

(43) 国際公開日
2007 年 9 月 27 日 (27.09.2007)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2007/108386 A1

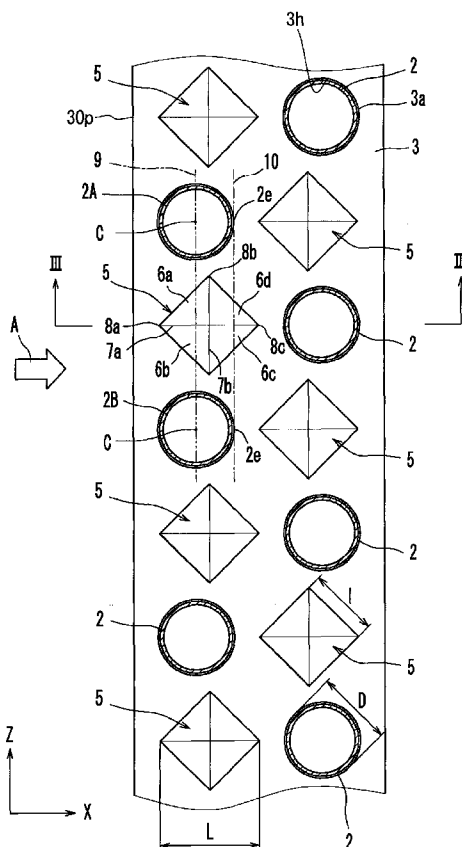
- (51) 国際特許分類:
F28F 1/32 (2006.01) F28D 1/053 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2007/055085
- (22) 国際出願日: 2007 年 3 月 14 日 (14.03.2007)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2006-080270 2006 年 3 月 23 日 (23.03.2006) JP
特願2006-116469 2006 年 4 月 20 日 (20.04.2006) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 松下電器産業株式会社 (MATSUSHITA ELECTRIC INDUSTRIAL CO., LTD.) [JP/JP]; 〒5718501 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 Osaka (JP).
- (72) 発明者: および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 小川修 (OGAWA, Osamu). 小森晃 (KOMORI, Kou).

- (74) 代理人: 鎌田耕一, 外 (KAMADA, Koichi et al.); 〒5300047 大阪府大阪市北区西天満 4 丁目 3 番 1 号 トモエマリオビル 7 階 Osaka (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, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, 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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーロシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK,

[続葉有]

(54) Title: FIN-TUBE HEAT EXCHANGER, FIN FOR HEAT EXCHANGER, AND HEAT PUMP DEVICE

(54) 発明の名称: フィンチューブ型熱交換器、熱交換器用フィンおよびヒートポンプ装置



(57) Abstract: A fin-tube heat exchanger (1) has fins (3) arranged spaced apart and in parallel with each other so as to form gaps for allowing first fluid to flow, and also has heat transmission tubes (2) penetrating the fins (3) and allowing second fluid to flow. The heat transmission tubes (2) include first heat transmission tubes (2A) and second heat transmission tubes (2B) that are arranged side by side in a predetermined row direction crossing the direction of flow of the first fluid. The fins (3) have a projection (5) placed between a first heat transmission tube (2A) and a second heat transmission tube (2B) and guiding the first fluid to the first heat transmission tube (2A) side and to the second heat transmission tube (2B) side. The equivalent diameter of each projection (5) as viewed from the axis of the heat transmission tubes (2) is greater than the outer diameter of the heat transmission tubes (2).

(57) 要約: フィンチューブ型熱交換器 1 は、第 1 流体を流通させるべき隙間を形成するために、互いに間隔を空けて平行に並べられた複数のフィン 3 と、複数のフィン 3 を貫通する、第 2 流体を流通させるべき複数の伝熱管 2 とを備えている。複数の伝熱管 2 は、第 1 流体の流れ方向と交差する所定の列方向に並んで配置された第 1 伝熱管 2 A および第 2 伝熱管 2 B を含む。フィン 3 は、第 1 伝熱管 2 A と第 2 伝熱管 2 B との間に配置され、第 1 流体を第 1 伝熱管 2 A 側と第 2 伝熱管 2 B 側とに導く突部 5 を有する。伝熱管 2 の軸方向から見た突部 5 の等価直径は、伝熱管 2 の外径以上である。



TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW,
ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される
各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語
のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

フィンチューブ型熱交換器、熱交換器用フィンおよびヒートポンプ装置
技術分野

[0001] 本発明は、フィンチューブ型熱交換器、熱交換器用フィンおよびヒートポンプ装置に関する。

背景技術

[0002] 従来から、空気調和装置、冷凍冷蔵装置、除湿機、給湯機等に、フィンチューブ型熱交換器が用いられている。フィンチューブ型熱交換器は、所定間隔を空けて平行に並べられた複数のフィンと、これらフィンを貫通する伝熱管とによって構成されている。

[0003] フィンチューブ型熱交換器には、伝熱促進や圧力損失の低減等を目的として、フィン形状に工夫を施したものが知られている。例えば、フィンチューブ型熱交換器では、通常、伝熱管の風下側は、局所的に熱伝達率の低い死水域となる。そこで、死水域の低減を目的として、フィンの表面に突起を設けたフィンチューブ型熱交換器が知られている。

[0004] 例えば、特開平7-239196号公報には、表面に微小なディンプルが多数設けられたフィンを用いたフィンチューブ型熱交換器が開示されている。具体的には、図34に示すように、フィン103上の多数のディンプル102によって空気が伝熱管101の風下側に誘導され、熱伝達率が向上する旨が記載されている。ただし、各ディンプル102が小さいため、空気を伝熱管101の風下側に誘導する作用は思ったほど得られず、熱伝達率の向上はあまり期待できない。

[0005] 特開昭63-294494号公報には、フィンの表面に三角錐状の突起を設けたフィンチューブ型熱交換器が開示されている。この熱交換器では、図35に示すように、三角錐状の突起111は伝熱管112の両側に配設されている。特開昭63-294494号公報には、これらの突起111によって空気が伝熱管112の風下側に誘導され、伝熱管112の後方において、流れAは狭い流れCとなって流速が増加するので、伝熱管112の後方では激しい乱流が生じ、その結果、死水域は極めて小さくなる旨が記載

されている(特開昭63-294494号公報の第4頁右上欄第17行～左下欄第1行参照)。

[0006] 特開昭63-294494号公報に開示された熱交換器(図35参照)では、三角錐状の両突起111間において流れが大きく絞られるので、圧力損失が大きくなりやすいという課題があった。また、特開昭63-294494号公報に開示された熱交換器は、空気流速が大きい乱流領域で使用されるものであり、乱流の促進効果を狙ったものである。そのため、空気流速が低い層流領域では、必ずしも満足のいく性能を発揮することはできなかった。

[0007] 特開平6-300474号公報には、フィンの表面に四角錐状の突部を設けたフィンチューブ型熱交換器が開示されている。図36に示すように、この熱交換器では、伝熱管121の風下側に切起片122が形成され、四角錐状の突部123は、隣り合う伝熱管121の間であって伝熱管121よりも風下側に配置されている。特開平6-300474号公報には、突部123によって空気が切起片122側へ誘導され、伝熱管121の風下側の熱伝達率が向上する旨が記載されている(特開平6-300474号公報の第4頁右欄第30行～第36行参照)。

[0008] 特開平6-300474号公報に開示された熱交換器(図36参照)では、突部123は、伝熱管121同士を中心線124よりも風下側に配置されていた。そのため、空気の流れ方向は、伝熱管121の中心よりも下流側で変更されることになる。ところが、突部123は比較的小さなものであるので、空気の流れを急に変更することは困難である。したがって、空気を伝熱管121の後方に十分に誘導することは難しかった。

[0009] また、特開2002-90085号公報には、図37に示すように、切り起こし106が形成されたフィン105を用いたフィンチューブ型熱交換器が開示されている。このようなフィン105は、一般に、スリットフィンと呼ばれている。スリットフィン105は、圧力損失の面で若干の不利があるものの、切り起こし106の前縁で熱伝達率が局所的に高くなる効果、いわゆる前縁効果により、熱交換器の伝熱性能を大幅に向上させる。ただし、このスリットフィン105は、切り起こし106に着霜して目詰まりを起こし、熱交換効率の大幅な低下を招来するため、その適用対象が制限される。具体的には、比較的低温の雰囲気中で冷媒を蒸発させる蒸発器に適用することが困難である。

[0010] ところで、フィンチューブ型熱交換器では、冷媒と流体(例えば空気)との伝熱量を増やすために、流体の速度を上げて熱伝達率を上げようとする、流体が熱交換器を通過する際の圧力損失も増加し、流体を流すファンに要する動力が過大となることが知られている。すなわち、伝熱性能の指標である熱伝達率と、圧力損失とはトレードオフの関係にある。伝熱性能と圧力損失との両立を試みたフィンチューブ型熱交換器としては、板状フィンに波状に折り曲げたコルゲートフィンを用いた熱交換器が多く提案されている。

[0011] 例えば、図38Aおよび図38Bは、特開平1-90995号公報に記載されているコルゲートフィンを示している。このコルゲートフィン109は、矢印で示される流体の流れ方向に対して、稜109aと谷109bが交互に現れるように成形されたフィンである。このようなコルゲートフィン109は、伝熱性能と圧力損失とのバランスに優れるとともに、着霜による目詰まりの問題も無く、適用対象の制限が無いという利点を持つ。

発明の開示

[0012] 近年、ヒートアイランド問題、資源問題、地球環境問題などの様々な問題から、給湯機や空調機に応用されるヒートポンプ装置の省エネルギー化に対する要望がますます強くなってきている。ヒートポンプ装置の更なる省エネルギー化には、圧縮機構や膨張機構の改良はもとより、熱交換器の改良が不可欠である。具体的には、コルゲートフィンを用いたものよりも伝熱性能に優れ、かつ低圧力損失のフィンチューブ型熱交換器が求められている。

[0013] 本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、優れた伝熱性能を有しながらも圧力損失が小さいフィンチューブ型熱交換器を提供することにある。また、そのフィンチューブ型熱交換器を備えたヒートポンプ装置を提供することを目的とする。また、そのフィンチューブ型熱交換器に好適に採用できるフィンを提供することを目的とする。

[0014] すなわち、本発明は、
第1流体と第2流体とを熱交換させるフィンチューブ型熱交換器であって、
第1流体を流通させるべき空間を形成するために、互いに間隔を空けて平行に並べられた複数のフィンと、

複数のフィンを貫通する、第2流体を流通させるべき複数の伝熱管とを備え、
複数の伝熱管は、第1流体の流れ方向と交差する所定の列方向に並んで配置された第1伝熱管および第2伝熱管を含み、
列方向に関して第1伝熱管と前記第2伝熱管とが互いに隣り合い、
フィンは、第1伝熱管と第2伝熱管との間に形成され、第1流体を第1伝熱管側と第2伝熱管側とに導く突部を有し、
伝熱管の軸方向から見た突部の等価直径は、伝熱管の外径以上である、フィンチューブ型熱交換器を提供する。

[0015] また、本発明は、上記フィンチューブ型熱交換器に用いられるフィンを提供する。

[0016] また、本発明は、
冷媒を圧縮する圧縮機と、
圧縮機で圧縮された冷媒を放熱させる放熱器と、
放熱器で放熱した冷媒を膨張させる膨張機構と、
膨張機構で膨張した冷媒を蒸発させる蒸発器とを備え、
蒸発器および放熱器の少なくとも一方が、上記フィンチューブ型熱交換器を含む、
ヒートポンプ装置を提供する。

[0017] 上記本発明のフィンチューブ型熱交換器は、第1伝熱管と第2伝熱管との間に表面積の大きい突部を形成し、フィンの伝熱面積の拡大を図るとともに、温度境界層および速度境界層の発達を抑制することを狙ったものである。伝熱面積の拡大および境界層の発達の抑制により、フィンチューブ型熱交換器の伝熱性能が向上する。さらに、伝熱管の軸方向から見た突部の等価直径は、伝熱管の外径以上である。言い換えれば、複数のフィンと平行な平面に突部を正射影した場合に、その平面に現れる突部の像の面積が伝熱管の断面積以上となる。このような突部によれば、フィンの表面積を十分に稼ぐことができる。また、比較的寸法の大きい突部は、第1伝熱管との間の平坦領域、または第2伝熱管との間の平坦領域で流速を高める強い作用を第1流体に及ぼす。流速が高まると熱伝達率が高まるので好ましい。特に、伝熱管の外周面(伝熱管を包囲するフィンカラーの外周面を含む)のうち、突部に対向する側面部分を熱伝達に十分寄与させることが可能となる。さらに、突部は、伝熱管の後方に第

1流体を誘導する。これにより、伝熱管の後方に大きな死水域が生じることが防止され、フィンチューブ型熱交換器の伝熱性能が向上する。

図面の簡単な説明

- [0018] [図1]フィンチューブ型熱交換器の斜視図
- [図2]実施形態1のフィンの平面図
- [図3]図2のIII－III線断面図
- [図4]変形例の図3相当図
- [図5]空気の流れを示す実施形態1のフィンの平面図
- [図6]実施形態1のフィンの斜視図
- [図7]シミュレーションモデルの平面図
- [図8]実施形態1のフィンチューブ型熱交換器の性能特性図
- [図9]温度境界層を模式的に示す実施形態1のフィンの断面図
- [図10]実施形態2のフィンの平面図
- [図11]実施形態2のフィンの斜視図
- [図12]実施形態3のフィンの平面図
- [図13]実施形態1のフィンの変形例を示す平面図
- [図14]実施形態4のフィンの平面図
- [図15]図14のXV－XV線断面図
- [図16A]突部の形状の一例を示す模式図
- [図16B]突部の形状の他の例を示す模式図
- [図17A]クロソイド曲線を示すグラフ
- [図17B]表面がクロソイド曲線を描く突部の断面図
- [図18]実施形態4のフィンを用いたフィンチューブ型熱交換器の作用説明図
- [図19]比較例のフィンチューブ型熱交換器の作用説明図
- [図20]実施形態5のフィンの平面図
- [図21]実施形態6のフィンの平面図
- [図22]実施形態6の変形例に係るフィンの平面図
- [図23A]実施形態7のフィンの平面図

[図23B]図23AのD1-D1断面図

[図24A]実施形態7の変形例に係るフィンの平面図

[図24B]図24AのD2-D2断面図

[図25]ヒートポンプ装置の構成図

[図26]図25のヒートポンプ装置の応用例を示す模式図

[図27A]実施例1の熱交換器のシミュレーション結果(ヌッセルト数分布)を示す等高線図

[図27B]図27Aに続くシミュレーション結果(流速分布)を示す等高線図

[図28A]実施例2の熱交換器のシミュレーション結果(ヌッセルト数分布)を示す等高線図

[図28B]図28Aに続くシミュレーション結果(流速分布)を示す等高線図

[図29A]実施例3の熱交換器のシミュレーション結果(ヌッセルト数分布)を示す等高線図

[図29B]図29Aに続くシミュレーション結果(流速分布)を示す等高線図

[図30A]比較例1の熱交換器のシミュレーション結果(ヌッセルト数分布)を示す等高線図

[図30B]図30Aに続くシミュレーション結果(流速分布)を示す等高線図

[図31A]実施例4の熱交換器のシミュレーション結果(ヌッセルト数分布)を示す等高線図

[図31B]図31Aに続くシミュレーション結果(流速分布)を示す等高線図

[図32A]実施例5の熱交換器のシミュレーション結果(ヌッセルト数分布)を示す等高線図

[図32B]図32Aに続くシミュレーション結果(流速分布)を示す等高線図

[図33A]比較例2の熱交換器のシミュレーション結果(ヌッセルト数分布)を示す等高線図

[図33B]図33Aに続くシミュレーション結果(流速分布)を示す等高線図

[図34]従来のフィンチューブ型熱交換器のフィンの平面図

[図35]従来のフィンチューブ型熱交換器のフィンの平面図

[図36]従来のフィンチューブ型熱交換器のフィンの平面図

[図37]スリットフィンの斜視図

[図38A]コルゲートフィンの平面図

[図38B]コルゲートフィンの断面図

発明を実施するための最良の形態

[0019] (実施形態1)

以下、添付の図面を参照しつつ本発明の実施形態について説明する。

図1は、本実施形態に係るフィンチューブ型熱交換器の全体斜視図である。フィンチューブ型熱交換器1は、第1流体を流通させるべき空間を形成するために、所定間隔ごとに平行に並べられた複数のフィン3と、これらのフィン3を貫通する複数の伝熱管2とを備えている。熱交換器1は、フィン3の主面に沿って流れる第1流体と、伝熱管2の内部を流れる第2流体とを熱交換させるものである。本実施形態では、フィン3の主面に沿って空気Aが流れ、伝熱管2の内部には冷媒Bが流れる。フィン3を貫通する複数の伝熱管2は、冷媒Bが順番に流れるように1本につながっている。なお、伝熱管2の内部を流れる流体およびフィン3の主面に沿って流れる流体の種類や状態は、特に限定される訳ではない。それら流体は、気体であってもよく、液体であってもよい。また、複数の伝熱管2は、必ずしも1本につながっていなくてもよい。

[0020] 熱交換器1は、空気Aの流れ方向(X方向)がフィン3の積層方向(Y方向)および伝熱管2の列方向(Z方向)とほぼ直交するような姿勢で設置される。ただし、十分な熱交換量を確保できる限り、気流方向はX方向から若干傾斜していてもよい。なお、本明細書中では、フィン3の主面に垂直な方向である積層方向(Y方向)を高さ方向と定義する。

[0021] フィン3は、長方形かつ平板状の形状を有し、図1中に示すY方向に沿って並べられている。本実施形態では、フィン3は一定の間隔(フィンピッチ)で並べられている。フィンピッチは、例えば1.0mm～1.5mmである。ただし、フィンピッチは必ずしも一定である必要はなく、異なってもよい。図3に示すように、フィンピッチFPは、隣り合う2つのフィン3、3の厚さ方向に関する中心間距離で表される。フィン3は、例えば、打ち抜き加工された肉厚0.08～0.2mmの金属板で構成することができる。金属

板は、例えば、アルミニウム製の平板である。フィン3の長手方向に沿って複数の貫通孔3h(図2)が千鳥状に形成され、それら貫通孔3hの各々に伝熱管2が嵌め込まれている。なお、フィン3の表面には、ベーマイト処理または親水性塗料の塗布などの親水性処理、あるいは撥水性処理が施されていることが好ましい。

[0022] 図2は、図1の熱交換器に用いられたフィンの平面図である。ただし、伝熱管2については、フィン3の主面(詳しくは、突部5が形成されていない平坦領域での主面)に平行な断面が現れている。図2に示すように、伝熱管2は、フィン3の長手方向に平行な列方向に沿って、前後2列に配置されている。つまり、各列の貫通孔3hの中心を結ぶ直線は、フィン3の前縁30pに平行である。1列目の伝熱管2と2列目の伝熱管2とは、Z方向に管ピッチの1/2だけずれている。すなわち、伝熱管2は千鳥状に配置されている。同じ列に属する2本の伝熱管2、2の中心間の最短距離(=管ピッチ)は、例えば、当該伝熱管2の外径Dの2倍～3倍に設定することができる。伝熱管2の外径Dは、例えば1mm～20mmであり、フィン3に形成されている貫通孔3hの開口径に一致する。伝熱管2は、貫通孔3hを形成するフィンカラー3aと密着しており、当該フィンカラー3aに嵌合されている。このような伝熱管2は、銅や銅合金等の良導性金属で構成された、内面が平滑な平滑管または内面に溝が形成された溝付き管である。

[0023] フィン3の表面には、正四角錐状の突部5が形成されている。突部5は、フィン3の一方の面から突出しており、各列の伝熱管2の間にそれぞれ配置されている。本実施形態では、突部5は列方向に隣り合う伝熱管2の間の中間位置に配置されている。Y方向から見たときの突部5の面積、つまり、図2の平面図における突部5の面積は、伝熱管2の面積と同等以上に設定されている。すなわち、突部5の等価直径 $d(\pi d^2/4 = S(\text{面積})$ で定義される d)は、伝熱管2の外径D以上である。具体的には、本実施形態では、突部5の下辺の長さ l が伝熱管2の外径Dと等しく、突部5の等価直径 d は伝熱管2の外径Dよりも大きくなっている。なお、符号 L は、突部5の気流方向長さ(X方向長さ)を示している。

[0024] 突部5のZ方向の幅は、空気Aの流れ方向に沿って、上流端8aから中途部8bまでは増加し、中途部8bから下流端8cまでは減少している。突部5は、図2の左上側に

位置する第1傾斜面6aと、左下側に位置する第2傾斜面6bと、右下側に位置する第3傾斜面6cと、右上側に位置する第4傾斜面6dとを有している。第1傾斜面6aと第2傾斜面6bとは、X方向に延びる稜線7aによって仕切られている。第1傾斜面6aは、隣り合う一方の伝熱管2A(以下、第1伝熱管という)側に傾斜しており、第2傾斜面6bは、他方の伝熱管2B(以下、第2伝熱管という)側に傾斜している。第1傾斜面6aと第4傾斜面6dとは、Z方向に延びる稜線7bによって仕切られている。また、第2傾斜面6bと第3傾斜面6cも、稜線7bによって仕切られている。

[0025] 本熱交換器1では、突部5は比較的上流側に配置されている。具体的には、突部5の上流端8aは、各伝熱管2の中心Cよりも上流側に位置している。突部5の中途部8bは、伝熱管2の下流端2eよりも上流側に位置している。言い換えると、突部5の上流端8aは、伝熱管2の中心C同士を結んだ線9よりも上流側に位置し、突部5の中途部8bは、伝熱管2の下流端2e同士を結んだ線10よりも上流側に位置している。なお、突部5の下流端8cは、伝熱管2の下流端2eよりも下流側に位置している。

[0026] 図3に示すように、本実施形態では、突部5の高さHはフィンピッチFPよりも大きい。そのため、Y方向に隣り合うフィン3同士において、一方のフィン3の突部5の一部は、他方のフィン3の突部5の裏側に入り込んでいる。ただし、突部5の高さHはフィンピッチFPと等しくてもよく、フィンピッチFPよりも小さくてもよい。突部5の高さHは、例えば、フィンピッチFPの0.2倍～2倍であってもよく、フィンピッチFPの0.5～2倍であってもよい。

[0027] ただし、図4に示すように、突部5の高さHがフィンピッチFPよりも小さければ、上流側から下流側を見たときに、隣り合うフィン3間に、X方向に延びる真っ直ぐな間隙Gが形成されることになる。そのため、圧力損失を低減させる観点からは、突部5の高さHはフィンピッチFPよりも小さい方が好ましい。伝熱特性の向上および圧力損失の低減の双方のバランスを考慮すると、突部5の高さHは、フィンピッチFPの0.2倍以上(好ましくは0.25倍以上)かつ1倍未満が好ましい。

[0028] 次に、本熱交換器1における空気の流れについて説明する。

[0029] 図5に示すように(図6も参照)、フィン3の前方から流れてきた気流A1は、突部5に衝突する。次に、衝突後の気流の一部A2は、第1傾斜面6aによって第1伝熱管2A

側に誘導され、他の気流A2'は、第2傾斜面6bによって第2伝熱管2B側に誘導される。そして、第1傾斜面6aに誘導された気流A2は、第1伝熱管2Aの後方に回り込む。また、第2傾斜面6bに誘導された気流A2'は、第2伝熱管2Bの後方に回り込む。その結果、フィン3の第1伝熱管2Aおよび第2伝熱管2Bの後方部分において、熱伝達率の低下が抑制され、死水域の面積が低減される。

[0030] 次に、いったん第1伝熱管2Aの後方に回り込んだ気流A3は、2列目の突部5に衝突し、当該突部5の第2傾斜面6bによって、2列目の伝熱管2C側に誘導される。同様に、いったん第2伝熱管2Bの後方に回り込んだ気流A3'は、2列目の突部5に衝突し、当該突部5の第1傾斜面6aによって、上記伝熱管2C側に誘導される。そして、上記傾斜面6a, 6bによって誘導された気流A4, A4'は、伝熱管2Cの後方に回り込む。その結果、フィン3の伝熱管2Cの後方部分においても、熱伝達率の低下が抑制され、死水域の面積が低減される。

[0031] 表1に、従来のコルゲートフィン(フィンを波状に折り曲げたフィン。例えば、特開平1-90995号公報の第1図および第2図参照)を備えたフィンチューブ型熱交換器と、本実施形態のフィンチューブ型熱交換器(具体的形状は図7参照)とを比較したシミュレーション結果を示す。本シミュレーションにあたっては、フィンの厚みは0.1mm、フィンピッチは1.5mm、伝熱管の外径は7.0mm、前面風速Vairは1m/sとした。なお、表1中の「円錐フィン」は、後述の実施形態2のフィンチューブ型熱交換器を表している。

[0032] [表1]

						(コルゲートフィンに対する比率)			
	フィン番号	Vair(m/s)	H(mm)	L(mm)	占有面積(%)	α (%)	ΔP (%)	L/H	$\alpha / \Delta P$
コルゲートフィン(従来)	No.1	1				100	100		
テトラフィン (実施形態1)	No.2	1	2.235	6.85	27	103.4	124.9	3.06	0.83
	No.3	1	0.765	13.7	55	101.1	73.1	17.91	1.38
	No.4	1	1.49	13.7	55	101.9	79.6	9.19	1.28
	No.5	1	2.235	13.7	55	102.3	90.9	6.13	1.13
	No.6	1	1.49	18.2	73	105.3	84.8	12.21	1.24
	No.7	1	2.235	18.2	73	101.9	84.4	8.14	1.21
	No.8	1	2.63	18.2	73	102.3	98.3	6.92	1.04
円錐フィン (実施形態2)	No.9	1			43	100.8	87.9		1.15

