(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
2008 年4 月3 日 (03.04.2008)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2008/038666 A1

(51) 国際特許分類:
F28F 3/08 (2006.01) *F28D 9/02* (2006.01)
F25B 1/00 (2006.01) *F28F 1/40* (2006.01)
F25B 39/00 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2007/068682

(22) 国際出願日: 2007 年9 月26 日 (26.09.2007)

(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2006-264940 2006 年9 月28 日 (28.09.2006) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 三洋電機株式会社 (SANYO ELECTRIC CO., LTD.) [JP/JP]; 〒5708677 大阪府守口市京阪本通二丁目５番５号 Osaka (JP). 東京ブレイズ株式会社 (TOKYO BRAZE CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1570062 東京都世田谷区南烏山３－２３－１０ Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 友近 一善 (TOMOCHIKA, Kazuyoshi) [JP/JP]; 〒3730816 群馬県太田市東矢島町１３４２－４ ２０１号 Gunma (JP). 沢田 範雄 (SAWADA, Norio) [JP/JP]; 〒3700532 群馬県邑楽郡大泉町坂田７丁目１７番５号 Gunma (JP). 向山 洋 (MUKAIYAMA, Hiroshi) [JP/JP]; 〒3700725 群馬県邑楽郡千代田町大字上中森１４１６－１３ Gunma (JP). 松 康太郎 (MATSU, Kotaro) [JP/JP]; 〒1810003 東京都三鷹市北野４－１５－１９ Tokyo (JP).

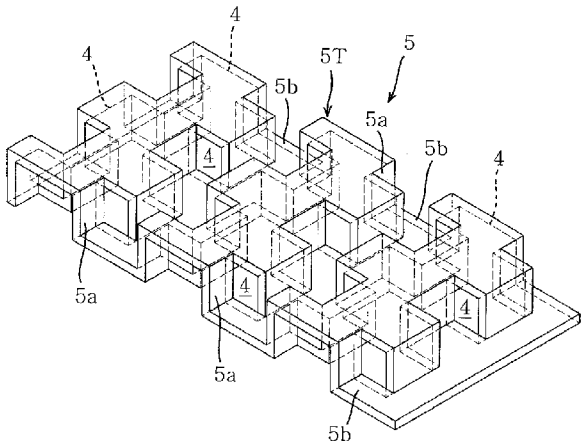
(74) 代理人: 雨笠 敬 (AMAGASA, Takashi); 〒3730853 群馬県太田市浜町２９－３ Gunma (JP).

(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, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP,

[続葉有]

(54) Title: HEAT EXCHANGER AND METHOD FOR MANUFACTURING SAME

(54) 発明の名称: 熱交換器及びその製造方法



(57) Abstract: Provided is a heat exchanger which can suppress increase of pressure loss while improving nonuniform speed distribution of a fluid. In the heat exchanger (T), a fluid channel (4) is composed of flat containers (1, 2) having an inflow port (15) for the fluid at one end section and an outflow port (15) for the fluid at the other end section, and an offset type fin (5) arranged in the flat containers (1, 2). The heat exchanger is provided with a fin orthogonal intersection region (H) where the plate fin (5) orthogonally intersects with a flow direction of the fluid flowing from the inflow port (15) to the outflow port (16), and a fin parallel region (V) wherein the plate fin (5) is parallel to the flow direction of the fluid flowing from the inflow port (15) to the outflow port (16). The fin orthogonal intersection regions (H) are arranged on the sides of the inflow port (15) and the outflow port (16), and the fin parallel region (V) is arranged between the fin orthogonal intersection regions (H).

