ガスとなった冷媒が上流側流路から流入する第1ヘッダタンクと、第1タンクから冷媒が分配される複数の第1チューブと、第1チューブから冷媒が流入する第1ターンタンクと、第1ターンタンクから冷媒が流入する第2ターンタンクと、第2ターンタンクから冷媒が分配される複数の第2チューブと、第2チューブから過冷却液となった冷媒が流入し下流側流路に流出する第2ヘッダタンクと、を備えている。複数の第1チューブから第1ターンタンクおよび第2ターンタンクを経て複数の第2チューブに至る内部流路には、同一流量の冷媒が流れた場合の圧力損失が互いに異なる第1領域と第2領域とが、複数の第1チューブおよび第2チューブが積層配置されている積層方向において並べて設けられている。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]図1は、第1実施形態における熱交換器の全体構成を示す斜視図である。

[図2]図2は、図1に示される熱交換器を展開して示す斜視図である。

[図3]図3は、図2に示される熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図4]図4（A），（B）は、図3のⅠⅤA－ⅠⅤA断面、およびⅠⅤB－ⅠⅤB断面をそれぞれ示す断面図である。

[図5]図5は、冷凍サイクルを書き込んだp－h線図である。

[図6]図6は、参考例の熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図7]図7は、参考例の熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図8]図8（A），（B）は、参考例の第1ターンタンクおよび第2ターンタンクのそれぞれの断面構造を示す断面図である。

[図9]図9は、第1実施形態の変形例における熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図10]図10は、第2実施形態における熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図11]図11は、第3実施形態における熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図12]図12（A），（B）は、図11のⅤⅠⅠⅠA－ⅤⅠⅠⅠA断面、およびⅤⅠⅠⅠB－ⅤⅠⅠⅠB断面をそれぞれ示す断面図である。

[図13]図13は、第4実施形態における熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図14]図14（A），（B）は、図13のXA－XA断面、およびXB－XB断面をそれぞれ示す断面図である。

[図15]図15は、第4実施形態における熱交換器の第2ターンタンクの断面構造を示す断面図である。

[図16]図16は、第5実施形態における熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図17]図17は、図16に示される熱交換器に用いられるチューブの例を示す図である。

[図18]図18は、第6実施形態における熱交換器を平面展開して示す平面図である。

[図19]図19は、第7実施形態における熱交換器の全体構成を示す斜視図である。

[図20]図20は、図19に示されるターンタンクの断面斜視図である。

[図21]図21(A)、(B)は、図20のXV1A-XV1A断面、およびXV1B-XV1B断面をそれぞれ示す断面図である。

[図22]図22は、図21の変形例を示す断面図である。

[図23]図23は、 N_{sc}/N_{a11} と、熱交換器から吹き出される空気の左右温度差 ΔT との関係を示すグラフである。

[図24]図24は、連通孔の総開口面積 A_S と冷媒の圧力損失 P_L との関係を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、添付図面を参照しながら本実施形態について説明する。説明の理解を容易にするため、各図面において同一の構成要素に対しては可能な限り同一の符号を付して、重複する説明は省略する。

[0011] 図1に示されるように、熱交換器2は、第1ヘッダタンク21、第1コア部22、第1ターンタンク23、第2ターンタンク24、第2コア部25、第2ヘッダタンク26を備えている。熱交換器2は、第1流体である空気と第2流体である冷媒との間で熱交換を行うものである。熱交換器2は、例えば自動車の車室内暖房に用いられる凝縮器として用いられる。凝縮器としての熱交換器2は、不図示の冷凍サイクルに組み込まれる。冷凍サイクルに組み込まれる熱交換器2は、冷凍サイクルの上流側流路および下流側流路に繋がれている。

[0012] 第1ヘッダタンク21は、流入口211を有している。流入口211は、冷凍サイクルの上流側流路から第2流体としての冷媒が流れ込む部分である。流入口211に流れ込んだ冷媒は、第1ヘッダタンク21内に流入する。第1ヘッダタンク21内に流入した冷媒は、第1コア部22に流入する。第1コア部22に流入した冷媒は、第1流体である空気と熱交換しながら第1ターンタンク23に流入する。

- [0013] 第1ターンタンク23に流入した冷媒は、第2ターンタンク24に流入する。第2ターンタンク24に流入した冷媒は、第2コア部25に流入する。第2コア部25に流入した冷媒は、第1流体である空気と熱交換しながら第2ヘッドタンク26に流入する。
- [0014] 第2ヘッドタンク26は、流出口261を有している。流出口261は、冷凍サイクルの下流側流路に冷媒を流出させる部分である。第2ヘッドタンク26に流入した冷媒は、流出口261から下流側流路に流出する。
- [0015] 図1においては、第1コア部22および第2コア部25を空気が流れる方向をx方向とし、同方向に沿ってx軸が設定されている。また、x方向に対して垂直な方向であって、第1ヘッドタンク21および第2ヘッドタンク26ならびに第1ターンタンク23および第2ターンタンク24の長手方向をy方向とし、同方向に沿ってy軸が設定されている。更に、x方向およびy方向のいずれに対しても垂直な方向であって、図1中の下方側から上方側に向かう方向であり、第1ターンタンク23から第1ヘッドタンク21に向かう方向であって、第2ターンタンク24から第2ヘッドタンク26に向かう方向をz方向とし、同方向に沿ってz軸が設定されている。以降においては、上記のように定義されたx方向、y方向、及びz方向を用いて説明を行う。尚、z方向は、図1中の下方側から上方側に向かう方向であって、必ずしも図1の上下が鉛直方向の上下に合致する必要はない。従って、熱交換器2を車両に実装するにあたって、第1ヘッドタンク21および第2ヘッドタンク26が鉛直方向下方になり、第1ターンタンク23および第2ターンタンク24が鉛直方向上方になるように配置してもよい。
- [0016] 図2は、図1に示される熱交換器2を展開して内部を説明するための斜視図である。図1に示される状態から、第1ヘッドタンク21、第1コア部22、および第1ターンタンク23を第2ヘッドタンク26、第2コア部25、および第2ターンタンク24から離してz軸回りに90°回転させた状態を示している。第1ヘッドタンク21、第1コア部22、および第1ターンタンク23に対するx y z軸は、第1ヘッドタンク21、第1コア部22、

および第1ターンタンク23の近傍に示している。第2ヘッダタンク26、第2コア部25、および第2ターンタンク24に対するx y z軸は、第2ヘッダタンク26、第2コア部25、および第2ターンタンク24の近傍に示している。

[0017] 第1コア部22は、第1チューブ221、第1フィン222、およびサイドプレート223を備えている。第1チューブ221は、その内部を第2流体である冷媒が流れるように構成されている。第1チューブ221は、一端が第1ヘッダタンク21内に連通しており、他端が第1ターンタンク23内に連通している。第1チューブ221は複数本設けられており、第1チューブ221と第1フィン222とは交互に積層されている。サイドプレート223は、積層された第1チューブ221および第1フィン222を積層方向において挟むように一対設けられている。

[0018] 第1フィン222は波状に折り曲げられている。第1フィン222内には、第1流体である空気が流れる空気流路が設けられている。第1チューブ221内には、第2流体である冷媒が流れる冷媒流路が設けられている。第1フィン222と第1チューブ221とは接しており、熱交換可能なように構成されている。従って、第1フィン222を流れる空気と、第1チューブ221を流れる冷媒とが熱交換可能なように構成されている。

[0019] 第1ターンタンク23は、仕切壁23wを有している。仕切壁23wは、第2ターンタンク24に当接する壁である。仕切壁23wには、連通孔23f1, 23f2, 23c1, 23c2, 23c3, 23c4, 23r1, 23r2が設けられている。連通孔23f1, 23f2, 23c1, 23c2, 23c3, 23c4, 23r1, 23r2は、冷媒を通すための孔である。

[0020] 連通孔23f1, 23f2, 23c1, 23c2, 23c3, 23c4, 23r1, 23r2は、全て同一の円形状を成している。尚、連通孔23f1, 23f2, 23c1, 23c2, 23c3, 23c4, 23r1, 23r2を全て同一の円形状としているのは説明の便宜上であって、連通孔の形

状は特に限定されるものではなく、例えば半円形状や矩形状を含め様々な形状とすることができる。

[0021] 連通孔23f1, 23f2は、第2領域Tfに含まれている。連通孔23c1, 23c2, 23c3, 23c4は、第1領域Tcに含まれている。連通孔23r1, 23r2は、第2領域Trに含まれている。第1領域Tcに形成されている連通孔23c1, 23c2, 23c3, 23c4の数よりも、一つの第2領域Tfに形成されている連通孔23f1, 23f2の数は少ない。同様に、第1領域Tcに形成されている連通孔23c1, 23c2, 23c3, 23c4の数よりも、一つの第2領域Trに形成されている連通孔23r1, 23r2の数は少ない。仕切壁23wの面積に対する連通孔23f1, 23f2, 23c1, 23c2, 23c3, 23c4, 23r1, 23r2の開口面積の比率では、第1領域Tcの開口比率が第2領域Tfの開口比率よりも高く、第1領域Tcの開口比率が第2領域Trの開口比率よりも高い。第1領域Tcの圧力損失よりも第2領域Tf, Trの圧力損失が高く、第1領域Tcを挟んで第2領域Tf, Trが一对設けられている。

[0022] 第2ターンタンク24は、仕切壁24wを有している。仕切壁24wは、第1ターンタンク23に当接する壁である。仕切壁24wには、連通孔24f1, 24f2, 24c1, 24c2, 24c3, 24c4, 24r1, 24r2が設けられている。連通孔24f1, 24f2, 24c1, 24c2, 24c3, 24c4, 24r1, 24r2は、冷媒を通すための孔である。連通孔24f1, 24f2, 24c1, 24c2, 24c3, 24c4, 24r1, 24r2は、全て同一の円形状を成している。

[0023] 連通孔24f1, 24f2は、第2領域Tfに含まれている。連通孔24c1, 24c2, 24c3, 24c4は、第1領域Tcに含まれている。連通孔24r1, 24r2は、第2領域Trに含まれている。第1領域Tcに形成されている連通孔24c1, 24c2, 24c3, 24c4の数よりも、一つの第2領域Tfに形成されている連通孔24f1, 24f2の数は少ない。同様に、第1領域Tcに形成されている連通孔24c1, 24c2,

24 c 3, 24 c 4 の数よりも、一つの第2領域 T r に形成されている連通孔 24 r 1, 24 r 2 の数は少ない。仕切壁 24 w の面積に対する連通孔 24 f 1, 24 f 2, 24 c 1, 24 c 2, 24 c 3, 24 c 4, 24 r 1, 24 r 2 の開口面積の比率では、第1領域 T c の開口比率が第2領域 T f の開口比率よりも高く、第1領域 T c の開口比率が第2領域 T r の開口比率よりも高い。第1領域 T c の圧力損失よりも第2領域 T f, T r の圧力損失が高く、第1領域 T c を挟んで第2領域 T f, T r が一対設けられている。

[0024] 仕切壁 23 w と仕切壁 24 w とが当接した状態では、第2領域 T f の連通孔 23 f 1 と連通孔 24 f 1 とが繋がっている。同様に、連通孔 23 f 2 と連通孔 24 f 2 とが繋がっている。第1領域 T c では、連通孔 23 c 1 と連通孔 24 c 1 とが繋がっている。同様に、連通孔 23 c 2 と連通孔 24 c 2 、連通孔 23 c 3 と連通孔 24 c 3 、連通孔 23 c 4 と連通孔 24 c 4 がそれぞれ繋がっている。第2領域 T r では、連通孔 23 r 1 と連通孔 24 r 1 、連通孔 23 r 2 と連通孔 24 r 2 がそれぞれ繋がっている。

[0025] なお、以下では、図3に示されるように、第2領域 T f において連通孔 23 f 1, 23 f 2, 24 f 1, 24 f 2 が配置されている領域を「第2外側領域 T f 1」と称し、外側領域 T f 1 以外の領域を「第2内側領域 T f 2」と称する。また、第2領域 T r において連通孔 23 r 1, 23 r 2, 24 r 1, 24 r 2 が配置されている領域を「第2外側領域 T r 1」と称し、外側領域 T r 1 以外の領域を「第2内側領域 T r 2」と称する。第2内側領域 T f 2, T r 2 は第2外側領域 T f 1, T r 1 と第1領域 T c との間にそれぞれ配置されている。第1領域 T c は、第2領域 T f と第2領域 T r とに挟まれている。

[0026] 図3は、図2に示される熱交換器2の斜視図を平面展開して示す平面図である。図2と同様に、第1ヘッダタンク21、第1コア部22、および第1ターンタンク23に対するx y z軸は、第1ヘッダタンク21、第1コア部22、および第1ターンタンク23の近傍に示している。第2ヘッダタンク26、第2コア部25、および第2ターンタンク24に対するx y z軸は、

第2ヘッダタンク26、第2コア部25、および第2ターンタンク24の近傍に示している。

[0027] 図4(A)は、図3のI V A—I V Aに沿った断面構造を示す断面図である。図4(B)は、図3のI V B—I V Bに沿った断面構造を示す断面図である。図4(B)に示されるように、第1ターンタンク23の内部は、その長手方向であるy方向に連通されている。図4(A)に示されるように、第2ターンタンク24の内部も同様に、その長手方向であるy方向に連通されている。

[0028] 図5を参照しながら冷凍サイクルについて説明する。図5は、横軸にエンタルピーhをとり、縦軸に圧力pをとったp-h線図に冷凍サイクルを書き込んだ図である。図5に示される曲線において、臨界点P10よりも左側の部分を飽和液線M11と称し、臨界点P10よりも右側の部分を飽和蒸気線M12と称する。図5に示されるように、冷凍サイクルは、圧縮行程と、凝縮行程と、膨張行程と、蒸発行程と、を有する。

[0029] 圧縮行程は、蒸発行程で蒸発した冷媒ガスを圧縮し、高温・高圧の過熱ガス冷媒とする行程である。凝縮行程は、過熱ガス冷媒から熱を奪って過冷却液冷媒とする行程である。膨張行程は、高圧の過冷却液冷媒の圧力を下げる行程である。蒸発行程は、液冷媒に熱を与えることで蒸発させる行程である。

[0030] 例えば蒸発器は、図5に示される冷凍サイクルの蒸発工程で用いられる熱交換器である。蒸発器には、膨張行程を経て生成される気液2相状態の冷媒が流入する。蒸発器では、気液2相状態の冷媒と空気とが熱交換を行うことにより、冷媒の状態が矢印L11に示されるように変化する。すなわち、気液2相状態の冷媒が空気から熱を奪うことにより低温及び低圧のガス状の冷媒に変化する。矢印L11と飽和蒸気線M12との交点は、冷媒の状態が気液2相状態からガス状態に変化する点を示す。このように蒸発器には、基本的には、冷媒の状態として気液2相状態とガス状態の2つの状態しか存在しない。そのため、蒸発器から吹き出される空気の温度分布を均一化しようと

する場合、一般的には、蒸発器においてガス状態の冷媒が存在する領域、いわゆる過熱ガス領域の冷媒流量を均一化すればよい。

[0031] これに対して、図 1～図 4 に示される本実施形態の熱交換器 2 は、凝縮行程を行う凝縮器として機能するものである。したがって、熱交換器 2 には、圧縮行程を経て生成される高温及び高圧のガス状態の冷媒が流入する。熱交換器 2 では、ガス状態の冷媒と空気とが熱交換を行うことにより、冷媒の状態が矢印 L 1 2 に示されるように変化する。すなわち、ガス状態の冷媒が空気に熱を放出することにより、冷媒の状態がガス状態、気液 2 相状態、及び液状態に順に変化する。矢印 L 1 2 と飽和蒸気線 M 1 2 との交点は、冷媒の状態がガス状態から気液 2 相状態に変化する点を示す。矢印 L 1 2 と飽和液線 M 1 1 との交点は、冷媒の状態が気液 2 相状態から液状態に変化する点を示す。このように、熱交換器 2 には、冷媒の状態として、ガス状態、気液 2 相状態、及び液状態の 3 つの状態が存在する。そのため、熱交換器 2 から吹き出される空気の温度分布を均一化しようとする場合、熱交換器 2 においてガス状態の冷媒が存在する領域、いわゆる過熱ガス領域の冷媒流量を均一化するだけでなく、熱交換器 2 において液状態の冷媒が存在する領域、いわゆる過冷却液領域の冷媒流量を均一化する必要がある。換言すれば、熱交換器 2 では、過熱ガス領域における空気の温度分布と、過冷却液領域における空気の温度分布とを重ね合わせたものが、最終的に熱交換器 2 から吹き出される空気の温度分布となる。そのため、熱交換器 2 から吹き出される空気の温度分布を均一化するためには、熱交換器 2 における過熱ガス領域及び過冷却液領域のそれぞれの位置関係の調整が重要となる。そのため、凝縮器として機能する本実施形態の熱交換器 2 は、蒸発器と比較すると、空気の温度分布を均一化することが難しいという実情がある。

[0032] なお、凝縮器として機能する熱交換器 2 には、例えば図 3 に破線 S H で示されるように過熱ガス領域が生成される。この過熱ガス領域 S H には、流速の速いガス状態の冷媒が流入口 2 1 1 を介して流入する。したがって、過熱ガス領域の冷媒流量を調整するために、例えば第 1 ヘッドタンク 2 1 に絞り

等を設けると、ガス状態の冷媒の圧力損失が大きくなる懸念がある。このように、第1ヘッダタンク21に絞り等を設けるといった手段を用いることができない点も、熱交換器2における空気の温度分布の均一化を困難にさせる要因となっている。

[0033] 次に、本実施形態の熱交換器2の構造と、図6～図8に示される参考例の熱交換器200の構造とを比較しつつ、本実施形態の熱交換器2の作用および効果について説明する。

[0034] 図6及び図7に示される参考例の熱交換器200は、第1ターンタンク23の仕切壁23wに連通孔231が均等に形成され、且つ第2ターンタンク24の仕切壁24wに連通孔241が均等に形成されている点を除き、図1～図4に示される熱交換器2と同様の構造を有している。なお、図6及び図7に示される熱交換器200において、図1～図4に示される熱交換器2と同様の要素には同一の符号を付すことにより重複する説明は割愛する。

[0035] 図6及び図7に示されるような熱交換器200では、空気の流れ方向であるx方向の上流側に配置される第2コア部25の温度分布が冷媒の流量に応じて変化する。

[0036] 具体的には、冷媒の流量が多い場合、図6に示される第1ヘッダタンク21がy方向に長くなると、第1ヘッダタンク21における冷媒の圧力損失が大きくなる。したがって、第1コア部22において流入口211の付近に位置する手前側領域224をショートカットするように流れる冷媒が多くなるため、領域224を流れる冷媒の流量が多くなる一方で、その反対側の奥側領域225を流れる冷媒の流量が少なくなる。その結果、第2コア部25でも、その手前側領域254を流れる冷媒の流量が多くなり、その奥側領域255を流れる冷媒の流量が少なくなる。そのため、第2コア部25の奥側領域255に過冷却液領域SC10が形成されるため、第2コア部25には、手前側領域254及び中間領域256のそれぞれの温度と比較して、奥側領域255の温度が過度に低い温度分布が形成される。

[0037] 一方、冷媒の流量が少ない場合、第1ヘッダタンク21における冷媒の圧

力損失が小さくなる。したがって、図 7 に示される第 1 コア部 2 2 において流入口 2 1 1 の付近に位置する手前側領域 2 2 4 をショートカットするように流れる冷媒が少なくなる一方、第 1 ヘッドタンク 2 1 の内部では慣性により奥まで流れる冷媒が多くなる。そのため、第 1 ヘッドタンク 2 1 では、その手前側領域 2 2 4 及び奥側領域 2 2 5 と比較して、その中間領域 2 2 6 を流れる冷媒の流量が少なくなる。その結果、第 2 コア部 2 5 でも、その手前側領域 2 5 4 及び奥側領域 2 5 5 を流れる冷媒の流量が多くなり、その中間領域 2 5 6 を流れる冷媒の流量が少なくなる。そのため、第 2 コア部 2 5 の中間領域 2 5 6 に過冷却液領域 S C 2 0 が形成されるため、第 2 コア部 2 5 には、手前側領域 2 5 4 及び奥側領域 2 5 5 のそれぞれの温度と比較して、中間領域 2 5 6 の温度が過度に低い温度分布が形成される。

[0038] このように、熱交換器 2 0 0 の第 2 コア部 2 5 には、冷媒の流量に応じた異なる温度分布が形成される。

[0039] なお、図 6 及び図 7 に示される参考例の熱交換器 2 0 0 において、図 8 (A), (B) に示されるように、第 2 ターンタンク 2 4 の内部に、複数の連通孔 2 4 1 のそれぞれを区画するように隔壁 2 4 3 を形成し、且つ第 1 ターンタンク 2 3 の内部に、複数の連通孔 2 3 1 のそれぞれを区画するように隔壁 2 3 3 を形成した場合、各ターンタンク 2 3, 2 4 内で冷媒が均圧化されることがない。そのため、図 6 及び図 7 に示されるような冷媒の流量分布の偏差が更に顕著に表れ易くなり、結果として第 2 コア部 2 5 の温度分布が更に悪化する可能性がある。