- [0033] 熱交換器の性能評価に際しては、熱伝達率 α は大きい方が好ましく、圧力損失 ΔP は小さい方が好ましい。すなわち、 $\alpha / \Delta P$ が大きい方が好ましい。表1から分かるように、本実施形態のフィンチューブ型熱交換器では、 $\alpha / \Delta P$ は、突部5の気流方向長さLが長くなるほど大きくなり、突部5の高さHが高くなるほど小さくなる。すなわち、 $\alpha / \Delta P$ は、パラメータL/Hが大きくなるほど大きくなる。そこで、図8に、パラメータL/Hを横軸にとり、パラメータ $\alpha / \Delta P$ (従来フィンに対する比率)を縦軸にとったグラフを示す。この図から分かるように、L/Hが5.5よりも大きければ、従来のコルゲートフィン式の熱交換器よりも $\alpha / \Delta P$ の値が高くなることが分かる。したがって、L/Hは5.5よりも大きいことが好ましい。
- [0034] 以上のように、本実施形態のフィンチューブ型熱交換器1によれば、フィン3は伝熱管2A、2Bの間に四角錐状の突部5を有しており、突部5は、空気を一方の伝熱管2A側と他方の伝熱管2B側とに切り分けるように形成されている。すなわち、突部5には、空気を一方の伝熱管2A側に誘導する第1傾斜面6aと、空気を他方の伝熱管2B側に誘導する第2傾斜面6bとが形成されている。そして、突部5の上流端8aは、各伝熱管2A、2Bの中心Cよりも上流側に位置している。そのため、空気は、各伝熱管2A、2Bの中心Cよりも上流側で誘導され始めるので、比較的早くから流れ方向を変更し始めることになる。その結果、各伝熱管2A、2Bの後方に空気が回り込みやすくなる。したがって、本実施形態によれば、死水域を低減させることができる。
- [0035] また、突部5において最も幅の広い部分である中途部8bは、各伝熱管2A、2Bの下流端2eよりも上流側に位置している。このことによっても、空気は各伝熱管2A、2Bの後方に回り込みやすくなり、死水域の低減が図られる。
- [0036] また、本実施形態では、突部5が空気を一方の伝熱管2A側と他方の伝熱管2B側とに切り分けた後、突部5と各伝熱管2A、2Bとの間の空間で空気の流れが加速される。そのため、空気の流れが加速された分だけ、フィン3の熱伝達率が向上する。
- [0037] また、加速した空気は、下流側に設けた突部5に衝突する。その結果、下流側の突部5において温度境界層が薄くなる。そのため、下流側の突部5における熱伝達率の向上が図られ、ひいてはフィン3全体の熱伝達率が向上する。
- [0038] また、突部5の幅は、上流端8aから中途部8bまでは増加し、中途部8bから下流端

8cまでは減少している。そのため、上流端8aから中途部8bに至る部分(第1傾斜面6aおよび第2傾斜面6b)で空気を各伝熱管2A, 2B側に誘導した後は、空気の流路を狭めないようになっている。したがって、本実施形態の突部5によれば、圧力損失が大きくなりすぎることを防止することができる。

[0039] 本熱交換器1では、突部5は比較的上流側に配置されている。そのため、図9に示すように、フィン3の前縁から発達する温度境界層BLは、十分に発達する前(温度境界層BLが厚くなる前)に突部5と衝突することになる。その結果、突部5における温度境界層は薄くなり、突部5の熱伝達率は高くなる。すなわち、本熱交換器1によれば、突部5が上流側に配置されているので、突部5の熱伝達率を向上させることができ、この点においても伝熱性能の向上を図ることができる。

[0040] また、本熱交換器1によれば、突部5の等価直径dは伝熱管2の外径D以上であり、突部5は比較的大きく形成されている。そのため、比較的大きな規模で流れ方向を変更させることができる。したがって、空気の流速が比較的小さい場合(例えば、前面風速が2m/s未満)や特に小さい場合(例えば、前面風速が1m/s未満)であっても、伝熱管2の後方に空気を良好に誘導することができる。本熱交換器1によれば、層流状態の気流に対しても、良好な伝熱特性を発揮することができる。また、このように突部5が比較的大きく形成されているので、突部5と伝熱管2との間において空気を局所的に大きく加速させることができ、熱伝達率を向上させることができる。

[0041] なお、突部5を大きくする観点からは、フィン3の全体(ただし、伝熱管断面積部分を除く)に占める突部5の占有面積をある程度大きくすることが好ましい。そこで、突部5の占有面積は、例えば、前述のシミュレーションモデルにおける占有面積(30%)以上、かつ、伝熱管3の間に突部5を配置できる最大の値(例えば、75%)未満であってもよい。また、より望ましくは、表1に示すように43%以上で、かつ、73%以下の占有面積であれば、 $\alpha / \Delta P$ の値が1以上となり、適切である。

[0042] また、本実施形態では、突部5は四角錐状に形成されているので、第1傾斜面6aおよび第2傾斜面6bにおいて、空気の流れ方向を比較的急激に変更させることができる。そのため、空気を伝熱管2の後方により効率的に導くことができる。

[0043] また、本実施形態では、フィンの表面全体が平らな場合と比較すると、突部5の分だ

けフィン3の表面積が大きくなっている。したがって、伝熱面積の拡大により、熱交換量を増加させることができる。なお、伝熱面積の増加量は特に限定される訳ではないが、例えば3～5%である。

- [0044] なお、本熱交換器1が空気を冷却する冷却器(例えば、冷凍サイクル装置の蒸発器等)として用いられた場合には、フィン3の表面に結露が生じることがある。また、本熱交換器1が寒冷地における室外機等に設けられた場合、フィン3の表面に着霜が生じることがある。ところが、本熱交換器1によれば、フィン3の突部5以外の部分は、表面が平らである。そのため、いわゆるスリットフィンと比べて、結露水またはデフロスト後の水滴はフィン3の表面に滞留しにくく、速やかに流れ落ちやすい。したがって、本熱交換器1は、冷却器としても優れた効果を発揮する。
- [0045] 本実施形態では、突部5はフィン3の一方の面から突出していたが、一部の突部5をフィン3の一方の面から突出させ、他の突部5をフィン3の他方の面から突出させるようにすることも可能である。例えば、列方向に並ぶ複数の突部5を、フィン3の表側および裏側に交互に突出させるようにしてもよい。
- [0046] 突部5の気流方向長さは、特に限定される訳ではない。例えば、フィン3の気流方向長さが36mmの場合、突部5の長さを4.5mm以上かつ36mm未満に設定してもよい。
- [0047] また、突部5の形状は、四角錐状に限定される訳ではない。空気Aを第1伝熱管2Aと第2伝熱管2Bに導く効果や死水域の生成を阻止する効果など、本明細書に示す有意な効果が得られるものであれば、突部5の形状が三角錐状のような他の角錐状であってもよい。
- [0048] また、図13に示すようなフィン43も実施形態1のフィンの一変形例として提案することができる。図13に示すフィン43の突部45は、フィン43を平面視した場合に観察される外形45sがひし形を示すものである。突部45は、4つの傾斜面から構成される四角錐状であることが好ましい。突部45の向きは、ひし形の外形45sの2つの対角線のうち、長い対角線がX方向に平行、かつ短い対角線がZ方向に平行となるように定められている。突部45のその他の構成については、実施形態1の突部5と共通である。
- [0049] さらに、以下の実施形態で説明する他の形状の突部も好適に採用できる。

[0050] (実施形態2)

図10および図11に示すように、本実施形態のフィン13は、突部15が円錐状に形成されたものである。本実施形態では、突部15には明確な稜線が存在しない。しかし、上流端8aから頂点11に向かってX方向に延びる仮想線7aと、頂点11を通過してZ方向に延びる仮想線7bとを仮定すると、仮想線7aと仮想線7bとの間には、空気を第1伝熱管2A側に導く第1傾斜面6aと、空気を第2伝熱管2B側に導く第2傾斜面6bとが形成されている。

[0051] 本実施形態においても、突部15の幅は、上流端8aから中途部8bまでは増加し、中途部8bから下流端8cまでは減少している。突部15の上流端8aは、各伝熱管2A, 2Bの中心Cよりも上流側に位置している。突部15の中途部8bは、各伝熱管2A, 2Bの下流端2eよりも上流側に位置している。突部15の直径dは、伝熱管2の直径D以上である。

[0052] なお、突部15の高さは、フィンピッチよりも大きくてもよく、小さくてもよい。また、突部15の高さは、フィンピッチと等しくてよい。

[0053] その他の構成は、実施形態1と同様であるので、それらの説明は省略する。

[0054] 本実施形態においても、実施形態1と同様、伝熱管2の後方の死水域の面積が小さくなる。したがって、伝熱特性の向上を図ることができる。また、本実施形態によれば、第1傾斜面6aおよび第2傾斜面6bは曲面であり、それぞれ第1伝熱管2A側および第2伝熱管2B側に向かって、空気を比較的穏やかに誘導することができる。

[0055] (実施形態3)

図12に示すように、実施形態3に係るフィン23は、突部25が楕円錐状に形成されているものである。ここでは、楕円率(長軸と短軸との比)は、約2に設定されている。ただし、突部25の楕円率は特に限定される訳ではない。楕円率は、1よりも大きくかつ2以下であってもよく、0.5以上かつ1未満であってもよい。突部25は、X方向に細長い楕円錐状であってもよく、Z方向に細長い楕円錐状であってもよい。

[0056] 本実施形態においても、突部25には明確な稜線は存在しない。しかし、実施形態2と同様、上流端8aから頂点11に向かってX方向に延びる仮想線7aと、頂点11を通過してZ方向に延びる仮想線7bとを仮定すると、仮想線7aと仮想線7bとの間には、空

気を第1伝熱管2A側に導く第1傾斜面6aと、空気を第2伝熱管2B側に導く第2傾斜面6bとが形成されている。

[0057] 本実施形態においても、突部25の幅は、上流端8aから中途部8bまでは増加し、中途部8bから下流端8cまでは減少している。突部25の上流端8aは、各伝熱管2A, 2Bの中心Cよりも上流側に位置している。突部25の中途部8bは、各伝熱管2A, 2Bの下流端2eよりも上流側に位置している。突部25の等価直径dは、伝熱管2の直径D以上である。また、突部25の高さは、フィンピッチよりも大きくてもよく、小さくてもよく、フィンピッチと等しくてよい。

[0058] その他の構成は、実施形態1と同様であるので、それらの説明は省略する。

[0059] 本実施形態においても、実施形態1と同様、伝熱管2の後方の死水域の面積が小さくなり、伝熱特性の向上を図ることができる。また、実施形態2と同様、第1傾斜面6aおよび第2傾斜面6bは曲面であり、それぞれ第1伝熱管2A側および第2伝熱管2B側に向かって、空気を比較的穏やかに誘導することができる。さらに、本実施形態によれば、突部25の楕円率を適宜変更することにより、第1伝熱管2Aおよび第2伝熱管2Bに対する空気の誘導度合いを適宜に設定することができる。したがって、熱交換器1の使用条件に応じて突部25の楕円率を適宜に設定することにより、伝熱特性のより一層の好適化または最適化を図ることができる。

[0060] 次に、突部が円丘状または楕円丘状に形成されているフィンの実施形態について説明する。

[0061] (実施形態4)

図14は、実施形態4に係るフィンの平面図である。フィン30の表面には、楕円丘の形状を有する突部35が形成されている。突部35は、フィン30の一方の面から全て同じ方向に突出するとともに、同じ列の隣り合う2本の伝熱管である第1伝熱管2Aと第2伝熱管2Bとの間に位置している。つまり、伝熱管2と突部35が列方向に交互に現れる。突部35をフィン30と平行な仮想平面に正射影すると、その仮想平面に現れる像は楕円形である。また、その仮想平面に現れる突部35の像の面積は、長さ方向に直交する径方向に切断したときの伝熱管2の断面積よりも大きい。言い換えれば、主面に垂直な高さ方向(Y方向)からフィン30を平面視したときの平面図である図14にお

いて、突部35の外形5sは楕円形であるとともに、その等価直径 d ($\pi d^2/4 = S$ (面積) で定義される d) が、伝熱管2の外径 D よりも大である。例えば、楕円形をなす外形5sの長径 d_1 が伝熱管2の外径 D よりも大、その長径 d_1 に対して短径 d_2 が $d_2 \leq d_1 \leq 2d_2$ の範囲内となるように、突部35の大きさを調整することができる。なお、伝熱管2の上記断面積は、伝熱管2を配置するためにフィン30に形成されている貫通孔3hの開口面積に一致する。

[0062] また、図14に示すように、突部35は、第1伝熱管2Aと第2伝熱管2Bとの間に1つのみ形成されている。つまり、列方向に沿って突部35と貫通孔3hが交互に形成されている。突部35の配置は、貫通孔3hの間を縫うような千鳥状である。例えば、特開平7-239196号公報で開示されているように、隣り合う2本の伝熱管の間に多数の小さい突部を形成する場合、加工上の問題から突部の高さを稼ぐことが困難である。そして、そのような小さい突部は、空気Aを誘導する作用が弱い。また、高さが不十分な突部は、未加工の平板に対する伝熱面積の増加率も低く、境界層の発達を抑制する作用もあまり期待できない。これに対し、本実施形態の突部35によれば、高さ H を十分に稼ぐことができるので、空気Aを伝熱管に向けて誘導する作用が強い。また、未加工の平板に対する伝熱面積の増加率を比較的容易に高くすることが可能であるとともに、境界層の発達を抑制する作用も強く、伝熱性能の向上を十分に期待できる。

[0063] また、先に説明したように、伝熱管2は、フィン30の前縁30p寄りの前列と、その前列と平行な後列との前後2列に千鳥状に配置されている。前列に配置された隣り合う2本の伝熱管2, 2の間に形成されている突部35と同一形状および同一寸法を有する他の突部35が、後列に配置された隣り合う2本の伝熱管2, 2の間にも形成されている。これにより、前列同様、後列でも熱伝達率の向上効果を期待できる。

[0064] 突部35の位置や向きは、次のように定めることが好ましい。図14に示すように、フィン30の主面および列方向に直交する方向(X方向)における突部35の上流端5fは、伝熱管2A, 2Bの上流端2fよりもフィン30の前縁30p(上流側の外縁)寄りに位置している。このようにすれば、フィン30の前縁30pに差し掛かった空気Aを、いち早く伝熱管2に向けて誘導することができ、伝熱性能の向上に有利である。他方、突部35の下流端5eは、伝熱管2A, 2Bの中心C1, C2よりもフィン30の前縁30pから離れて

いる、つまり、空気Aの流れ方向の下流側に位置している。このようにすれば、フィン30の主面上を流れる空気Aを伝熱管2A, 2Bの後方に効率よく誘導することができ、熱伝達に寄与しない死水域が形成されることを抑制できる。好ましくは、本実施形態のように、突部35の下流端5eが、伝熱管2A, 2Bの下流端2eよりも空気Aの流れ方向の下流側に位置していることである。

[0065] また、外形5sが楕円形の突部35は、楕円の短軸が、第1伝熱管2Aおよび第2伝熱管2Bの並ぶ列方向(Z方向)に平行となるように、向きが定められている。つまり、空気Aの流れ方向と楕円の長軸とが平行である。このようにすれば、突部35の左右に空気Aをよりスムーズに誘導することができ、突部35を形成したことによる圧力損失の増大の程度を小さくすることができる。もちろん、楕円の長軸が列方向に平行となる向きとすることも可能である。

[0066] また、突部35は、第1伝熱管2Aの中心C1と第2伝熱管2Bの中心C2から等距離となる位置に形成されている。すなわち、突部35は、第1伝熱管2Aの中心C1と第2伝熱管2Bの中心C2を最短距離で結ぶ線分C1C2を垂直二等分する仮想平面MDに、当該突部35を正射影した平面における楕円形の像の長軸が含まれるように、第1伝熱管2Aおよび第2伝熱管2Bに対する位置が定められている。このようにすれば、突部35と第1伝熱管2Aとの間の平坦領域、および突部35と第2伝熱管2Bとの間の平坦領域の双方に均一に空気Aを流すことができる。つまり、第1伝熱管2Aと第2伝熱管2Bの双方を等しく熱伝達に寄与させることが可能となり、こうした場合にフィンチューブ型熱交換器1の伝熱性能を最大化することができる。

[0067] 図15に示すように、突部35の高さHは、フィン30の厚さ方向に関する中心間距離であるフィンピッチをFPとしたとき、 $(FP/4) \leq H \leq FP$ を満足するように調整されている。各フィン30は、突部35の形成されている位置が高さ方向で一致するように並べられている。突部35の高さHがフィンピッチFPよりも小さければ、上流側から下流側を見たときに、隣り合う一方のフィン30と他方のフィン30との間に、X方向に真っ直ぐ延びる間隙Gが形成される。そのため、圧力損失を低減させる観点からは、突部35の高さHはフィンピッチFPよりも小さい方が好ましい。他方、伝熱面積を稼いで伝熱性能を向上させる観点からは、突部35の高さHを大きくすることが好ましい。このよう

に、伝熱性能と圧力損失はトレードオフの関係にあるが、上記範囲内で突部35の高さHを調整することにより、圧力損失の増大を極力抑制しつつ、伝熱特性を向上させる効果を最大限に得ることができる。

[0068] また、突部35は、その頂点 TP_1 に向かって高さHが単調増加している。頂点 TP_1 は、当該突部35を平面視したとき、楕円の中心に一致する。このような形状とすれば、空気Aが頂点 TP_1 に向かってスムーズに流れるので、圧力損失の増大を抑制することができる。

[0069] 突部35の表面形状については、いくつかの好ましい例を挙げることができる。まず、図15に示すフィン30の断面図は、当該フィン30の平坦領域での主面に垂直かつ突部35の長軸を含むXY断面を表している。XY断面は、空気Aの流れ方向に平行かつフィン30の主面に垂直な断面でもある。このXY断面で表面5p(外周面)が曲線を描くように、突部35の形状を調整することができる。その曲線は、例えば正弦曲線である。図16Aに示す具体例において、上記XY断面で突部35の表面5pは、 $Y = K \cos(X)$ {K:定数, $-90^\circ \leq X \leq 90^\circ$ } で表される正弦曲線を描く。

[0070] また、図16Bに示すように、表面5pがXY断面で $Y = K \cos(X)$ {K:定数, $-180^\circ \leq X \leq 180^\circ$ } で表される正弦曲線を描くように、突部35の形状を調整してもよい。すなわち、突部35の表面5pは、上流端5fに対応する -180° の位置でフィン30の平坦領域の主面に連続的につながる。このような表面形状であれば、突部35に乗り上げるように流れる空気Aの流速が低下しにくく、突部35の高さHを稼ぎつつも圧力損失の増大を食い止めることができる。

[0071] 曲がり方の度合いを連続的にすることができる他の曲線としてクロソイド曲線があり、このクロソイド曲線を突部35の表面形状に採用することが可能である。すなわち、突部35は、上記XY断面で表面5pがクロソイド曲線を描くように、その形状を調整することができる。図17Aにクロソイド曲線を示す。

[0072] 一般に、曲線の曲がり具合は、曲率円で表される。曲がり具合が飛躍することなく、連続して小から大へ、あるいは大から小へと変化する曲線は、高速道路の線形に最適である。そのような曲線の最たる例が“クロソイド”である。クロソイドの曲率円の半径rは、曲線上の道のり(図17Aでは原点からの距離s)に反比例する。すなわち、下記

の極方程式(1)によって定義される曲線がクロソイドである。

$$r=a^2/s \quad (a: \text{定数}) \quad \cdots (1)$$

- [0073] XY断面で表面5pがクロソイド曲線を描くようにするといっても、単一のクロソイド曲線は突部35の表面5pに適合しない。したがって、XY断面に現れる表面5pのうち、上流端5fから頂点TP₁に至る登り区間を複数区間に分割し、それら分割された区間の各々がクロソイド曲線で描かれるように、突部35の形状を調整することができる。区間の境界において、曲率円の半径が連続的に変化するように調整を行うとよい。頂点TP₁から下流端5eに至る下り区間は、登り区間と対称にすればよい。このようにすれば、XY断面で表面5pの全部がクロソイド曲線を描くこととなる。
- [0074] あるいは、表面5pの一部がクロソイド曲線、残部が円弧等の他の曲線を描くように、突部35の形状を調整してもよい。例えば、図17BのXY断面に示すように、クロソイド曲線の導入区間を5合目まで、つまり、上流端5fに対応する位置から高さHの半分に对应する位置までとする。5合目から10合目まで、つまり、高さHの半分に对应する位置から頂点TP₁を含む上半分は、円弧を描くようにする。フィン30の平坦領域と突部35の裾が緩やかに接続してさえいれば、上流端5fに空気Aが差し掛かったとき、その上流端5fで流速が急激に低下することを抑制する効果は得られる。また、図17Bに示すクロソイド曲線の区間が他の緩和曲線(曲率円の半径が連続的に変化する曲線)、例えば、先に説明した正弦曲線や三次放物線であってもよい。
- [0075] もちろん、上記XY断面において表面5pの描く曲線が、上流端5fと頂点TP₁の間で変曲点を含まないように、突部35の形状を調整する場合の利点もある。変曲点を含む場合(図16B)は性能に優れるが、変曲点を含まない場合(図16A)はプレスしやすい、すなわち作製が容易という利点がある。例えば、上記XY断面で、突部35の表面5pは、上流端5fに対応する位置から頂点TP₁を経て下流端5eに至るまでの全区間が円弧で表されるものであってもよい。
- [0076] また、当該フィン30の主面に垂直かつ短軸を含む断面、つまり、YZ断面で表面5pが正弦曲線やクロソイド曲線等の緩和曲線を描くように、突部35の形状を調整することが望ましい。より好ましくは、当該フィン30の主面に垂直かつ頂点TP₁を含む任意の断面で表面5pが緩和曲線を描くように、突部35の形状を調整することである。この

ようにすれば、流速の低下を抑制する効果を最大限に得ることができるとともに、突部35に差し掛かった空気Aを伝熱管2に向けてよりスムーズに誘導できる。

[0077] このように、突部35の形状は、フィン30の主面に垂直かつ楕円の短軸または長軸を含む断面で、上流端5fと頂点 TP_1 との間で変曲点を含む曲線を表面5pが描くように調整することができる。そのようにすれば、突部35での流速低下を抑制する効果を期待できる。フィン30の主面に垂直かつ頂点 TP_1 を含む任意の断面で、表面5pが変曲点を含む曲線を描くように、突部35の形状を調整することも可能である。

[0078] 他方、変曲点を含まない曲線を表面5pが描くようにすれば、フィン30の作製が容易である。すなわち、フィン30の主面に垂直かつ頂点 TP_1 を含む任意の断面で、表面5pが変曲点を含まない曲線を描くように、突部35の形状を調整することができる。

[0079] 次に、本実施形態のフィンチューブ型熱交換器1の作用を説明する。

図18に示すように、フィン30の前縁30pに到達した空気Aは、フィン30の主面に平行かつ長手方向に直交する方向からフィン30の主面上、つまり、フィンチューブ型熱交換器1に案内される。フィン30を貫通するように伝熱管2が配置されているので、空気Aは、伝熱管2を避けて流れる。また、フィン30には、突部35が形成されているので、空気Aは、突部35を避けて流れる傾向を示す。換言すれば、突部35は、空気Aを伝熱管2に向けて誘導する。この結果、突部35と伝熱管2との間に流速が高められた空気の流れAFが作り出される。流速が増すと、熱伝達率が高まる。特に、図18中に破線で示される伝熱管2の側面付近での熱伝達率が高まるので、伝熱管2の中を流れる冷媒の熱を効率よく空気Aに移動させることが可能となる。あわせて、空気Aが突部35の上流端5fに当たることによる前縁効果と、突部35での境界層の発達を抑制する効果と、空気が伝熱管2の後方に向かって流れることによる死水域DSの低減効果とに基づき、フィンチューブ型熱交換器1の伝熱性能が高まる。また、突部35は、既に説明したように、圧力損失の増大を可能な限り抑制する形状に調整されている。本発明者らが行った計算機シミュレーションの結果によれば、従来のコルゲートフィンを用いた熱交換器の圧力損失を1とすると、本実施形態の熱交換器の圧力損失は0.91と、約10%小さい。

[0080] 一方、本発明と比較するために、図19に示すように、第1伝熱管2Aと第2伝熱管2

Bとの間に楕円丘の形状を有する2つの突部205a, 205bが形成されているフィン203を考える。各突部205a, 205bの等価直径(面積が等しい円に換算したときのその円の直径)は、伝熱管2の外径Dよりも小さい。一方の突部205aは、第1伝熱管2Aに向けて空気Aを誘導し、当該突部205aと第1伝熱管2Aとの間に流速が高められた空気の流れ AF_1 を作り出す。同様に、他方の突部205bは、第2伝熱管2Bに向けて空気Aを誘導し、当該突部205bと第2伝熱管2Bとの間に流速が高められた空気の流れ AF_2 を作り出す。さらに、一方の突部205aと他方の突部205bの間にも流速が高められた空気の流れ AF_3 が作り出される。

[0081] ところが、突部205aと突部205bとの間の空気の流れ AF_3 は、伝熱管2A, 2Bから比較的離れた位置の流れであるため、伝熱管2A, 2Bの近傍の流れ AF_1 , AF_2 と比べると伝熱性能の向上に対する貢献度は小さい。そうだとすれば、2つの突部205a, 205bを形成するよりも、本発明のように、大きい寸法の突部35を形成した方が効果的であると考えられる。

[0082] (実施形態5)

フィンチューブ型熱交換器1には、図20の平面図に示すフィン31を好適に採用することができる。伝熱管2の配置や寸法等は、実施形態4と共通である。相違点は、楕円丘の形状を有する突部35に代えて、円丘の形状を有する突部51を採用した点である。

[0083] 図20に示すように、フィン31の表面に形成されている突部51は、平面視で外形51sが円形である。つまり、突部51をフィン31と平行な仮想平面に正射影すると、その仮想平面に現れる像は円形である。また、突部51の外形51sが描く円の直径 d_3 は、伝熱管2の外径Dよりも大きい。

[0084] 円丘の形状を有する突部51は、楕円丘の形状を有する突部35(図14)のように向きが問題とならないが、位置は楕円丘の場合と同様に定めることができる。すなわち、突部51は、第1伝熱管2Aの中心C1と第2伝熱管2Bの中心C2から等距離となる位置に形成することができる。具体的には、第1伝熱管2Aの中心C1と第2伝熱管2Bの中心C2とを最短距離で結ぶ線分C1C2を垂直二等分する仮想平面MDに頂点 TP_2 が重なるように、第1伝熱管2Aおよび第2伝熱管2Bに対する突部51の位置を定め