(57) 要約: 流体の不均一な速度分布を改善しながら、圧力損失の増大を抑制できる熱交換器を提供する。本発明の熱交換器Ｔは、流路４が、一端部に流体の流入口１５と他端部に流体の流出口１５を有する扁平容器１、２と、扁平容器１、２内に設けられたオフセット型のフィン５から構成されるもので、流入口１５か

[続葉有]

WO 2008/038666 A1

KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, 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), ユーラシア (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, 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

ら流出口１６に向かう流体の流れ方向に対してプレートフィン５が直交するフィン直交領域Ｈと、流入口１５から流出口１６に向かう流体の流れ方向に対してプレートフィン５が平行となるフィン平行領域Ｖとを備えて構成され、フィン直交領域Ｈが流入口１５と流出口１６側に設けられ、各フィン直交領域Ｈ間にフィン平行領域Ｖが設けられている。

明 細 書

熱交換器及びその製造方法

技術分野

[0001] 本発明は、第1流体と第2流体間で熱交換を行わせる熱交換器とその製造方法に関するものである。

背景技術

[0002] この種熱交換器、例えば、オフセット型のフィンを備えた熱交換器は、複数の扁平容器と、この扁平容器内の長手方向一端部に形成された流入口と他端部に形成された流出口との間に設けられたオフセット型のフィンから構成されている。当該扁平容器内には一端部の流入口から入り、上記フィン間を経て他端部に向かい、流出口から出る流体の流路が形成されている。

[0003] 上記フィンは、断面台形の凸条の両側壁にその肩部から底板部にかけて一対の切り込みを一定の間隔で入れ、同部分を内側に折り曲げることにより形成されて、係るオフセット形状を呈している。そして、通常上記扁平容器を複数積層し、各扁平容器内に形成された流路内に交互に第1流体と第2流体として流して、両流体間で熱交換可能な構成とされていた(例えば、特許文献1参照)。

特許文献1:特開2003－314985号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0004] ところで、上記フィンは、当該流路を流れる各流体の流れに対して、フィンが直交、若しくは、平行の何れか一方の向きとなるように偏平容器内に配置されているが、フィンを流体の流れに対して直交するよう配置した場合、流体と当該フィンとが衝突する面積が多いため、流体がフィンにより流路全体に分散され易く、流路全体に均一に流体を流すことが可能となるが、圧力損失が著しく増大するという問題が生じていた。

[0005] 一方、フィンを流体の流れに対して平行となるよう配置した場合、流体とフィンとの衝突する面積が少ないため、圧力損失は小さいが、流体が流路全体に分散され難いため、流体を流路全体に均一に流すことができず、熱交換器としての性能が著しく

低下してしまう。

[0006] 本発明は、係る従来の課題を解決するためになされたものであり、流体の不均一な速度分布を改善しながら、圧力損失の増大を抑制できる熱交換器を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 本発明の熱交換器は、第1流体の流路と第2流体の流路を有して両流体間で熱交換を行わせるものであって、流路が、一端部に流体の流入口と他端部に流体の流出口を有する扁平容器と、この扁平容器内に設けられたフィンから構成されるもので、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが直交するフィン直交領域と、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが平行となるフィン平行領域とを備えたことを特徴とする。

[0008] 請求項2の発明の熱交換器は、請求項1に記載の発明においてフィン直交領域が流入口と流出口側に設けられ、各フィン直交領域間にフィン平行領域が設けられていることを特徴とする。

[0009] 請求項3の発明の熱交換器は、請求項1又は請求項2に記載の発明においてフィンは、矩形波状を呈するオフセット型のフィンであることを特徴とする。

[0010] 請求項4の発明の熱交換器は、請求項1乃至請求項3の何れかに記載の発明において第1流体、若しくは、第2流体は、二酸化炭素であることを特徴とする。

[0011] 請求項5の発明の熱交換器の製造方法は、請求項1乃至請求項4の何れかに記載の発明の熱交換器において流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算し、全体に対するフィン直交領域の比率を増加させていったときに、積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、フィン直交領域の比率を零より大きく最大値以下の範囲内で設定することを特徴とする。