[0040] この点、本実施形態の熱交換器 2 では、図 3 に示されるように、第 1 ヘッドタンク 2 1 に流れ込んだ過熱ガス冷媒は、複数の第 1 チューブ 2 2 1 に分配されて第 1 ターンタンク 2 3 に向かって流れる。この流れによって、過熱ガス領域 S H が第 1 ヘッドタンク 2 1 側に形成される。図 4 (A), (B) に示されるように、各ターンタンク 2 3, 2 4 のそれぞれの内部が、その長手方向である y 方向に連通されている。そのため、複数の第 1 チューブ 2 2 1 から第 1 ターンタンク 2 3 に冷媒が流入した際に、第 1 ターンタンク 2 3

の内部で冷媒が均圧化され易くなる。

[0041] また、第1ターンタンク23の内部で均一化された冷媒が各連通孔を通じて第2ターンタンク24に流入する際に、各ターンタンク23、24に形成される連通孔の配置に基づいて冷媒の流量が制御される。ただし、第2ターンタンク24で冷媒の流量制御される際に均圧状態を保つため、密度変化による冷媒の状態変化が起こっている。

[0042] 具体的には、本実施形態の熱交換器2では、上記説明したように、図3に示される第1領域T_cの圧力損失よりも、第2領域T_f、T_rの圧力損失が高くなるように構成されている。

[0043] 第1ターンタンク23に流れ込んだ冷媒は、連通孔23f1、23f2、23c1、23c2、23c3、23c4、23r1、23r2および連通孔24f1、24f2、24c1、24c2、24c3、24c4、24r1、24r2を通して、第2ターンタンク24に流れ込む。第1領域T_cの圧力損失よりも、第2領域T_f、T_rの圧力損失が高くなるように構成されているので、第2領域T_f、T_rを流れる冷媒の流量が第1領域T_cを流れる冷媒の流量よりも相対的に減少し、過冷却液領域SCが形成される。過冷却液領域SCは、第1領域T_cを挟んで一対形成される。

[0044] より詳細には、本実施形態の熱交換器2では、連通孔23c1、23c2、23c3、23c4、24c1、24c2、24c3、24c4に対応する第1領域T_c、連通孔23f1、23f2、24f1、24f2に対応する第2外側領域T_f1、及び連通孔23r1、23r2、24r1、24r2に対応する第2外側領域T_r1では、連通孔が形成されていない第2内側領域T_f2、T_r2と比較すると、冷媒の圧力損失が小さい。そのため、第2内側領域T_f2、T_r2の冷媒の流量が第1領域T_c、第2外側領域T_f1、及び第2外側領域T_r1の冷媒の流量よりも少なくなる。結果として、第2コア部25において第2内側領域T_f2、T_r2のそれぞれに対応する部分に過冷却液領域SCが形成される。このように、本実施形態では、各ターンタンク23、24に図3に示されるように連通孔を形成して第2コア部

25の冷媒の流量を制御することにより、第2コア部25に図3に示されるようなかたちで過冷却液領域SCを意図的に形成するようにしている。この構成によれば、冷媒の流量が高流量及び低流量のいずれの場合であっても、第2コア部25では、第2内側領域Tf2、Tr2に対応する部分に過冷却液領域SCが形成され易くなる。すなわち、冷媒の流量の違いにより、図6及び図7に示されるように過冷却液領域の位置がずれるような状況が発生し難くなる。また、本実施形態の熱交換器2では、図6及び図7に示されるような局所的な温度分布の悪化が抑制されるため、y方向における第2コア部25の温度分布が均一化され易くなる。結果的に、熱交換器2から吹き出される空気の温度が均一化され易くなる。

[0045] 一方、このような熱交換器2では、流出口261から流出する冷媒の温度が目標温度となるように冷凍サイクルが制御される。このような制御が行われる場合、例えば図7に示される参考例の熱交換器200において、当該熱交換器200から吹き出される空気の温度分布が悪化し易い。例えば図7に示される参考例の熱交換器200において、各ターンタンク23、24の構造として図8(A)、(B)に示されるような構造を採用した場合、手前側領域254及び奥側領域255のそれぞれの温度と比較して、中間領域256の温度が過度に低くなる可能性がある。また、第2コア部25の手前側領域254、奥側領域255、及び中間領域256をそれぞれ流れた冷媒は第2ヘッダタンク26において混合された後、流出口261から流出する。そのため、流出口261から流出する冷媒の温度は、第2コア部25の手前側領域254、奥側領域255、及び中間領域256をそれぞれ通過した冷媒の平均温度となる。よって、例えば流出口261から流出する冷媒の目標温度が40度に制御されている場合であっても、図7に示される参考例の熱交換器200の第2コア部25では、手前側領域254及び奥側領域255のそれぞれの温度が約50度であるときに、中間領域256の温度が約30度を示す場合がある。このような参考例の熱交換器200では、流出口261から流出する冷媒の温度を目標温度に制御しようとすると、第2コア部25

において温度が高い手前側領域 254 及び奥側領域 255 と、温度が低い中間領域 256 との温度差が、より拡大する懸念がある。第 2 コア部 25 の温度分布は、熱交換器 200 から吹き出される空気の温度分布に反映されるため、結果として熱交換器 200 では空気の温度分布が悪化し易い。同様の課題は、図 6 に示される参考例の熱交換器 200 でも発生し得る。

[0046] これに対して、本実施形態の熱交換器 2 では、上述の通り、図 6 及び図 7 に示される参考例の熱交換器 200 と比較すると、第 2 コア部 25 の温度分布が均一化され易い。そのため、流出口 261 から流出する冷媒の温度を目標温度に制御した場合であっても、第 2 コア部 25 において温度差が大きい領域が発生し難い。例えば、本実施形態の熱交換器 2 では、流出口 261 から流出する冷媒の目標温度が 40 度に制御されている場合、図 3 に示される過冷却液領域 SC の温度が約 38 度を示し、それ以外の領域の温度が約 40 度を示す。このように、本実施形態の熱交換器 2 では、第 2 コア部 25 の温度分布が均一化され易いため、結果として熱交換器 200 から吹き出される空気の温度分布も均一化され易い。

[0047] 一方、図 3 に二点鎖線で示されるように、第 1 ヘッドタンク 21 の中央部に流入口 211 を形成する場合、流入口 211 が第 1 ヘッドタンク 21 の中央部から z 方向に延びるように形成される。同様に、第 2 ヘッドタンク 26 の中央部に流出口 261 を形成する場合、流出口 261 が第 2 ヘッドタンク 26 の中央部から z 方向に延びるように形成される。このような構造の場合、流入口 211 及び流出口 261 に対して、z 方向に、すなわち鉛直方向に配管を接続する必要があるため、配管の取り回しが悪化する可能性がある。

[0048] これに対して、本実施形態の熱交換器 2 では、図 3 に実線で示されるように、第 1 ヘッドタンク 21 の側面に流入口 211 が形成されるとともに、第 2 ヘッドタンク 26 の側面に流出口 261 が形成されている。このような構成によれば、流入口 211 及び流出口 261 に対して、y 方向に、すなわち水平方向に配管を接続することができるため、配管の取り回しが容易となる。また、本実施形態の熱交換器 2 のような構造を採用すれば、冷媒をダウン

フロー方式で流すことが可能である。

[0049] さらに、本実施形態の熱交換器 2 では、第 1 コア部 2 2 及び第 2 コア部 2 5 において冷媒が一方向に流れる、1－1 ターンの 1 パス構造を有している。このような 1 パス構造を有する熱交換器 2 であれば、例えば第 1 コア部 2 2 及び第 2 コア部 2 5 において冷媒が複数回折り返すように流れる熱交換器と比較すると、流路断面積を大きくすることができるため、冷媒の圧力損失を低減することができる。また、冷媒の圧力損失を考慮しなくても良い方法として、電池冷却時に本熱交換器 2 を通さずに分岐バイパスをつくる方法もあるが、その場合、コストが高くなるため、採用は難しい。

[0050] 図 9 に、熱交換器 2 の変形例を示す。図 9 に示される変形例では、第 2 領域 T f に、連通孔 2 3 f 1, 2 4 f 1 のみが形成されている。第 1 ターンタンク 2 3 V 及び第 2 ターンタンク 2 4 V では、第 2 領域 T f における連通孔の数が第 2 領域 T r における連通孔の数よりも少ない。第 2 領域 T r における連通孔の数が第 1 領域 T c における連通孔の数よりも少ない。

[0051] 続いて、第 2 実施形態に係る熱交換器 2 A について説明する。図 10 は図 3 に相当する平面図であって、熱交換器 2 A を示すものである。熱交換器 2 A は、熱交換器 2 の第 1 ターンタンク 2 3 および第 2 ターンタンク 2 4 を、第 1 ターンタンク 2 3 A および第 2 ターンタンク 2 4 A に変更したものである。

[0052] 第 1 ターンタンク 2 3 A は、仕切壁 2 3 w A を有している。仕切壁 2 3 w A は、第 2 ターンタンク 2 4 A に当接する壁である。仕切壁 2 3 w A には、連通孔 2 3 f 1 A, 2 3 f 2 A, 2 3 f 3 A, 2 3 f 4 A, 2 3 c 1 A, 2 3 c 2 A, 2 3 r 1 A, 2 3 r 2 A, 2 3 r 3 A, 2 3 r 4 A が設けられている。連通孔 2 3 f 1 A, 2 3 f 2 A, 2 3 f 3 A, 2 3 f 4 A, 2 3 c 1 A, 2 3 c 2 A, 2 3 r 1 A, 2 3 r 2 A, 2 3 r 3 A, 2 3 r 4 A は、冷媒を通すための孔である。

[0053] 連通孔 2 3 f 1 A, 2 3 f 2 A, 2 3 f 3 A, 2 3 f 4 A, 2 3 r 1 A, 2 3 r 2 A, 2 3 r 3 A, 2 3 r 4 A は、全て同一の円形状を成している。

連通孔 23 c 1 A, 23 c 2 A は、連通孔 23 f 1 A, 23 f 2 A, 23 f 3 A, 23 f 4 A, 23 r 1 A, 23 r 2 A, 23 r 3 A, 23 r 4 A よりも大きな面積の開口部であり、例えば楕円形状を成している。尚、連通孔 23 f 1 A, 23 f 2 A, 23 f 3 A, 23 f 4 A, 23 r 1 A, 23 r 2 A, 23 r 3 A, 23 r 4 A を全て同一の円形状としているのは説明の便宜上であって、連通孔の形状は特に限定されるものではなく、例えば半円形状や矩形状を含め様々な形状とすることができる。また、連通孔 23 c 1 A, 23 c 2 A は、連通孔 23 f 1 A, 23 f 2 A, 23 f 3 A, 23 f 4 A, 23 r 1 A, 23 r 2 A, 23 r 3 A, 23 r 4 A よりも大きな面積の開口部であればよく、楕円形状は形状の一例であって、半楕円形状や矩形状を含め様々な形状とすることができる。

[0054] 連通孔 23 f 1 A, 23 f 2 A, 23 f 3 A, 23 f 4 A は、第 2 領域 T f に含まれている。連通孔 23 c 1 A, 23 c 2 A は、第 1 領域 T c に含まれている。連通孔 23 r 1 A, 23 r 2 A, 23 r 3 A, 23 r 4 A は、第 2 領域 T r に含まれている。第 1 領域 T c に形成されている連通孔 23 c 1 A, 23 c 2 A の総開口面積よりも、一つの第 2 領域 T f に形成されている連通孔 23 f 1 A, 23 f 2 A, 23 f 3 A, 23 f 4 A の総開口面積は少ない。同様に、第 1 領域 T c に形成されている連通孔 23 c 1 A, 23 c 2 A の総開口面積よりも、一つの第 2 領域 T r に形成されている連通孔 23 r 1 A, 23 r 2 A, 23 r 3 A, 23 r 4 A の総開口面積は少ない。仕切壁 23 w A の面積に対する連通孔 23 f 1 A, 23 f 2 A, 23 f 3 A, 23 f 4 A, 23 c 1 A, 23 c 2 A, 23 r 1 A, 23 r 2 A, 23 r 3 A, 23 r 4 A の開口面積の比率では、第 1 領域 T c の開口比率が第 2 領域 T f の開口比率よりも高く、第 1 領域 T c の開口比率が第 2 領域 T r の開口比率よりも高い。第 1 領域 T c の圧力損失よりも第 2 領域 T f, T r の圧力損失が高く、第 1 領域 T c を挟んで第 2 領域 T f, T r が一対設けられている。

[0055] 第 2 ターンタンク 24 A は、仕切壁 24 w A を有している。仕切壁 24 w A は、第 2 ターンタンク 24 A に当接する壁である。仕切壁 24 w A には、

連通孔 24 f 1 A, 24 f 2 A, 24 f 3 A, 24 f 4 A, 24 c 1 A, 24 c 2 A, 24 r 1 A, 24 r 2 A, 24 r 3 A, 24 r 4 A が設けられている。連通孔 24 f 1 A, 24 f 2 A, 24 f 3 A, 24 f 4 A, 24 c 1 A, 24 c 2 A, 24 r 1 A, 24 r 2 A, 24 r 3 A, 24 r 4 A は、冷媒を通すための孔である。連通孔 24 f 1 A, 24 f 2 A, 24 f 3 A, 24 f 4 A, 24 r 1 A, 24 r 2 A, 24 r 3 A, 24 r 4 A は、全て同一の円形状を成している。連通孔 24 c 1 A, 24 c 2 A は、連通孔 24 f 1 A, 24 f 2 A, 24 f 3 A, 24 f 4 A, 24 r 1 A, 24 r 2 A, 24 r 3 A, 24 r 4 A よりも大きな面積の開口部であり、例えば楕円形状を成している。

[0056] 連通孔 24 f 1 A, 24 f 2 A, 24 f 3 A, 24 f 4 A は、第 2 領域 T f に含まれている。連通孔 24 c 1 A, 24 c 2 A は、第 1 領域 T c に含まれている。連通孔 24 r 1 A, 24 r 2 A, 24 r 3 A, 24 r 4 A は、第 2 領域 T r に含まれている。第 1 領域 T c に形成されている連通孔 24 c 1 A, 24 c 2 A の総開口面積よりも、一つの第 2 領域 T f に形成されている連通孔 24 f 1 A, 24 f 2 A, 24 f 3 A, 24 f 4 A の総開口面積は少ない。同様に、第 1 領域 T c に形成されている連通孔 24 c 1 A, 24 c 2 A の総開口面積よりも、一つの第 2 領域 T r に形成されている連通孔 24 r 1 A, 24 r 2 A, 24 r 3 A, 24 r 4 A の総開口面積は少ない。仕切壁 24 w A の面積に対する連通孔 24 f 1 A, 24 f 2 A, 24 f 3 A, 24 f 4 A, 24 c 1 A, 24 c 2 A, 24 r 1 A, 24 r 2 A, 24 r 3 A, 24 r 4 A の開口面積の比率では、第 1 領域 T c の開口比率が第 2 領域 T f の開口比率よりも高く、第 1 領域 T c の開口比率が第 2 領域 T r の開口比率よりも高い。第 1 領域 T c の圧力損失よりも第 2 領域 T f, T r の圧力損失が高く、第 1 領域 T c を挟んで第 2 領域 T f, T r が一対設けられている。

[0057] 仕切壁 23 w A と仕切壁 24 w A とが当接した状態では、第 2 領域 T f の連通孔 23 f 1 A と連通孔 24 f 1 A とが繋がっている。同様に、連通孔 23 f 2 A と連通孔 24 f 2 A、連通孔 23 f 3 A と連通孔 24 f 3 A、連通

孔 2 3 f 4 A と連通孔 2 4 f 4 A がそれぞれ繋がっている。第 1 領域 T c では、連通孔 2 3 c 1 A と連通孔 2 4 c 1 A とが繋がっている。同様に、連通孔 2 3 c 2 A と連通孔 2 4 c 2 A とが繋がっている。第 2 領域 T r では、連通孔 2 3 r 1 A と連通孔 2 4 r 1 A、連通孔 2 3 r 2 A と連通孔 2 4 r 2 A、連通孔 2 3 r 3 A と連通孔 2 4 r 3 A、連通孔 2 3 r 4 A と連通孔 2 4 r 4 A がそれぞれ繋がっている。

[0058] 第 1 ヘッドタンク 2 1 に流れ込んだ過熱ガス冷媒は、複数の第 1 チューブ 2 2 1 に分配されて第 1 ターンタンク 2 3 A に向かって流れる。この流れによって、過熱ガス領域 S H が第 1 ヘッドタンク 2 1 側に形成される。

[0059] 第 1 ターンタンク 2 3 A に流れ込んだ冷媒は、連通孔 2 3 f 1 A, 2 3 f 2 A, 2 3 f 3 A, 2 3 f 4 A, 2 3 c 1 A, 2 3 c 2 A, 2 3 r 1 A, 2 3 r 2 A, 2 3 r 3 A, 2 3 r 4 A および連通孔 2 4 f 1 A, 2 4 f 2 A, 2 4 f 3 A, 2 4 f 4 A, 2 4 c 1 A, 2 4 c 2 A, 2 4 r 1 A, 2 4 r 2 A, 2 4 r 3 A, 2 4 r 4 A を通って、第 2 ターンタンク 2 4 A に流れ込む。第 1 領域 T c の圧力損失よりも、第 2 領域 T f, T r の圧力損失が高くなるように構成されているので、第 2 領域 T f, T r を流れる冷媒の流量が第 1 領域 T c を流れる冷媒の流量よりも相対的に減少し、過冷却液領域 S C が形成される。過冷却液領域 S C は、第 1 領域 T c を挟んで一対形成される。

[0060] 続いて、第 3 実施形態に係る熱交換器 2 B について説明する。図 1 1 は図 3 に相当する平面図であって、熱交換器 2 B を示すものである。熱交換器 2 B は、熱交換器 2 の第 1 ターンタンク 2 3 および第 2 ターンタンク 2 4 を、第 1 ターンタンク 2 3 B および第 2 ターンタンク 2 4 B に変更したものである。

[0061] 第 1 ターンタンク 2 3 B は、仕切壁 2 3 w B を有している。仕切壁 2 3 w B は、第 2 ターンタンク 2 4 B に当接する壁である。仕切壁 2 3 w B には、連通孔 2 3 1 が設けられている。連通孔 2 3 1 は、例えば 1 4 個設けられている。連通孔 2 3 1 は、冷媒を通すための孔である。連通孔 2 3 1 は、全て同一の円形状を成している。連通孔 2 3 1 を全て同一の円形状としているの

は説明の便宜上であって、連通孔の形状は特に限定されるものではなく、例えば半円形状や矩形状を含め様々な形状とすることができる。仕切壁 23wB の面積に対する連通孔 231 の開口面積の比率では、第 1 領域 Tc の開口比率は第 2 領域 Tf の開口比率と同一であり、第 1 領域 Tc の開口比率は第 2 領域 Tr の開口比率と同一である。

[0062] 第 1 ターンタンク 23B には、凸部 232a および凸部 232b が設けられている。凸部 232a は、第 2 領域 Tf に設けられている。凸部 232b は、第 2 領域 Tr に設けられている。

[0063] 第 2 ターンタンク 24B は、仕切壁 24wB を有している。仕切壁 24wB は、第 2 ターンタンク 24B に当接する壁である。仕切壁 24wB には、連通孔 241 が設けられている。連通孔 241 は、例えば 14 個設けられている。連通孔 241 は、冷媒を通すための孔である。連通孔 241 は、全て同一の円形状を成している。仕切壁 24wB の面積に対する連通孔 241 の開口面積の比率では、第 1 領域 Tc の開口比率は第 2 領域 Tf の開口比率と同一であり、第 1 領域 Tc の開口比率は第 2 領域 Tr の開口比率と同一である。

[0064] 第 2 ターンタンク 24B には、凸部 242a および凸部 242b が設けられている。凸部 242a は、第 2 領域 Tf に設けられている。凸部 242b は、第 2 領域 Tr に設けられている。

[0065] 図 11 における第 2 ターンタンク 24B の V111A-V111A 断面が図 12 (A) に示される。図 11 における第 2 ターンタンク 24B の V111B-V111B 断面が図 12 (B) に示される。図 12 (A) および図 12 (B) に示されるように、凸部 242a が第 2 ターンタンク 24B の内部容積を局所的に狭めている。第 1 領域 Tc の圧力損失よりも第 2 領域 Tf, Tr の圧力損失が高く、第 1 領域 Tc を挟んで第 2 領域 Tf, Tr が一対設けられている。

[0066] 再び図 11 を参照しながら説明を続ける。仕切壁 23wB と仕切壁 24wB とが当接した状態では、連通孔 231 と連通孔 241 とが繋がっている。