ることができる。さらに、突部51の上流端51fが伝熱管2の上流端2fよりも上流側に位置し、下流端51eが伝熱管2の下流端2eよりも下流側に位置することが好ましい。こうした点は、実施形態4で説明した突部35の場合と共通である。

[0085] また、突部51の高さや表面形状についても、実施形態4で説明した突部35の場合と同様であり、例えば、XY断面で表面51pが正弦曲線(図16A, 図16B)やクロソイド曲線(図17B)等の緩和曲線を描くように、突部51の形状を調整することができる。また、上流端51fと頂点 TP_2 との間で変曲点を含む曲線を表面51pが描くように、突部51の形状を調整することができる。もちろん、表面51pの描く曲線が、上流端51fと頂点 TP_2 との間で変曲点を含まないようにしてもよい。

[0086] なお、実施形態4および5においても、実施形態1と同様に、突部35, 51の上流端5f, 51fからX方向に延びる仮想線と、突部35, 51の頂点 TP_1 , TP_2 を通してZ方向に延びる仮想線とを仮定すると、両仮想線の間には、空気を第1伝熱管2A側に導く第1傾斜面と、空気を第2伝熱管2B側に導く第2傾斜面とが形成されている。

[0087] 図14および図20に示すように、突部35, 51の幅は、上流端5f, 51fから中途部5b, 51bまでは増加し、中途部5b, 51bから下流端5e, 51eまでは減少している。突部35, 51の上流端5f, 51fは、各伝熱管2A, 2Bの中心C1, C2よりも上流側に位置している。突部35, 51の中途部5b, 51bは、各伝熱管2a, 2bの下流端2eよりも上流側に位置している。突部35, 51の等価直径dは、伝熱管2の直径D以上である。また、突部35, 51の高さは、フィンピッチよりも大きくてもよく、小さくてもよく、フィンピッチと等しくてよい。こうした構成により、実施形態1と同様の効果が得られる。

[0088] (実施形態6)

フィンチューブ型熱交換器1には、図21の平面図に示すフィン32を好適に採用することができる。伝熱管2の配置や寸法等は、実施形態4と共通である。相違点は、前列に形成されている突部35と、後列に形成されている他の突部35との間に、それら突部35, 35よりも表面積が小さい第2の突部53が形成されている点である。厳密に言えば、主面に垂直な高さ方向(Y方向)からフィン32を平面視したときの平面図である図21において、第2の突部53の直径 d_4 は、伝熱管2の外径Dよりも小さい。また、第2の突部53は、前列および後列の突部35, 35と同じ方向に突出している。

[0089] 実施形態4に係るフィン30(図14)によれば、前列の突部35と後列の突部35との間に若干のスペースが生ずる。この若干のスペースに第2の突部53を形成すれば、伝熱面積は拡大する。特に、第2の突部53が形成されている領域は、前列の突部35の作用により流速が高められた空気Aの通り道となっているので、第2の突部53に流速が高められた空気Aを積極的に当てることにより、伝熱性能のさらなる向上を図ることが可能である。このような第2の突部53は、本実施形態のように円丘の形状を有するものであってもよいし、楕円丘の形状を有するものであってもよい。

[0090] また、図22に示すように、楕円丘の突部35に代えて、円丘状の突部51、51が前列および後列に形成され、前列の突部51と後列の突部51との間に、それら突部51、51よりも表面積が小さい第2の突部53が形成されたフィン33も上記と同様の理由で好適である。

[0091] (実施形態7)

実施形態4～6で説明した突部35、51、53は、全て同一方向に突出するように形成されている。ただし、実施形態1でも触れたように、このことは必須ではない。すなわち、図23Aおよび図23Bに示すように、第1主面34j側(フィン34の表側)に突出する突部35と、第2主面34k側(フィン34の裏側)に突出する突部35'とが混在して形成されているフィン34を、フィンチューブ型熱交換器1のフィンとして好適に採用することができる。

[0092] 上記のように突出方向が異なる突部35、35'を混在して形成すると、次のような効果がある。まず、突出方向が全て同一である突部が形成されたフィンを製造するには、金属板を所定の大きさに切断する工程と、伝熱管を配置するための貫通孔を穿孔する工程と、プレス加工により金属板に突部を形成する工程とを行う。突部の突出方向が一方向に限られる場合、突部を形成する工程で金属板が歪んで、最終的に得られるフィンに反りが生ずる。このような反りが生じていると、熱交換器を組み立てる際に、フィンピッチが不均一となったり、貫通孔の位置ズレが生じて伝熱管をスムーズに挿入できなくなったりする場合がある。

[0093] これに対し、突出方向の異なる突部35、35'が形成されたフィン34を製造するには、フィン34となる金属板を両面からプレス加工する。両面からプレス加工することによ

り、表裏で歪みをバランスさせることができ、反りの発生を防止することができる。

[0094] なお、突部35, 35'は、突出方向を異ならせる以外、寸法や位置については実施形態4で説明した通りとすることができる。また、これらの突部35, 35'は、同数かつ列方向に交互に形成されていることが好ましい。そうした場合に、高い反り防止効果を得ることができる。もちろん、このような構成を他の全ての実施形態と組み合わせてもよい。

[0095] さらに、図24Aおよび図24Bに示すフィン36も、フィンチューブ型熱交換器1のフィンとして好適に採用することができる。フィン36は、図21で説明したフィン32を応用したものであり、前列の突部35と後列の突部35との間に形成されている第2の突部53'の突出方向が、前後の大きい突部35, 35の突出方向と逆になっている。大きい突部35, 35は、全てフィン36の第1主面36j側に突出するように形成され、小さい第2の突部53'がフィン36の第2主面36k側に突出するように形成されている。このようにしても、反り防止効果は十分に得られる。

[0096] 実施形態1～7は、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において、自由に組み合わせて実施することができる。例えば、図21等で説明した第2の突部53については、他の全ての実施形態に適用可能である。

[0097] 以上に説明したフィンチューブ型熱交換器1は、空気や水等の対象を加熱または冷却するヒートポンプ装置に適用することができる。図25に示すように、ヒートポンプ装置70は、冷媒を圧縮する圧縮機71と、圧縮機71で圧縮された冷媒を放熱させる放熱器72と、放熱器72で放熱した冷媒を膨張させる膨張弁73と、膨張弁73で膨張した冷媒を蒸発させる蒸発器74とを備えている。圧縮機71、放熱器72、膨張弁73および蒸発器74が配管75によって接続され、冷媒回路が形成されている。膨張弁73に代えて、容積式の膨張機を採用してもよい。放熱器72および蒸発器74は、本発明のフィンチューブ型熱交換器1を含むものとして構成することができる。

[0098] 上記ヒートポンプ装置70は、図26に示すように、空気調和装置80や給湯機90に応用することができる。例えば、ヒートポンプ式の空気調和装置80は、室内に配置されるべき室内ユニット81と、その室内ユニット81とともに冷媒回路を形成する、室外に配置されるべき室外ユニット82とを備える。この空気調和装置80は、冷暖房の機

能を有し、冷房時と暖房時とで冷媒の循環方向が逆転する。冷房時は、室内ユニット81を構成する熱交換器が蒸発器となり、室外ユニット82を構成する熱交換器が放熱器となる。暖房時は、室内ユニット81を構成する熱交換器が放熱器となり、室外ユニット82を構成する熱交換器が蒸発器となる。暖房時における着霜の問題を考慮すると、室外ユニット82用の熱交換器に、本発明のフィンチューブ型熱交換器1を好適に採用することができる。暖房機能を使用する場合、室外ユニット82を構成する熱交換器はヒートポンプ装置70の蒸発器74として働くので、特に冬場には着霜しやすい。しかしながら、本発明のフィンチューブ型熱交換器1によれば、図37で説明したような切り起こしが形成されているわけではないから、着霜が原因でフィンに目詰まりを起こし、熱交換効率が大幅に低下するといった問題も生じない。

- [0099] また、図26に示すように、ヒートポンプ式の給湯機90は、ヒートポンプユニット91および貯湯タンクユニット92を備える。ヒートポンプユニット91は、水を温める役割を担う熱交換器73と、戸外から熱を集める熱交換器74とを含む。後者の熱交換器74に、本発明のフィンチューブ型熱交換器1を好適に採用できる。

実施例

- [0100] 図20に示すフィンを用いたフィンチューブ型熱交換器の特性を計算機シミュレーションで調べた。具体的には、円丘の形状を有する突部を形成したフィンを用いた熱交換器(実施例1～3)について、計算機シミュレーションを行った。また、コルゲートフィンを用いた従来の熱交換器(比較例1)についても同様の計算機シミュレーションを行った。計算機シミュレーションによって調べた特性は、空気の流速、ヌッセルト数、熱伝達率および圧力損失である。なお、計算機シミュレーションは、フルーエント・アジアパシフィック社製“Fluent Ver.6”を用い、下記条件にて実施した。

- [0101] <実施例1～3および比較例1に共通の条件>

フィンサイズ:16.94mm(空気の流れ方向)×7.65mm(列方向)

フィン厚み:0.1mm

フィンピッチ:1.06mm

伝熱管の外径:5.0mm

伝熱管の内径:4.0mm

前面風速 V_{air} : 1m/sec

[0102] <実施例1の条件>

突部の形状: cos曲線 ($-90^\circ \leq X \leq 90^\circ$) による円丘

突部の直径: 6.0mm

突部の高さ: 1.0mm

[0103] <実施例2の条件>

突部の形状: cos曲線 ($-180^\circ \leq X \leq 180^\circ$) による円丘

突部の直径: 6.0mm

突部の高さ: 1.0mm

[0104] <実施例3の条件>

突部の形状: クロソイド曲線による円丘

突部の直径: 6.0mm

突部の高さ: 1.0mm

[0105] <比較例1の条件>

形状: コルゲート

稜と谷の高低差: 1.0mm

[0106] 実施例1～3および比較例1の計算機シミュレーションの結果を、図27～図30および表2に示す。図27が実施例1、図28が実施例2、図29が実施例3、図30が比較例1の結果である。図27～図30は、それぞれ、A図がヌッセルト数分布、B図が流速分布を示している。図中の白抜き矢印は、空気の流れ方向を示している。

[0107] [表2]

	熱伝達率 α ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	圧力損失 ΔP (Pa)	熱伝達率比 (対コルゲート)	圧力損失比 (対コルゲート)
実施例 1	39.9	9.0	1.04	0.95
実施例 2	39.7	8.6	1.03	0.90
実施例 3	39.5	9.0	1.03	0.94
比較例 1	38.4	9.5	1.00	1.00

[0108] まず、図30Aから分かるように、コルゲートフィンを用いた比較例1の熱交換器では、ヌッセルト数の大きい領域がフィンの前縁や伝熱管の近傍に限定されている。これ

に対し、実施例1～3の熱交換器では、図27A～図29Aから分かるように、ヌッセルト数の大きい領域がフィンの前縁や伝熱管の近傍だけでなく、突部の表面にも拡大している。こうした事実は、実施例1～3の熱交換器の熱伝達率が、コルゲートフィンを用いた熱交換器の熱伝達率よりも高いという、表2に示す結果と結びつく。ヌッセルト数は、熱伝達率に比例する数値であり、ヌッセルト数が大きければ大きいほど熱伝達率が高いことを意味する。

[0109] また、図30Bから分かるように、コルゲートフィンを用いた比較例1の熱交換器では、稜を跨ぐような形で伝熱管の近傍に流速の大きい領域が分布している。このような流速分布は、ヌッセルト数の大きい領域を下流側に拡大する効果をもたらしていると考えられる。こうした点は、実施例1～3の結果と一致する。すなわち、図27B～図29Bから分かるように、実施例1～3の熱交換器においても、伝熱管と突部との間に流速の大きい領域が分布する。また、伝熱管の後方に空気が十分回り込んでいるという点についても、実施例1～3と比較例1とで概ね一致する。

[0110] なお、各B図の流束分布は、フィンとフィンとの中間位置での値である。コルゲートフィンと本発明のフィンとは、フィンピッチが等しい場合、流速分布に顕著な差が出てこない。しかしながら、伝熱性能を向上させる要因は、主に、フィン表面の境界層が薄いこと、および伝熱管の周りの流速が大きいことである。この2つの要因は、ヌッセルト数分布に現れている。

[0111] このように、本発明に係る熱交換器によれば、突部の表面で境界層が薄くなること、さらには、突部と伝熱管との間の流速が高まることにより、コルゲートフィンを用いた熱交換器よりも優れた熱伝達率を達成することができる。しかも、表2に示すように、実施例1～3の熱交換器は、いずれも、コルゲートフィンを用いた従来の熱交換器よりも小さい圧力損失を持つ。

[0112] 次に、図14に示すフィンを用いた熱交換器(実施例4)、図22に示すフィンを用いた熱交換器(実施例5)、および第2のコルゲートフィンを用いた熱交換器(比較例2)について、下記条件にて同様の計算機シミュレーションを行った。

[0113] <実施例4, 5および比較例2に共通の条件>

フィンサイズ: 27.0mm(空気の流れ方向) × 10.5mm(列方向)

フィン厚み:0.1mm

フィンピッチ:1.49mm

伝熱管の外径:7.0mm

伝熱管の内径:5.8mm

前面風速 V_{air} :1m/sec

[0114] <実施例4の条件>

突部の形状:cos曲線($-90^\circ \leq X \leq 90^\circ$)による楕円丘

突部の向き:空気の流れ方向に長軸が平行

突部の長径:13.0mm

突部の短径:10.0mm

突部の高さ:0.765mm

[0115] <実施例5の条件>

第1の突部の形状:cos曲線($-90^\circ \leq X \leq 90^\circ$)による円丘

第1の突部の直径:10mm

第1の突部の高さ:0.765mm

第2の突部の形状:cos曲線($-90^\circ \leq X \leq 90^\circ$)による円丘

第2の突部の直径:5.7mm

第2の突部の高さ:0.765mm

[0116] <比較例2の条件>

形状:コルゲート

稜と谷の高低差:1.49mm

[0117] 実施例4, 5および比較例2の計算機シミュレーションの結果を、図31～図33および表3に示す。図31が実施例4、図32が実施例5、図33が比較例2の結果である。

[0118] [表3]

	熱伝達率 α ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	圧力損失 ΔP (Pa)	熱伝達率比 (対コルゲート)	圧力損失比 (対コルゲート)
実施例 4	32.4	6.3	0.99	0.91
実施例 5	32.6	6.6	1.00	0.94
比較例 2	32.6	7.0	1.00	1.00

- [0119] 図33A, 図33Bから分かるように、比較例1と寸法が異なるコルゲートフィンを用いた比較例2の熱交換器に関して言えば、概ね比較例1の熱交換器と同じ傾向を示す。図31A, 図31Bから分かるように、突部の形状が楕円丘であるフィンを用いた実施例4の熱交換器は、実施例1～3の熱交換器と同じ傾向を示す。表3に示すように、実施例4の熱交換器は、熱伝達率については比較例2の熱交換器と略同等、圧力損失については比較例2の熱交換器よりも優れている。ただし、突部の形状や寸法を調整することにより、実施例1～3と同程度まで熱伝達率を高めることは十分可能と考えられる。
- [0120] 一方、実施例5の熱交換器によれば、図32A, 図32Bから分かるように、前列の突部(第1の突部)と伝熱管との間に流速の大きい領域が生じるとともに、第2の突部の表面でヌッセルト数が大きくなっている。つまり、第2の突部の表面で境界層を薄くする効果が得られている。表3に示すように、実施例5の熱交換器は、熱伝達率については比較例2の熱交換器と略同等、圧力損失については比較例2の熱交換器よりも優れていた。ただし、第1の突部および／または第2の突部の形状や寸法を調整することにより、実施例1～3と同程度まで熱伝達率を高めることは十分可能と考えられる。
- 。

請求の範囲

- [1] 第1流体と第2流体とを熱交換させるフィンチューブ型熱交換器であつて、
前記第1流体を流通させるべき空間を形成するために、互いに間隔を空けて平行に並べられた複数のフィンと、
前記複数のフィンを貫通する、前記第2流体を流通させるべき複数の伝熱管とを備え、
前記複数の伝熱管は、前記第1流体の流れ方向と交差する所定の列方向に並んで配置された第1伝熱管および第2伝熱管を含み、
前記列方向に関して前記第1伝熱管と前記第2伝熱管とが互いに隣り合い、
前記フィンは、前記第1伝熱管と前記第2伝熱管との間に形成され、前記第1流体を前記第1伝熱管側と前記第2伝熱管側とに導く突部を有し、
前記伝熱管の軸方向から見た前記突部の等価直径は、前記伝熱管の外径以上である、フィンチューブ型熱交換器。
- [2] 前記突部の前記列方向の幅は、前記第1流体の流れ方向に沿って、前記突部の上流端から中途部までは増加し、前記中途部から下流端までは減少し、
前記突部の前記上流端と前記中途部との間には、前記第1伝熱管側に傾斜して前記第1流体を前記第1伝熱管側に導く第1傾斜面と、前記第2伝熱管側に傾斜して前記第1流体を前記第2伝熱管側に導く第2傾斜面とが形成され、
前記突部の前記上流端は、前記第1および第2の各伝熱管の中心よりも上流側に位置し、
前記突部の前記中途部は、前記第1および第2の各伝熱管の下流端よりも上流側に位置している、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [3] 前記伝熱管および前記突部は、前記伝熱管の軸方向から見てそれぞれ千鳥状に配列されている、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [4] 前記突部は角錐状に形成されている、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [5] 前記突部は四角錐状に形成されている、請求項4に記載のフィンチューブ型熱交換器。

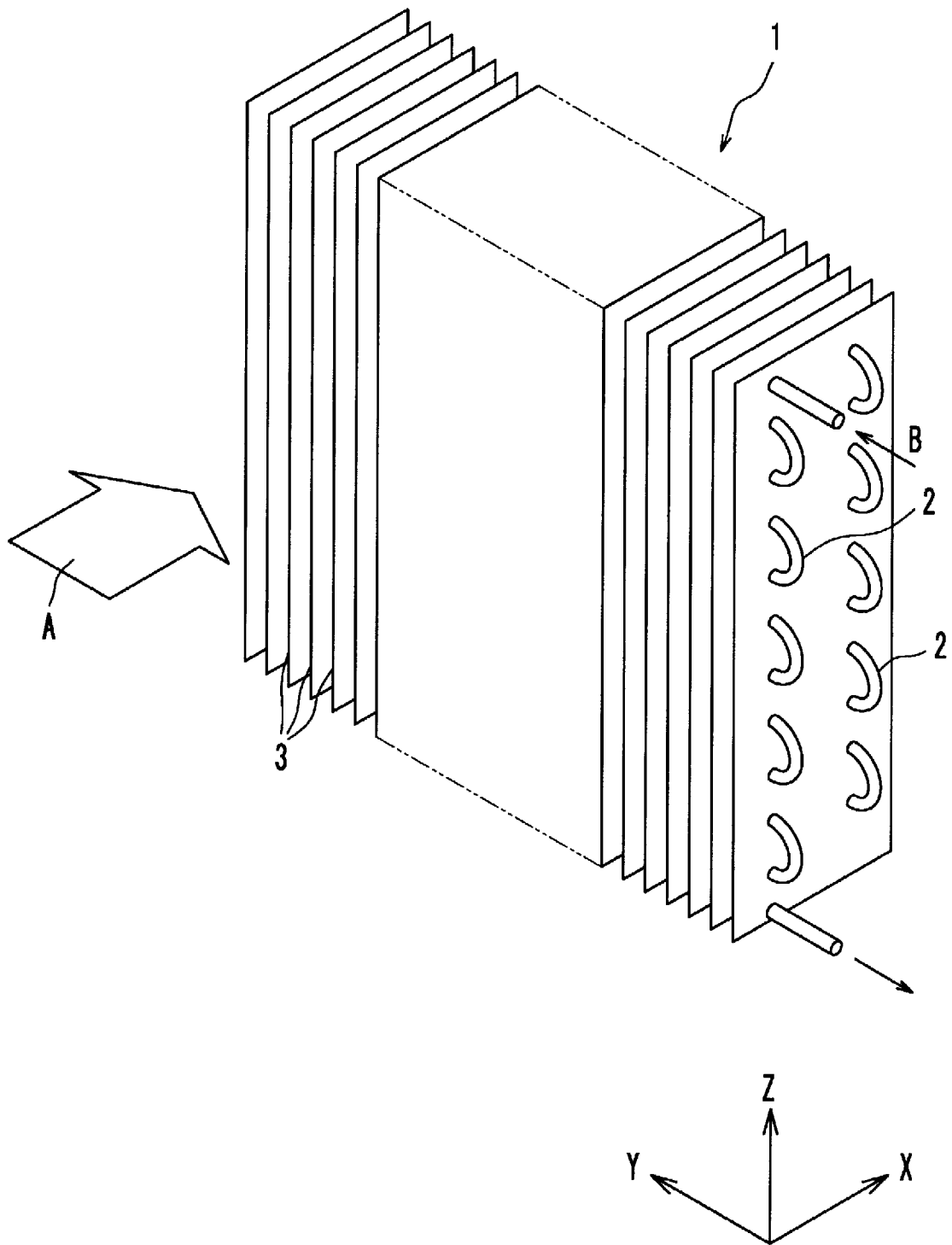
- [6] 前記突部は円錐状または楕円錐状に形成されている、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [7] 前記突部は円丘状または楕円丘状に形成されている、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [8] 前記突部の前記第1流体の流れ方向に関する長さをL、前記突部の突出高さをHとしたときに、 L/H が5.5よりも大きい、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [9] 前記各フィンにおける前記突部の占有面積が43%以上かつ73%以下である、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [10] 前記突部は、前記複数のフィンと平行な平面に正射影した場合に、前記平面に現れる像が円形または楕円形を示すものであり、
前記平面に現れる前記突部の像の面積が前記伝熱管の断面積よりも大である、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [11] 前記突部は、前記第1伝熱管と前記第2伝熱管との間に1つのみ形成されている、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [12] 前記第1流体の流れ方向において、前記突部の上流端は、前記第1伝熱管および前記第2伝熱管の上流端よりも前記複数のフィンの前縁寄りに位置している、請求項10に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [13] 前記突部は、前記平面に現れる像が楕円形を示すとともに、その楕円の短軸が、前記第1伝熱管および前記第2伝熱管の並ぶ前記列方向に平行となるように、向きが定められている、請求項10に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [14] 前記突部は、前記第1伝熱管の中心と前記第2伝熱管の中心とを最短距離で結ぶ線分を垂直二等分する仮想平面に楕円の長軸が含まれるように、前記第1伝熱管および前記第2伝熱管に対する位置が定められている、請求項13に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [15] 前記突部は、前記複数のフィンの主面に垂直かつ前記楕円の短軸または長軸を含む断面で、表面が曲線を描くように、その形状が調整されている、請求項13に記載のフィンチューブ型熱交換器。

- [16] 前記曲線が、前記突部の上流端と頂点との間に変曲点を含む、請求項15に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [17] 前記曲線が、前記突部の上流端と頂点との間に変曲点を含まない、請求項15に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [18] 前記突部は、前記複数のフィンの主面に垂直かつ前記楕円の短軸または長軸を含む断面で表面が正弦曲線を描くように、その形状が調整されている、請求項13に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [19] 前記表面が、 $Y = K \cos(X)$ { K : 定数, $-180^\circ \leq X \leq 180^\circ$ } で表される正弦曲線に従う、請求項18に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [20] 前記表面が、 $Y = K \cos(X)$ { K : 定数, $-90^\circ \leq X \leq 90^\circ$ } で表される正弦曲線に従う、請求項18に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [21] 前記突部は、前記第1流体の流れ方向に平行かつ前記複数のフィンの主面に垂直な断面で表面がクロソイド曲線を描くように、その形状が調整されている、請求項10に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [22] 前記突部の高さを H 、前記複数のフィンの平行間距離であるフィンピッチを FP としたとき、 $(FP/4) \leq H \leq FP$ を満足するように、前記突部の高さが調整されている、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [23] 前記突部は、前記平面に現れる像が円形を示すとともに、前記複数のフィンの主面と垂直な断面で、表面が曲線を描くように、その形状が調整されている、請求項10に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [24] 前記曲線が、前記突部の上流端と頂点との間に変曲点を含む、請求項23に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [25] 前記曲線が、前記突部の上流端と頂点との間に変曲点を含まない、請求項23に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [26] 前記突部は、前記平面に現れる像が円形を示すとともに、前記複数のフィンの主面と垂直な断面で表面が正弦曲線を描くように、その形状が調整されている、請求項10に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [27] 前記表面が、 $Y = K \cos(X)$ { K : 定数, $-180^\circ \leq X \leq 180^\circ$ } で表される正弦曲