[0012] 請求項6の発明の熱交換器の製造方法は、請求項1乃至請求項5の何れかに記載の発明において扁平容器とフィンとを別々に形成し、形成された当該フィンを扁平容器内に収容することを特徴とする。

発明の効果

[0013] 本発明によれば、第1流体の流路と第2流体の流路を有して両流体間で熱交換を行わせるものであって、流路が、一端部に流体の流入口と他端部に流体の流出口を有する扁平容器と、この扁平容器内に設けられたフィンから構成される熱交換器において、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが直交するフィン直交領域と、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが平行となるフィン平行領域とを備えたので、フィン直交領域により流体を流路全体に分散させると共に、フィン平行領域にて流体を円滑に流すことができる。

[0014] これにより、フィン直交領域により不均一な速度分布を改善しながら、フィン平行領域により圧力損失が増大する不都合を改善することができるようになる。

[0015] 特に、請求項2の如くフィン直交領域を流入口と流出口側に設け、各フィン直交領域間にフィン平行領域を設けることで、流入口及び流出口付近における偏流を効果的に改善し、流路全体を有効に活用することが可能となるので、熱交換性能の向上を図ることができるようになる。

[0016] 更に、請求項3の如くフィンを、矩形波状を呈するオフセット型のフィンとすれば、フィンと扁平容器とが面接触するので、当該熱交換器の耐圧性を向上することができる。これにより、請求項4の如く少なくとも第1流体或いは第2流体の何れか一方に二酸化炭素のような高圧流体を用いることも可能となる。

[0017] 請求項5の発明の熱交換器の製造方法によれば、請求項1乃至請求項4の何れかに記載の発明の熱交換器において流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算し、全体に対するフィン直交領域の比率を増加させていったときに、積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、フィン直交領域の比率を零より大きく最大値以下の範囲内で設定することで、不均一な速度分布を改善できて、且つ、圧力損失の少ない高性能の熱交換器を製造することが可能となる。

[0018] また、請求項6の如く扁平容器とフィンとを別々に形成し、形成された当該フィンを扁平容器に収容することにより熱交換器を製造するものとすれば、大幅な金型の変更をせずにアプリケーションや使用条件等に応じて、フィン直交領域とフィン平行領域の割合を自在に設定することが可能な熱交換器を製造することが可能となる。

発明を実施するための最良の形態

[0019] 本発明は、流体間で熱交換を行わせる熱交換器に関して、フィンを流体の流れに対して直交するよう配置した場合に生じる圧力損失の増大する不都合と、フィンを流体の流れに対して平行となるよう配置した場合に生じる流体の偏流を改善するために成されたものである。流体の不均一な速度分布を改善しながら、圧力損失を抑制するという目的を、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが直交するフィン直交領域と、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが平行となるフィン平行領域とを備えることにより実現した。以下、図面に基づき本発明の実施の形態を詳述する。

[0020] 図1は、本発明の一実施例の熱交換器の構成を模式的に示した斜視図である。熱交換器Tは、冷凍サイクル装置の放熱器や蒸発器等として使用されるもので、例えば、冷媒(第1流体)と水(第2流体)間で熱交換を行わせるものである。当該熱交換器Tは、ユニットU1とユニットU2を交互に積層して接合し、一端のユニットU1にカバープレート(図示せず)を取り付け、両端のユニットU1、U2に継手を取り付けて成るものである。

[0021] ユニットU1、U2は、一面(上面)が開口し、底面の周縁から鉛直方向に起立した周壁部3を有する偏平容器1及び偏平容器2と、両偏平容器1、2内に収容される複数枚のフィン5等から構成される。本実施例の偏平容器1、2及びフィン5はステンレスを素材とし、ステンレスの板材を加工することにより形成されたものである。