第1ヘッダタンク21に流れ込んだ過熱ガス冷媒は、複数の第1チューブ221に分配されて第1ターンタンク23Bに向かって流れる。この流れによって、過熱ガス領域SHが第1ヘッダタンク21側に形成される。

[0067] 第1ターンタンク23Bに流れ込んだ冷媒は、連通孔231および連通孔241を通して、第2ターンタンク24Bに流れ込む。第1領域Tcの圧力損失よりも、凸部232a, 232b, 242a, 242bが設けられた第2領域Tf, Trの圧力損失が高くなるように構成されているので、第2領域Tf, Trを流れる冷媒の流量が第1領域Tcを流れる冷媒の流量よりも相対的に減少し、過冷却液領域SCが形成される。過冷却液領域SCは、第1領域Tcを挟んで一対形成される。

[0068] 続いて、第4実施形態に係る熱交換器2Cについて説明する。図13は図3に相当する平面図であって、熱交換器2Cを示すものである。熱交換器2Cは、熱交換器2の第1ターンタンク23および第2ターンタンク24を、第1ターンタンク23Cおよび第2ターンタンク24Cに変更したものである。

[0069] 第1ターンタンク23Cは、図11を参照しながら説明した第1ターンタンク23Bの凸部232a, 232bに換えて絞り部232Cを設けたものである。第2ターンタンク24Cは、図11を参照しながら説明した第2ターンタンク24Bの凸部242a, 242bに換えて絞り部242Cを設けたものである。

[0070] 図13における第2ターンタンク24BのXA-XA断面が図14(A)に示される。図13における第2ターンタンク24BのXB-XB断面が図14(B)に示される。図14(A)に示されるように、絞り部242Cは、y方向に直行する平板状の部材であり、その中央部に貫通孔242Caを有している。図14(A)および図14(B)に示されるように、絞り部242Cが第2ターンタンク24Bの内部容積を局所的に狭めている。

[0071] 再び図13を参照しながら説明を続ける。第1ヘッダタンク21に流れ込んだ過熱ガス冷媒は、複数の第1チューブ221に分配されて第1ターナ

ンク 23C に向かって流れる。この流れによって、過熱ガス領域 SH が第 1 ヘッドタンク 21 側に形成される。

[0072] 第 1 ターンタンク 23C に流れ込んだ冷媒は、連通孔 231 および連通孔 241 を通って、第 2 ターンタンク 24C に流れ込む。絞り部 232C, 242C が設けられているので、第 2 領域 Tf, Tr を流れる冷媒の流量が第 1 領域 Tc を流れる冷媒の流量よりも相対的に減少し、過冷却液領域 SC が形成される。過冷却液領域 SC は、第 1 領域 Tc を挟んで一対形成される。

[0073] なお、第 4 実施形態の熱交換器 2C の第 2 ターンタンク 24C では、図 15 に示されるような構造を採用することも可能である。図 15 に示されるように、第 2 ターンタンク 24C には、絞り部 244C, 245C, 246C, 247C が形成されている。絞り部 244C は、第 2 外側領域 Tf1 と第 2 内側領域 Tf2 との間に形成されている。絞り部 245C は、第 2 内側領域 Tf2 と第 1 領域 Tc との間に形成されている。絞り部 246C は、第 1 領域 Tc と第 2 内側領域 Tr2 との間に形成されている。絞り部 247C は、第 2 内側領域 Tr2 と第 2 外側領域 Tr1 との間に形成されている。このような構成によれば、絞り部 244C, 245C, 246C, 247C により、連通されている第 2 ターンタンク 24C では、長手方向である y 方向に流路抵抗が発生するため、第 2 ターンタンク 24C での冷媒の流速を減少させることができる。結果として、第 2 外側領域 Tf1 と第 1 領域 Tc との間、及び第 2 外側領域 Tr1 と第 1 領域 Tc との間に、敢えて流量の少ない過冷却液領域 SC を作る効果を更に向上させることができる。

[0074] 続いて、第 5 実施形態に係る熱交換器 2D について説明する。図 16 は図 3 に相当する平面図であって、熱交換器 2D を示すものである。熱交換器 2D は、熱交換器 2 の第 1 ターンタンク 23 および第 2 ターンタンク 24 を、第 1 ターンタンク 23D および第 2 ターンタンク 24D に変更したものである。熱交換器 2D は、熱交換器 2 の第 1 チューブ 221 を第 1 チューブ 221Df, 221Dc, 221Dr に変更したものである。熱交換器 2D は、熱交換器 2 の第 2 チューブ 251 を第 2 チューブ 251Df, 251Dc,

251Drに変更したものである。

[0075] 第1ターンタンク23Dは、図11を参照しながら説明した第1ターンタンク23Bの凸部232a, 232bを除去したものである。第2ターンタンク24Dは、図11を参照しながら説明した第2ターンタンク24Bの凸部242a, 242bを除去したものである。

[0076] 第1チューブ221Dfおよび第2チューブ251Dfは、第2領域Tfに設けられている。第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcは、第1領域Tcに設けられている。第1チューブ221Drおよび第2チューブ251Drは、第2領域Trに設けられている。

[0077] 第1チューブ221Dfの内部流路は、第1チューブ221Dcの内部流路よりも狭くなっている。第1チューブ221Drの内部流路は、第1チューブ221Dcの内部流路よりも狭くなっている。第2チューブ251Dfの内部流路は、第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭くなっている。第2チューブ251Drの内部流路は、第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭くなっている。

[0078] 図17に、第1チューブ221Df, 221Dc, 221Drおよび第2チューブ251Df, 251Dc, 251Drの内部流路の形成態様を4つ例示する。例1および例2は、押出成形によってチューブを形成する際の例である。

[0079] 例1では、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路は、互いに同一形状である。第1チューブ221Dfおよび第2チューブ251Dfの内部流路も互いに同一形状であって、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭められている。第1チューブ221Drおよび第2チューブ251Drの内部流路も互いに同一形状であって、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭められている。

[0080] 例2においても、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路は、互いに同一形状である。例2では、第1チューブ221Df

および第2チューブ251Dfの内部流路は、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路と同一形状のものが中央に配置され、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭められたものがその両脇に配置されている。第1チューブ221Drおよび第2チューブ251Drの内部流路も同様に、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路と同一形状のものが中央に配置され、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭められたものがその両脇に配置されている。

[0081] 例3および例4は、インナーフィンタイプのチューブの例である。例3では、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcのインナーフィンのピッチが等間隔となっている。第1チューブ221Dfおよび第2チューブ251Dfのインナーフィンのピッチも等間隔であって、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcのインナーフィンのピッチよりも狭められている。従って、第1チューブ221Dfおよび第2チューブ251Dfの内部流路は、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭められている。第1チューブ221Drおよび第2チューブ251Drの内部流路も同様に、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭められている。

[0082] 例4においても、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcのインナーフィンのピッチは等間隔となっている。例2では、第1チューブ221Dfおよび第2チューブ251Dfのインナーフィンは、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcのインナーフィンと同一形状のものが中央に配置され、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcのインナーフィンよりもピッチが狭められたものがその両脇に配置されている。従って、第1チューブ221Dfおよび第2チューブ251Dfの内部流路は、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭められている。第1チューブ221Drおよび第2チューブ251Drの内部流路も同様に、第1チューブ221Dcおよび第2チューブ

251Dcの内部流路よりも狭められている。

[0083] 第1ヘッダタンク21に流れ込んだ過熱ガス冷媒は、複数の第1チューブ221Df, 221Dc, 221Drに分配されて第1ターンタンク23Dに向かって流れる。この流れによって、過熱ガス領域SHが第1ヘッダタンク21側に形成される。

[0084] 第1ターンタンク23Dに流れ込んだ冷媒は、連通孔231および連通孔241を通して、第2ターンタンク24Dに流れ込む。第2ターンタンク24Dに流れ込んだ冷媒は、第2チューブ251Df, 251Dc, 251Drに分配されて第2ヘッダタンク26に向かって流れる。

[0085] 第1チューブ221Df, 221Drの内部流路が、第1チューブ221Dcの内部流路よりも狭められており、第2チューブ251Df, 251Drの内部流路が、第2チューブ251Dcの内部流路よりも狭められている。従って、第2領域Tf, Trを流れる冷媒の流量が第1領域Tcを流れる冷媒の流量よりも相対的に減少し、過冷却液領域SCが形成される。過冷却液領域SCは、第1領域Tcを挟んで一対形成される。

[0086] 続いて、第6実施形態に係る熱交換器2Eについて説明する。図18は図3に相当する平面図であって、熱交換器2Eを示すものである。熱交換器2Eは、熱交換器2の第1ターンタンク23および第2ターンタンク24を、第1ターンタンク23Dおよび第2ターンタンク24Dに変更したものである。第1ターンタンク23Dおよび第2ターンタンク24Dについては図16を参照しながら説明済みであるので、その説明を省略する。

[0087] 熱交換器2Eは、熱交換器2の第1チューブ221および第2チューブ251の配置間隔を変更したものである。第1領域Tcに配置されている第1チューブ221および第2チューブ251の配置間隔は、第2領域Tf, Trに配置されている第1チューブ221および第2チューブ251の配置間隔よりも狭められている。換言すれば、第2領域Tf, Trに配置されている第1チューブ221および第2チューブ251の配置間隔は、第1領域Tcに配置されている第1チューブ221および第2チューブ251の配置間

隔よりも広げられている。

- [0088] 第1領域T_cに配置されている第1フィン222E_cおよび第2フィン252E_cのy軸方向の幅は、第2領域T_f、T_rに配置されている第1フィン222E_f、222E_rおよび第2フィン252E_f、252E_rのy軸方向の幅よりも狭くなっている。
- [0089] 第1ヘッダタンク21に流れ込んだ過熱ガス冷媒は、複数の第1チューブ221に分配されて第1ターンタンク23Dに向かって流れる。この流れによって、過熱ガス領域S_Hが第1ヘッダタンク21側に形成される。
- [0090] 第1ターンタンク23Dに流れ込んだ冷媒は、連通孔231および連通孔241を通して、第2ターンタンク24Dに流れ込む。第2ターンタンク24Dに流れ込んだ冷媒は、第2チューブ251に分配されて第2ヘッダタンク26に向かって流れる。
- [0091] 第2領域T_f、T_rに設けられた第1チューブ221の間隔が、第1領域T_cに設けられた第1チューブ221の間隔よりも広げられており、第2領域T_f、T_rに設けられた第2チューブ251の間隔が、第1領域T_cに設けられた第2チューブ251の間隔よりも広げられている。従って、第2領域T_f、T_rを流れる冷媒の流量が第1領域T_cを流れる冷媒の流量よりも相対的に減少し、過冷却液領域S_Cが形成される。過冷却液領域S_Cは、第1領域T_cを挟んで一対形成される。
- [0092] 続いて、第7実施形態に係る熱交換器2Fについて説明する。図19は図1に相当する斜視図であって、熱交換器2Fを示すものである。熱交換器2Fは、熱交換器2の第1ターンタンク23および第2ターンタンク24を、単一のターンタンク23Fに置き換えたものである。ターンタンク23Fは、第1ターンタンク部分23F_fと、第2ターンタンク部分23F_sとを有している。第1ターンタンク部分23F_fは、第1ターンタンク23に対応する。第2ターンタンク部分23F_sは、第2ターンタンク24に対応する。ターンタンク23Fは、第1ターンタンク部分23F_fと、第2ターンタンク部分23F_sとを一体化したターンタンクである。

- [0093] ターンタンク 23F は、第1ターンタンク部分 23Ff と、第2ターンタンク部分 23Fs とを繋ぎ冷媒を流す連通部を有している。図20は、連通部 231F が設けられていない部分における断面図を含む斜視図である。
- [0094] 図20に示されるように、ターンタンク 23F は、第1部分 23Fa と第2部分 23Fb とを組み合わせ形成されている。第1部分 23Fa は、接合部 23Fa1 と、壁部 23Fa2 と、壁部 23Fa3 と、壁部 23Fa4 と、壁部 23Fa5 とを有している。
- [0095] 接合部 23Fa1 および壁部 23Fa2, 23Fa3 は、y 方向に延びる平板状を成しており、xy 平面を含むように配置されている。壁部 23Fa2 と壁部 23Fa3 とは、x 方向において接合部 23Fa1 を挟むように設けられている。壁部 23Fa2 および壁部 23Fa3 は、z 方向負側に接合部 23Fa1 から離れて設けられている。
- [0096] 壁部 23Fa4, 23Fa5 は、y 方向に延びる平板状を成しており、yz 平面を含むように配置されている。壁部 23Fa4 は、壁部 23Fa2 に対して接合部 23Fa1 とは反対側に繋がれている。壁部 23Fa5 は、壁部 23Fa3 に対して接合部 23Fa1 とは反対側に繋がれている。
- [0097] 第2部分 23Fb は、接合部 23Fb1 と、壁部 23Fb2 と、壁部 23Fb3 と、壁部 23Fb4 と、壁部 23Fb5 とを有している。
- [0098] 接合部 23Fb1 および壁部 23Fb2, 23Fb3 は、y 方向に延びる平板状を成しており、xy 平面を含むように配置されている。壁部 23Fb2 と壁部 23Fb3 とは、x 方向において接合部 23Fb1 を挟むように設けられている。壁部 23Fb2 および壁部 23Fb3 は、z 方向正側に接合部 23Fb1 から離れて設けられている。
- [0099] 壁部 23Fb4, 23Fb5 は、y 方向に延びる平板状を成しており、yz 平面を含むように配置されている。壁部 23Fb4 は、壁部 23Fb2 に対して接合部 23Fb1 とは反対側に繋がれている。壁部 23Fb5 は、壁部 23Fb3 に対して接合部 23Fb1 とは反対側に繋がれている。
- [0100] 第1部分 23Fa と第2部分 23Fb とを、接合部 23Fa1 と接合部 2

3 F b 1 とが当接するように接合すると、ターンタンク 2 3 F が形成される。主に壁部 2 3 F a 3, 2 3 F a 5, 2 3 F b 3, 2 3 F b 5 によって、第 1 ターンタンク部分 2 3 F f が形成されている。主に壁部 2 3 F a 2, 2 3 F a 4, 2 3 F b 2, 2 3 F b 4 によって、第 2 ターンタンク部分 2 3 F s が形成されている。第 1 ターンタンク部分 2 3 F f と第 2 ターンタンク部分 2 3 F s とをつなぐように、連通部 2 3 1 F が複数設けられている。

[0101] 図 2 0 における連通部 2 3 1 F の X V | A - X V | A 断面が図 2 1 (A) に示される。X V | A - X V | A 断面は、X V | A - X V | A 線を通る $z x$ 平面の断面図である。図 2 0 における連通部 2 3 1 F の X V | B - X V | B 断面が図 2 1 (B) に示される。X V | B - X V | B 断面は、X V | B - X V | B 線を通る $y z$ 平面の断面図である。

[0102] 図 2 1 (A) および図 2 1 (B) に示されるように、連通部 2 3 1 F は、外郭部 2 3 1 F a を有している。外郭部 2 3 1 F a は、半円柱状を成している。外郭部 2 3 1 F a は、接合部 2 3 F a 1 との間で連通孔 2 3 1 F b を形成している。連通孔 2 3 1 F b は、第 1 ターンタンク部分 2 3 F f と第 2 ターンタンク部分 2 3 F s とを繋ぐように設けられている。

[0103] 連通孔 2 3 1 F b の配置態様は、先に説明した第 1 実施形態から第 6 実施形態における連通孔の配置態様同様とすることができる。連通孔 2 3 1 F b の配置態様によって、第 1 領域 T c および第 2 領域 T f, T r を同様に形成することができる。

[0104] 連通孔 2 3 1 F b は、外郭部 2 3 1 a の内側を一部埋めるといった手法で、流路断面積を狭めることができる。流路断面積を絞る態様について図 2 2 を参照しながら説明する。図 2 2 (A) に示される例では、外郭部 2 3 1 F a を上から押しつぶし、外郭部 2 3 1 F A a とすることで狭めた連通孔 2 3 1 F A b を形成している。図 2 2 (B) に示される例では、外郭部 2 3 1 F a を上からおよび左右から押しつぶし、外郭部 2 3 1 F B a とすることで更に狭めて連通孔 2 3 1 F B b を形成している。

[0105] [付記] 下記付記 1 から 1 2 は、技術的に矛盾しない限り任意に組合せ可

能である。

[0106] [付記 1]

過熱ガスとなった冷媒が上流側流路から流入する第 1 ヘッドタンク 21 と、
第 1 ヘッドタンク 21 から冷媒が分配される複数の第 1 チューブ 221, 221Df, 221Dc, 221Dr と、
複数の第 1 チューブ 221, 221Df, 221Dc, 221Dr から冷媒が流入する第 1 ターンタンク 23, 23A, 23B, 23C, 23D, 23F と、
第 1 ターンタンク 23, 23A, 23B, 23C, 23D から冷媒が流入する第 2 ターンタンク 24, 24A, 24B, 24C, 24D, 23F と、
第 2 ターンタンク 24, 24A, 24B, 24C, 24D から冷媒が分配される複数の第 2 チューブ 251, 251Df, 251Dc, 251Dr と、
複数の第 2 チューブ 251, 251Df, 251Dc, 251Dr から過冷却液となった冷媒が流入し下流側流路に流出する第 2 ヘッドタンク 26 と、
を備え、
複数の第 1 チューブ 221, 221Df, 221Dc, 221Dr から第 1 ターンタンク 23, 23A, 23B, 23C, 23D および第 2 ターンタンク 24, 24A, 24B, 24C, 24D を経て複数の第 2 チューブに至る内部流路には、同一流量の冷媒が流れた場合の圧力損失が互いに異なる第 1 領域 Tc と第 2 領域 Tf, Tr とが、複数の第 1 チューブ 221, 221Df, 221Dc, 221Dr および第 2 チューブ 251, 251Df, 251Dc, 251Dr が積層配置されている積層方向 (y 軸方向) において並べて設けられている、熱交換器 2, 2A, 2B, 2C, 2D, 2E。

[0107] 付記 1 によれば、同一流量の冷媒が流れた場合の圧力損失が互いに異なる第 1 領域 Tc と第 2 領域 Tf, Tr とが設けられているので、第 1 領域 Tc を流れる冷媒の流量と第 2 領域 Tf, Tr を流れる冷媒の流量とを調整することができる。第 1 領域 Tc と第 2 領域 Tf, Tr とが、複数の第 1 チューブ 221, 221Df, 221Dc, 221Dr および第 2 チューブ 251

、251Df、251Dc、251Drの積層方向であるy軸方向において並べて設けられているので、空気が流れる方向に交わる方向において冷媒の流量を調整することができる。例えば、冷媒の流量を抑制して冷媒の熱交換を促進し、過冷却液領域となる部分を所望の箇所に形成することができるので、温度分布を良好に保つことができる。例えば、熱交換器2、2A、2B、2C、2D、2Eを車室内の暖房に用いる場合であって、y軸方向左右で空気流量を異ならせるような場合であっても、それぞれに過冷却領域を形成することができ、左右の温度分布を良好に保つことができる。

[0108] [付記2]

第1領域Tcの圧力損失よりも第2領域Tf、Trの圧力損失が高く、第1領域Tcを挟んで第2領域Tf、Trが一对設けられている、付記1に記載の熱交換器2、2A、2B、2C、2D、2E。

[0109] 付記2によれば、第2領域Tf、Trを流れる冷媒の流量が第1領域Tcを流れる冷媒の流量よりも相対的に減少し、過冷却液領域SCが形成される。過冷却液領域SCは、第2領域Tf、Trに対応して形成されるので、第1領域Tcを挟んで一对形成される。例えば、第1ヘッダタンク21に冷媒が流入する近傍側に第2領域Tfを形成する場合、第1ヘッダタンク21に流入する冷媒の流量が少ない場合であっても、いわゆるショートカットで第2領域Tf側に冷媒が過剰に流れることを抑制できる。例えば、第1ヘッダタンク21に冷媒が流入するのとは反対側に第2領域Trを形成する場合、第1ヘッダタンク21に流入する冷媒の流量が多い場合であっても、第2領域Tr側に冷媒が過剰に流れることを抑制できる。

[0110] 第1ヘッダタンク21に流れる冷媒の流速が小さく圧力損失が小さい場合であって、複数の第1チューブ221、221Df、221Dc、221Drおよび第2チューブ251、251Df、251Dc、251Drに均一に風が当たる場合、各チューブへの冷媒の分配は均一なものとなる。しかしながら、熱交換器2、2A、2B、2C、2D、2Eの上流側にダクトが設けられている場合であって、ダクトが矩形の場合は中央ほど風がよく流れる

。従って、第1領域 T_c の熱交換量が第2領域 T_f 、 T_r の熱交換量よりも大きくなり過冷却状態となる。第1領域 T_c が過冷却状態となると、重い液を持ち上げる $\rho g h$ が発生し、それを持ちあげる圧力損失が必要となるため、第2領域 T_f 、 T_r の圧力損失を高め、第1領域 T_c に冷媒を流している。