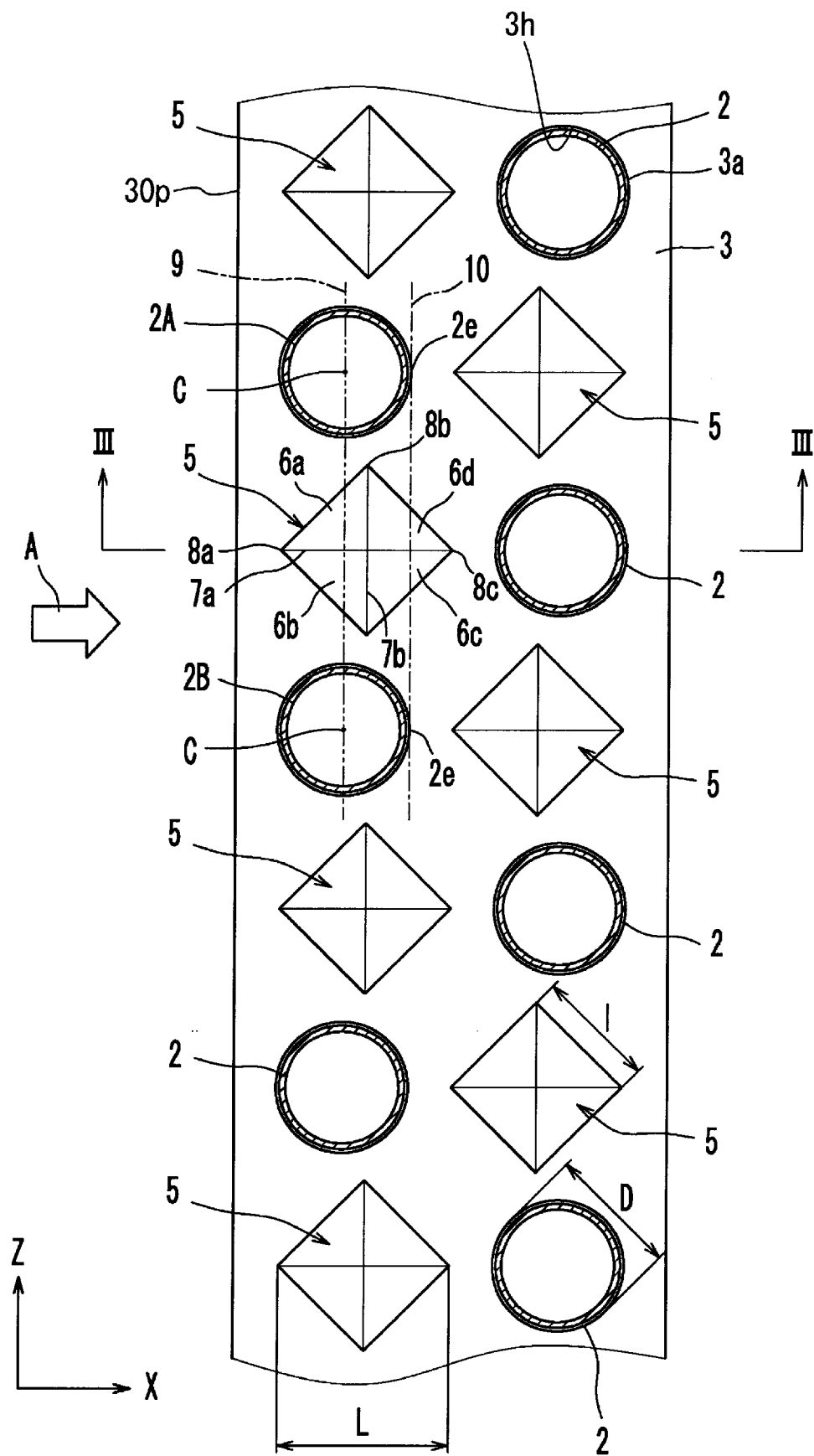
線に従う、請求項26に記載のフィンチューブ型熱交換器。

- [28] 前記表面が、 $Y = K \cos(X)$ { K : 定数, $-90^\circ \leq X \leq 90^\circ$ } で表される正弦曲線に従う、請求項26に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [29] 前記伝熱管は、前記複数のフィンの前縁寄りの前列と、その前列と平行な後列との前後2列に千鳥状に配置される一方、
前記前列に配置された隣り合う2本の前記伝熱管の間に形成されている前記突部と同一形状および同一寸法を有する他の突部が、前記後列に配置された隣り合う2本の前記伝熱管の間にも形成されている、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [30] 前記前列に形成されている前記突部と、前記後列に形成されている前記他の突部との間に、それら突部よりも表面積が小さい第2の突部が形成されている、請求項29に記載のフィンチューブ型熱交換器。
- [31] 請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器に用いられるフィン。
- [32] 冷媒を圧縮する圧縮機と、
前記圧縮機で圧縮された冷媒を放熱させる放熱器と、
前記放熱器で放熱した冷媒を膨張させる膨張機構と、
前記膨張機構で膨張した冷媒を蒸発させる蒸発器とを備え、
前記蒸発器および前記放熱器の少なくとも一方が、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器を含む、ヒートポンプ装置。
- [33] 少なくとも前記蒸発器が、請求項1に記載のフィンチューブ型熱交換器を含む、請求項32に記載のヒートポンプ装置。

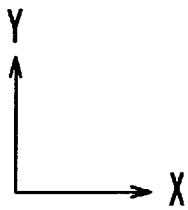
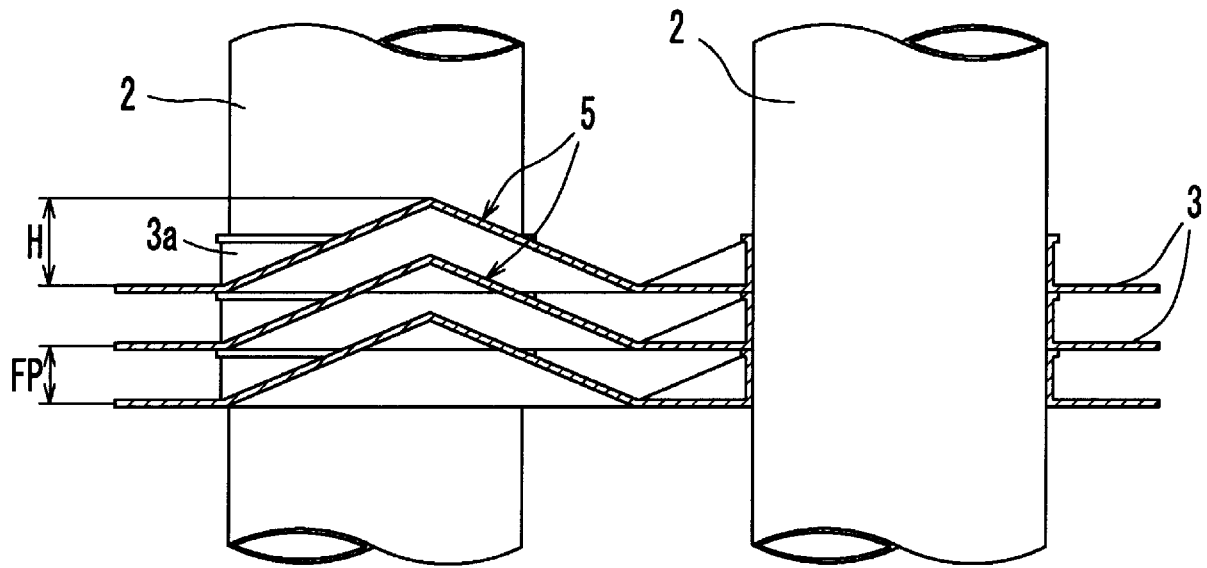
[図1]



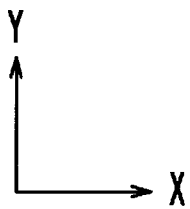
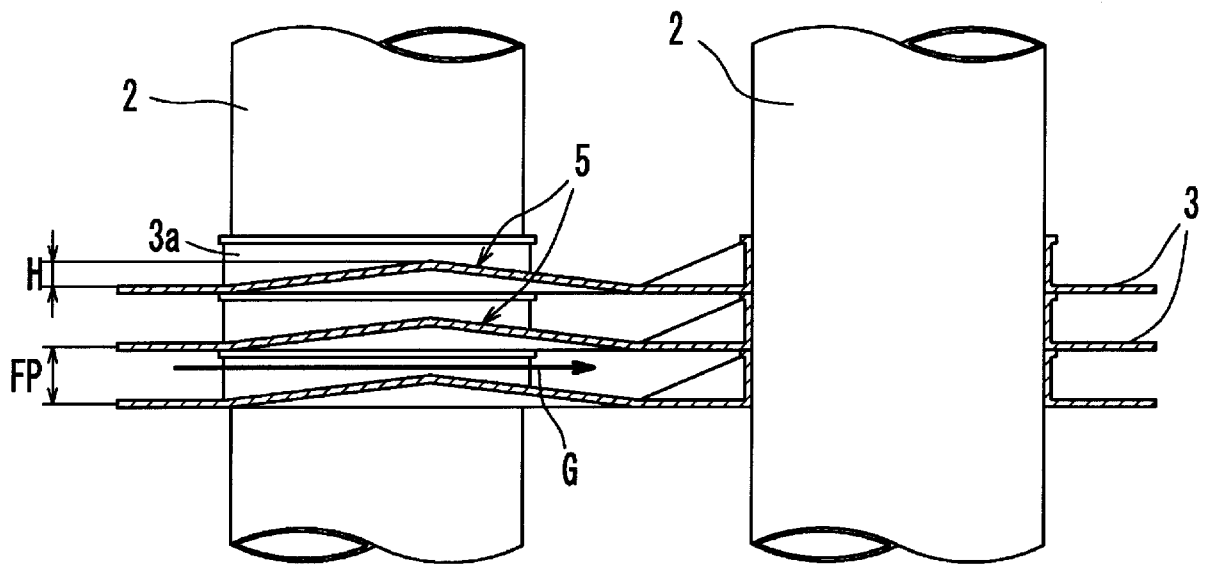
[図2]



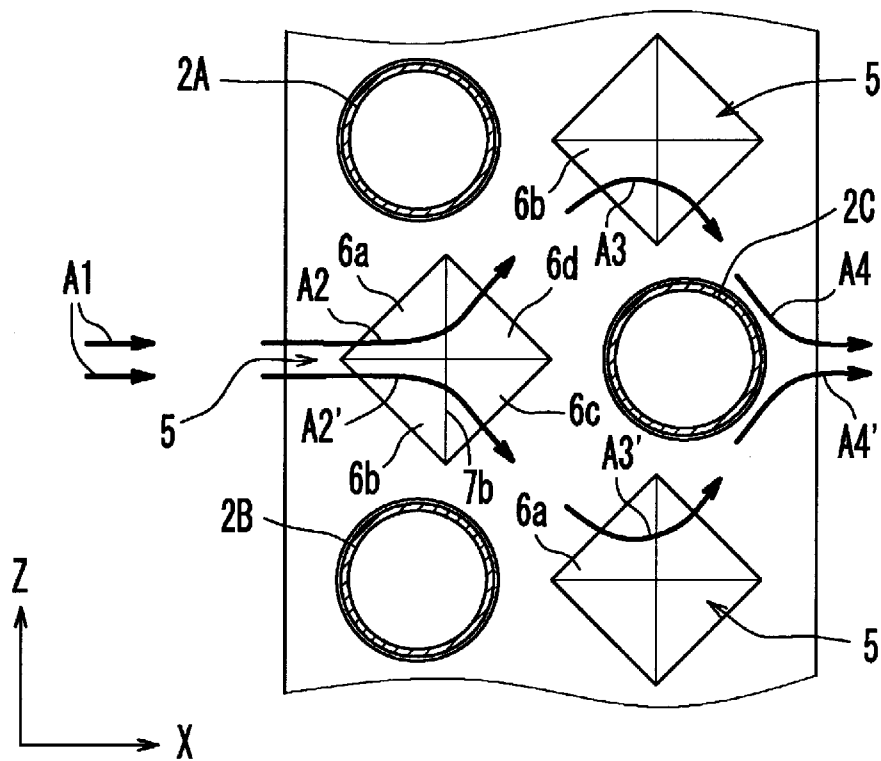
[図3]



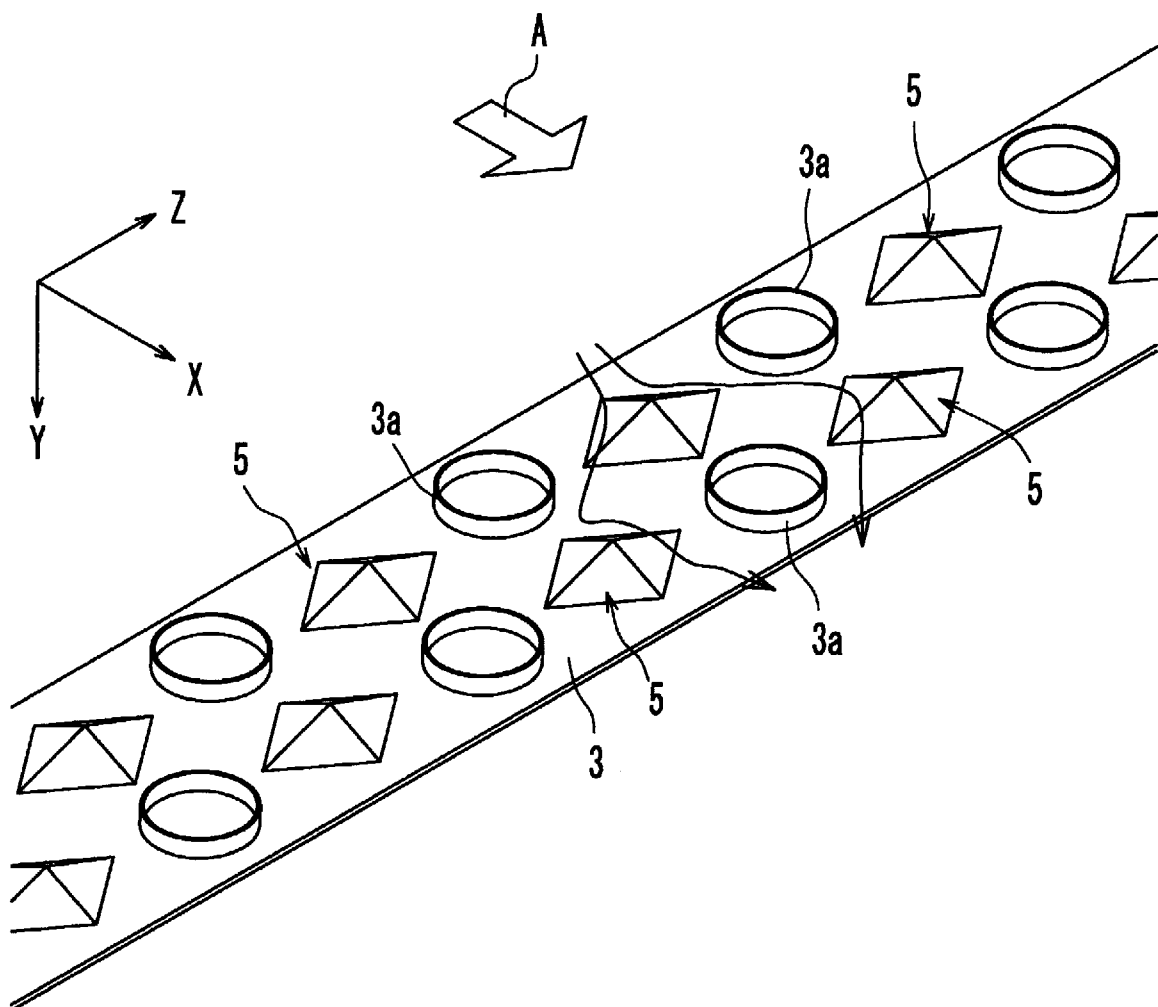
[図4]



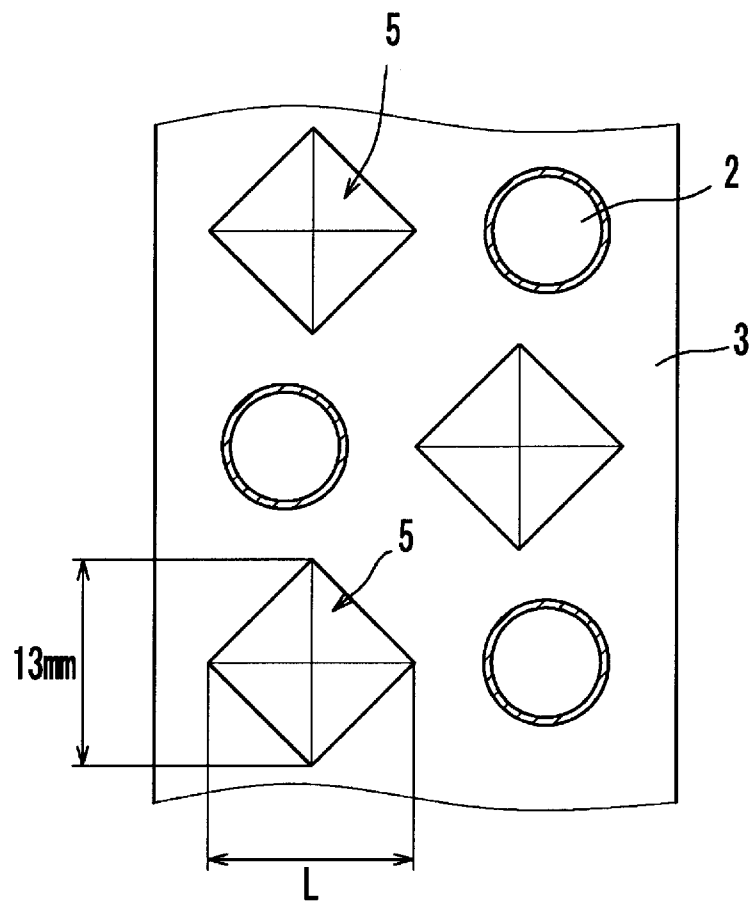
[図5]



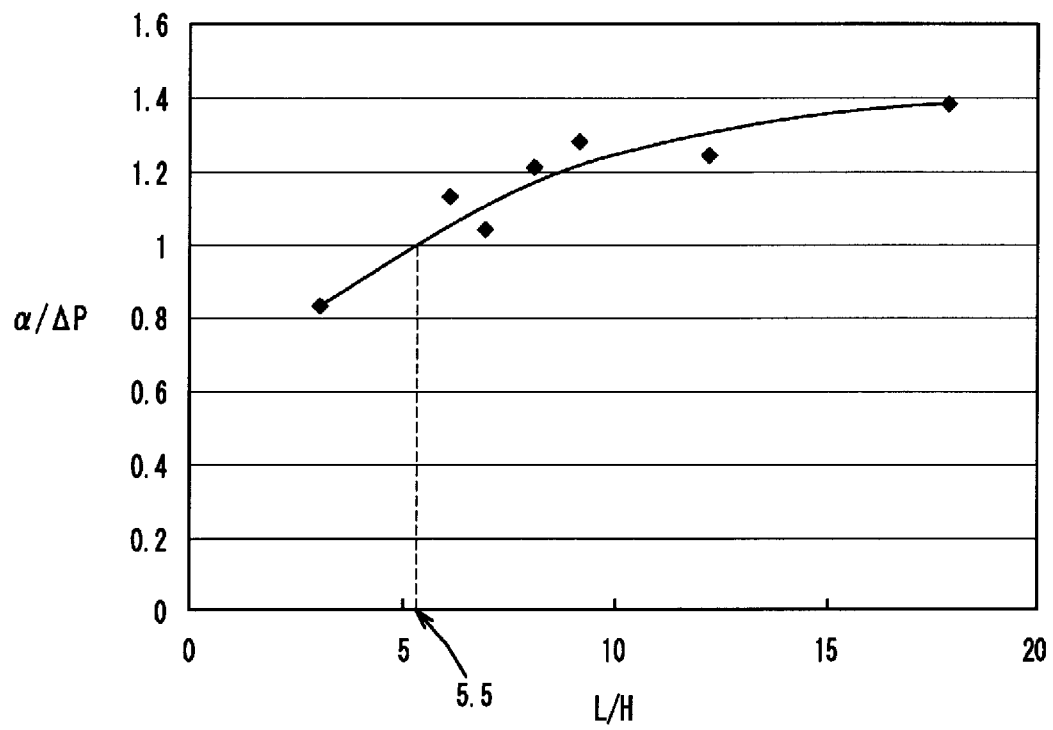
[図6]



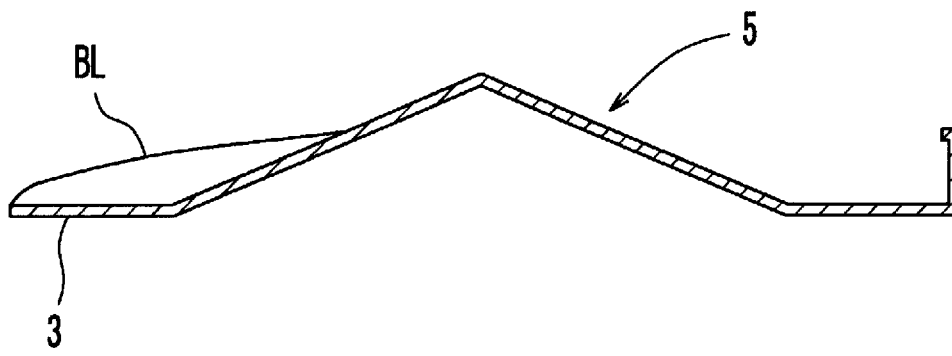
[図7]



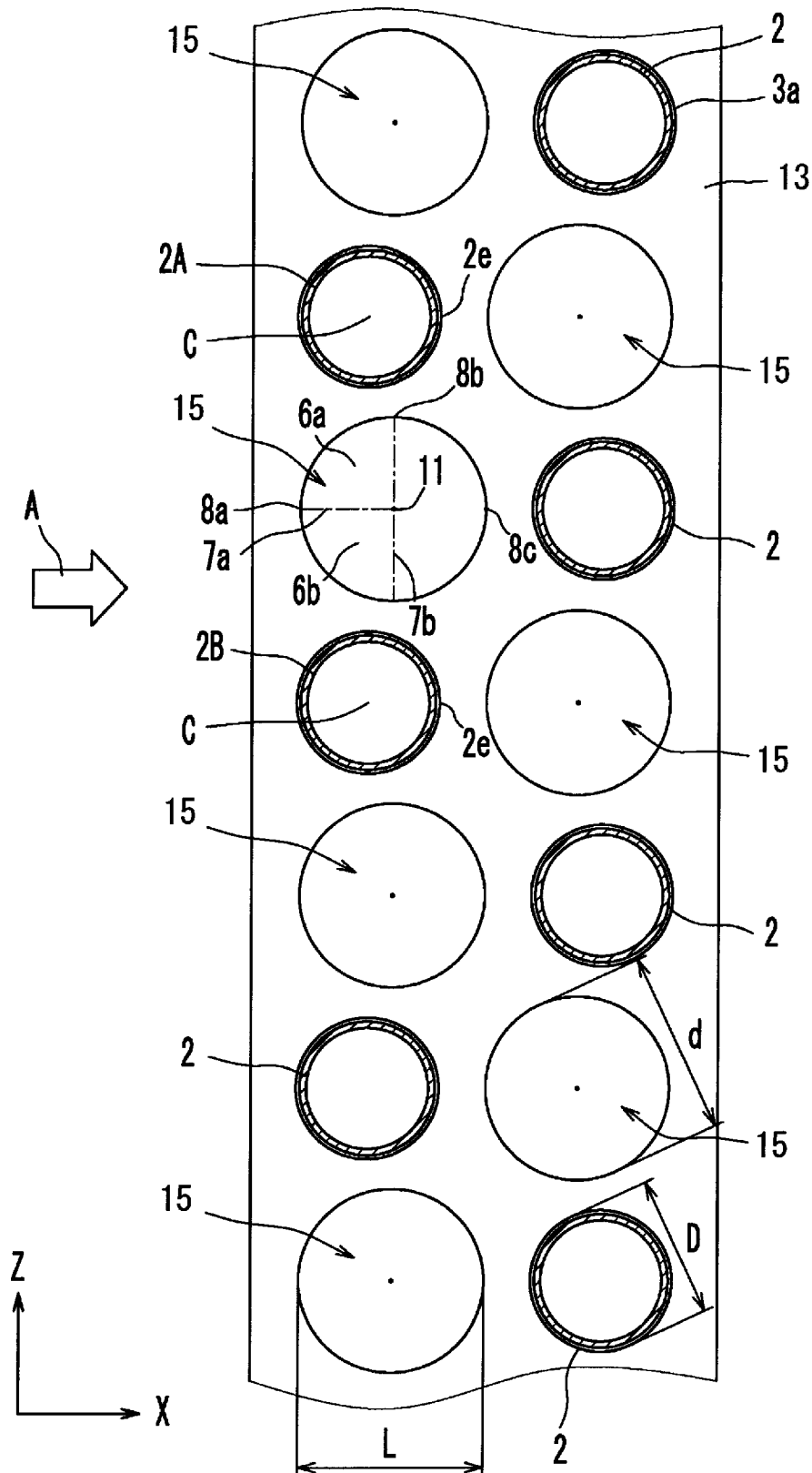
[図8]



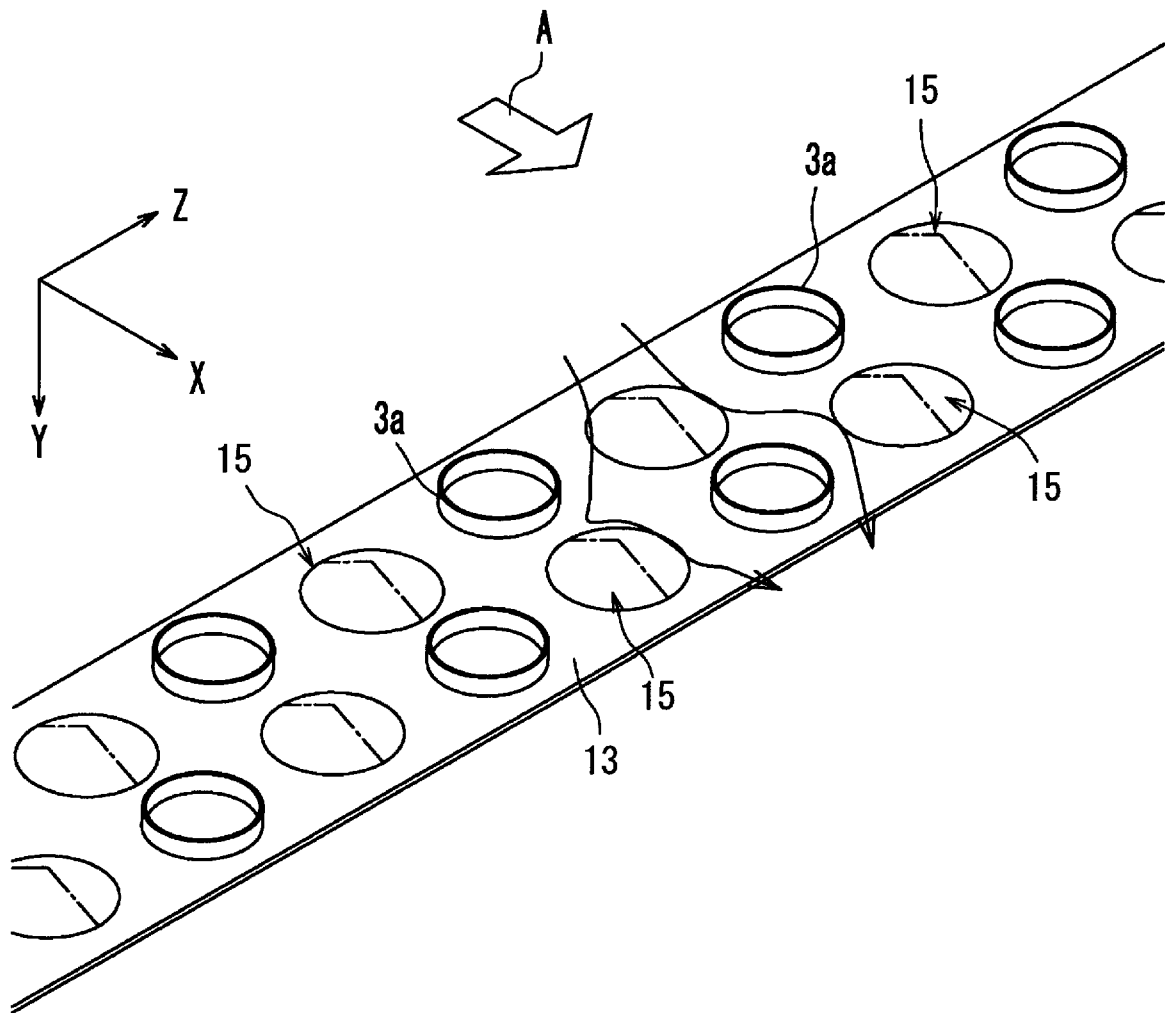
[図9]