[0022] 上記偏平容器1、2には長手方向の一端部に鉛直方向に貫通する2つの穴6、7が形成され、他端部にも同様に穴8、9が形成されている。一端部に形成された穴6、7と他端部に形成された穴8、9とは偏平容器1、2の長手方向の中心部から対称となる位置に形成されている。また、偏平容器1の両端部にはガイドプレート10が配設されている。このガイドプレート10には丸穴12とU字状の切込穴13が形成されている。当該ガイドプレート10の丸穴12は、偏平容器1の穴6、或いは、穴8と略対応する位置に形成され、切込穴13は、偏平容器1の穴7、或いは、穴9と略対応する位置に形成されている。

[0023] 同様に、偏平容器2の両端部にはガイドプレート11が配設され、このガイドプレート

11にも丸穴12とU字状の切込穴13が形成されている。当該ガイドプレート11の丸穴12は、偏平容器2の穴7、或いは、穴9と略対応する位置に形成され、切込穴13は、偏平容器2の穴6、或いは、穴8と略対応する位置に形成されている。即ち、ガイドプレート10とガイドプレート11では、丸穴12と切込穴13が反対側に形成されている。

[0024] 両ガイドプレート10、11は各容器1、2内に流体を誘導するためのガイド部材であり、後述するフィン5と略同一の厚みを有する。

[0025] そして、ガイドプレート10の丸穴12は、偏平容器1に形成された穴6、或いは、穴8に連通し、互いに連通している穴6と丸穴12、及び、穴8と丸穴12は、後述するユニットU1、U2の積層状態において、両ユニットU1、U2を接続する通路と通路を接続する流体の通過路を形成するためのものである。

[0026] 同様に、ガイドプレート11の丸穴12は、偏平容器2に形成された穴7、或いは、穴9に連通し、互いに連通している穴7と丸穴12、及び、穴9と丸穴12は、後述するユニットU1、U2の積層状態において、両ユニットU1、U2を接続する通路と通路を接続する流体の通過路(図示せず)を形成するためのものである。

[0027] また、ガイドプレート10の切込穴13は、偏平容器1に形成された穴7、或いは、穴9に連通し、両ユニットU1、U2の積層状態において、互いに連通している穴7と切込穴13は、流体の流路4への流入口15を形成するものであり、穴9と切込穴13とは、流体の流路4への流出口16を形成するためのものである。

[0028] 同様に、ガイドプレート11の切込穴13は、偏平容器2に形成された穴6、或いは、穴8に連通し、両ユニットU1、U2の積層状態において、互いに連通している穴6と切込穴13は、流体の流路4への流入口15を形成し、穴8と切込穴13とは、流体の流路4への流出口16を形成するためのものである。

[0029] 一方、前記フィン5は、対向する一組の辺が偏平容器1、2の周壁部3の高さ寸法と略同一で、且つ、対向する他の一組の辺が偏平容器1、2内の幅(内幅)と略同一の寸法にて構成されて、偏平容器1内に収容された状態で、フィン5の上記一組の辺の一方が偏平容器1、2の底部に当接し、他方が上面に位置して、上記他の一組の辺が周壁部3に当接するよう偏平容器1、2内の両端部に配設されたガイドプレート10、11間に順次収容されている。即ち、一つの偏平容器1、2内には、一端部のガイドプ

レート10、11から他端部のガイドプレート10、11間に複数個のフィン5が順次収容されて、周壁部3と当接する辺が当該周壁部3とロウ材にて接合されている。

[0030] 各フィン5は、図2乃至図3に示すように図断面台形の凸条5Tの両側壁5aに、その肩部から底板部5bにかけて一対の切り込みを所定間隔で入れ、同部分を内側に屈曲した形状であり、この凸条5Tは、オフセット形状を呈している。即ち、当該フィン5は、略矩形波状を呈するオフセット型のフィンである。このように、フィン5を矩形波状に形成することで、前述の如くユニットU1とユニットU2を交互に積層して接合した際、各フィン5・・と扁平容器1、2とが面接触することとなる。このようにフィン5を矩形波状に形成してフィン5と扁平容器1、2とが面接触するよう構成することで当該熱交換器Tの耐圧性を向上させることができる。係る耐圧性の向上により、当該熱交換器T内に二酸化炭素のような高圧流体を流すことも可能となる。尚、図3において、4は流体の流路である。