[0111] 第1ヘッダタンク21に流れる冷媒の流速が大きく圧力損失が大きい場合、第2領域 T_r への冷媒流量が小さくなる。そのため、第2領域 T_r を除く、第1領域 T_c 及び第2領域 T_f で圧力損失を高める必要がある。結果として、低流量時よりも第1領域 T_c 以外の圧力損失を高め、高流量であるがゆえに第1領域 T_c 及び第2領域 T_f で圧力損失を高める必要がある。第1ヘッダタンク21の長手方向である左右方向の温度分布を均一にすることを意図し、第1領域 T_c 以外の第2領域 T_f 、 T_r の圧力損失を同様に高め、一对の過冷却領域を設けた。

[0112] 尚、第1領域 T_c を挟んで第2領域 T_f 、 T_r が一对設けられているのは一例であって、第1領域 T_c と y 軸方向において並べて設ける限り第2領域 T_f 、 T_r は任意の態様で設けることができる。

[0113] [付記3]

第1領域 T_c および第2領域 T_f 、 T_r は、第1ターンタンク23、23A、23Bおよび／または第2ターンタンク24、24A、24Bに設けられている、付記1または2に記載の熱交換器2、2A、2B。

[0114] 付記3によれば、第1ターンタンク23、23A、23Bおよび／または第2ターンタンク24、24A、24Bに第1領域 T_c および第2領域 T_f 、 T_r を設けるので、チューブを特殊なものとしなく、簡易に第1領域 T_c および第2領域 T_f 、 T_r を形成することができる。

[0115] [付記4]

第1ターンタンク23、23Aと第2ターンタンク24、24Aとの間には仕切壁23w、23wA、24w、24wAが設けられており、第1領域 T_c および第2領域 T_f 、 T_r は、仕切壁23w、23wA、24w、24w

Aに設けられている、付記3に記載の熱交換器2, 2A。

[0116] 付記4によれば、仕切壁23w, 23wA, 24w, 24wAに第1領域Tcおよび第2領域Tf, Trを設けるので、仕切壁23w, 23wA, 24w, 23wAへの加工のみで簡易に第1領域Tcおよび第2領域Tf, Trを設けることができる。

[0117] [付記5]

仕切壁23w, 24wには冷媒を通過させるための連通孔が複数設けられており、第1領域Tcに形成されている連通孔23c1, 23c2, 23c3, 23c4, 24c1, 24c2, 24c3, 24c4の数よりも第2領域Tfに形成されている連通孔23f1, 23f2, 24f1, 24f2の数が少ない、付記4に記載の熱交換器2。同様に、第1領域Tcに形成されている連通孔23c1, 23c2, 23c3, 23c4, 24c1, 24c2, 24c3, 24c4の数よりも第2領域Trに形成されている連通孔23r1, 23r2, 24r1, 24r2の数が少ない。

[0118] 付記5によれば、仕切壁23w, 24wに設けられる連通孔の数を第1領域Tcと第2領域Tf, Trとで異ならせることで、簡易に第1領域Tcおよび第2領域Tf, Trを形成することができる。また、仕切壁23w, 24wに設けられる連通孔の数を調整することで冷媒の流量差も調整できるので、第1領域Tcに対する第2領域Tf, Trの形成位置や形成態様をより簡易に調整することができる。

[0119] [付記6]

仮に第1領域Tcおよび前記第2領域Tf, Trに均等に連通孔が設けられた場合の個数をNa1とし、第1領域Tcの外端に設けられた連通孔から第2領域Tfまたは第2領域Trの内端に設けられた連通孔までの開口していない領域間に、連通孔が均等に設けられたとしたならば設けられたであろう連通孔の仮想数をNscとすると、

$$N_{sc} / N_{a1} \geq 0.12$$
であり、

前記第1領域Tcおよび前記第2領域Tf, Trに実際に設けられている連

通孔の総開口面積が 21.18 mm^2 以上である、付記 5 に記載の熱交換器 2。

[0120] 付記 6 において、仮に第 1 領域 T_c および第 2 領域 T_f , T_r に均等に連通孔が設けられた場合とは、例えば図 16 に例示する連通孔 241 の形成状態と同様の状態である。一方、第 1 領域 T_c と第 2 領域 T_f , T_r とに実際に連通孔が設けられている状態であって、付記 5 の条件も満たす状態とは、例えば図 3 に例示するのと同様の状態である。図 16 に例示するのと同様の場合、 N_{all} は 14 である。図 3 に例示するのと同様の場合、第 1 領域 T_c の外端に設けられた連通孔は、連通孔 23c1, 24c1 または連通孔 23c4, 24c4 である。第 2 領域 T_f または第 2 領域 T_r の内端に設けられた連通孔は、連通孔 23f2, 24f2 または連通孔 23r1, 24r1 である。連通孔 23c1 から連通孔 23f2 までの間に連通孔が均等に設けられたとしたならばその個数は 2 である。同様に、連通孔 23c4 から連通孔 23r1 までの間に連通孔が均等に設けられたとしたならばその個数は 2 である。同様に、連通孔 24c1 から連通孔 24f2 までの間に連通孔が均等に設けられたとしたならばその個数は 2 である。同様に、連通孔 24c4 から連通孔 24r1 までの間に連通孔が均等に設けられたとしたならばその個数は 2 である。従って、これらの例の場合は、 N_{sc} は 2 である。従って、 $N_{sc}/N_{all} = 2/14 = 0.14$ であり、 $N_{sc}/N_{all} \geq 0.12$ の条件を満たしている。

[0121] 尚、第 1 領域 T_c の外端とは、換言すれば第 1 領域 T_c における第 2 領域 T_f 側の端部または第 1 領域 T_c における第 2 領域 T_r 側の端部である。第 2 領域 T_f の内端とは、換言すれば第 2 領域 T_f における第 1 領域 T_c 側の端部または第 2 領域 T_r における第 1 領域 T_c 側の端部である。

[0122] 図 23 及び図 24 は、発明者らにより行われた実験の結果をそれぞれ示すグラフである。図 23 に示されるグラフは、 N_{sc}/N_{all} を横軸とし、熱交換器 2 から吹き出される空気の左右温度差 ΔT を縦軸として、それらの関係を示したものである。熱交換器 2 から吹き出される空気の左右温度差 Δ

Tは、図3に示されるy方向において、矢印yが向いている方向を右方向とし、それとは逆の方向を左方向とすると、熱交換器2においてy方向の中央部よりも左側の部分と熱交換して吹き出される空気の温度と、熱交換器2においてy方向の中央部よりも右側の部分と熱交換して吹き出される空気の温度との差である。図23に示されるグラフにおいて、実線L20はコア部22, 25のz方向の高さが小さい場合を示し、一点鎖線L21はコア部22, 25のz方向の高さが大きい場合を示す。図23のグラフに示されるように、 N_{sc}/N_{all} が0.12以上になると、熱交換器2の左右温度差 ΔT が閾値 ΔT_a 以下になる。閾値 ΔT_a は、熱交換器2を通じて車内に吹き出される空気のうち、運転席側に吹き出される空気の温度と、助手席側に吹き出される空気の温度との差の許容値を示す。図23のグラフに示されるように、 N_{sc}/N_{all} が0.12以上になると、熱交換器2の左右温度差 ΔT が急激に減少する、換言すれば熱交換器2の左右温度差 ΔT が改善される。

[0123] 図24に示されるグラフは、第1領域 T_c および第2領域 T_f , T_r に実際に設けられている連通孔241の総開口面積 A_S を横軸とし、冷媒の圧力損失 P_L を横軸として、それらの関係を示したものである。図24のグラフに示されるように、連通孔241の総開口面積 A_S が 21.18 mm^2 以上であれば、冷媒の圧力損失 P_L を閾値 P_{La} よりも小さくすることが可能である。閾値 P_{La} は、例えば本実施形態の熱交換器2を利用した冷凍サイクルを用いて電気自動車のバッテリーを冷却する場合に、その冷却性能を確保することが可能な冷媒の圧力損失の許容値である。

[0124] [付記7]

仕切壁23wA, 24wAには冷媒を通過させるための連通孔が複数設けられており、第1領域 T_c に形成されている連通孔23c1A, 23c2Aの総面積よりも第2領域 T_f に形成されている連通孔23f1A, 23f2A, 23f3A, 23f4Aの総面積が小さい、付記4に記載の熱交換器2A。同様に、第1領域 T_c に形成されている連通孔23c1A, 23c2Aの

総面積よりも第2領域 T_r に形成されている連通孔 $23r1A$, $23r2A$, $23r3A$, $23r4A$ の総面積が小さい。

[0125] 付記7によれば、仕切壁 $23wA$, $24wA$ に設けられる連通孔の総面積を第1領域 T_c と第2領域 T_f , T_r とで異ならせることで、簡易に第1領域 T_c および第2領域 T_f , T_r を形成することができる。また、仕切壁 $23wA$, $24wA$ に設けられる連通孔の総面積を調整することで冷媒の流量差も調整できるので、第1領域 T_c に対する第2領域 T_f , T_r の形成位置や形成態様をより簡易に調整することができる。連通孔の総面積とは、その領域に形成される連通孔の開口面積の総和である。

[0126] [付記8]

第1ターンタンク $23B$, $23C$ および／または第2ターンタンク $24B$, $24C$ の内部の断面積が積層方向（ y 軸方向）に沿った少なくとも一部において変化するように形成され、第1領域 T_c および第2領域 T_f , T_r が形成されている、付記3に記載の熱交換器 $2B$, $2C$ 。

[0127] 付記8によれば、第1ターンタンク $23B$, $23C$ および／または第2ターンタンク $24B$, $24C$ の内部の断面積を y 軸方向において変化させることで圧力損失の差を形成するので、簡易に第1領域 T_c および第2領域 T_f , T_r を形成することができる。

[0128] [付記9]

第1ターンタンク $23C$ および／または第2ターンタンク $24C$ の内部に絞り部 $232C$, $242C$ を設けることで内部の断面積を変化させている、付記8に記載の熱交換器 $2C$ 。

[0129] [付記10]

第1ターンタンク $23B$ および／または第2ターンタンク $24B$ 内の内壁形状を変化させることで内部の断面積を変化させている、付記8に記載の熱交換器。一例としては、図11, 12を参照しながら説明した凸部 $232a$, $242a$ を設けることで、内壁形状を変化させることができる。

[0130] [付記11]

第1領域T_cおよび第2領域T_f、T_rは、複数の第1チューブおよび／または複数の第2チューブに設けられている、付記1または2に記載の熱交換器2D、2E。

[0131] [付記12]

第1領域T_cに配置されている第1チューブ221D_cおよび／または第2チューブ251D_cの内部流路よりも、第2領域T_f、T_rに配置されている第1チューブ221D_f、221D_rおよび／または第2チューブ251D_f、251D_rの内部流路を狭くする、付記11に記載の熱交換器。

[0132] 付記12によれば、チューブの内部流路を異ならせることで圧力損失の差を形成するので、チューブの変更といった簡易な手段で第1領域T_cおよび第2領域T_f、T_rを形成することができる。

[0133] [付記13]

第1領域T_cに配置されている第1チューブ221および／または第2チューブ251の本数よりも、第2領域T_f、T_rに配置されている第1チューブ221および／または第2チューブ251の本数を少なくする、付記11に記載の熱交換器。

[0134] 付記13によれば、チューブは通常のものを用い、ターンタンクに変更を加えず、チューブの本数を異ならせるといった簡易な手段で第1領域T_cおよび第2領域T_f、T_rを形成することができる。

[0135] 以上、具体例を参照しつつ本実施形態について説明した。しかし、本開示はこれらの具体例に限定されるものではない。これら具体例に、当業者が適宜設計変更を加えたものも、本開示の特徴を備えている限り、本開示の範囲に包含される。前述した各具体例が備える各要素およびその配置、条件、形状などは、例示したものに限定されるわけではなく適宜変更することができる。前述した各具体例が備える各要素は、技術的な矛盾が生じない限り、適宜組み合わせを変えることができる。

請求の範囲

- [請求項1] 過熱ガスとなった冷媒が上流側流路から流入する第1ヘッダタンク(21)と、
前記第1ヘッダタンクから冷媒が分配される複数の第1チューブ(221, 221Df, 221Dc, 221Dr)と、
前記複数の第1チューブから冷媒が流入する第1ターンタンク(23, 23A, 23B, 23C, 23D, 23F)と、
前記第1ターンタンクから冷媒が流入する第2ターンタンク(24, 24A, 24B, 24C, 24D, 23F)と、
前記第2ターンタンクから冷媒が分配される複数の第2チューブ(251, 251Df, 251Dc, 251Dr)と、
前記複数の第2チューブから過冷却液となった冷媒が流入し下流側流路に流出する第2ヘッダタンク(26)と、を備え、
前記複数の第1チューブから前記第1ターンタンクおよび第2ターンタンクを経て前記複数の第2チューブに至る内部流路には、同一流量の冷媒が流れた場合の圧力損失が互いに異なる第1領域(Tc)と第2領域(Tf, Tr)とが、複数の前記第1チューブおよび前記第2チューブが積層配置されている積層方向(y)において並べて設けられている、熱交換器。
- [請求項2] 前記第1領域の圧力損失よりも前記第2領域の圧力損失が高く、
前記第1領域を挟んで前記第2領域が一对設けられている、請求項1に記載の熱交換器。
- [請求項3] 前記第1領域および前記第2領域は、前記第1ターンタンクおよび／または前記第2ターンタンクに設けられている、請求項1に記載の熱交換器。
- [請求項4] 前記第1ターンタンクと前記第2ターンタンクとの間には仕切壁(23w, 23wA, 24w, 24wA)が設けられており、
前記第1領域および前記第2領域は、前記仕切壁に設けられている

、請求項3に記載の熱交換器。

[請求項5] 前記仕切壁には冷媒を通過させるための連通孔が複数設けられており、前記第1領域に形成されている前記連通孔の数よりも前記第2領域に形成されている前記連通孔の数が少ない、請求項4に記載の熱交換器。

[請求項6] 仮に前記第1領域および前記第2領域に均等に連通孔が設けられた場合の個数を N_{all} とし、第1領域 T_c の外端に設けられた連通孔から第2領域 T_f または第2領域 T_r の内端に設けられた連通孔までの間に、連通孔が均等に設けられたとしたならば設けられたであろう連通孔の仮想数を N_{sc} とすると、 $N_{sc}/N_{all} \geq 0.12$ であり、

前記第1領域および前記第2領域に実際に設けられている連通孔の総開口面積が 21.18 mm^2 以上である、請求項5に記載の熱交換器。

[請求項7] 前記仕切壁には冷媒を通過させるための連通孔が複数設けられており、前記第1領域に形成されている前記連通孔の総面積よりも前記第2領域に形成されている前記連通孔の総面積が小さい、請求項4に記載の熱交換器。

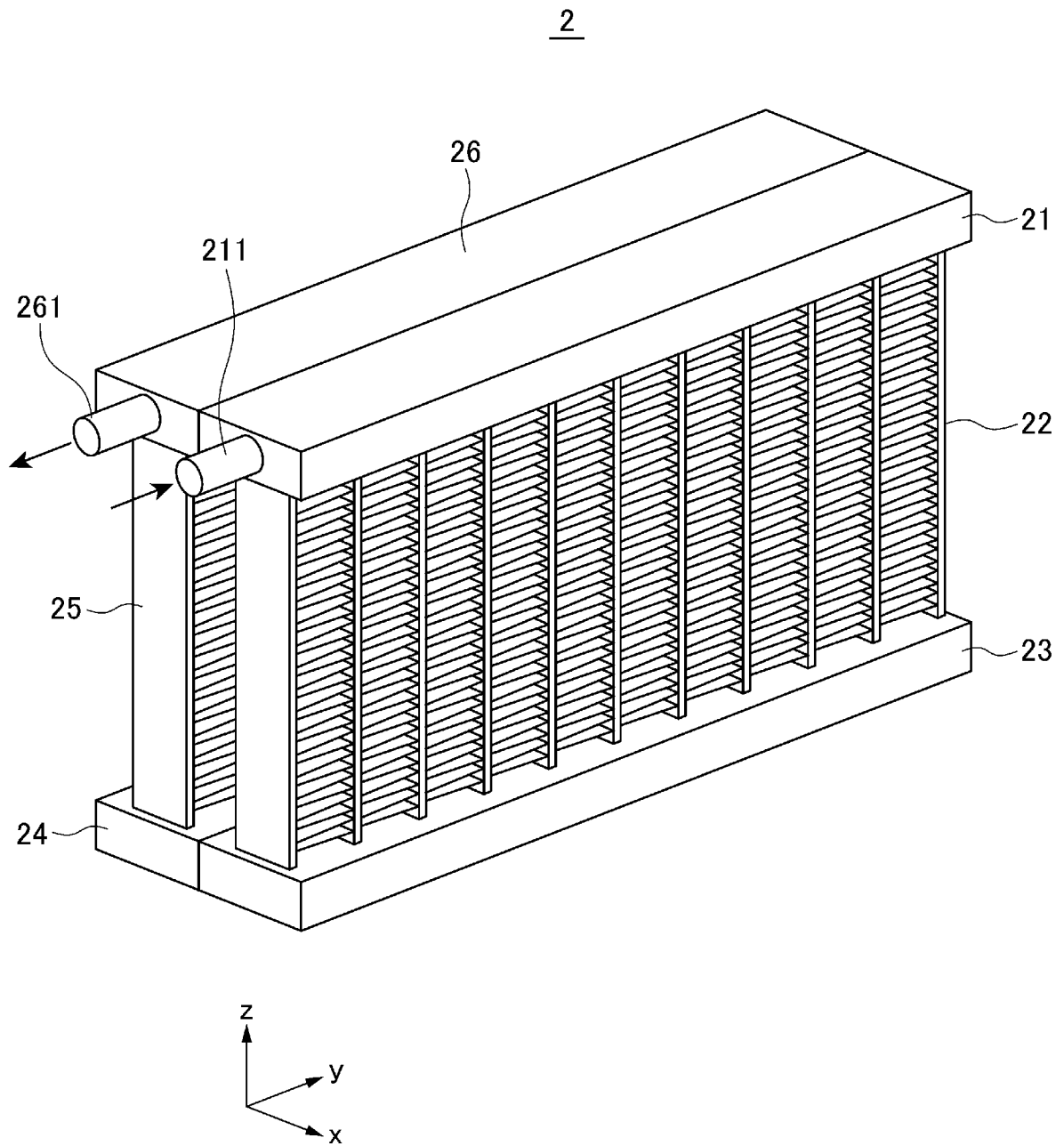
[請求項8] 前記第1ターンタンクおよび／または前記第2ターンタンクの内部の断面積が前記積層方向に沿った少なくとも一部において変化するよう形成され、前記第1領域および前記第2領域が形成されている、請求項3に記載の熱交換器。

[請求項9] 前記第1ターンタンクおよび／または前記第2ターンタンクの内部に絞り部を設けることで内部の断面積を変化させている、請求項8に記載の熱交換器。

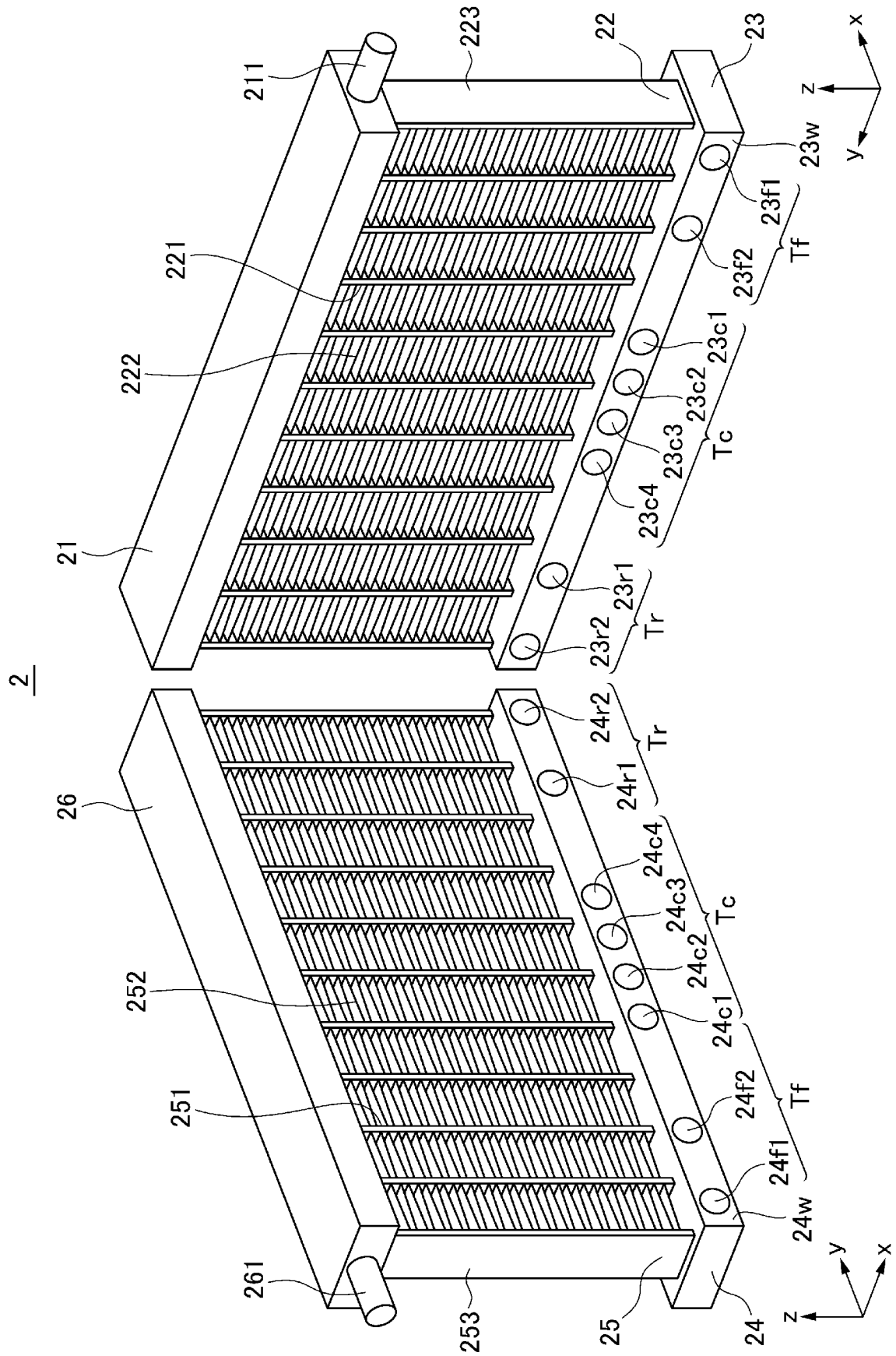
[請求項10] 前記第1ターンタンクおよび／または前記第2ターンタンク内の内壁形状を変化させることで内部の断面積を変化させている、請求項8に記載の熱交換器。