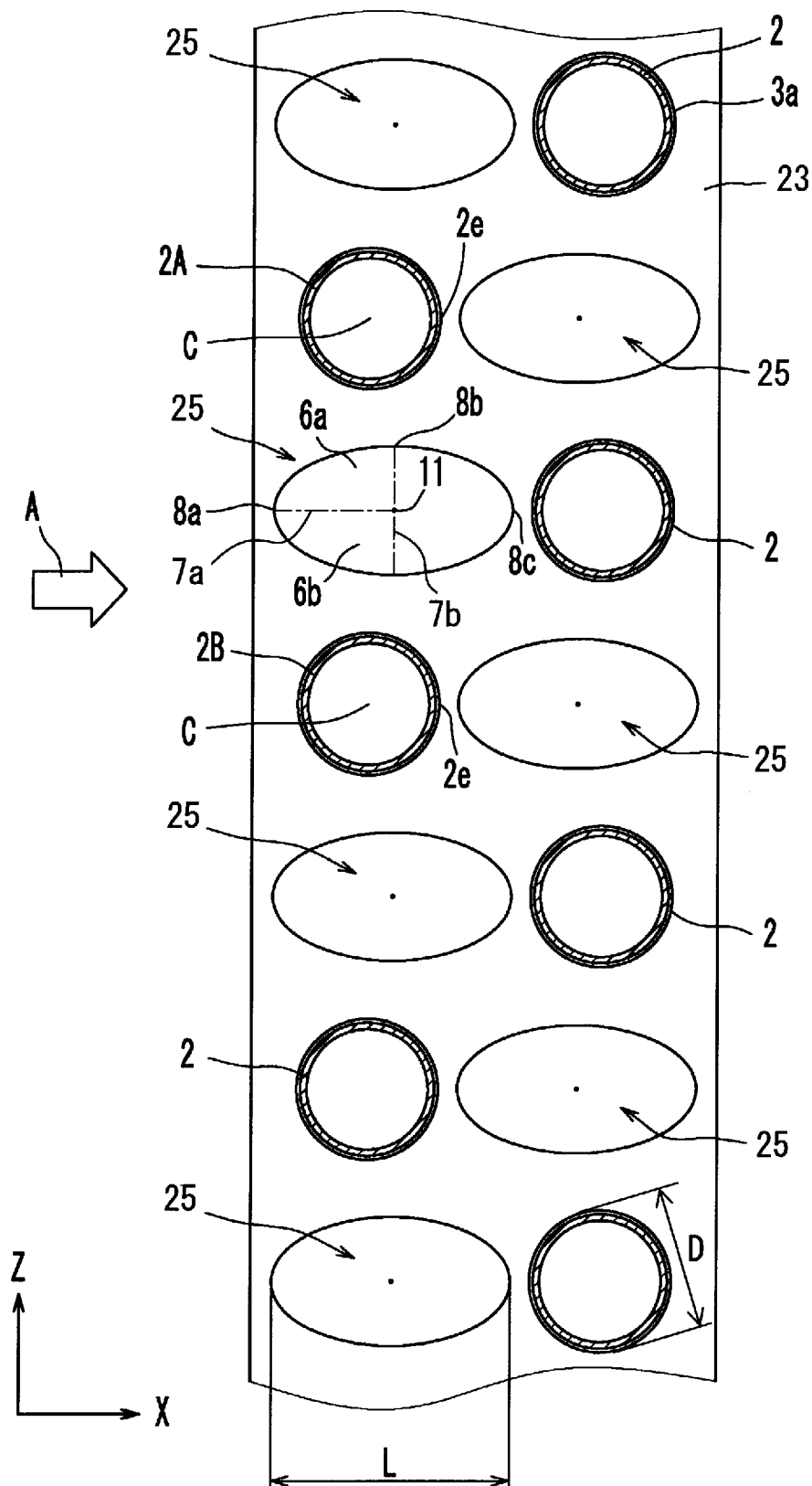
[図10]



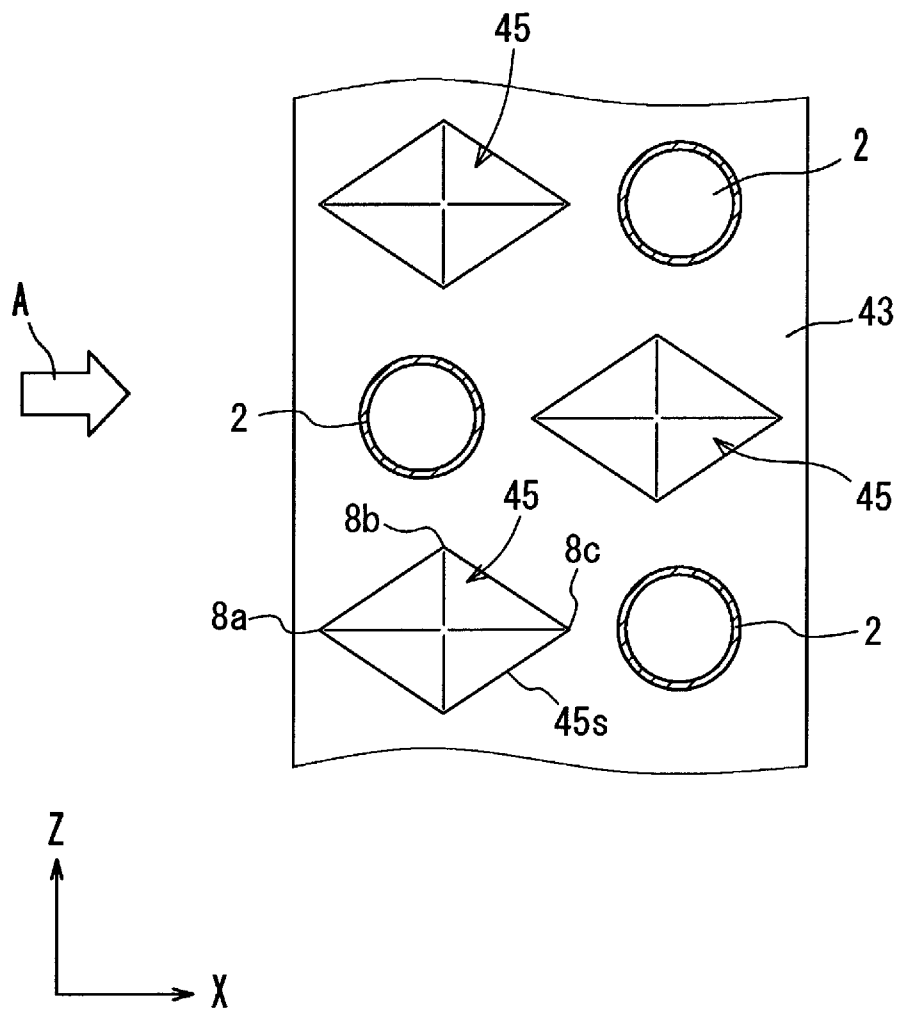
[図11]



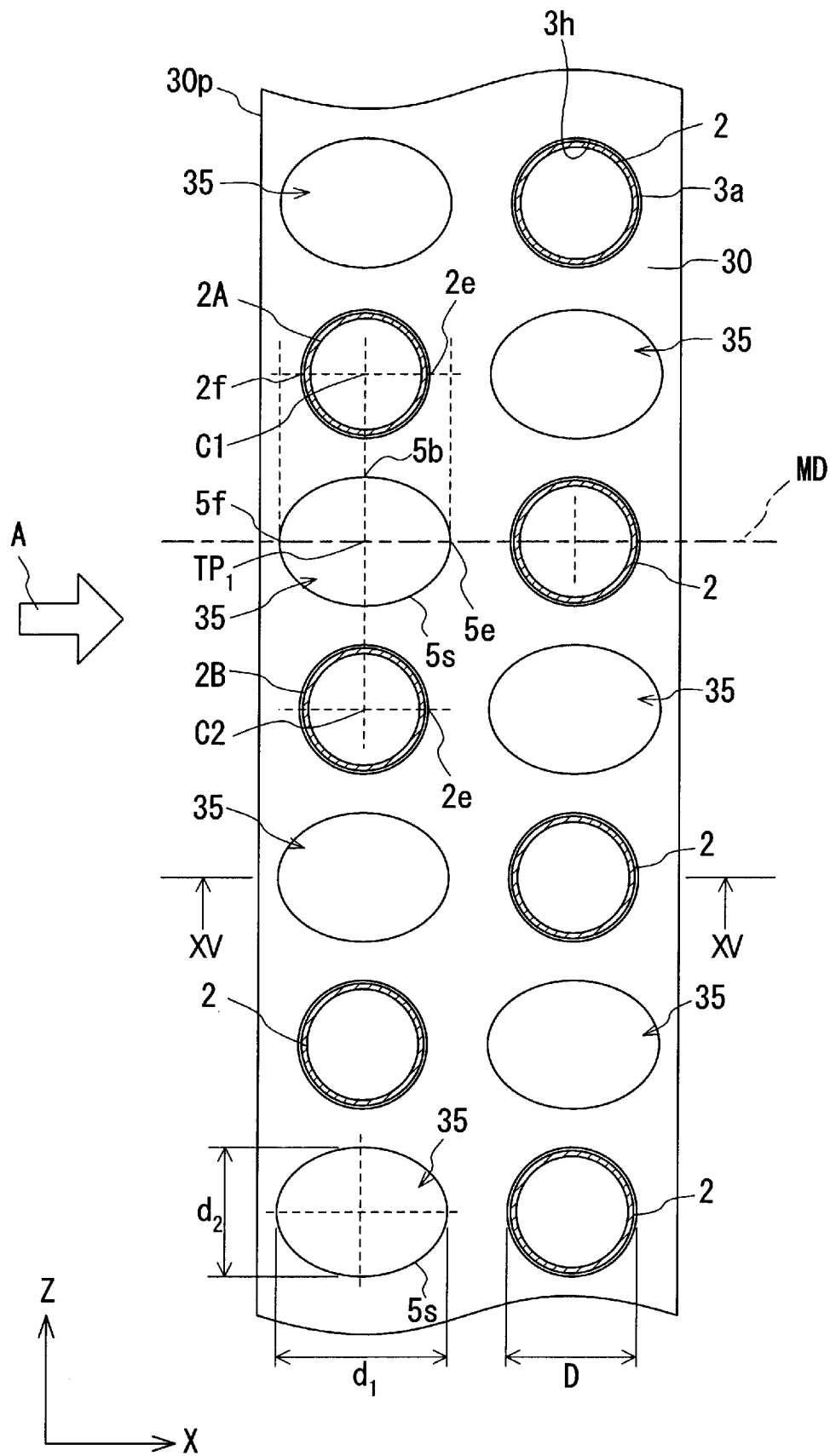
[図12]



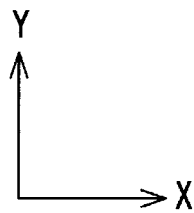
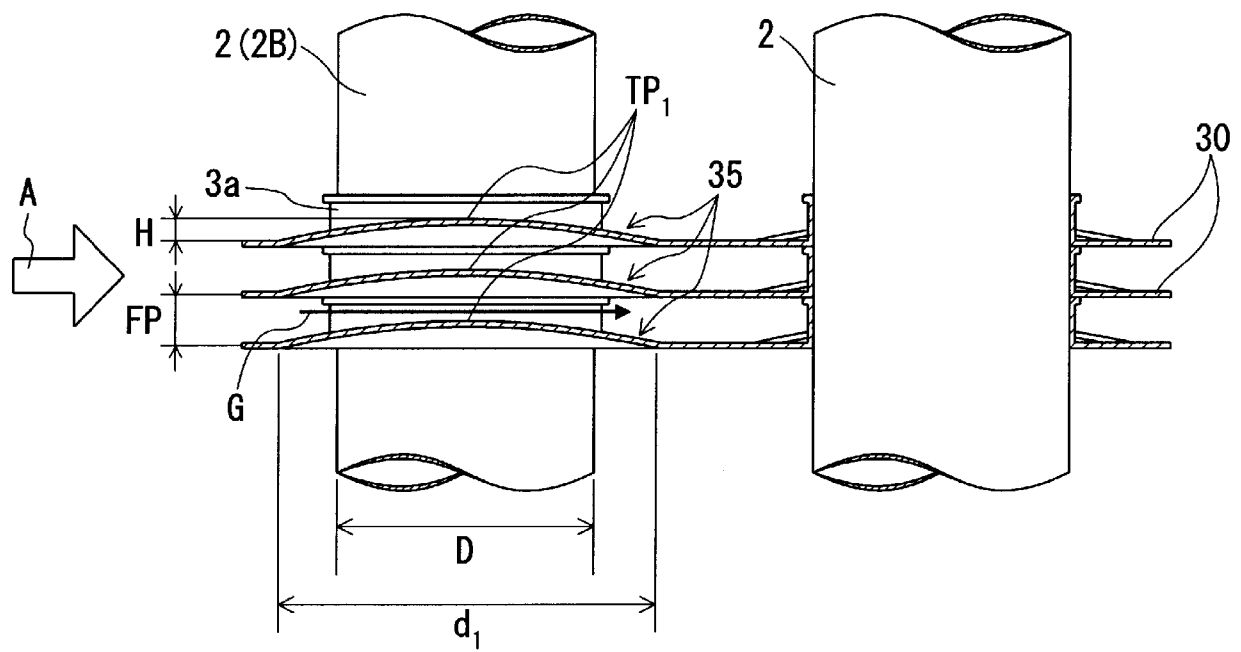
[図13]



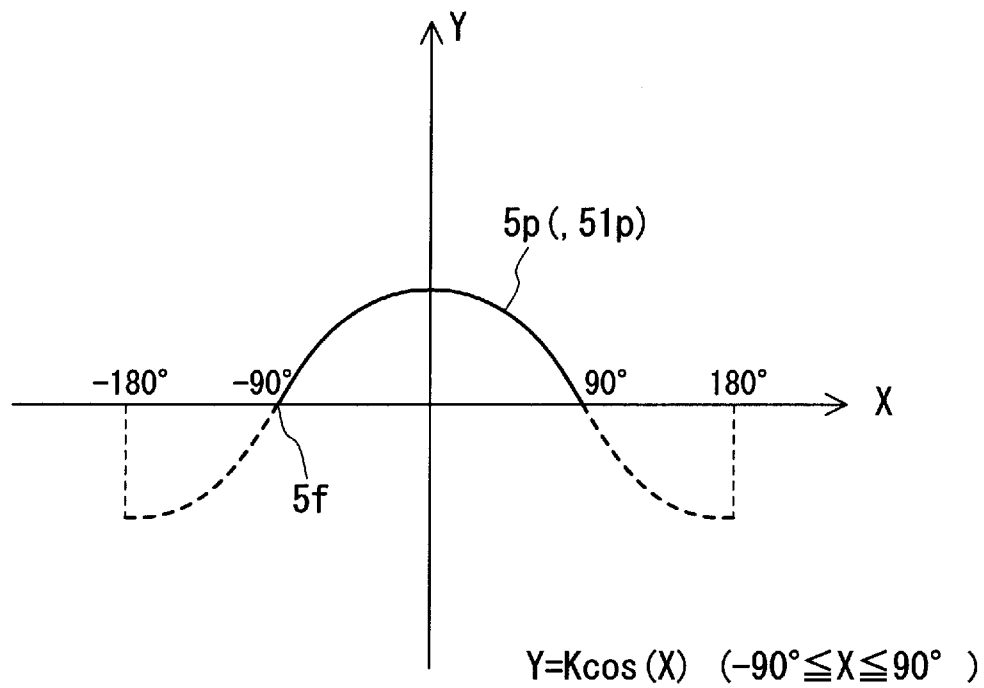
[図14]



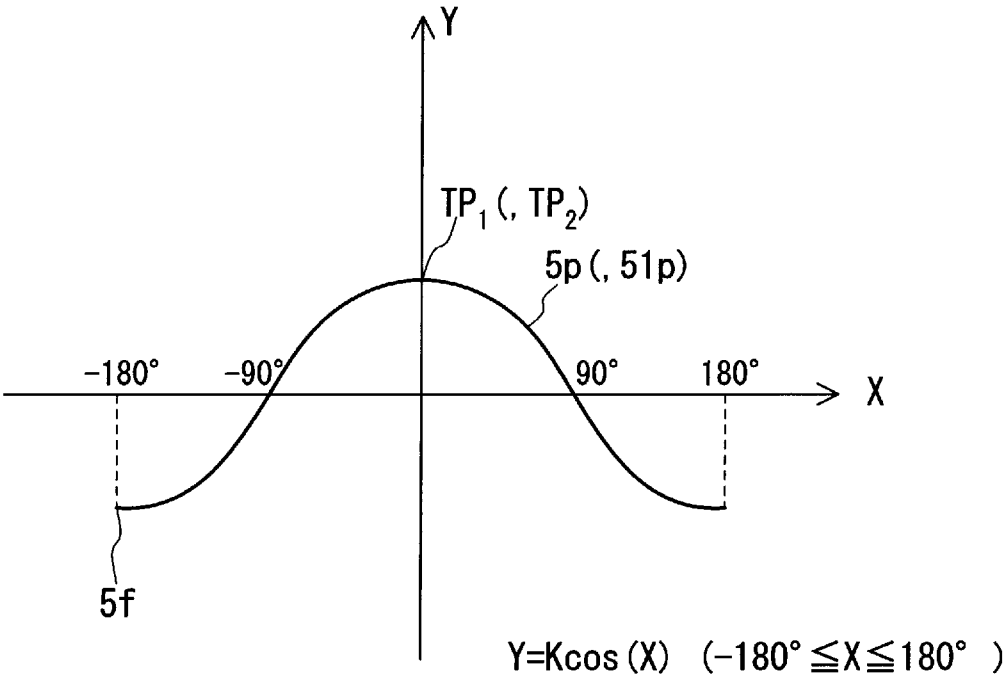
[図15]



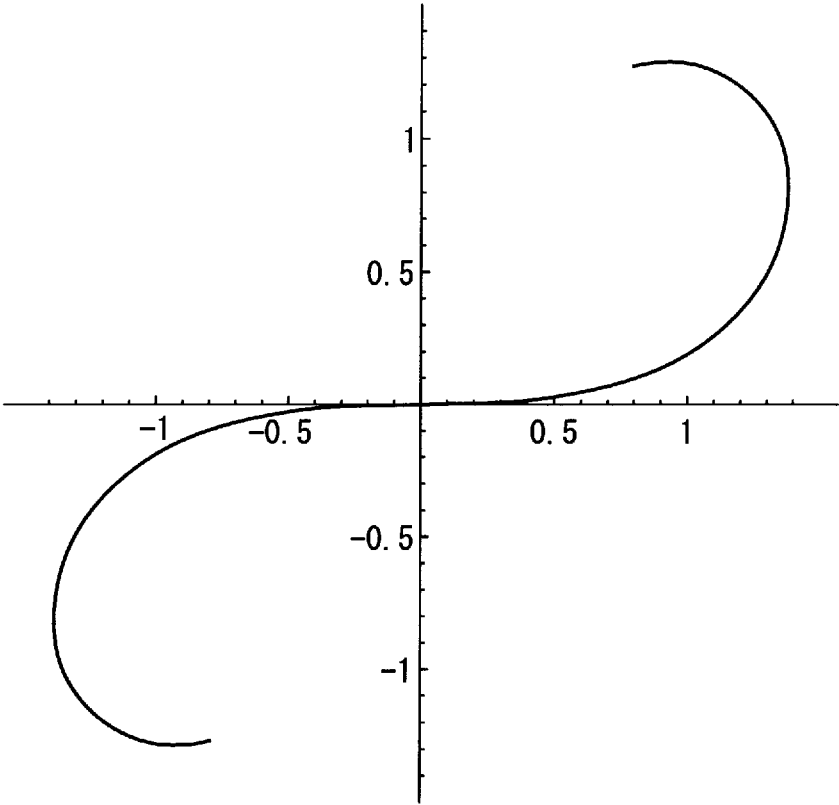
[図16A]



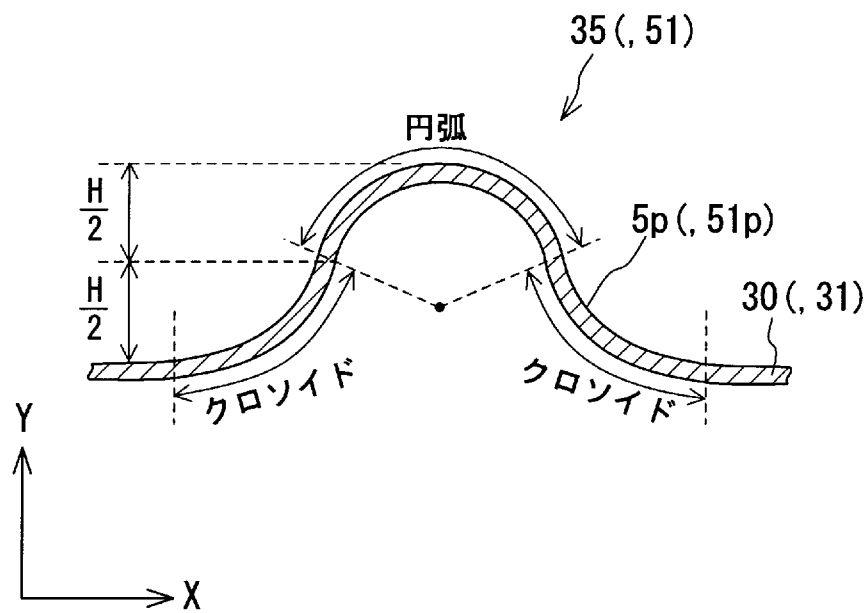
[図16B]



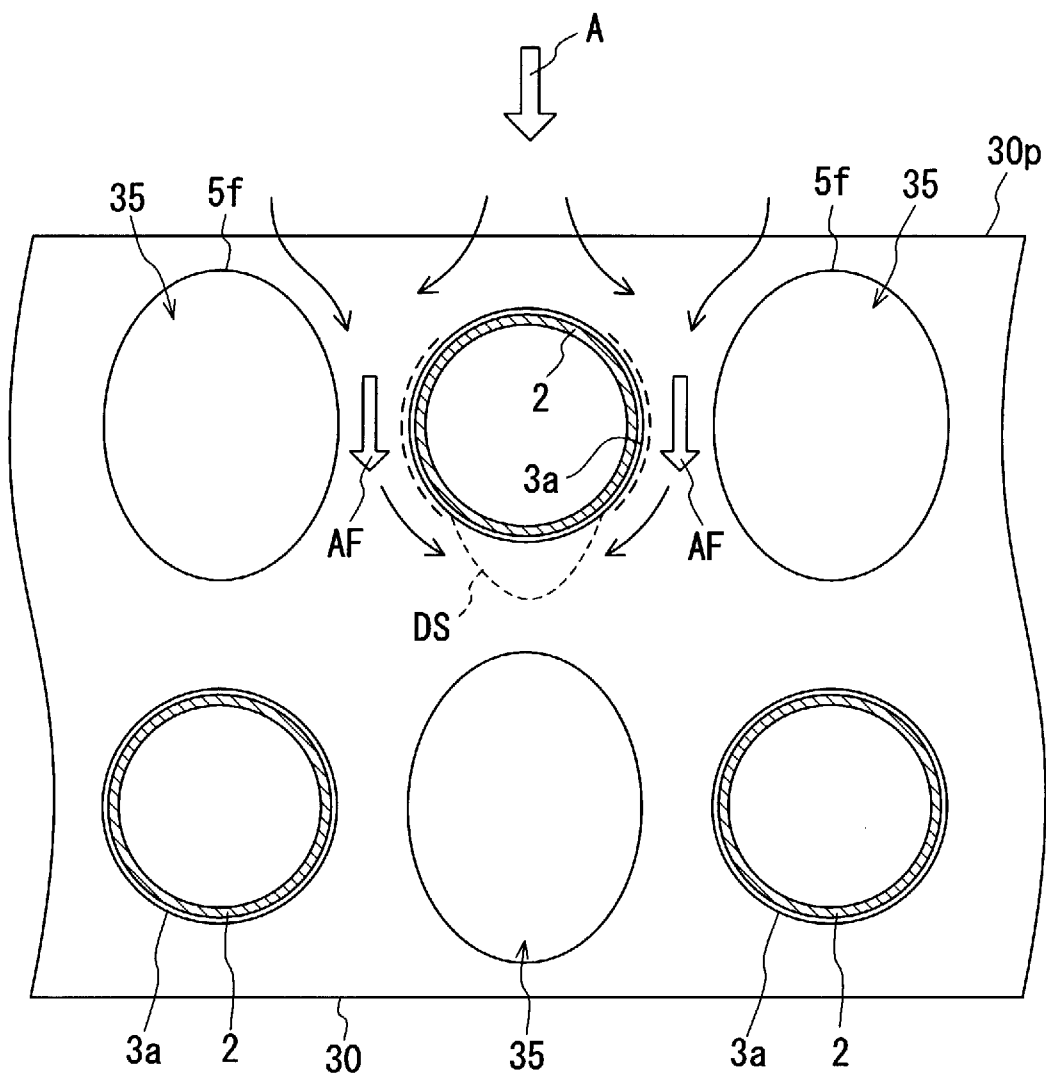
[図17A]