[0031] そして、上述したユニットU1とユニットU2は図示しない枠体内に交互に積層され、隣接する各ユニットU1とユニットU2の当接面をロウ材にて接合することにより熱交換器Tが構成される。また、図1に示すように、各ユニットU1はユニットU2を挟んで、流入口15と流出口16が反対側となるように積層される。同様に、各ユニットU2もユニットU1を挟んで、流入口15と流出口16が反対側となるように積層される。これにより、図4に示すように熱交換器T内を、第1流体が各ユニットU1を蛇行状に流れ、第2流体が各ユニットU2を蛇行状に流れるようになる(例えば、図4の白抜き矢印が第1流体の流れで、図4の黒塗り矢印が第2流体の流れとなる)。また、ユニットU1とユニットU2とを交互に積層することで、図4に示すように隣接する各ユニットU1、U2内を第1流体と第2流体とが交互に対向して流れるようになり、両流体間で効果的に熱交換が行わせることが可能となる。

[0032] ところで、各ユニットU1、U2の偏平容器1、2内に収容される複数のフィン5は、従来、図5に示すように流入口15から流出口16に向かう流体の流れ方向に対して平行となるよう配置されるか(以降、Vタイプのユニットと称す)か、或いは、図6に示すようにフィン5が流入口15から流出口16に向かう流体の流れ方向に対して直交するよう配置されたもの(以降、Hタイプのユニットと称す)か何れか一方から構成され、これを

上述したように積層することで熱交換器を構成していた。

[0033] ここで、ユニットU1、U2をVタイプのユニットにて構成した場合の各ユニットU1、U2を流れる各流体の速度分布を図7及び図8に示す。尚、熱交換器に流れる流体の流量を2L／minとした。図8において、縦軸は流体の流速、横軸は各ユニットU1、U2の幅方向距離(即ち、図8に示す各ユニットU1、U2の一端1から他端2までの長さ寸法である)を示している。各ユニまた、ットU1、U2のDefはユニットU1、U2を流体の流れ方向に直交する面における流体の最大流速Umaxと最小流速Uminとの差であり、これを流体の流れ方向に対して積算すると、流体の流速偏差量が算出できる。即ち、当該速度偏差量が大きいほど、流路4における流体の流れが不均一で偏流が生じていることとなる。両図7、8から流路4を流れる流体の流速は、流入口15及び流出口16付近が最も速く、当該流入口15と流出口16を略直線で結んだ流路4に流体の流れが集中して、その周囲では流体の流速が低下することが明らかである。特に、ユニットU1、U2の流入口15と反対側となる位置、及び、流出口16と反対側となる位置、即ち、図7において、下端の左側付近と上端の右側付近では流体が殆ど流動しない死水域が発生していることがわかった。

[0034] このように、Vタイプのユニットでは、各流路4における流体の流速は均一とはならず、偏流が生じて、流体の速度偏差量が大きくなることがわかった。尚、当該Vタイプのユニットで構成された熱交換器において、熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は2555Paとなった。

[0035] 一方、ユニットU1、U2をHタイプのユニットにて構成した場合の当該ユニットU1、U2を流れる流体の速度分布を図9及び図10に示す。熱交換器に流れる流体の流量は前記同様に2L／minとした。両図9、10から、流体は流路全体に略均一に流れることが明らかである。このように、Hタイプのユニットでは、流体が流路4全体に分散され、略均一に流れることがわかった。しかしながら、当該Hタイプのユニットでは、フィン5が流体の流れ方向に対して直交するよう配置されているため、当該Hタイプのユニットで構成された熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は22159Paとなり、圧力損失は著しく大きくなった。