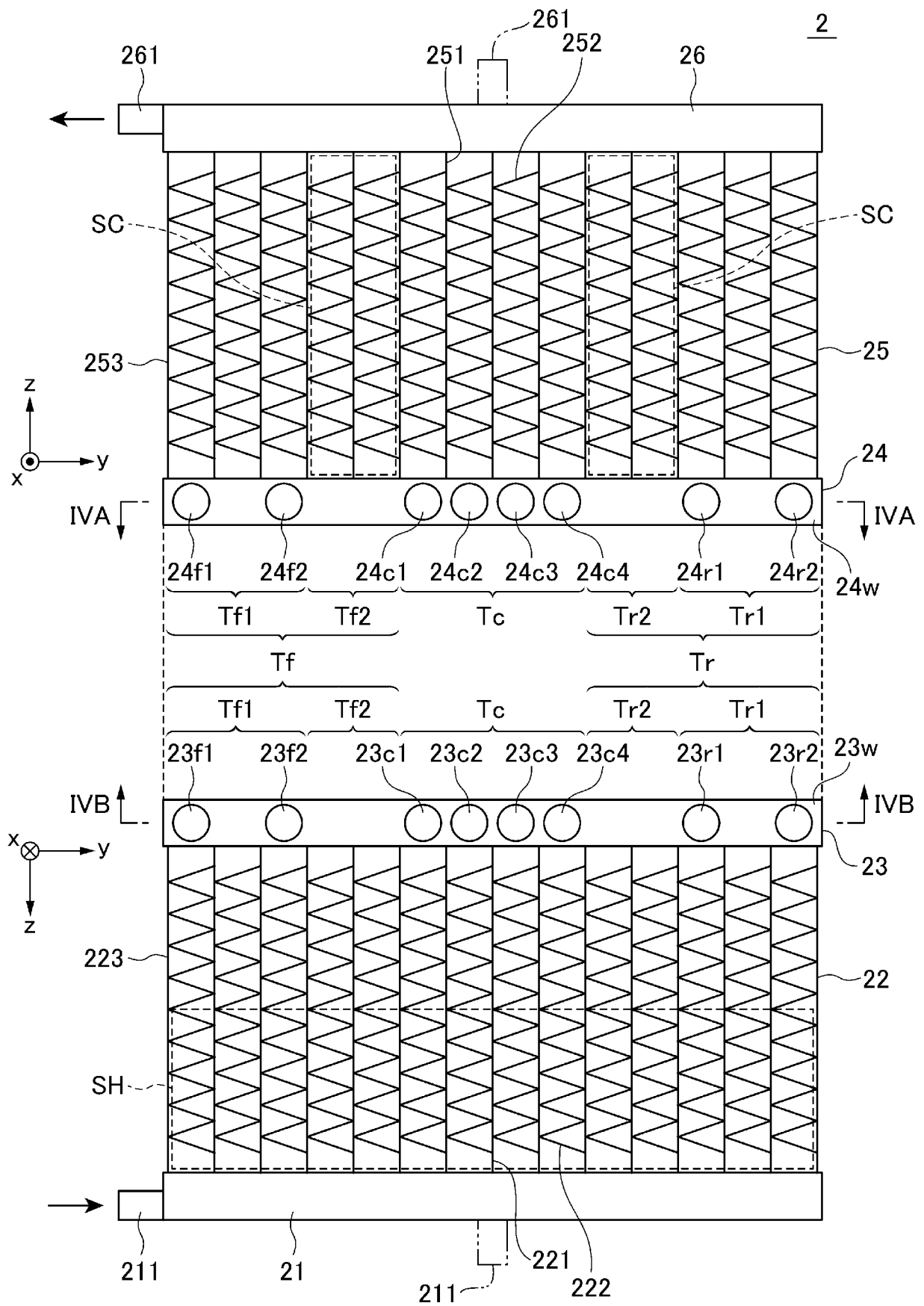
- [請求項11] 前記第1領域および前記第2領域は、前記複数の第1チューブおよび／または前記複数の第2チューブに設けられている、請求項1に記載の熱交換器。
- [請求項12] 前記第1領域に配置されている前記第1チューブおよび／または前記第2チューブの内部流路よりも、前記第2領域に配置されている前記第1チューブおよび／または前記第2チューブの内部流路を狭くする、請求項11に記載の熱交換器。
- [請求項13] 前記第1領域に配置されている前記第1チューブおよび／または前記第2チューブの本数よりも、前記第2領域に配置されている前記第1チューブおよび／または前記第2チューブの本数を少なくする、請求項11に記載の熱交換器。

[図1]

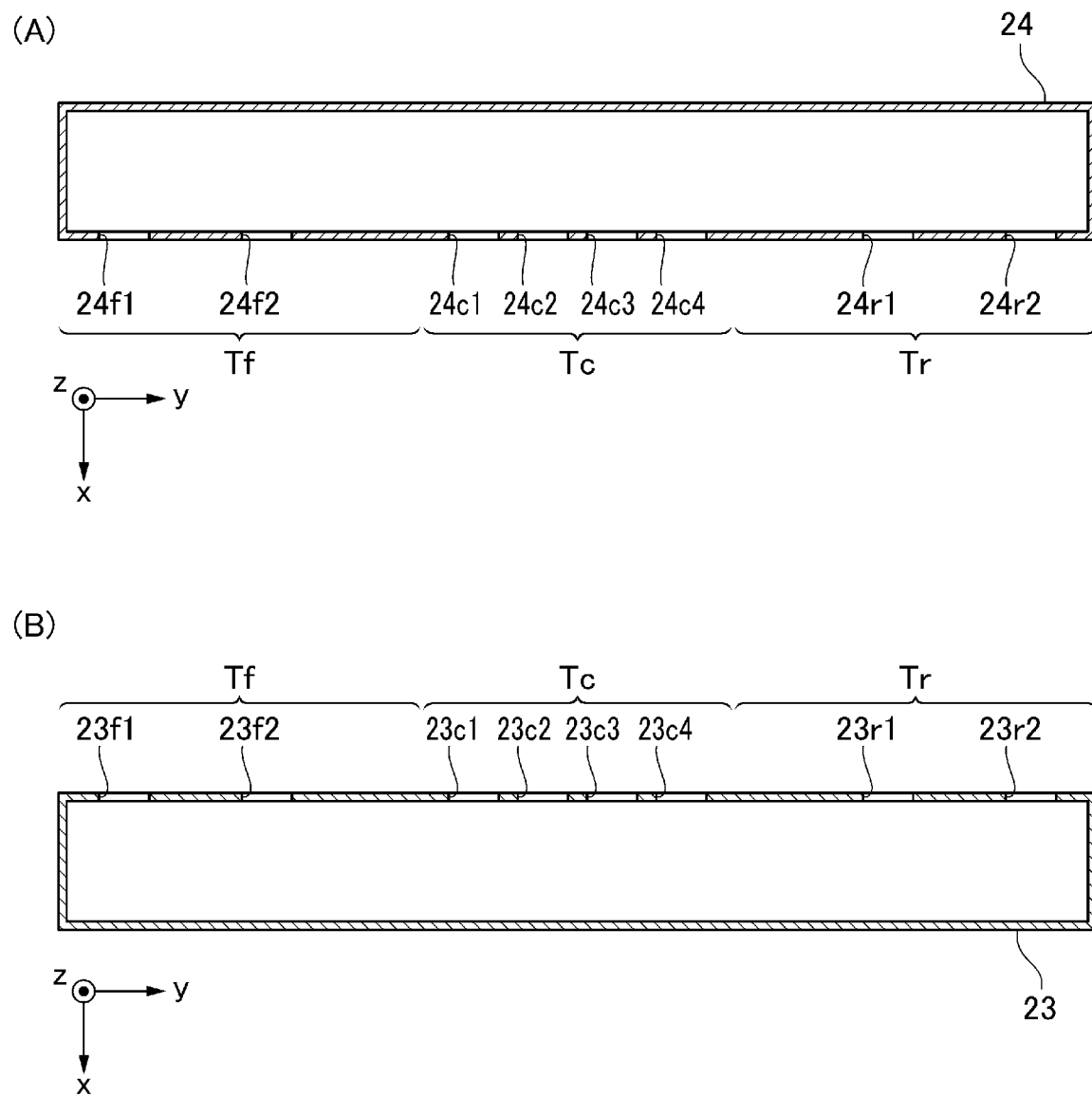


[図2]

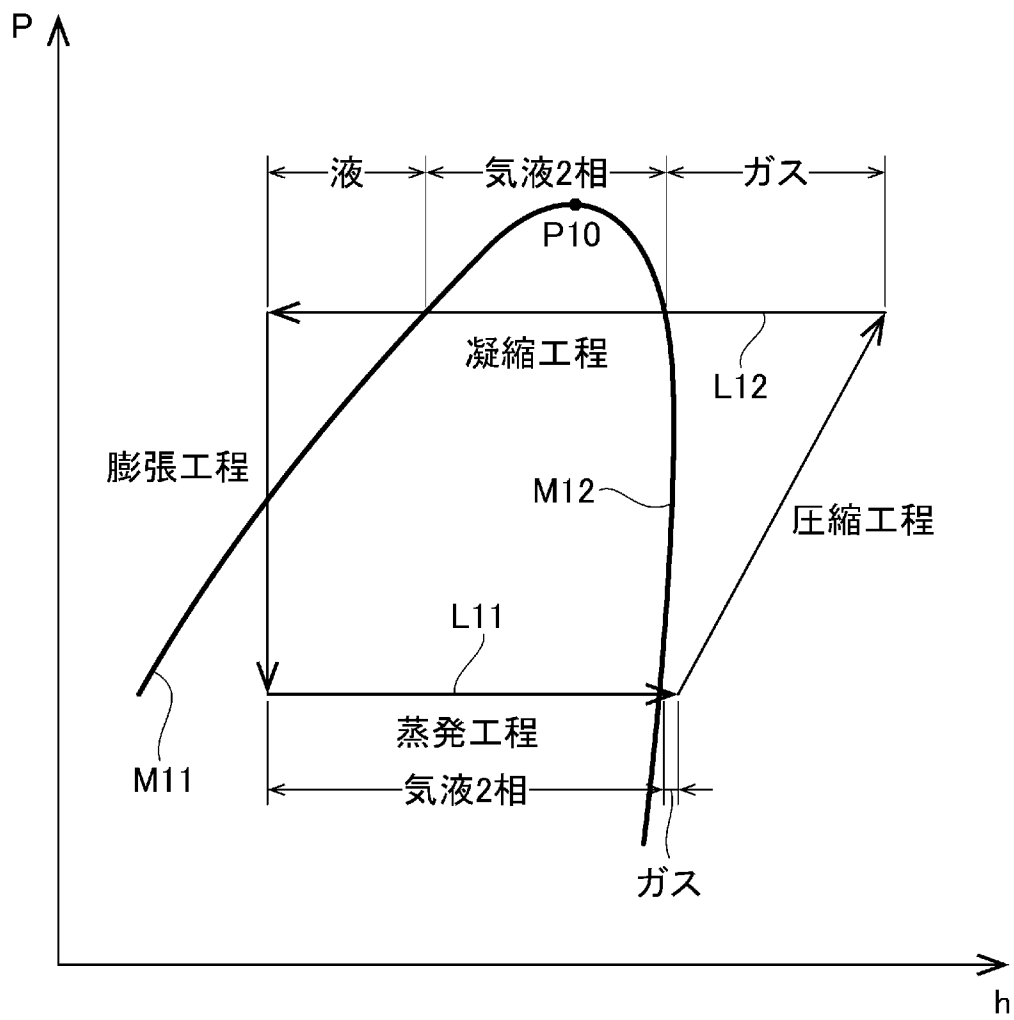




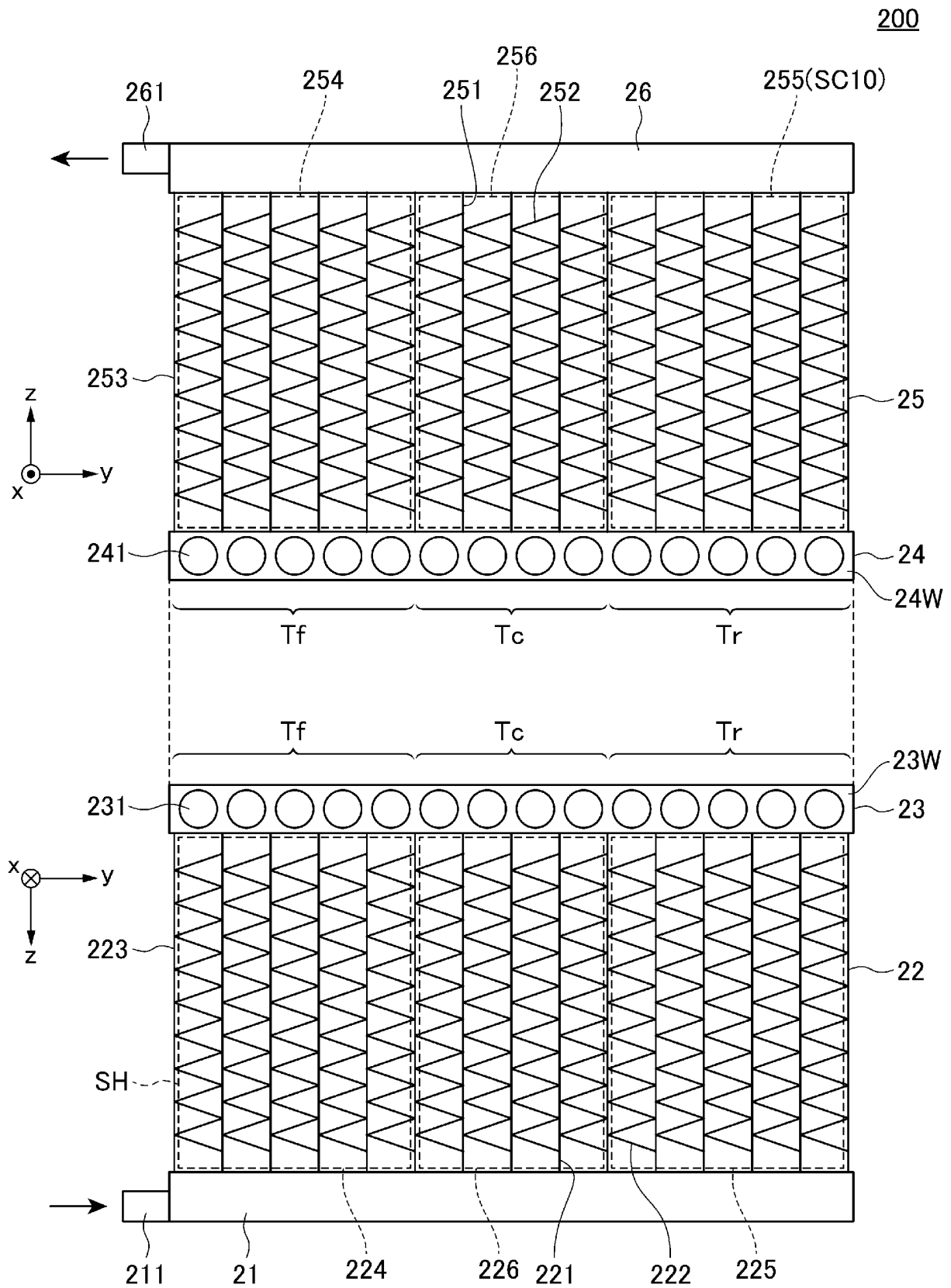
[図4]



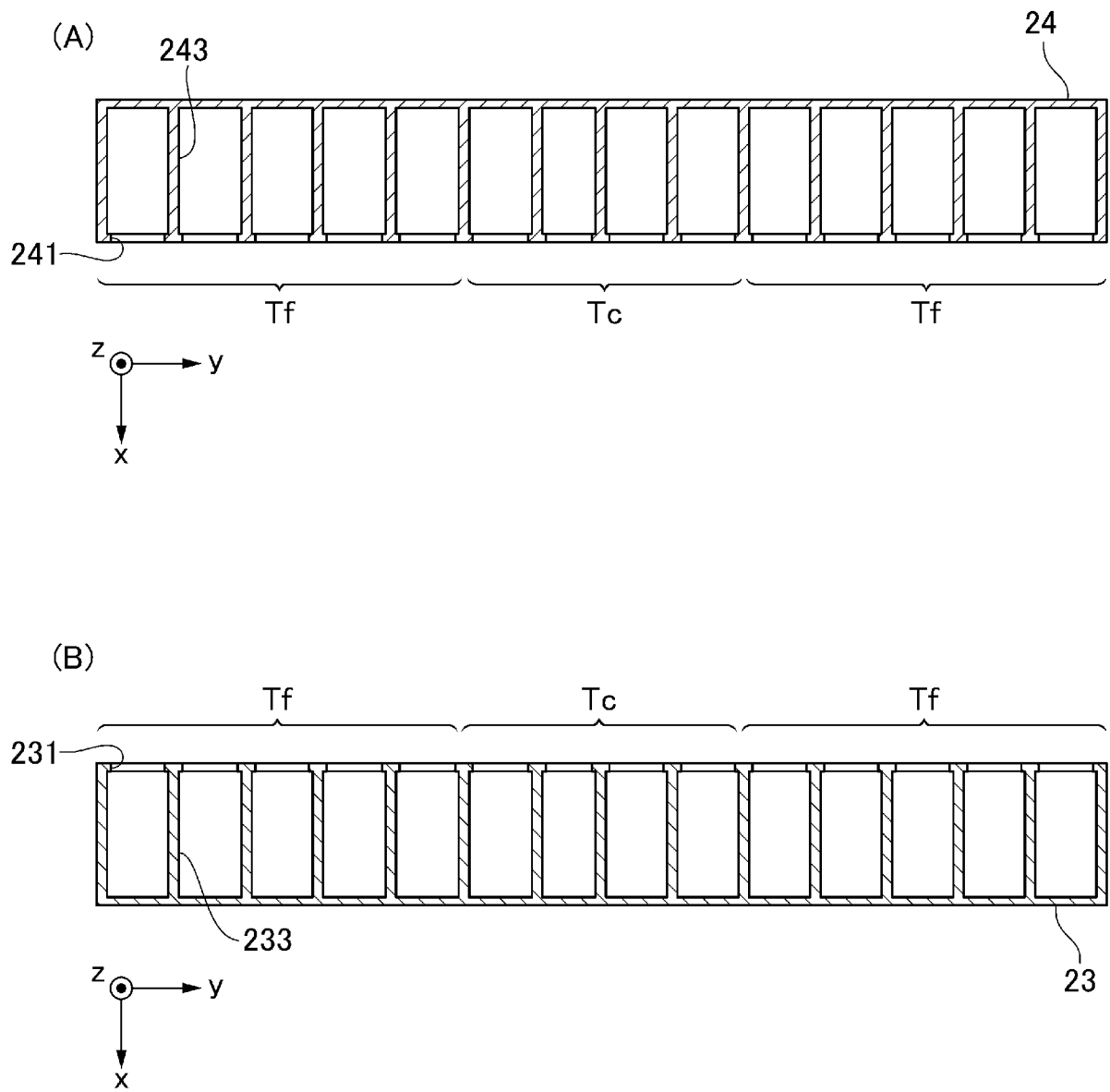
[図5]