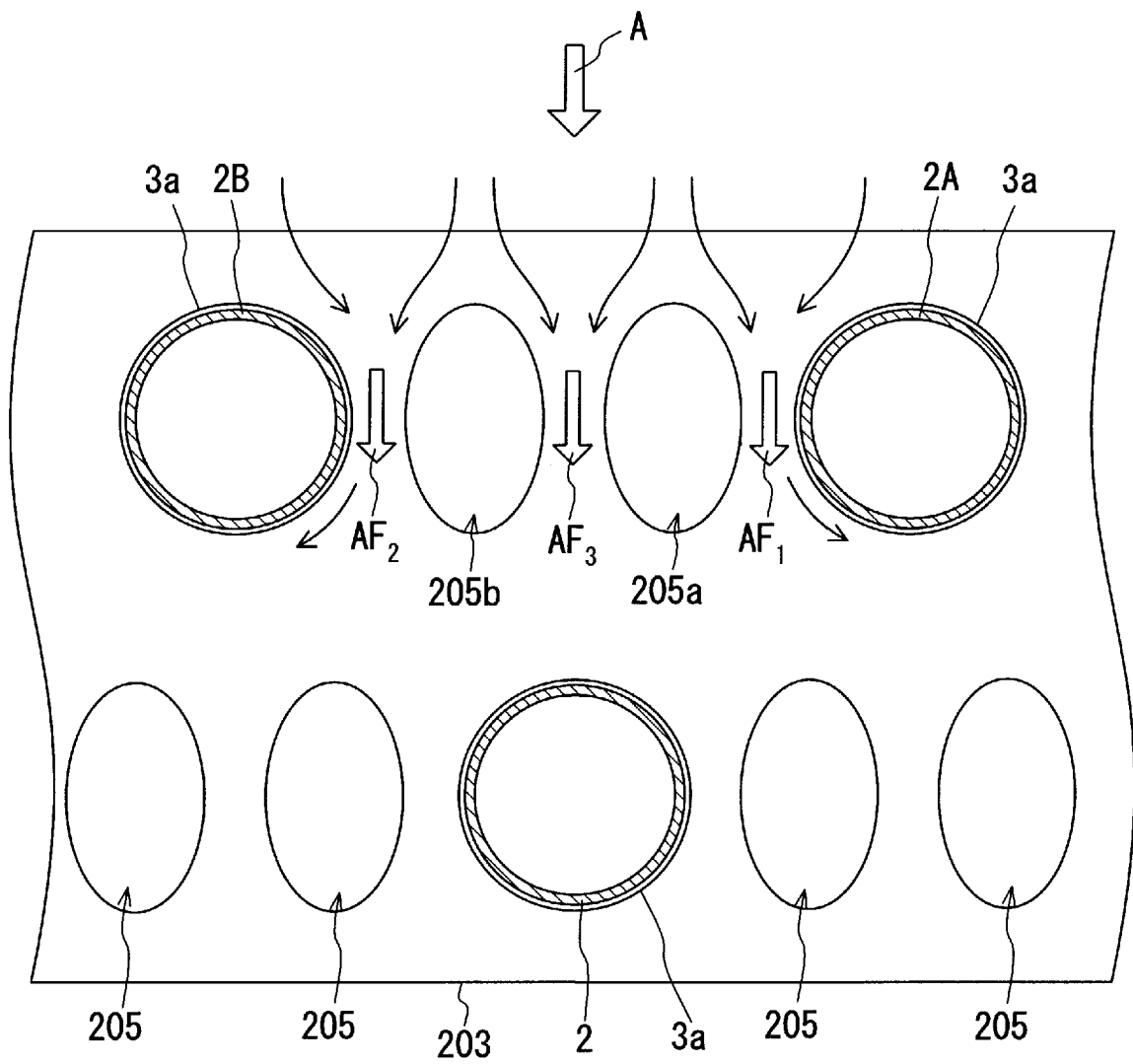
[図17B]



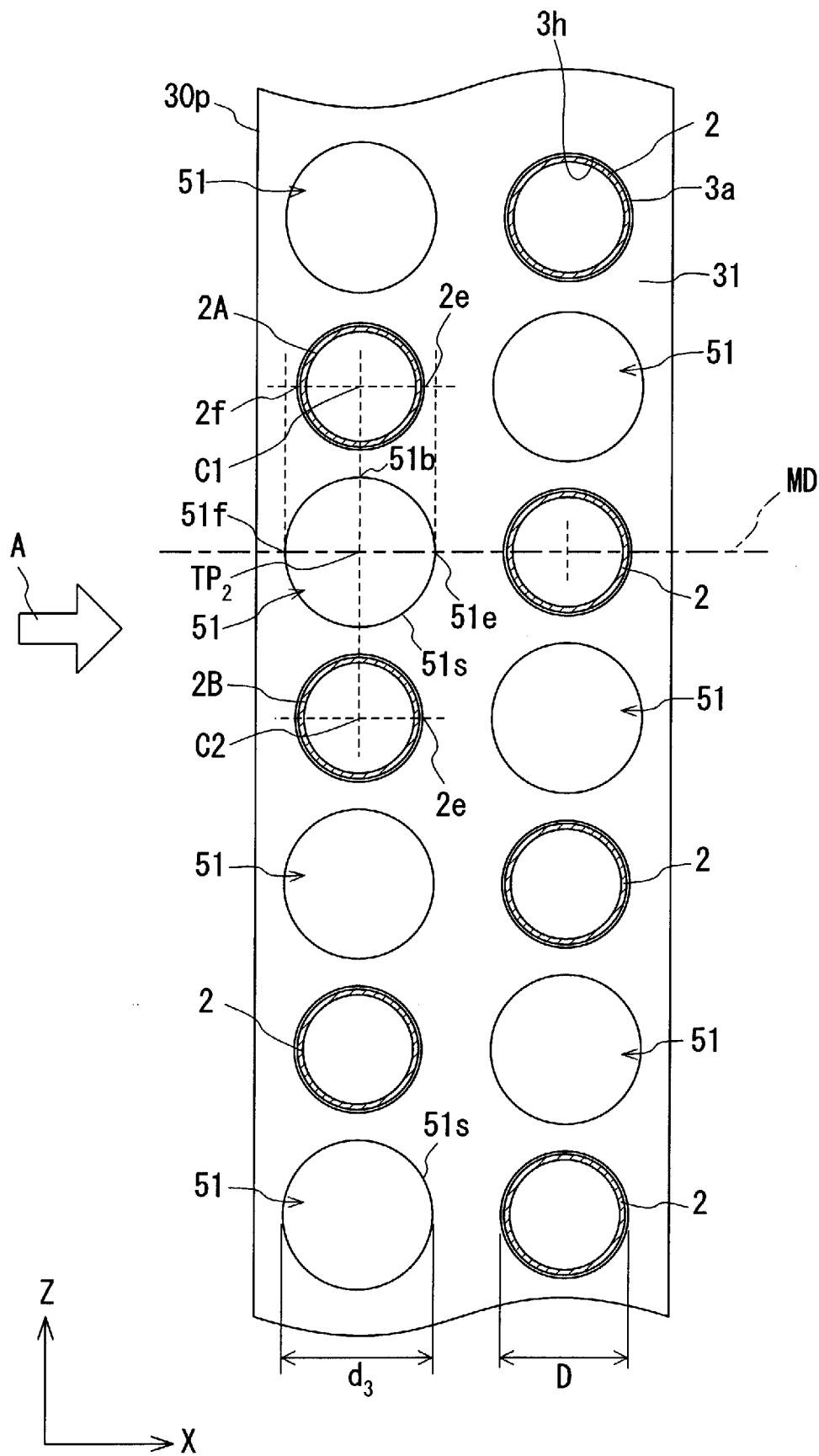
[図18]



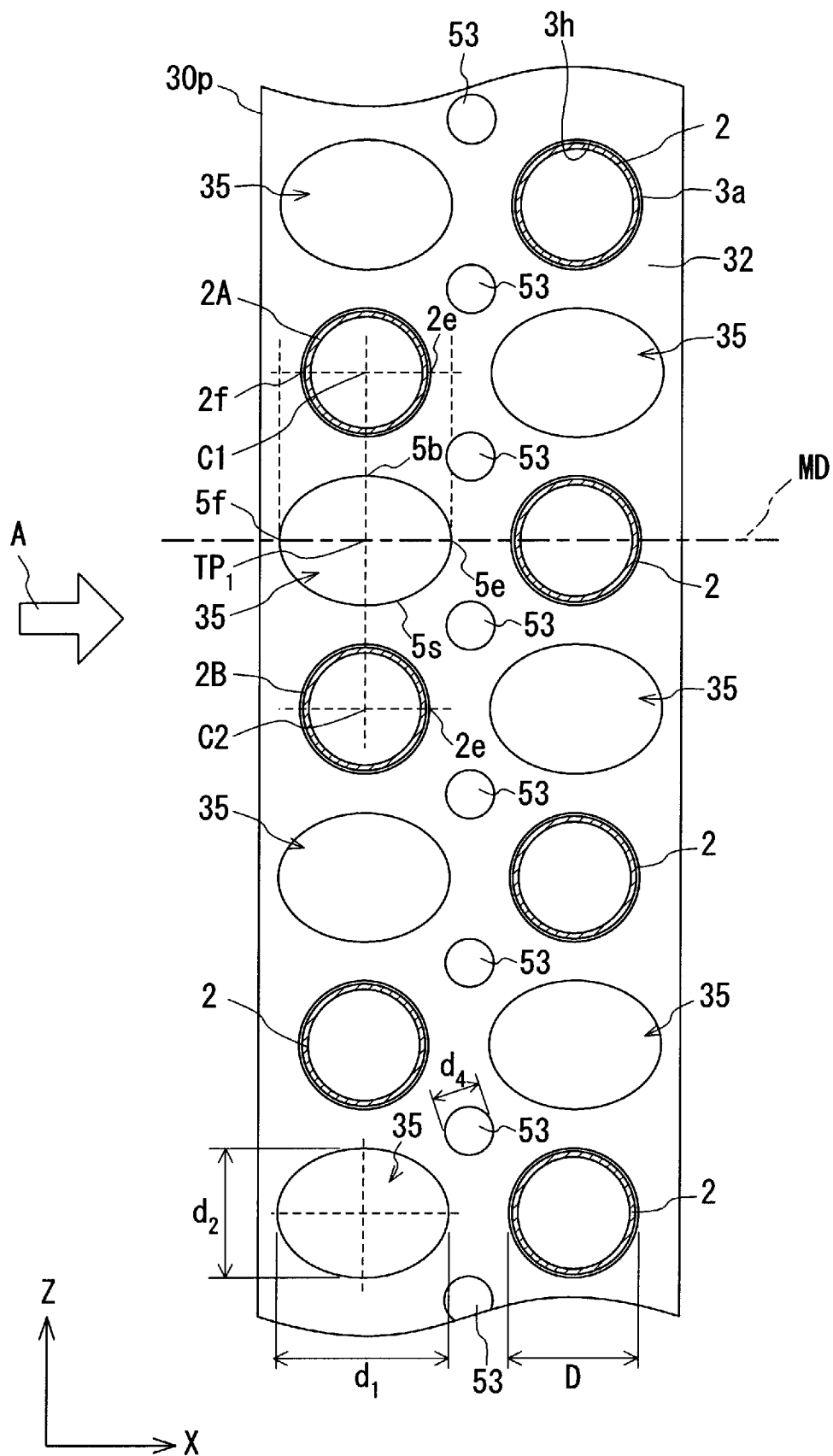
[図19]



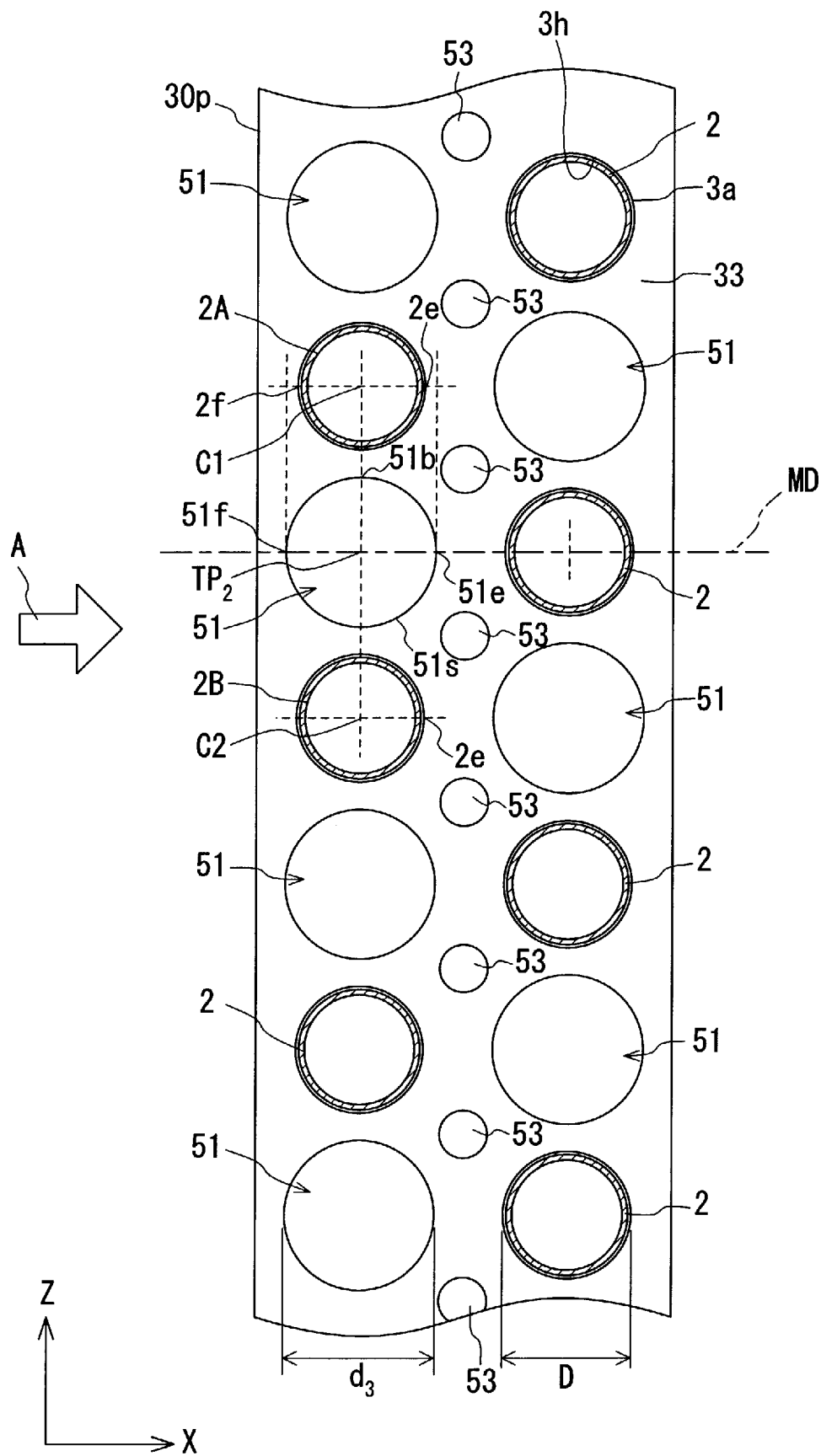
[図20]



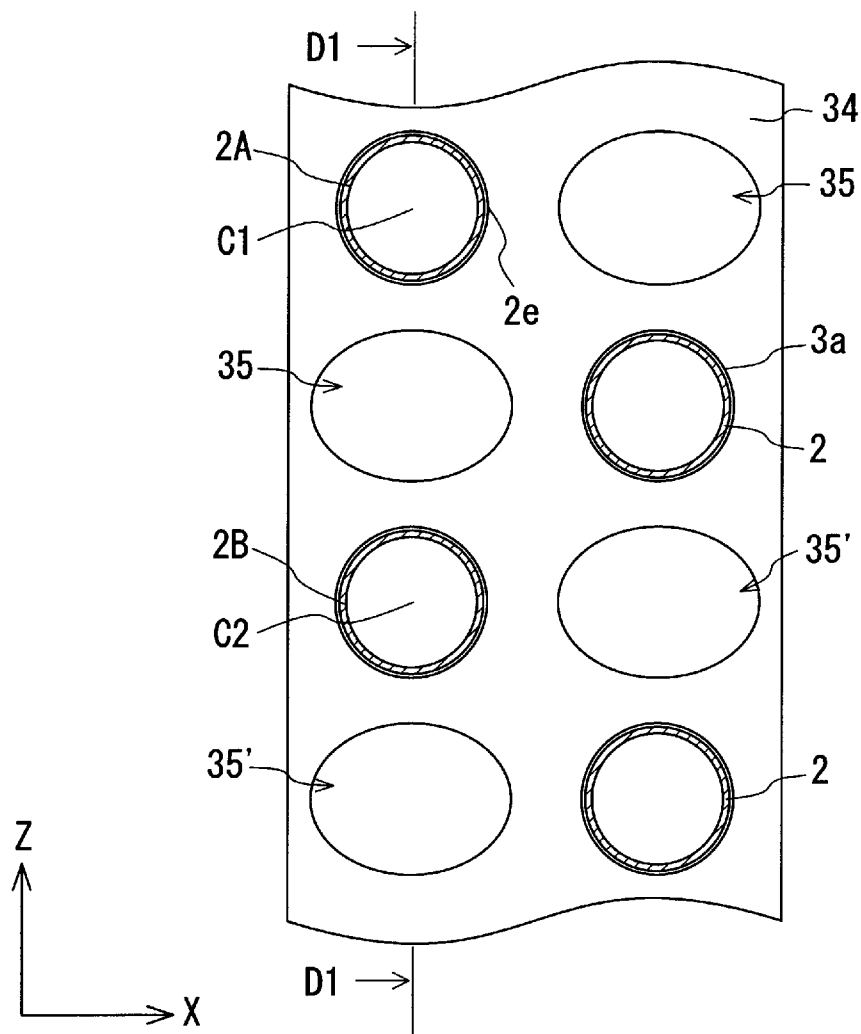
[図21]



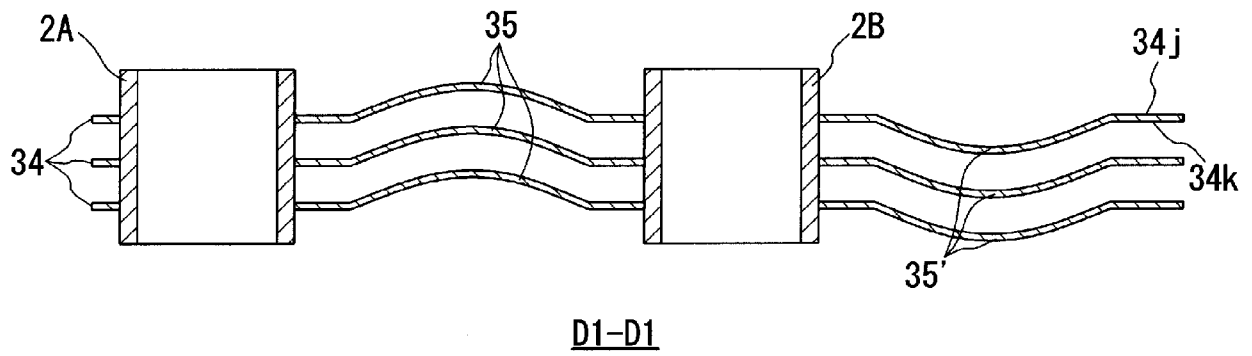
[図22]



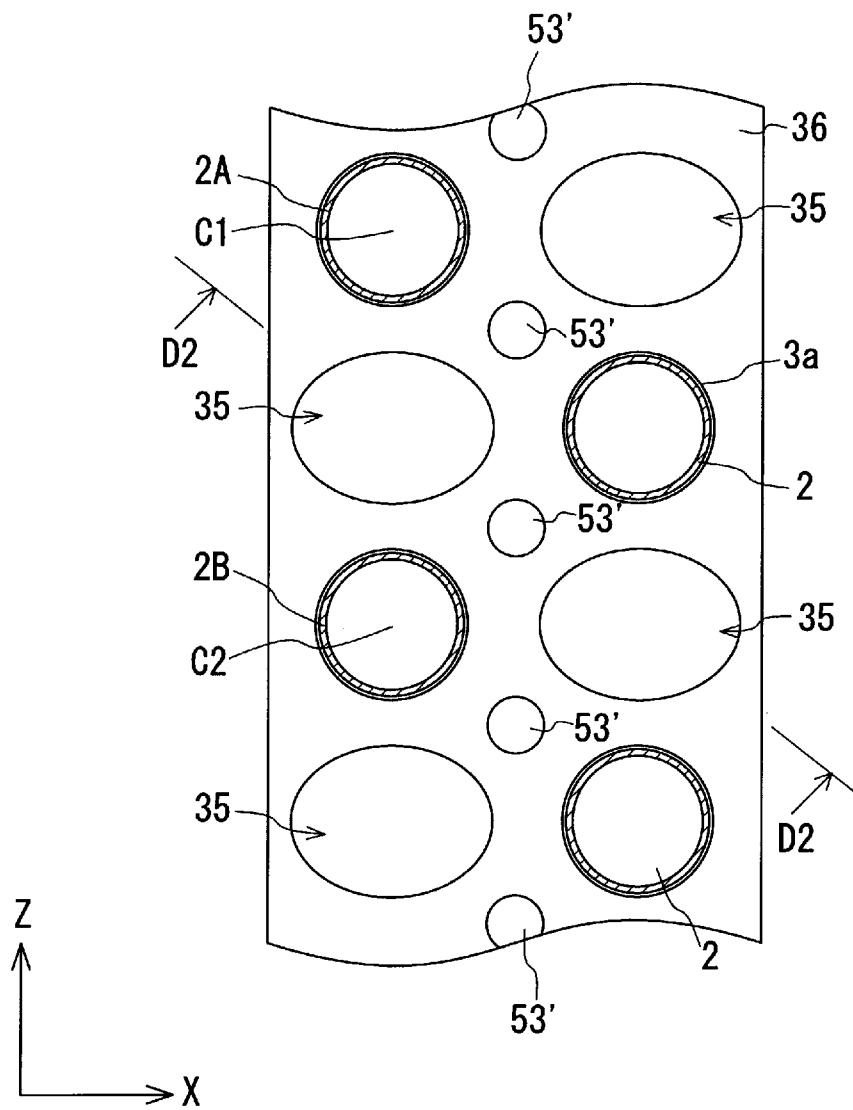
[図23A]



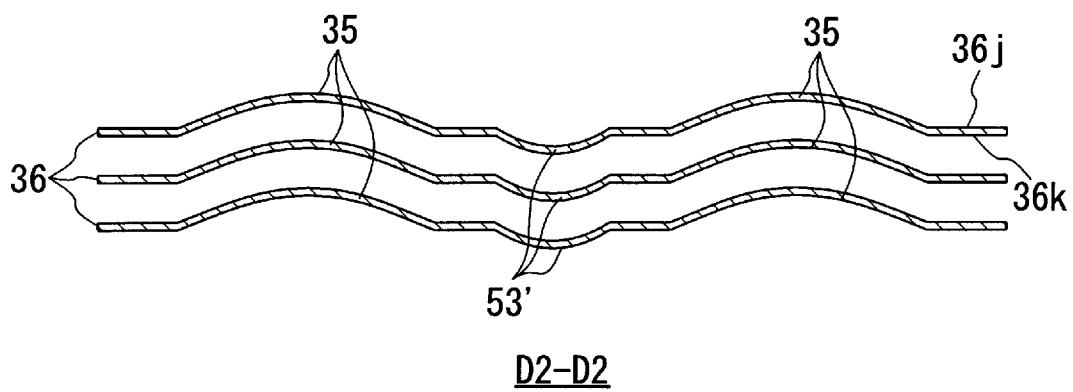
[図23B]