[0036] そこで、上述のような流体の偏流と圧力損失の問題を解消すべく、本発明の熱交換

器Tは、流入口15から流出口16に向かう流体の流れ方向に対してフィン5が直交するフィン直交領域Hと、流入口15から流出口16に向かう流体の流れ方向に対してフィン5が平行となるフィン平行領域Vとを備えた構成とする。

[0037] ここで、上記フィン直交領域Hとフィン直交領域Vの配置方法について具体的に検討する。先ず、図11の如くフィン直交領域Hを流入口15と流出口16側に配置し、各フィン直交領域H間にフィン平行領域Vを配置した場合について検討する。

[0038] 各ユニットU1、U2をフィン直交領域H間にフィン平行領域Vを備えた構成した場合における、当該ユニットU1、U2を流れる流体の速度分布を図12及び図13に示す。この場合、全てのフィン5に対する流入口15側のフィン直交領域Hの比率を3．5％、流出口16側のフィン直交領域Hの比率を3．5％とし、流入口15側のフィン直交領域Hと流出口16側のフィン直交領域Hとの間に設けられたフィン平行領域Vの比率を93％（以降、この比率から成るユニットU1、U2を第1のユニットと称する）とした。また、当該第1のユニットU1、U2からなる熱交換器に流れる流体の流量は2L／minとした。図12において、（A）が第1のユニットU1、U2の速度分布の結果である。（B）は前述したVタイプのユニットの速度分布の結果（図7と同様）であり、（A）との比較のため同図上に記載した。

[0039] 図12及び図13から、第1のユニットU1、U2を備えた構成とした場合、各流路4における流体の速度偏差量が小さく、Vタイプのユニットより、流体が流路4全体に流れることがわかる。また、熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は5729Paとなった。従って、Hタイプのユニットから構成された熱交換器より、圧力損失を著しく抑制できることが明らかとなった。

[0040] 次に、上記第1のユニットU1、U2からフィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を変更して各ユニットU1、U2を構成し、当該ユニットU1、U2により構成された熱交換器に流体を流して、流れ場を調べた。先ず、全てのフィン5に対する流入口15側のフィン直交領域Hの比率を6．9％、流出口16側のフィン直交領域Hの比率を6．9％とし、流入口15側のフィン直交領域Hと流出口16側のフィン直交領域Hとの間に設けられたフィン平行領域Vの比率を86．2％とした（以降、この比率から成るユニットU1、U2を第2のユニットと称する）。この場合、当該第2のユニットU1、U2を流れる

流体の速度分布を図14の(A)及び図15に示す。尚、図14において、(B)は前述したVタイプのユニットの速度分布の結果(図7及び図12の(B)と同様)であり、(A)との比較のため同図上に記載した。また、第2のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記同様2L／minとした。

[0041] 図14及び図15から、第2のユニットから構成した場合、流体が流路4全体に流れて、Vタイプのユニットより、流体が流路4全体に流れることがわかる。また、全てのフィン5に対するフィン直交領域Hの比率が第1のユニットU1、U2より高い分、当該第1のユニットU1、U2より、各流路4における流体の偏流が少なくなることがわかった。また、熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は7254Paとなった。この場合、全てのフィン5に対するフィン直交領域Hの比率が第1のユニットU1、U2より多いため、圧力損失は第1のユニットU1、U2を用いた場合より大きくなるが、Hタイプのユニットから構成された熱交換器より、圧力損失が大幅に抑制できることがわかった。