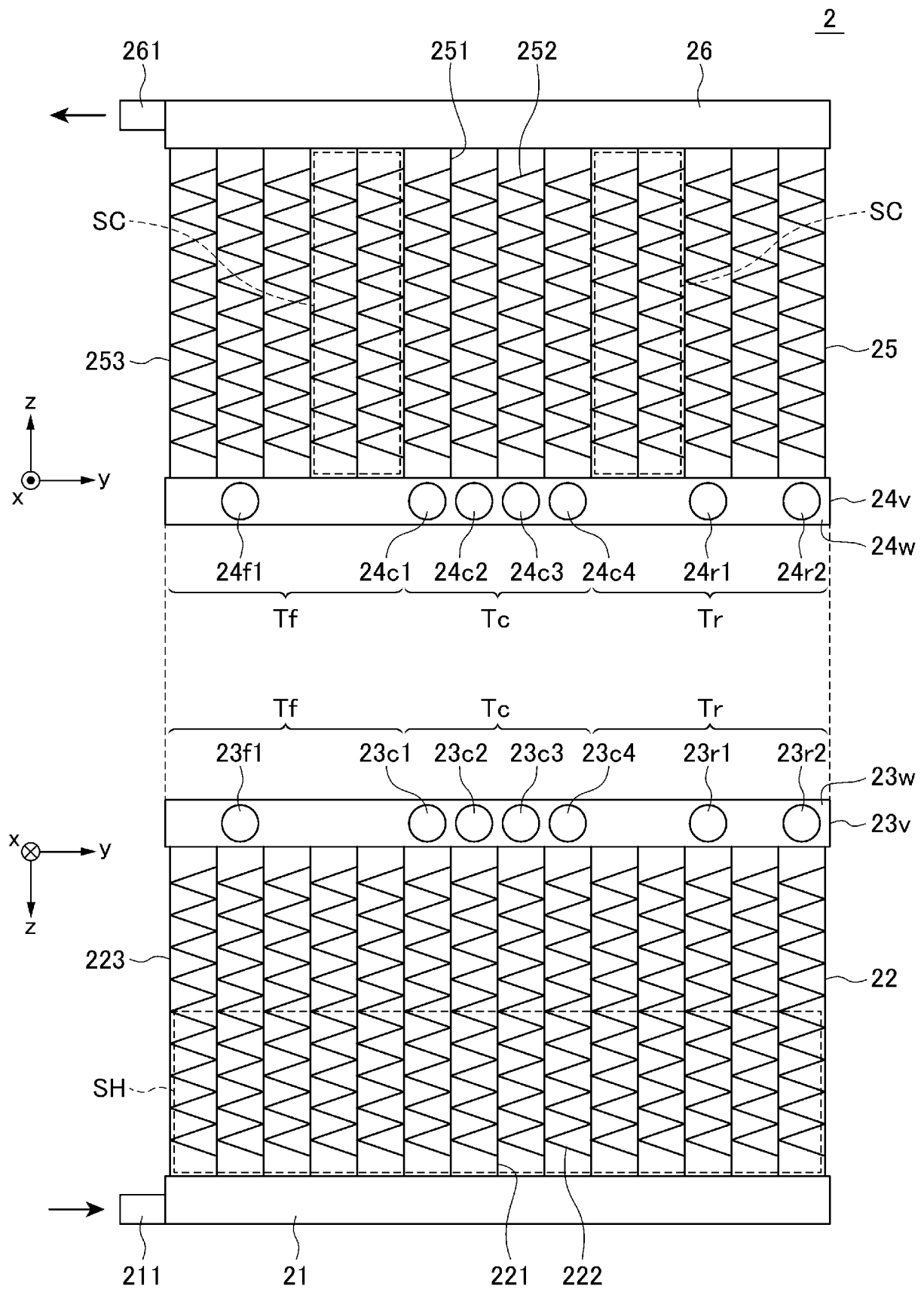
[図6]



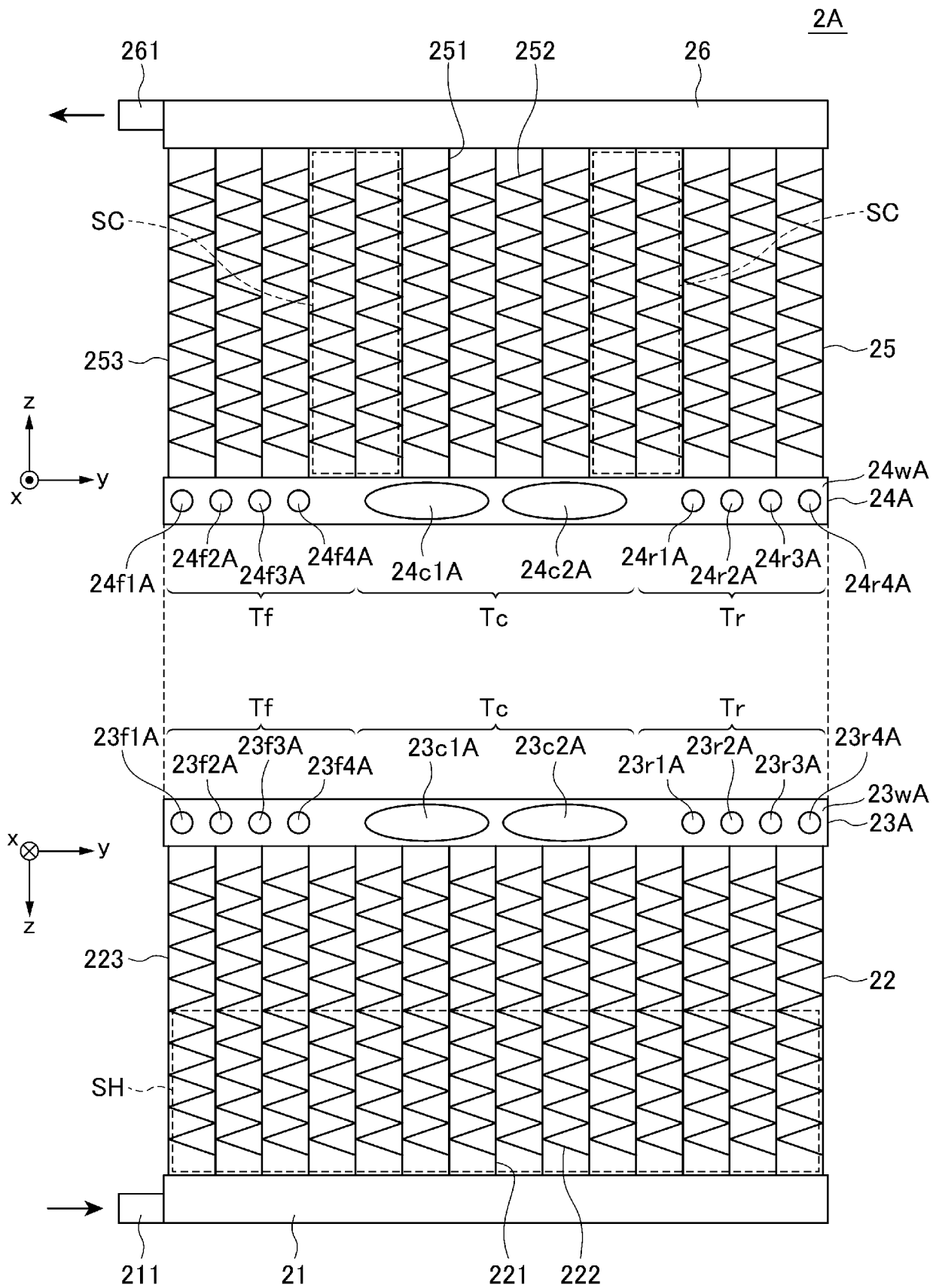
[図8]



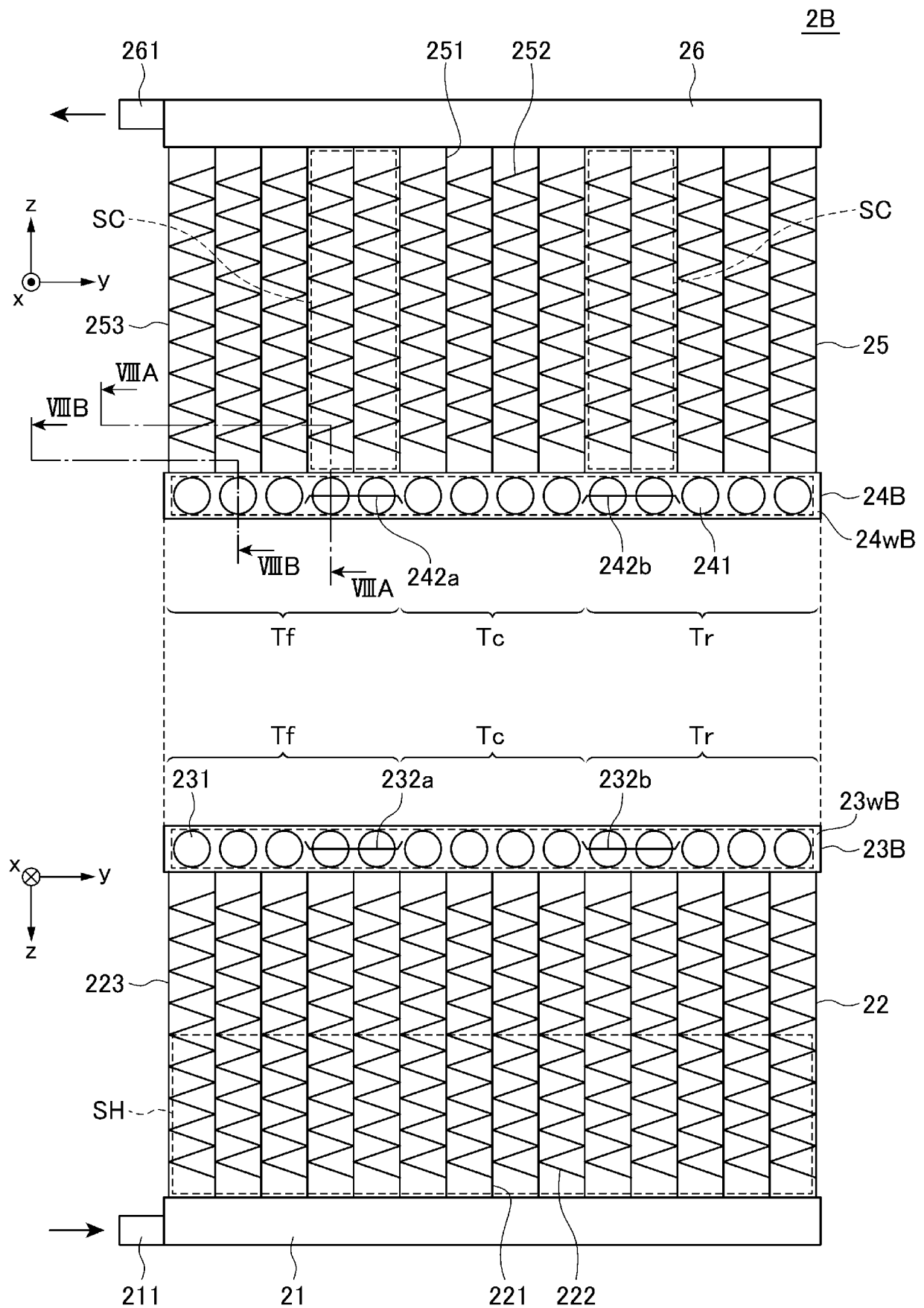
[図9]



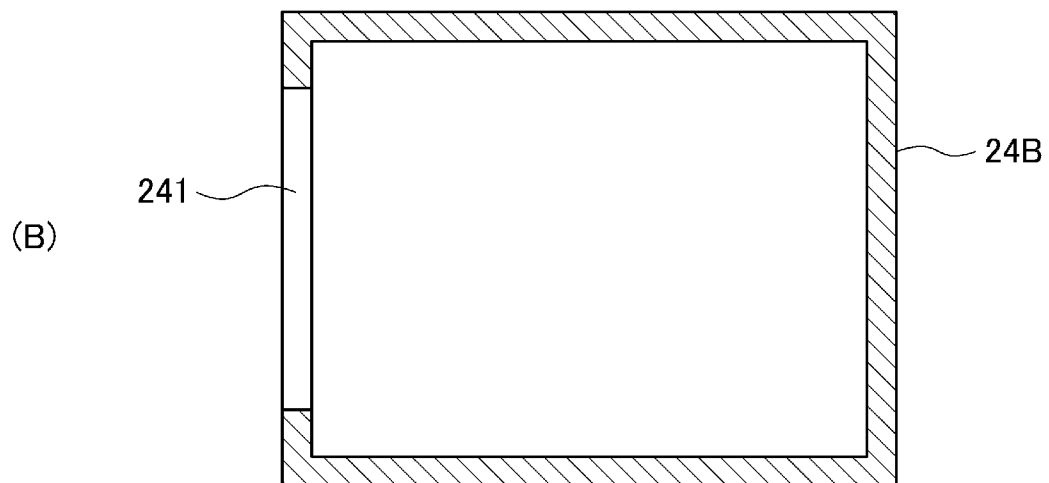
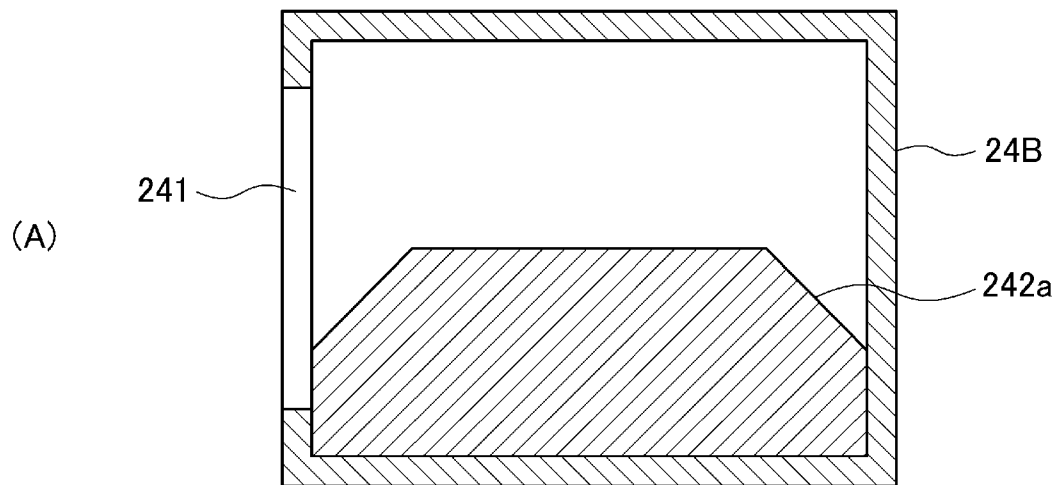
[図10]



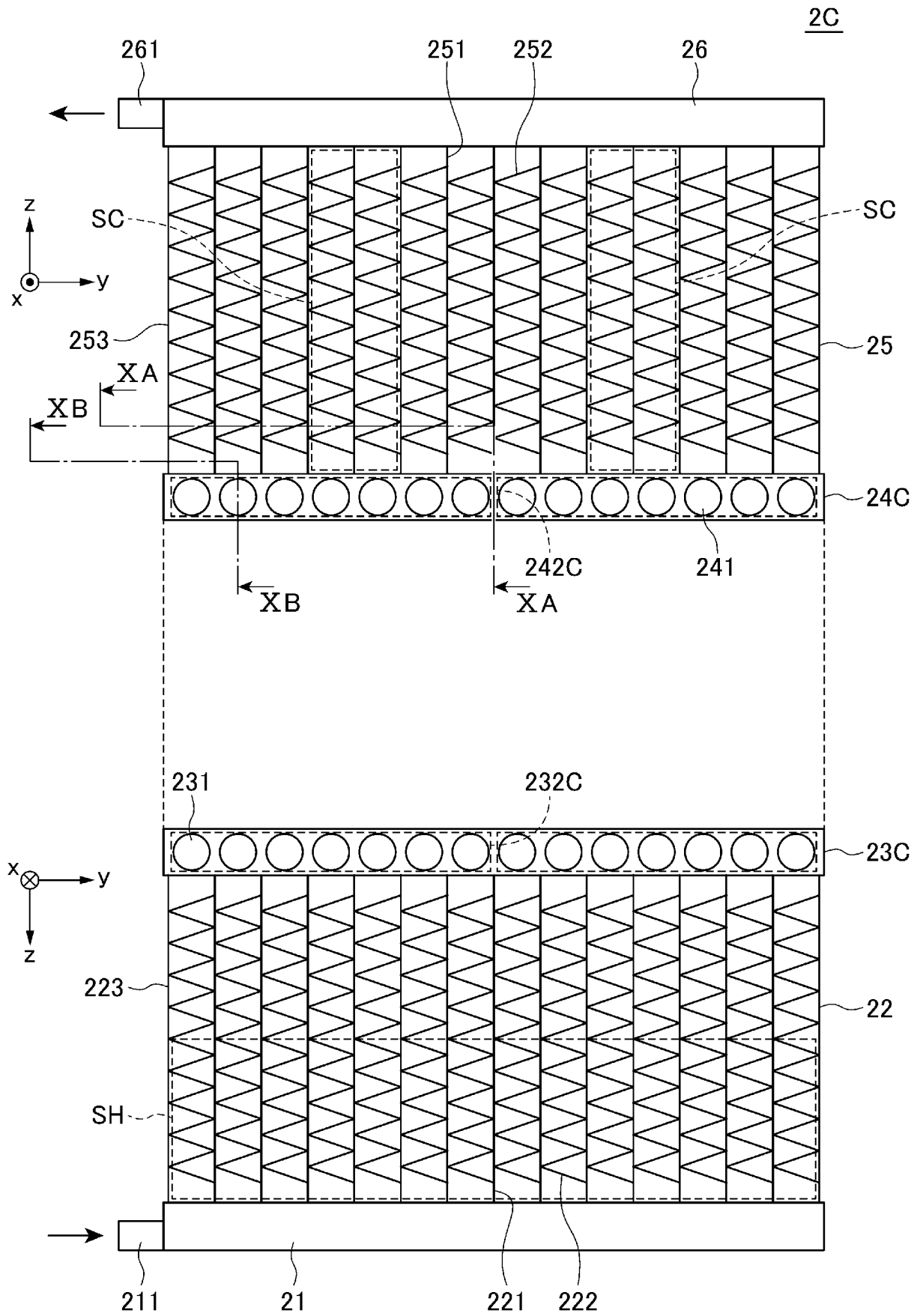
[図11]



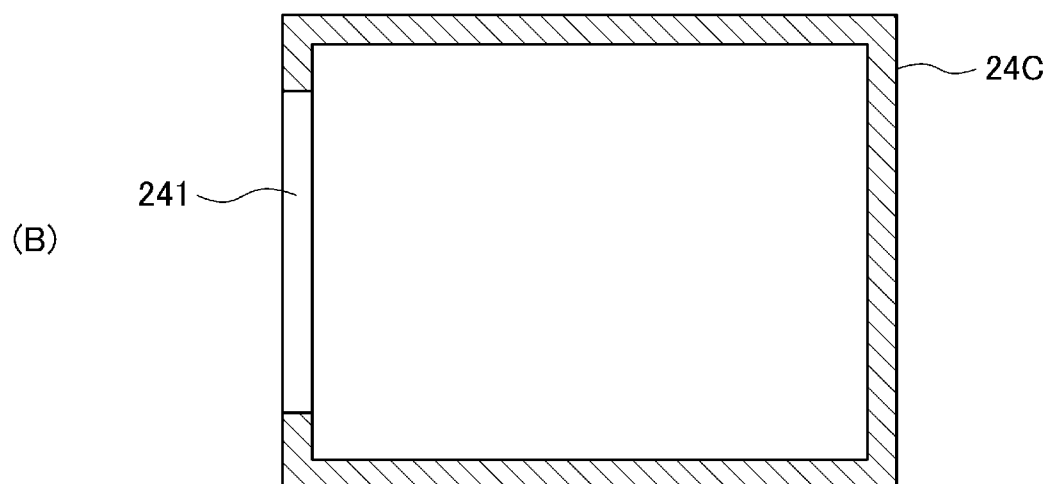
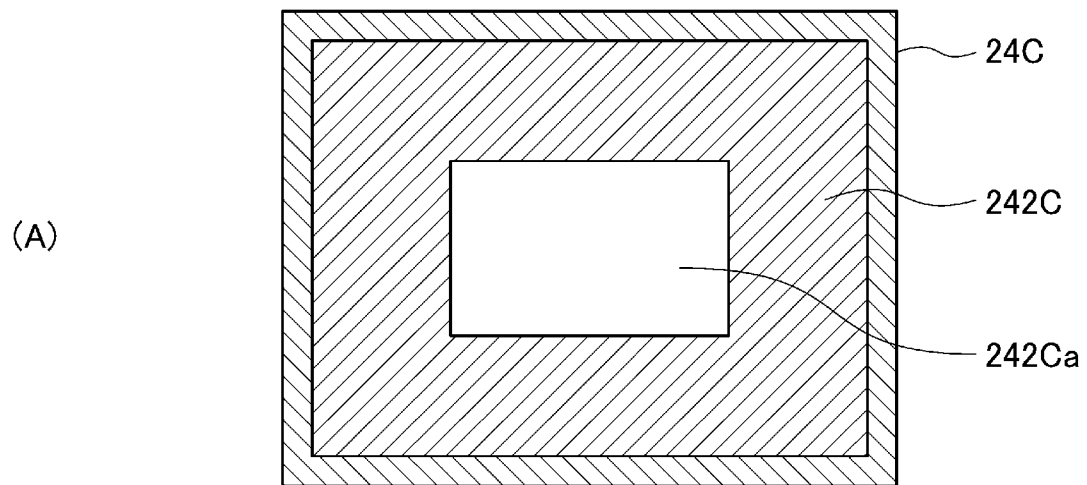
[図12]