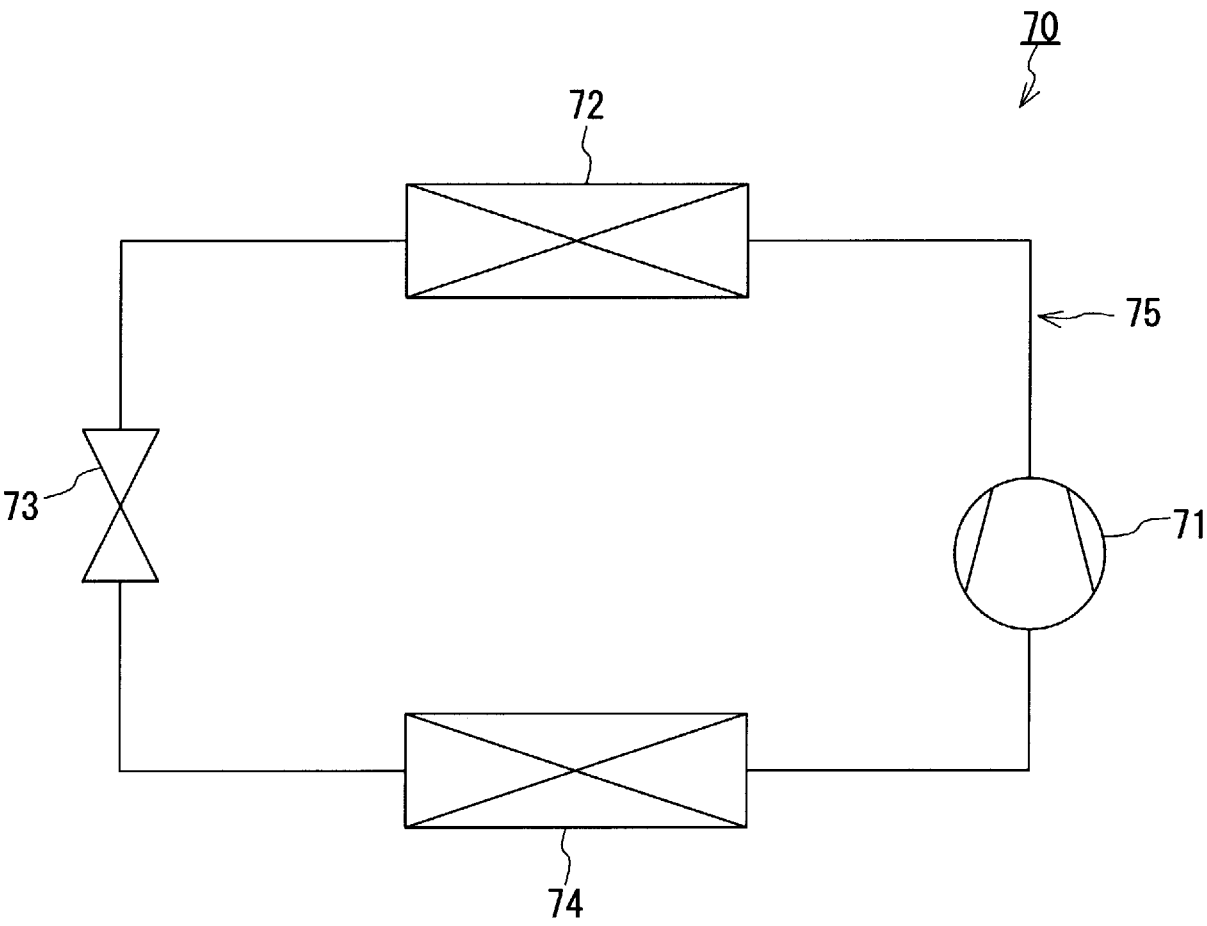
[図24A]



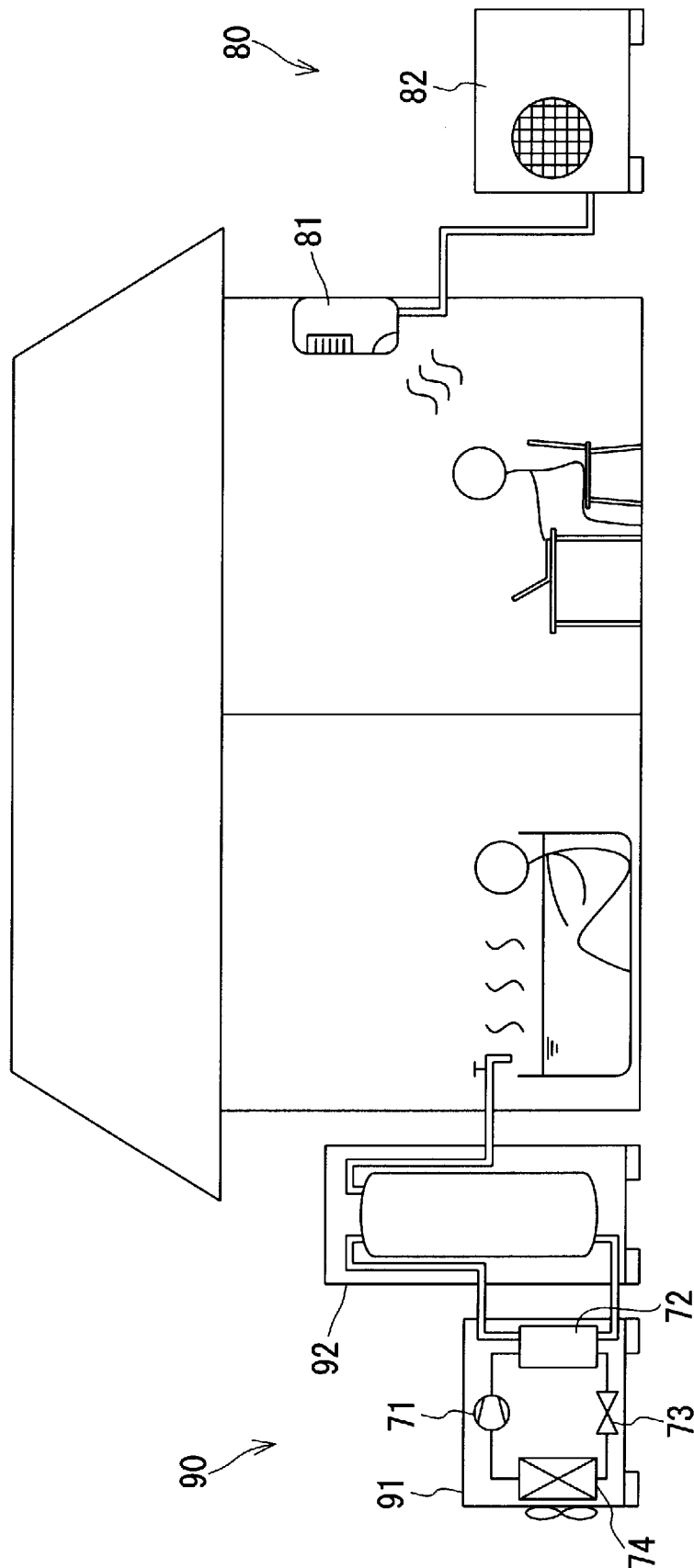
[図24B]



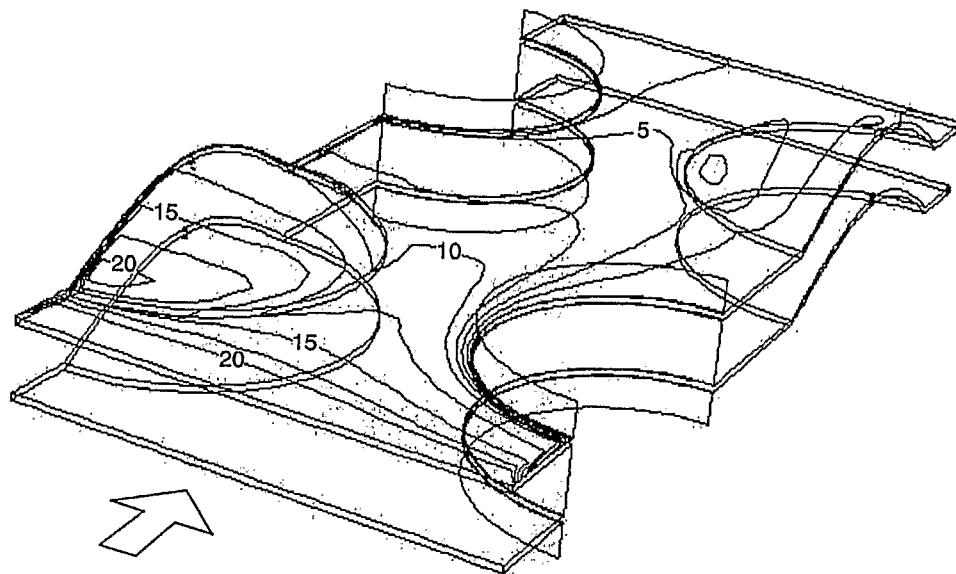
[図25]



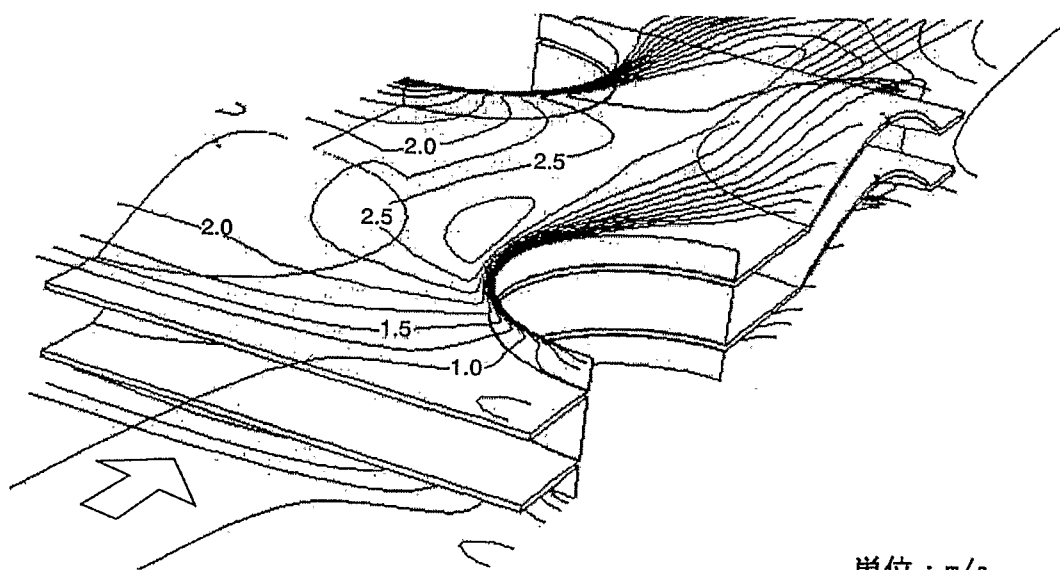
[図26]



[図27A]

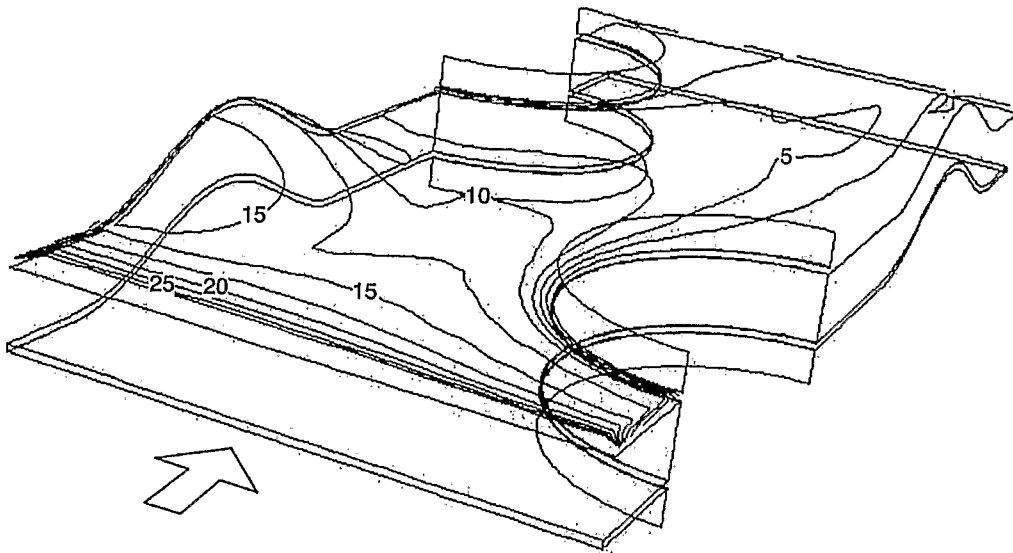


[図27B]

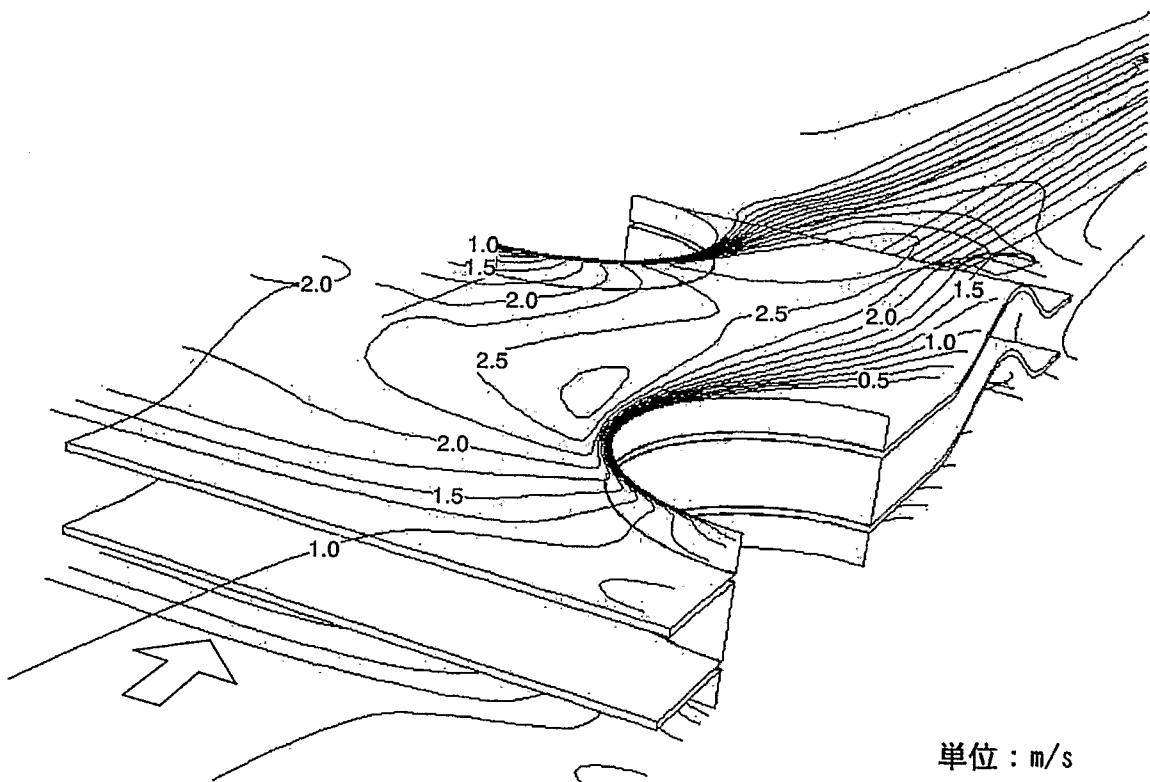


単位 : m/s

[図28A]

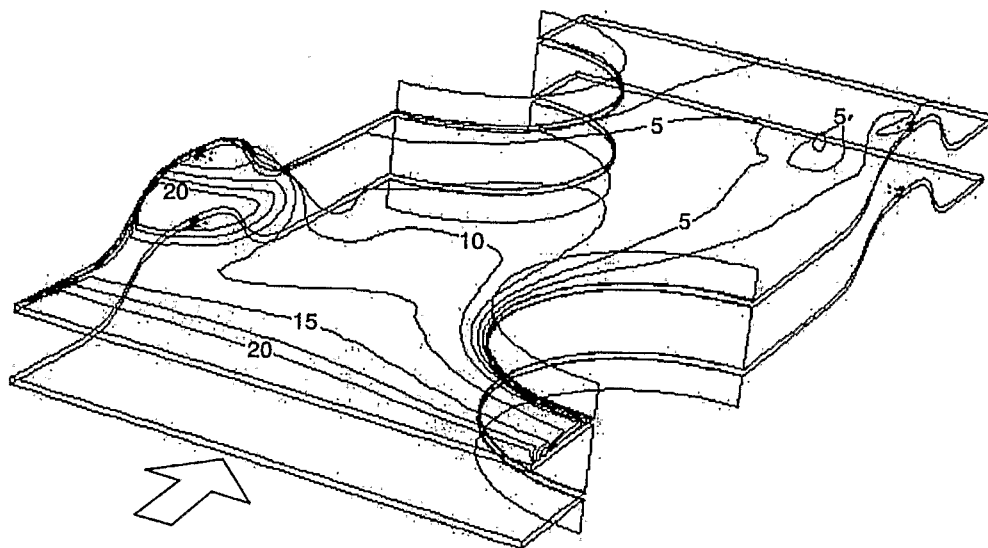


[図28B]

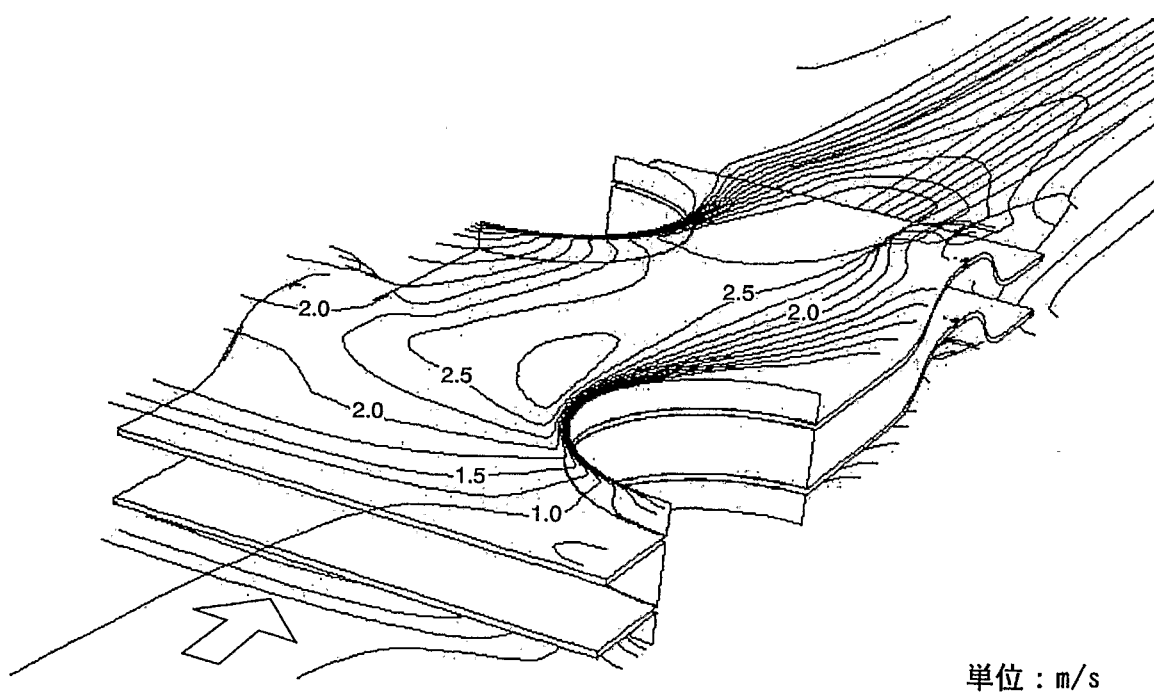


単位 : m/s

[図29A]

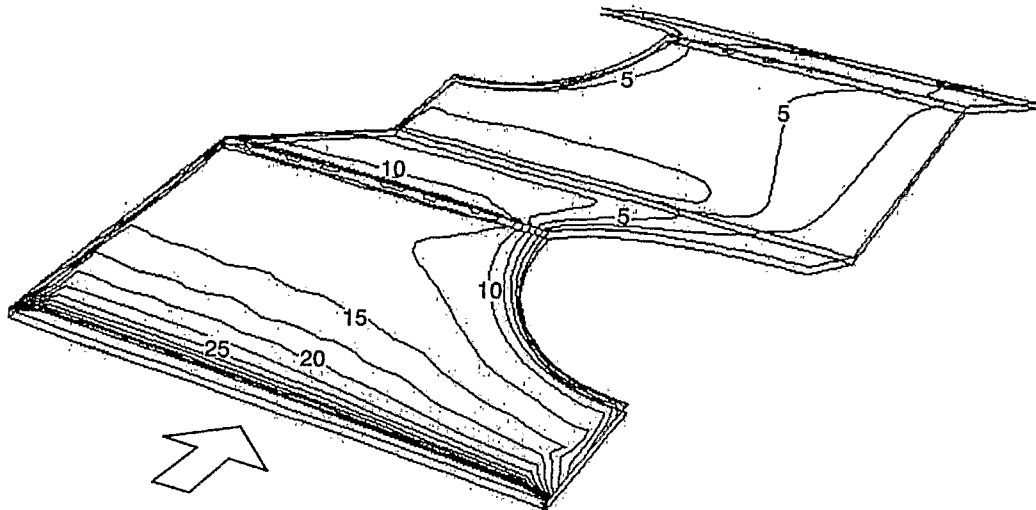


[図29B]

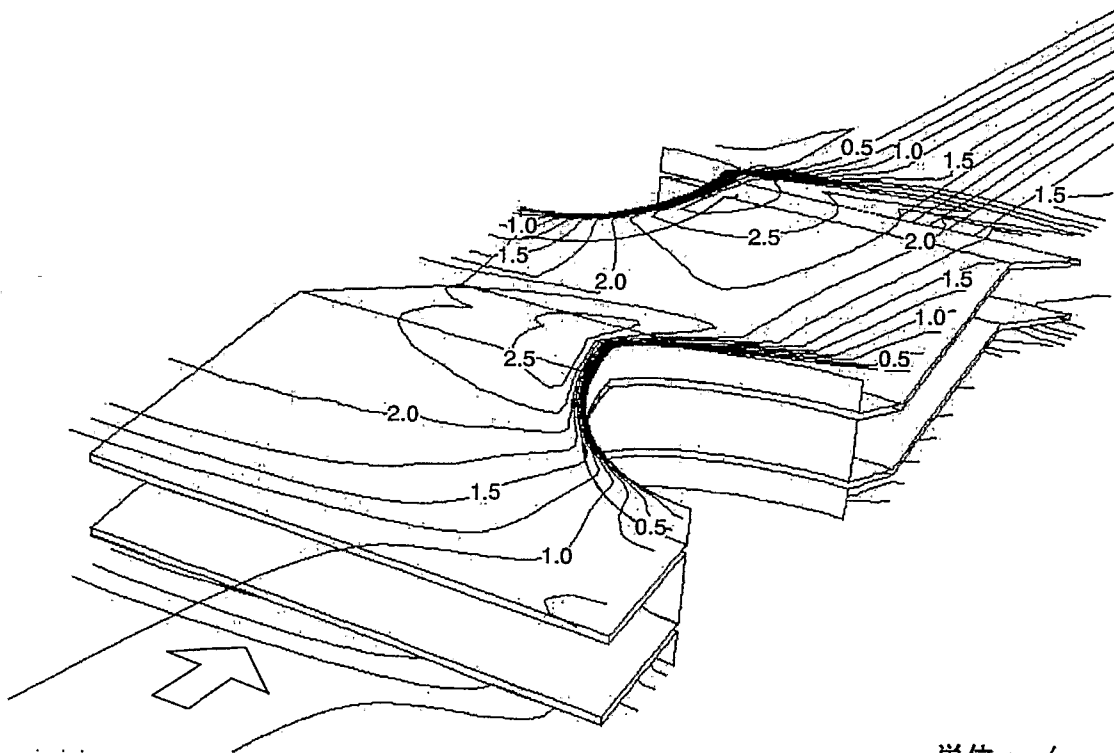


単位 : m/s

[図30A]

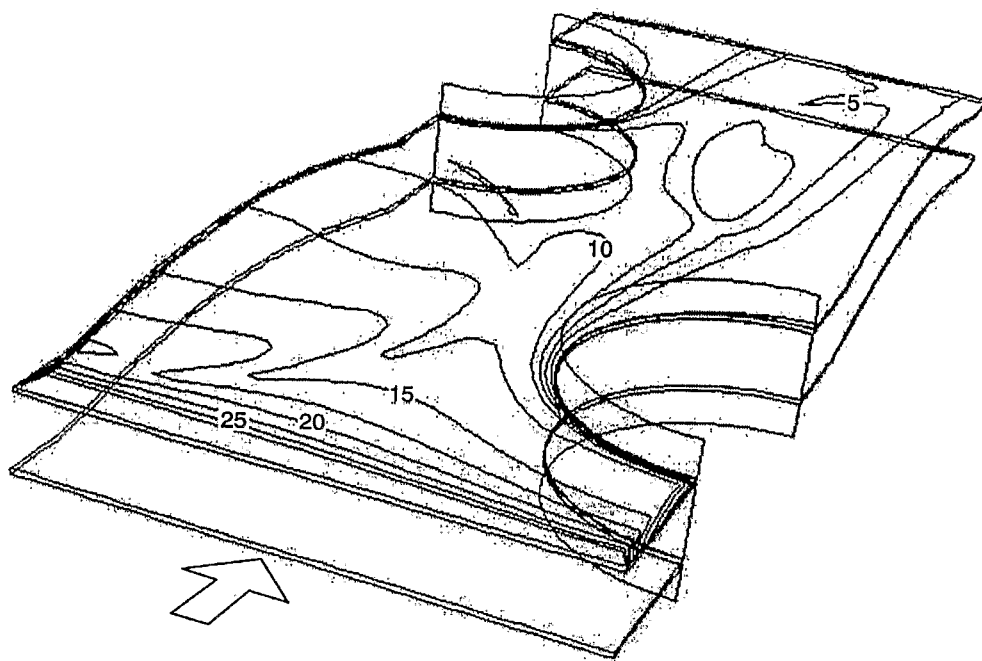


[図30B]