[0042] また、図16の(A)は、全てのフィン5に対する流入口15側のフィン直交領域Hの比率を10．4%、流出口16側のフィン直交領域Hの比率を10．4%とし、流入口15側のフィン直交領域Hと流出口16側のフィン直交領域Hとの間に設けられたフィン平行領域Vの比率を79．2%としたユニットU1、U2(以降、この比率から成るユニットU1、U2を第3のユニットと称する)を用いた場合の流体の速度分布を示す図、図17の(A)は、全てのフィン5に対する流入口15側のフィン直交領域Hの比率を13．8%、流出口16側のフィン直交領域Hの比率を13．8%とし、流入口15側のフィン直交領域Hと流出口16側のフィン直交領域Hとの間に設けられたフィン平行領域Vの比率を72．4%としたユニットU1、U2(以降、この比率から成るユニットU1、U2を第4のユニットと称する)を用いた場合の流体の速度分布を示す図である。尚、第3及び第4のユニットU1、U2から構成された熱交換器に流れる流体の流量は上記同様2L／minとした。また、両図16、17において(B)は前述同様Vタイプのユニットの速度分布の結果である。

[0043] 図16、或いは、図17に示すように、第3のユニット、若しくは、第4のユニットから構成した場合においても、Vタイプのユニットより、流体を流路4全体に流すことが可能となる。また、第3のユニットを用いた場合、熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力

差は7945Paとなり、第4のユニットを用いた場合には、9398Paとなり、上記同様にHタイプのユニットから構成された熱交換器より圧力損失を抑えることができることがわかった。しかしながら、第1のユニットU1、U2にて構成された熱交換器を用いた場合より圧力損失は著しく増大していることがわかった。

[0044] 次に、フィン直交領域Hを流入口15側に配置し、フィン平行領域Vを流出口16側に配置した場合について検討する。先ず、全てのフィン5に対する流入口15側に配置されたフィン直交領域Hの比率を6．9%、流出口16側に配置されたフィン平行領域Vの比率を93．1%としたユニット(以降、第5のユニットと称する)とから熱交換器を構成して、流れ場を調べた。この場合、当該第5のユニットU1、U2を流れる流体の速度分布を図18の(A)及び図19に示す。尚、図18において、(B)は、第5のユニットと略同比率のフィン直交領域Hとフィン平行領域により構成された第1のユニットU1、U2の速度分布の結果(図12の(A)と同様)であり、図18の(A)との比較のために同図上に記載した。この場合、第5のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記と同様に2L／minとした。

[0045] 図18及び図19に示すように、第5のユニットから構成した場合、流入口15側では流体の偏流が少なく、この付近では流体が流路4の幅方向(図18の横方向)に分散されて、均一に流れるが、流出口16側では、当該流出口16付近に流体の流れが集中して、その周囲に行くほど流体の流速が低下していることがわかる。即ち、流出口16側では、速度が流体の流速は均一と成らず、偏流を生じることがわかった。尚、第5のユニットで構成された熱交換器における入口側と出口側の流体の圧力差は4554Paとなった。

[0046] このように、第5のユニットでは、圧力損失を抑制することは可能であるが、各流路4における流体の流速が均一とはならず、偏流が生じて、流体の速度偏差量が大きくなることがわかった。また、当該第5のユニットを用いるより、図18の(B)に示す第1のユニットを用いた方が、各流路4における流体の流速が均一となり、不均一な速度分布を改善できることが明らかとなった。

[0047] 次に、第5のユニットU1、U2からフィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を変更して各ユニットU1、U2を構成し、当該ユニットU1、U2により構成された熱交換器

に流体を流して、流れ場を調べた。この場合、全てのフィン5に対する流入口15側に配置されたフィン直交領域Hの比率を13．8％、流出口16側に配置されたフィン平行領域Vの比率を86．2％とした（以降、第6のユニットと称する）。この場合、当該第6のユニットを流れる流体の速度分布を図20の（A）及び図21に示す。尚、図20において、（B）は、第6のユニットと略同比率のフィン直交領域Hとフィン平行領域により構成された第2のユニットU1、U2の速度分布の結果（図14の（A）と同様）であり、図18の（A）との比較のために同図上に記載した。この場合、第6のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記と同様に2L／minとした。