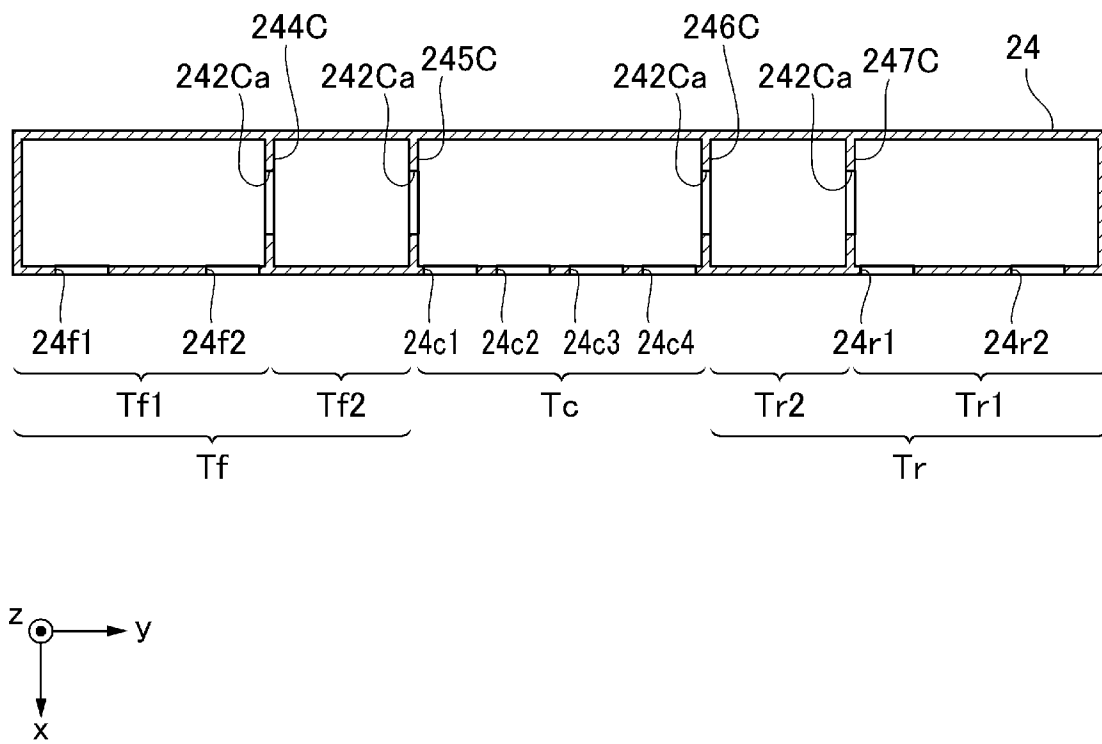
[図13]



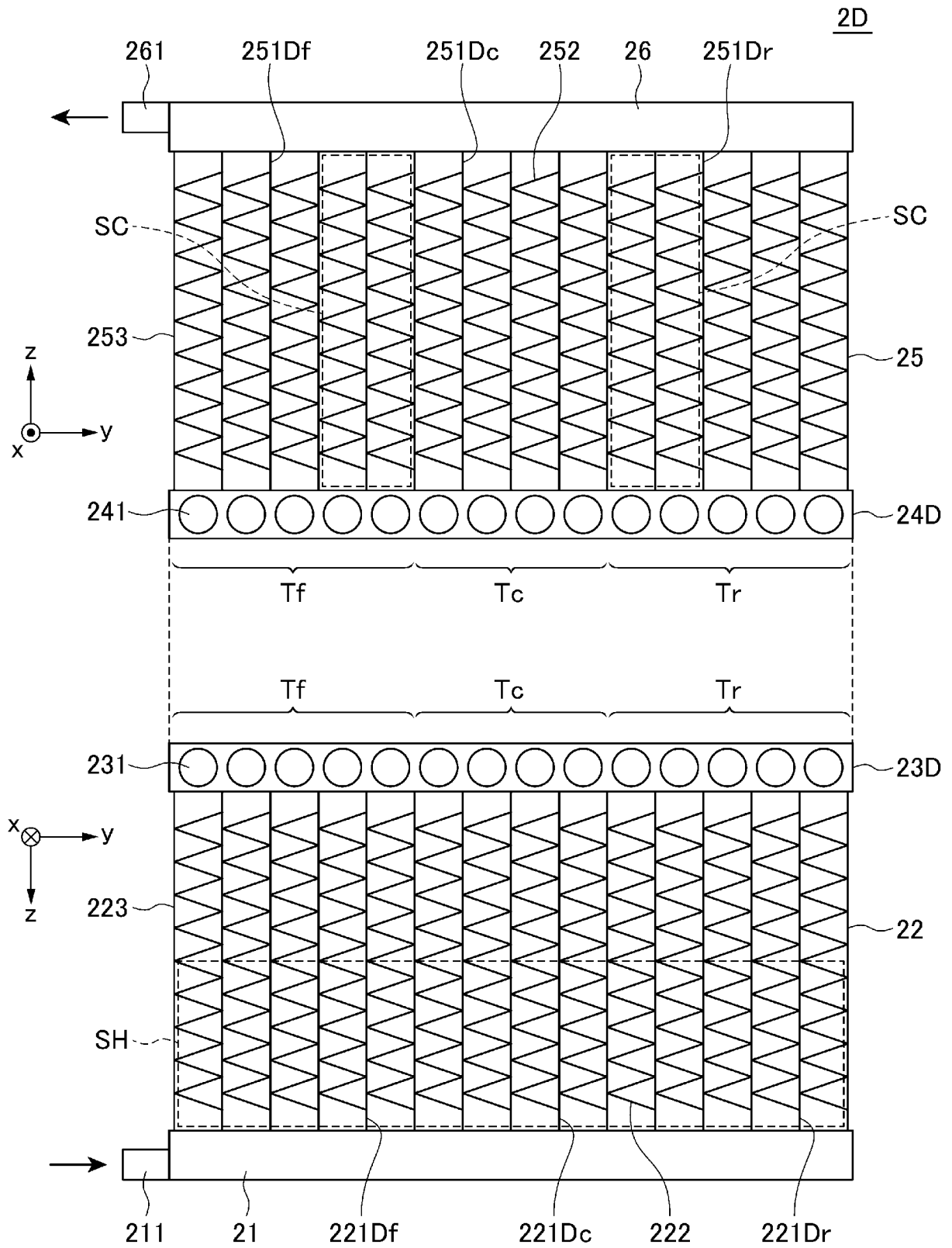
[図14]



[図15]



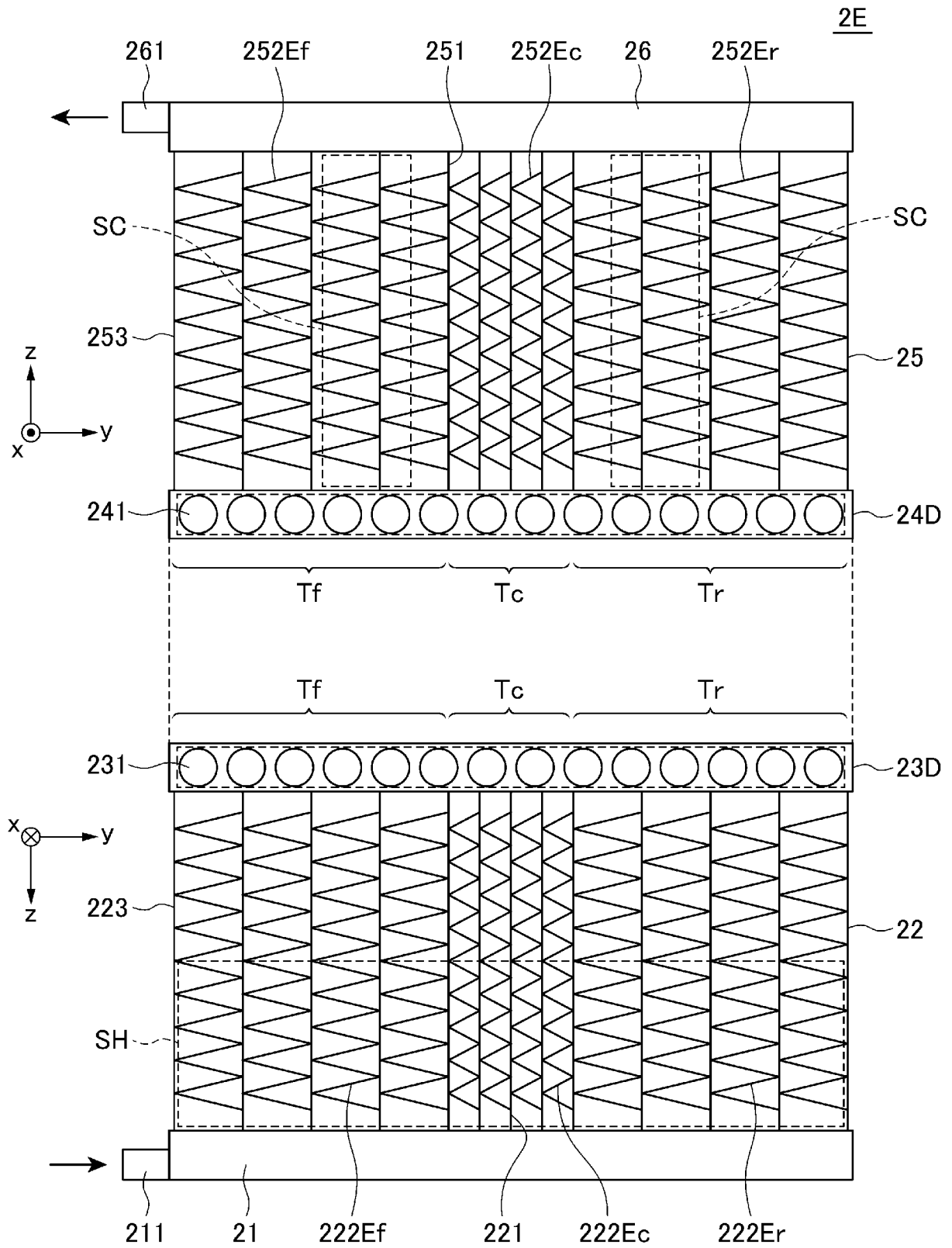
[図16]



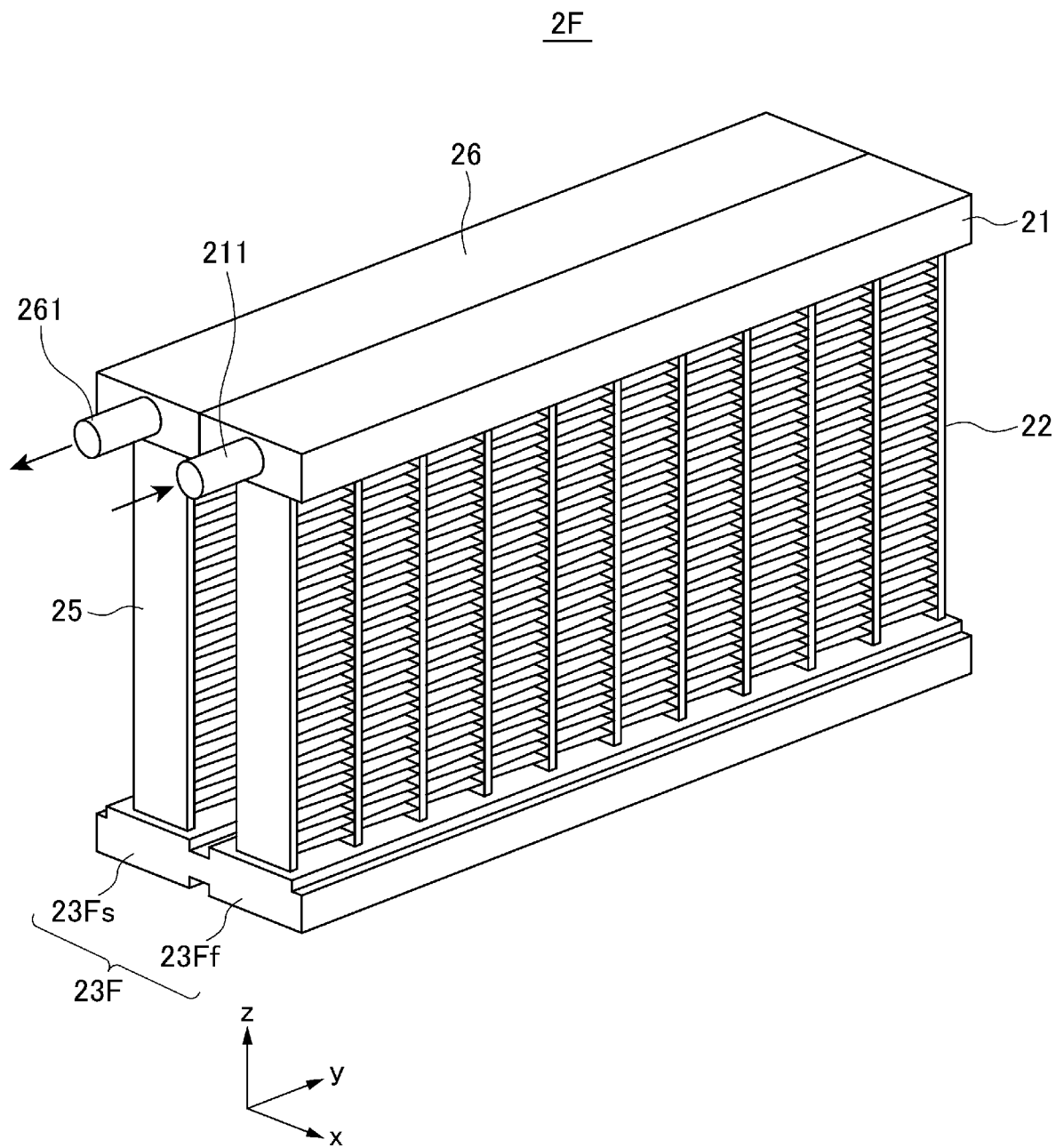
[図17]

	221Df,251Df	221Dc,251Dc	221Dr,251Dr
例1			
例2			
例3			
例4			

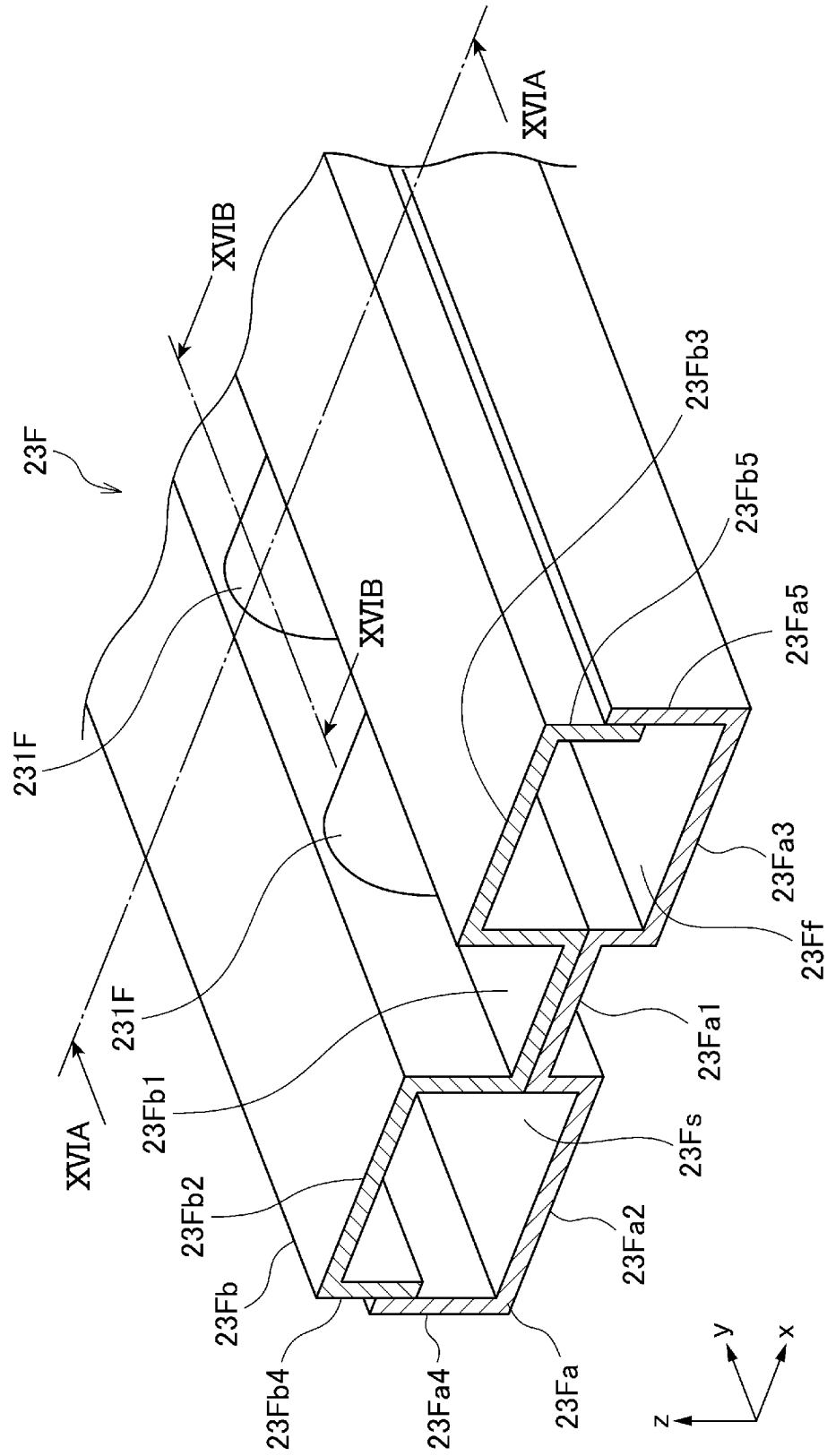
[図18]