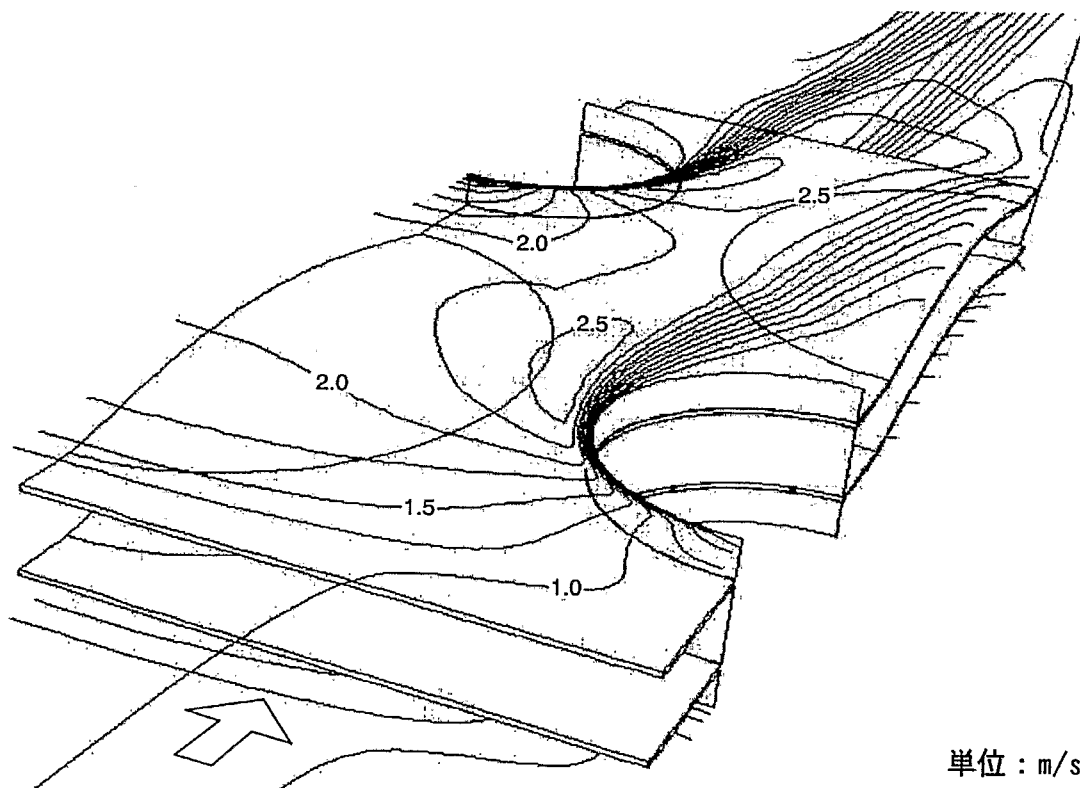


単位 : m/s

[図31A]

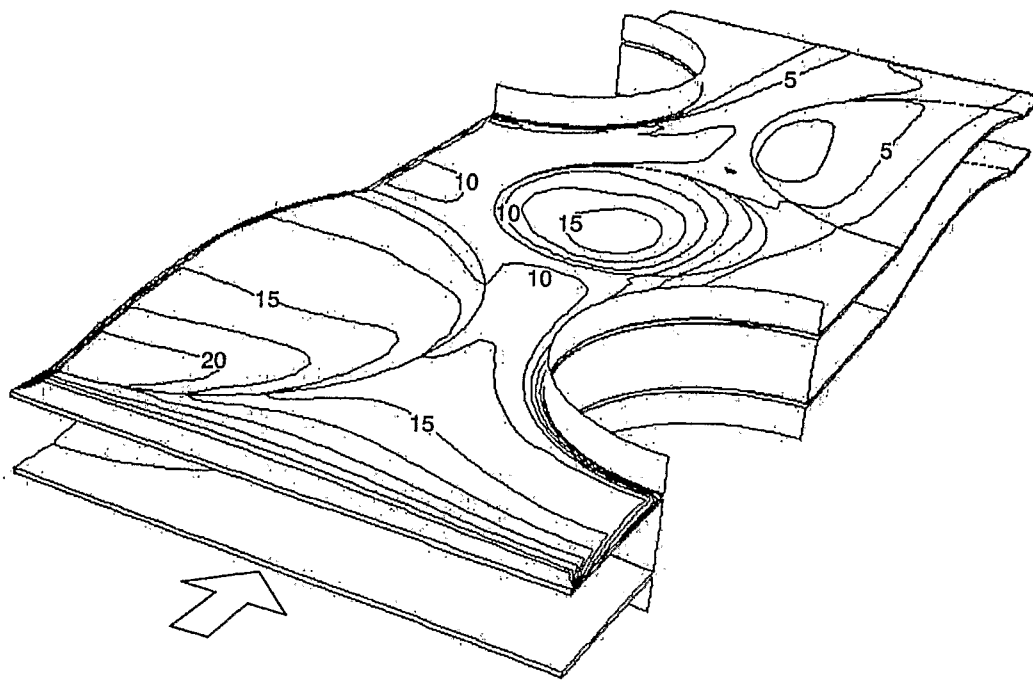


[図31B]

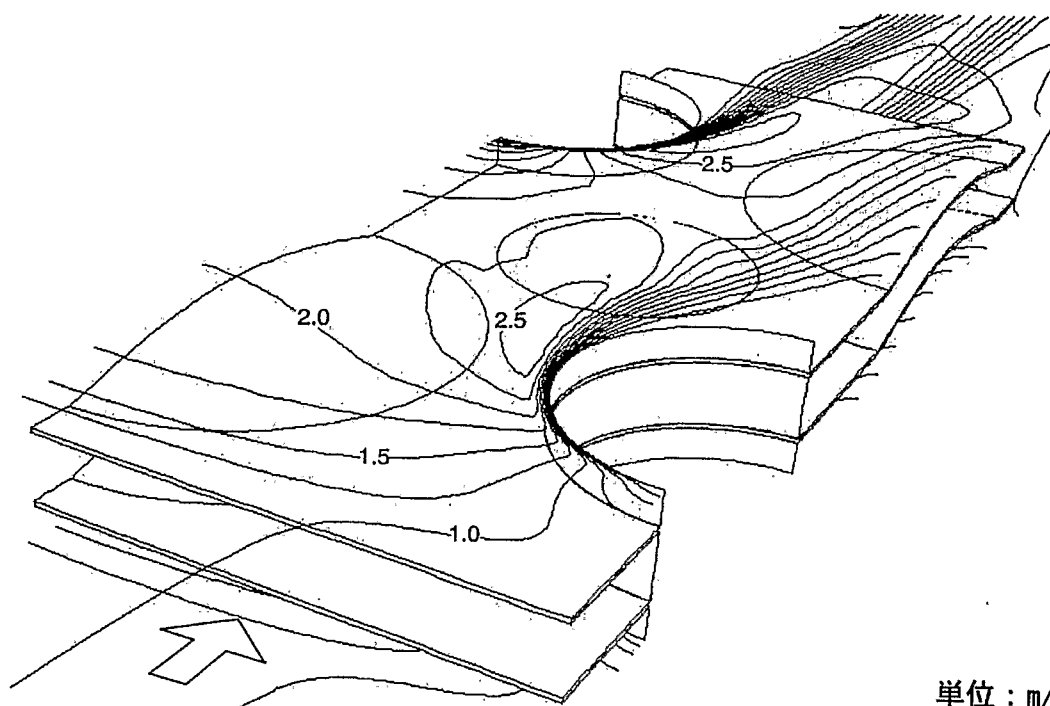


単位：m/s

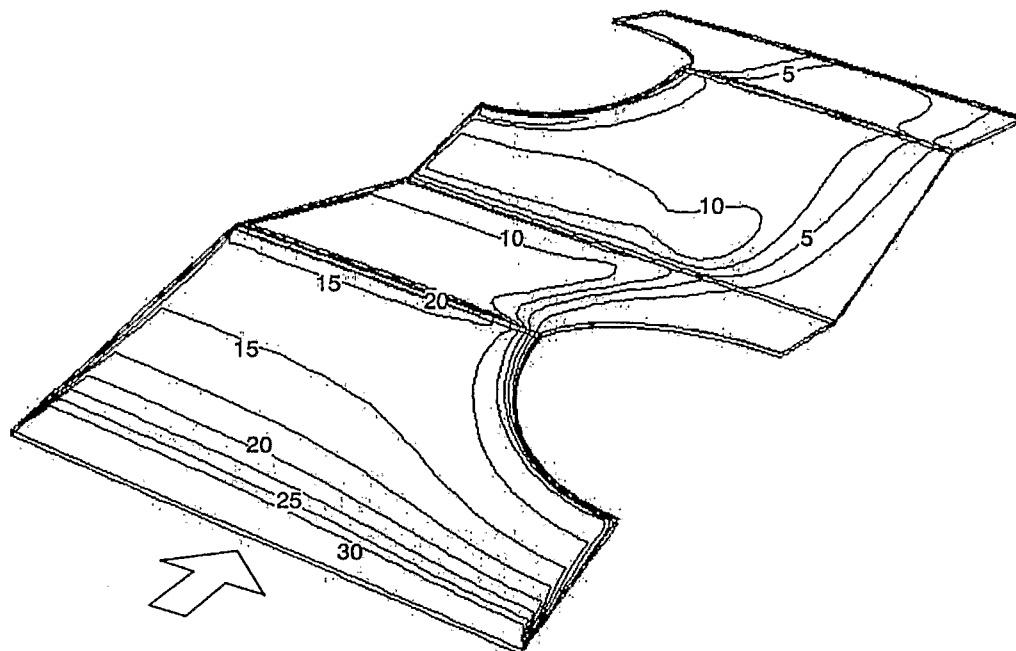
[図32A]



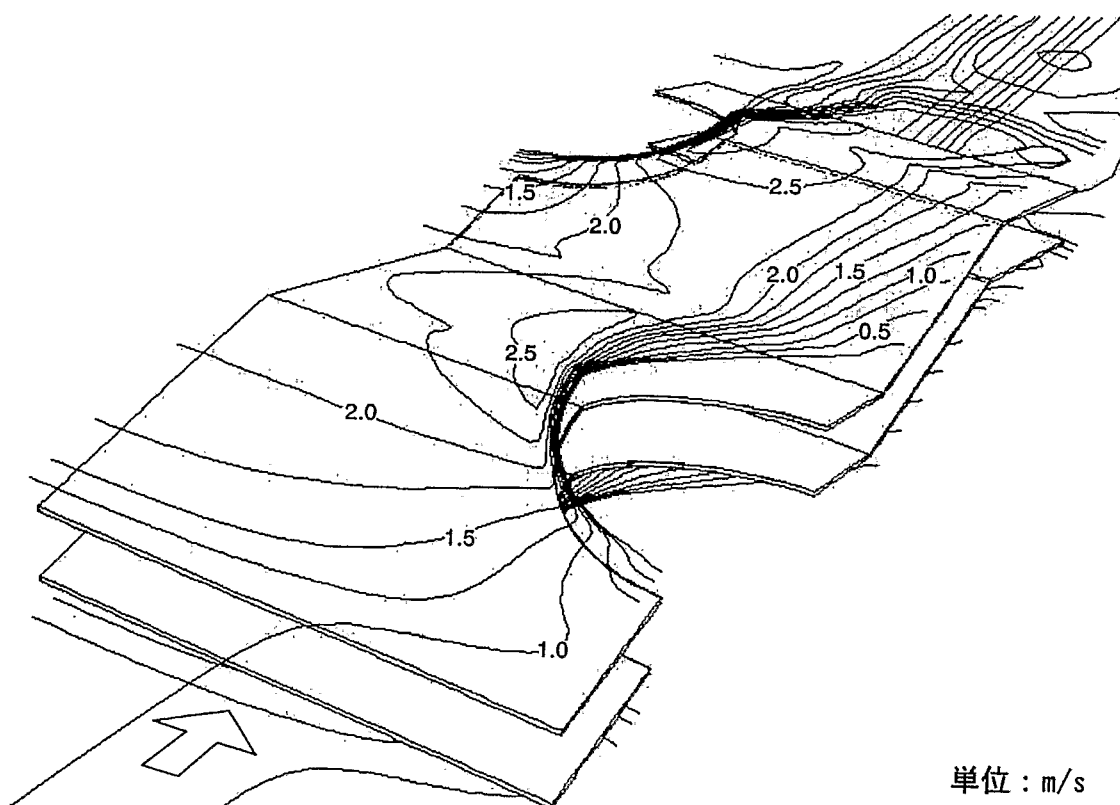
[図32B]



[図33A]

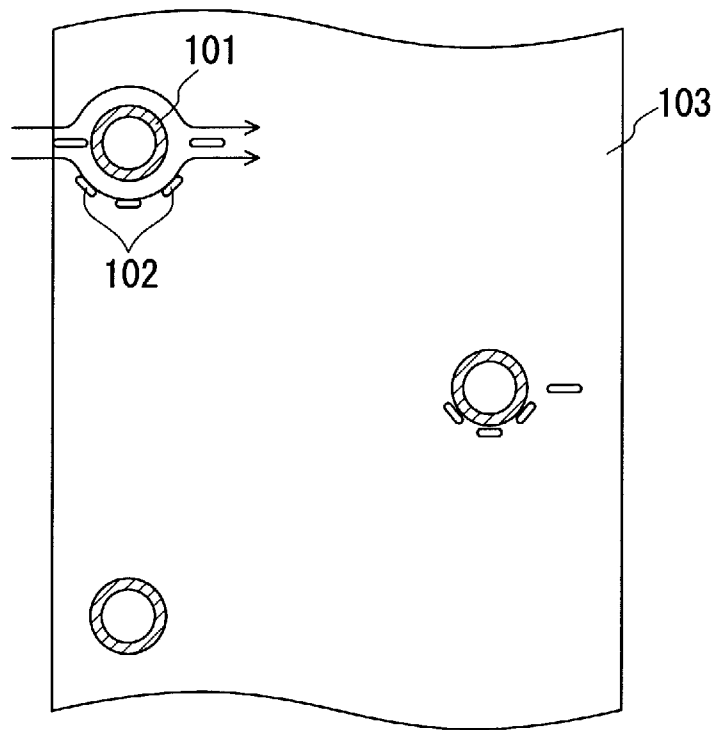


[図33B]

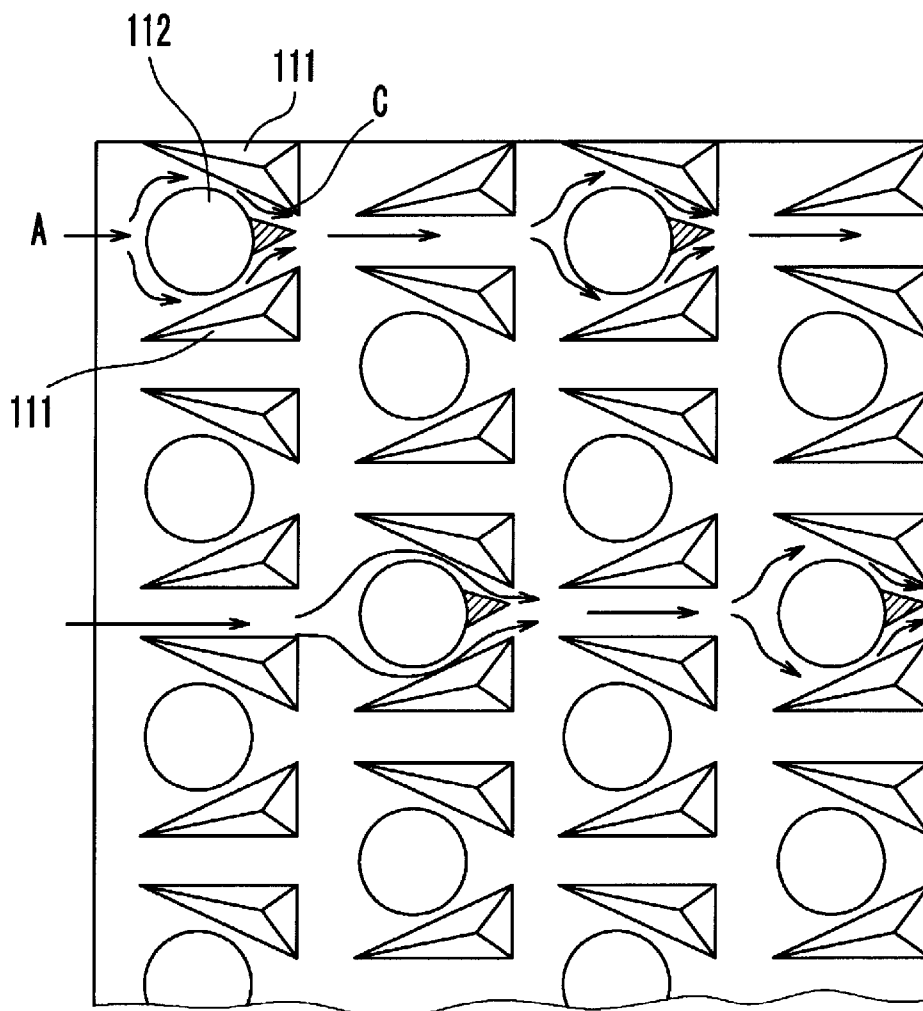


単位 : m/s

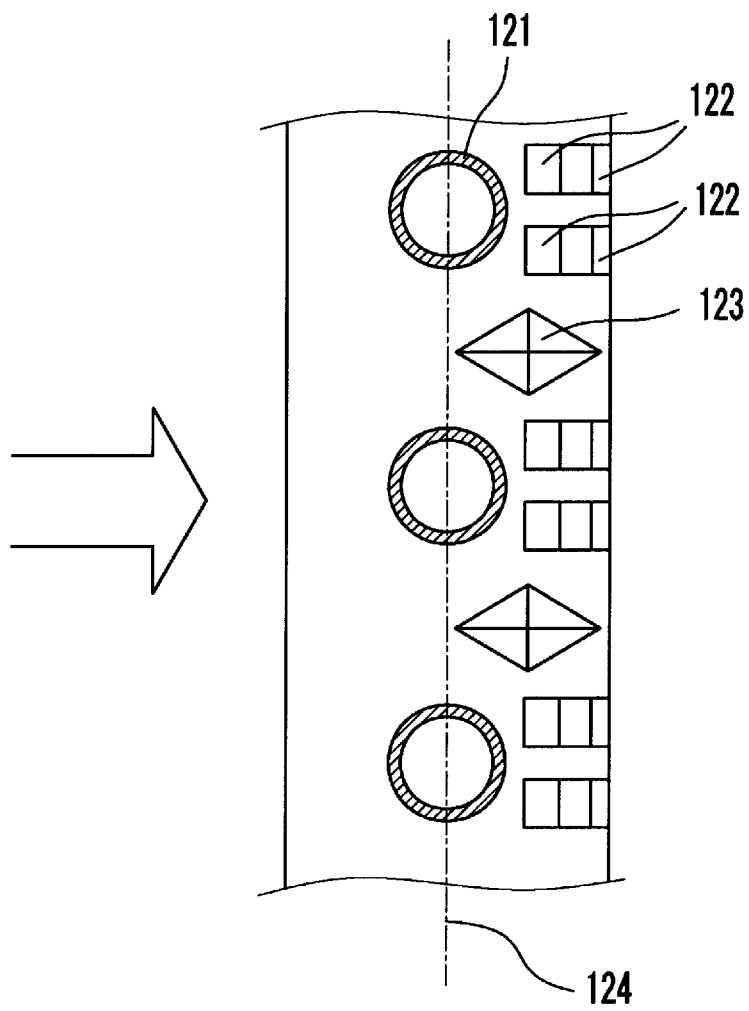
[図34]



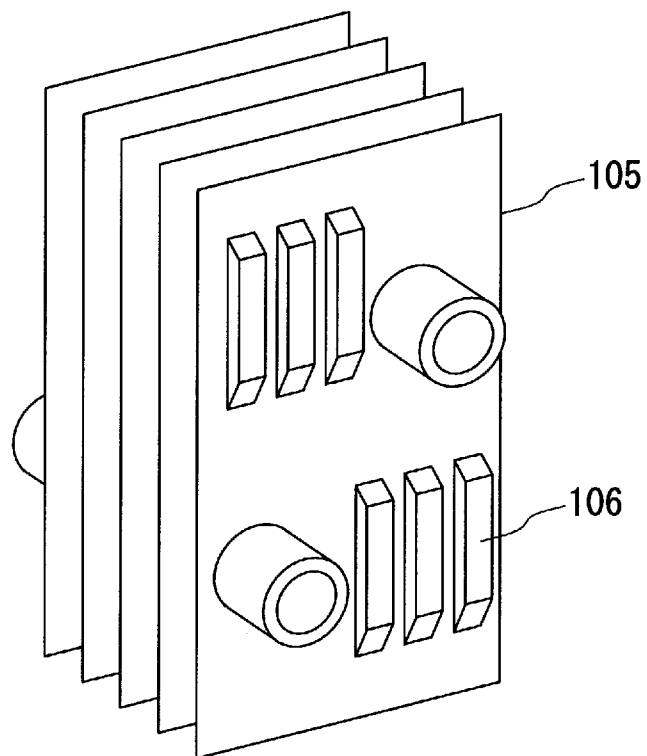
[図35]



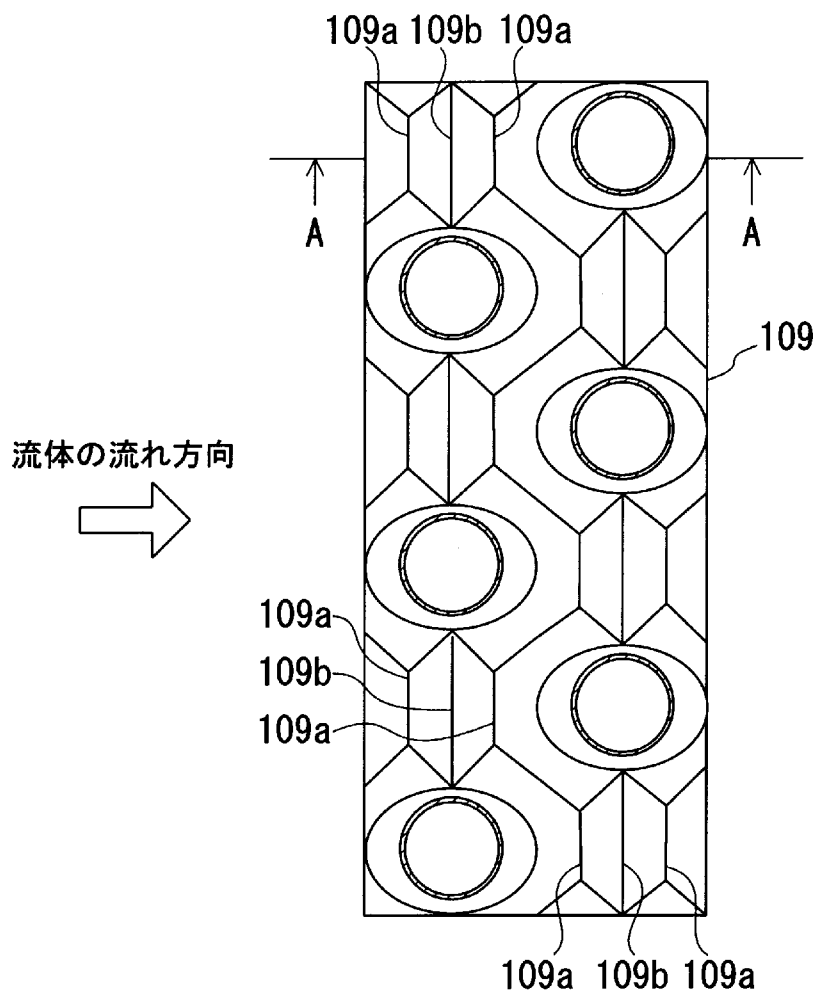
[図36]



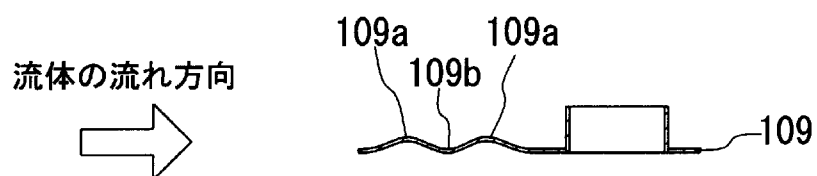
[図37]



[図38A]



[図38B]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/055085

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F28F1/32(2006.01) i, F28D1/053(2006.01) i

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)

F28F1/32, F28D1/053

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2007
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2007	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2007

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 54-140253 A (Daikin Industries, Ltd.), 31 October, 1979 (31.10.79),	1-5, 8-13, 29, 31-33
Y	Claims 1 to 3; page 2, upper left column, line 6 to lower right column, line 15; Figs. 1 to 5 (Family: none)	6, 7, 14-28, 30
Y	JP 63-099495 A (Komatsu Ltd.), 30 April, 1988 (30.04.88), Description, page 2, upper left column, line 4 to lower left column, line 11; Figs. 1(A) to 1(E) (Family: none)	6, 7, 14, 28,

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search
11 April, 2007 (11.04.07)

Date of mailing of the international search report
24 April, 2007 (24.04.07)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/055085

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 106111/1980 (Laid-open No. 030591/1982) (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 17 February, 1982 (17.02.82), Description, page 2, line 17 to page 3, line 11; Figs. 2(a), (c), 3 (Family: none)	30

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F28F1/32(2006.01)i, F28D1/053(2006.01)i			
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（I P C）） Int.Cl. F28F1/32, F28D1/053			
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 1 9 2 2 - 1 9 9 6 年 日本国公開実用新案公報 1 9 7 1 - 2 0 0 7 年 日本国実用新案登録公報 1 9 9 6 - 2 0 0 7 年 日本国登録実用新案公報 1 9 9 4 - 2 0 0 7 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 請求の範囲の番号
X	J P 5 4 - 1 4 0 2 5 3 A（ダイキン工業株式会社）1 9 7 9.1 0.3 1, 特許請求の範囲 1 - 3、第 2 ページ左上欄第 6 行目 - 右下 欄第 1 5 行目、第 1 図 - 第 5 図（ファミリーなし）		1-5,8-13,29, 31-33 6,7,14-28,30
Y			
Y	J P 6 3 - 0 9 9 4 9 5 A（株式会社小松製作所）1 9 8 8.0 4. 3 0, 明細書公報 第 2 ページ左上欄第 4 行目 - 左下欄第 1 1 行 目、第 1 図（A） - 第 1 図（E）（ファミリーなし）		6,7,14,28,
☒ 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矛盾するものではなく、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 1 1 . 0 4 . 2 0 0 7		国際調査報告の発送日 2 4 . 0 4 . 2 0 0 7	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（I S A / J P） 郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5 東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号		特許庁審査官（権限のある職員） 柿沼 善一 電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 7 7	3 M 3 5 3 0

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	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 請求の範囲の番号
Y	日本国実用新案登録出願 55-106111 号 (日本国実用新案登録出願公開 57-030591 号) の願書に添付した明細書および図面の内容を撮影したマイクロフィルム (松下電器産業株式会社) 1982.02.17, 明細書公報 第2ページ第17行目-第3ページ第11行目、第2図 (a)、(c)、第3図 (ファミリーなし)	30