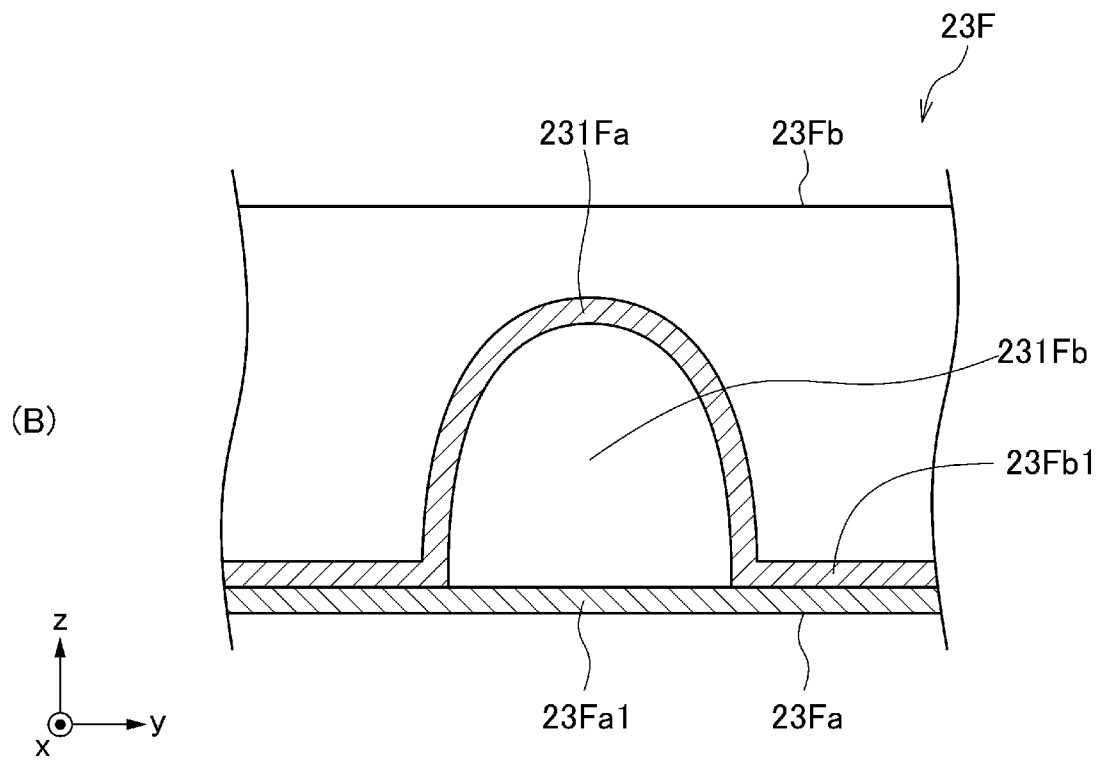
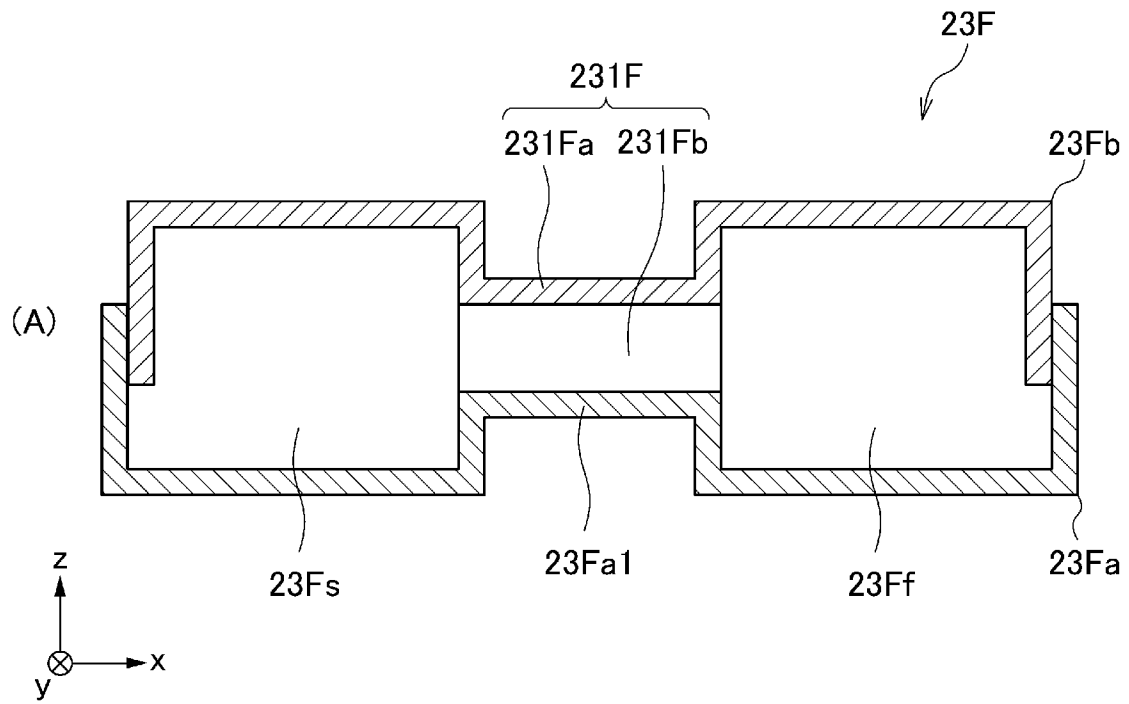
[図19]



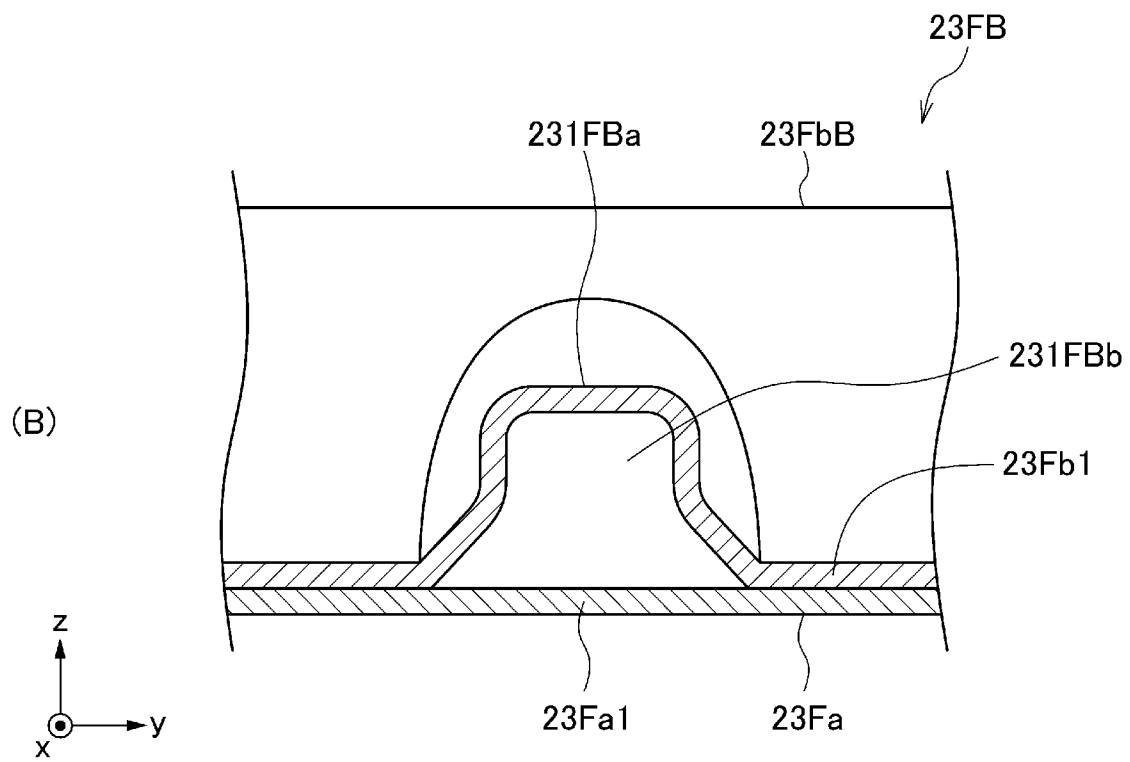
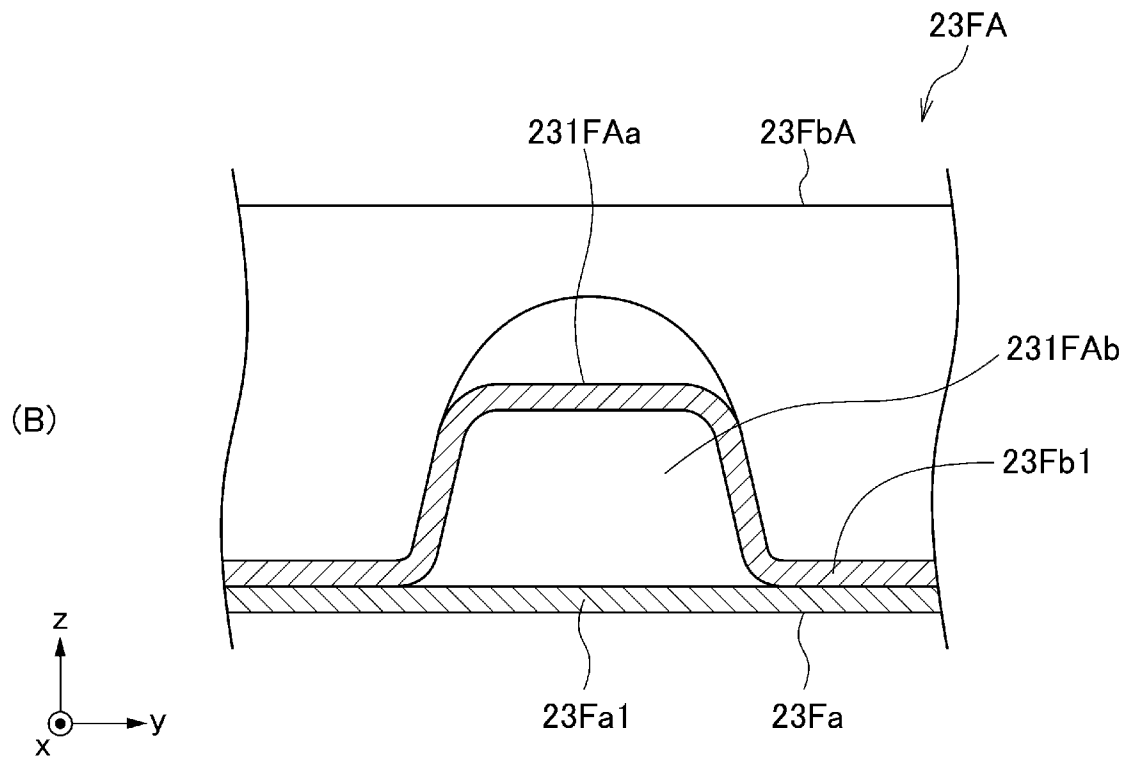
[図20]



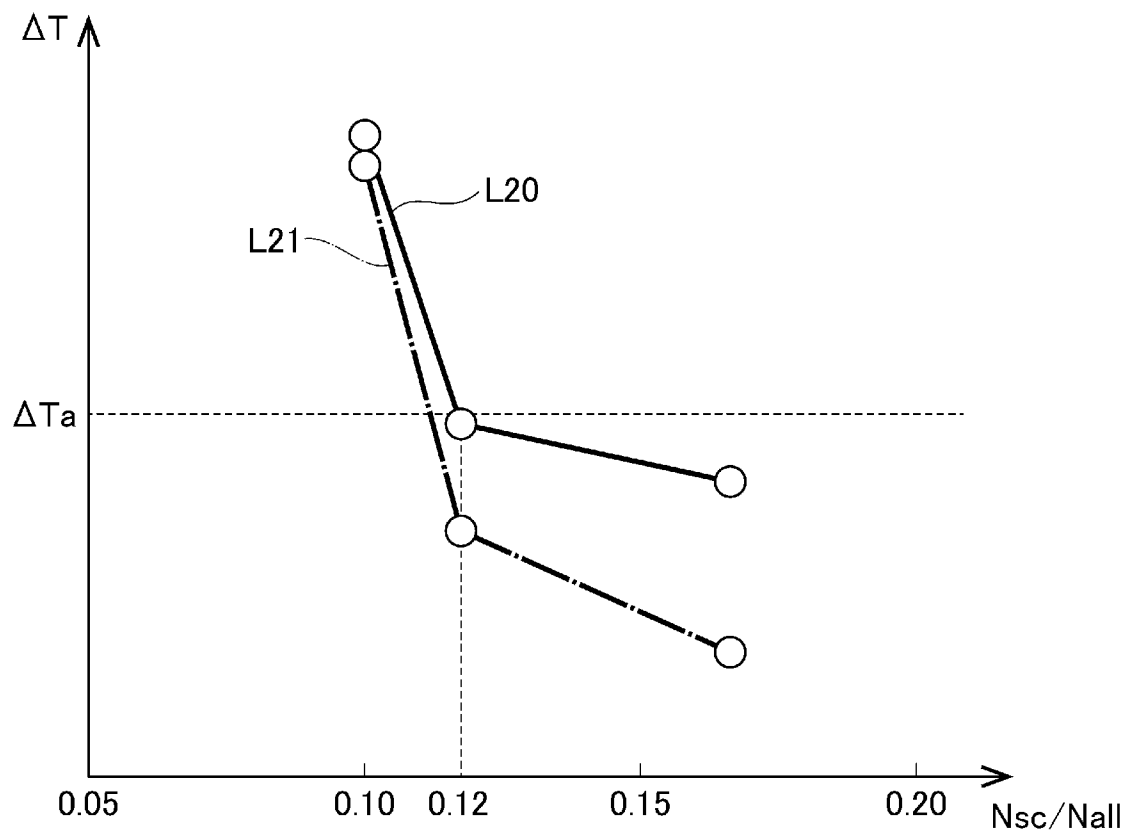
[図21]



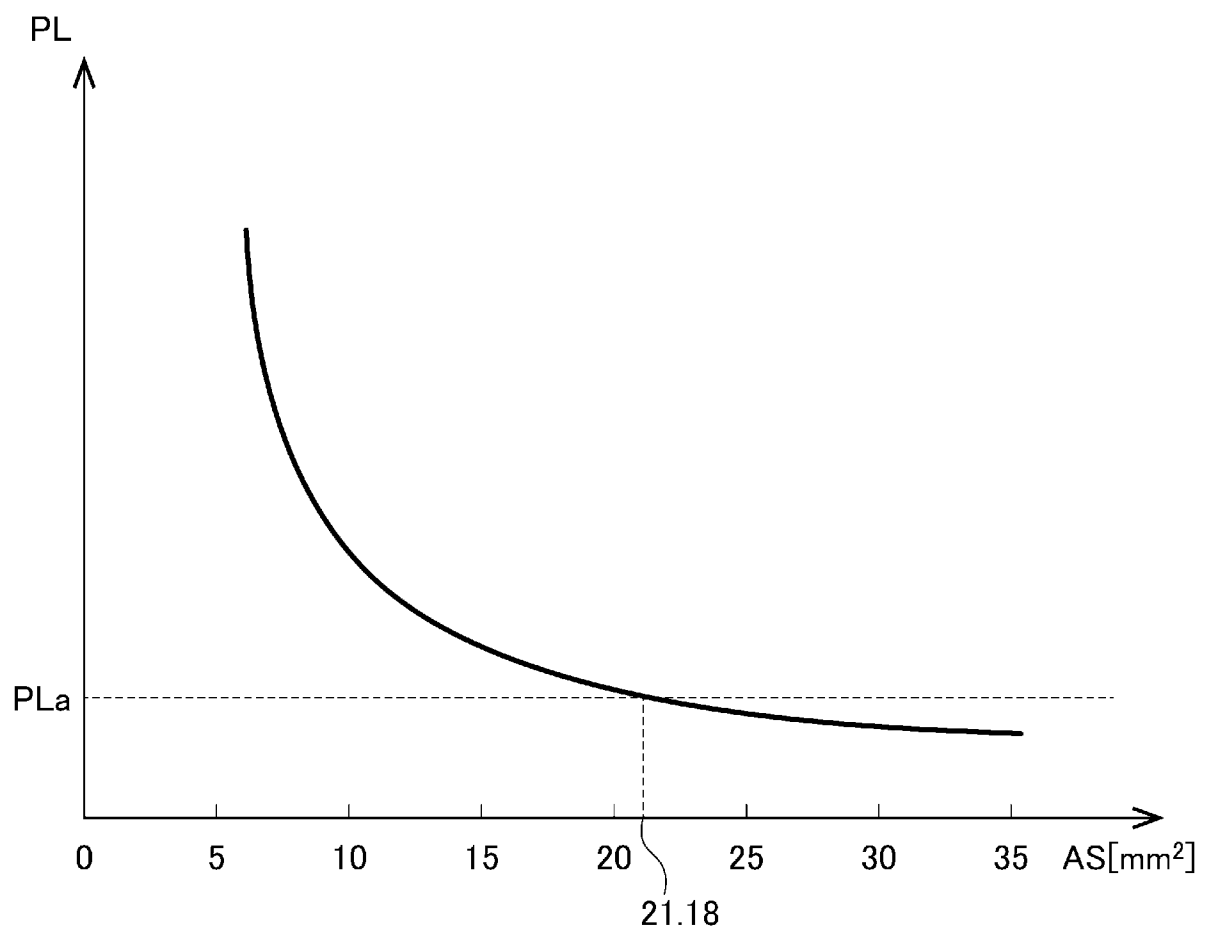
[図22]



[図23]



[図24]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2024/009848

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**F28F 9/02**(2006.01)i; **F28D 1/053**(2006.01)i; **F28F 1/02**(2006.01)i

FI: F28F9/02 301D; F28D1/053 A; F28F1/02 B

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)

F28F9/00 - 9/26; F28D1/00 - 13/00; F28F1/02

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 1971-2024

Registered utility model specifications of Japan 1996-2024

Published registered utility model applications of Japan 1994-2024

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.
Y	JP 2005-156144 A (SHOWA DENKO K.K.) 16 June 2005 (2005-06-16) paragraphs [0048]-[0080], fig. 1-8	1-13
Y	JP 2014-518370 A (VALEO SYSTEMS THERMIQUES) 28 July 2014 (2014-07-28) paragraph [0030]	1-13
Y	JP 2014-89012 A (DENSO CORPORATION) 15 May 2014 (2014-05-15) paragraphs [0024]-[0062], fig. 1-4	6
Y	JP 2013-195029 A (DENSO CORPORATION) 30 September 2013 (2013-09-30) paragraphs [0027]-[0088], fig. 1-14	8-10
Y	JP 2013-2758 A (DENSO CORPORATION) 07 January 2013 (2013-01-07) paragraphs [0060]-[0113], fig. 10-11	11-13
A	JP 2006-170598 A (SHOWA DENKO K.K.) 29 June 2006 (2006-06-29) entire text, all drawings	1-13

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ 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

“D” document cited by the applicant in the international application

“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

23 May 2024

Date of mailing of the international search report

04 June 2024

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
Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2024/009848

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
JP	2005-156144	A	16 June 2005	US 2007/0074861	A1
				paragraphs [0110]-[0143], fig. 1-8	
				WO 2005/040710	A1
				KR 10-2006-0125775	A
				CN 1875239	A
				CN 101285629	A
				CN 101285630	A
JP	2014-518370	A	28 July 2014	US 2014/0224461	A1
				paragraph [0045]	
				WO 2013/001019	A1
JP	2014-89012	A	15 May 2014	FR 2977304	A1
JP	2013-195029	A	30 September 2013	US 2015/0285544	A1
				paragraphs [0042]-[0080], fig. 1-4	
				WO 2014/068842	A1
JP	2013-2758	A	07 January 2013	CN 104769383	A
JP	2006-170598	A	29 June 2006	WO 2013/140797	A1
JP	2013-2758	A	07 January 2013	US 2012/0318473	A1
				paragraphs [0037]-[0089], fig. 10-11	
				DE 102012210165	A1
JP	2006-170598	A	29 June 2006	US 2007/0158057	A1
				entire text, all drawings	
				WO 2005/108899	A1
JP	2013-2758	A	07 January 2013	CN 1950664	A

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

F28F 9/02(2006.01)i; F28D 1/053(2006.01)i; F28F 1/02(2006.01)i
FI: F28F9/02 301D; F28D1/053 A; F28F1/02 B

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））
F28F9/00 - 9/26; F28D1/00 - 13/00; F28F1/02

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 - 2024年

日本国実用新案登録公報

1996 - 2024年

日本国登録実用新案公報

1994 - 2024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
Y	JP 2005-156144 A（昭和電工株式会社）16.06.2005（2005 - 06 - 16） 段落0048-0080, 図1-8	1-13
Y	JP 2014-518370 A（ヴァレオ システム テルミク）28.07.2014（2014 - 07 - 28） 段落0030	1-13
Y	JP 2014-89012 A（株式会社デンソー）15.05.2014（2014 - 05 - 15） 段落0024-0062, 図1-4	6
Y	JP 2013-195029 A（株式会社デンソー）30.09.2013（2013 - 09 - 30） 段落0027-0088, 図1-14	8-10
Y	JP 2013-2758 A（株式会社デンソー）07.01.2013（2013 - 01 - 07） 段落0060-0113, 図10-11	11-13
A	JP 2006-170598 A（昭和電工株式会社）29.06.2006（2006 - 06 - 29） 全文, 全図	1-13

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☒ 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

“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的技术水準を示すもの

“D” 国際出願で出願人が先行技術文献として記載した文献

“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

“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

国際調査を完了した日

23.05.2024

国際調査報告の発送日

04.06.2024

名称及びあて先

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

権限のある職員（特許庁審査官）

豊島 ひろみ 3L 9426

電話番号 03-3581-1101 内線 3337

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/JP2024/009848

引用文献			公表日	パテントファミリー文献			公表日
JP	2005-156144	A	16.06.2005	US	2007/0074861	A1	
				段落0110-0143, 図1-8			
				WO	2005/040710	A1	
				KR	10-2006-0125775	A	
				CN	1875239	A	
				CN	101285629	A	
				CN	101285630	A	

JP	2014-518370	A	28.07.2014	US	2014/0224461	A1	
				段落0045			
				WO	2013/001019	A1	
				FR	2977304	A1	

JP	2014-89012	A	15.05.2014	US	2015/0285544	A1	
				段落0042-0080, 図1-4			
				WO	2014/068842	A1	
				CN	104769383	A	

JP	2013-195029	A	30.09.2013	WO	2013/140797	A1	

JP	2013-2758	A	07.01.2013	US	2012/0318473	A1	
				段落0037-0089, 図10-11			
				DE	102012210165	A1	

JP	2006-170598	A	29.06.2006	US	2007/0158057	A1	
				全文, 全図			
				WO	2005/108899	A1	
				CN	1950664	A	