[0048] 図20及び図21に示すように、第6のユニットから構成した場合、上記第5のユニットから構成した場合と同様に、流入口15側では流体の偏流が少なく、流体が流路4の幅方向（図21の横方向）に分散されて、均一に流れることがわかった。また、流出口16側では、上記第5のユニットから構成した場合と同様に、流出口16付近に流体の流れが集中して、その周囲に行くほど流体の流速が低下していることがわかった。従って、流出口16側では、速度が流体の流速は均一と成らず、偏流が発生することがわかった。尚、第6のユニットで構成された熱交換器における入口側と出口側の流体の圧力差は5706Paとなった。

[0049] 以上より、流入口15側にフィン直交領域Hを配置し、流出口16側にフィン平行領域Vを配置した場合、Vタイプのユニットから成る熱交換器より、流体の不均一な速度分布を改善でき、且つ、Hタイプのユニットから成る熱交換器より、圧力損失を抑えることができることがわかった。しかしながら、流出口16側の偏流は殆ど改善されず、フィン直交領域Hの比率を増減した場合であっても、流入口15側の偏流を改善することができないことが明らかとなった。

[0050] 次に、フィン平行領域Vを流入口15側に配置し、フィン直交領域Hを流出口16側に配置した場合について検討する。先ず、全てのフィン5に対する流入口15側に配置されたフィン平行領域Vの比率を91．3％、流出口16側に配置されたフィン直交領域Hの比率を6．9％としたユニット（以降、第7のユニットと称する）とから熱交換器を構成して、流れ場を調べた。この場合、当該第7のユニットU1、U2を流れる流体の速度分布を図22の（A）及び図23に示す。尚、図22において、（B）は、第7のユニッ

トと略同比率のフィン直交領域Hとフィン平行領域により構成された第1のユニットU1、U2の速度分布の結果（図12の（A）と同様）であり、図22の（A）との比較のために同図上に記載した。この場合、第7のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記と同様に2L／minとした。

[0051] 図22及び図23に示すように、第7のユニットから構成した場合、流出口16側では流体の偏流が少なく、この付近では流体が流路4の幅方向（図22の横方向）に分散されて、均一に流れるが、流入口15側では、当該流入口15付近に流体の流れが集中して、その周囲に行くほど流体の流速が低下していることがわかる。即ち、流入口15側では、速度が流体の流速は均一と成らず、偏流を生じることがわかった。尚、第7のユニットで構成された熱交換器における入口側と出口側の流体の圧力差は5219 Paとなった。

[0052] このように、第7のユニットでは、圧力損失を抑制することは可能であるが、各流路4における流体の流速が均一とはならず、偏流が生じるため、図22の（B）に示す第1のユニットを用いた方が不均一な速度分布を改善できることが明らかとなった。

[0053] 次に、第7のユニットU1、U2からフィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を変更して各ユニットU1、U2を構成し、当該ユニットU1、U2により構成された熱交換器に流体を流して、流れ場を調べた。この場合、全てのフィン5に対する流入口15側に配置されたフィン平行領域Vの比率を86．2％、流出口16側に配置されたフィン直交領域Hの比率を13．8％とした（以降、第8のユニットと称する）。この場合、当該第8のユニットを流れる流体の速度分布を図24の（A）及び図25に示す。尚、図24において、（B）は、第8のユニットと略同比率のフィン直交領域Hとフィン平行領域により構成された第2のユニットU1、U2の速度分布の結果（図14の（A）と同様）であり、図24の（A）との比較のために同図上に記載した。この場合、第8のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記と同様に2L／minとした。

[0054] 図24及び図25に示すように、第8のユニットから構成した場合、上記第7のユニットから構成した場合と同様に、流出口16側では流体の偏流が少なく、流体が流路4の幅方向（図24の横方向）に分散されて、均一に流れることがわかった。また、流入口15側では、上記第7のユニットから構成した場合と同様に、流入口15付近に流体の流

れが集中して、その周囲に行くほど流体の流速が低下していることがわかった。従って、流入口15側では、速度が流体の流速は均一と成らず、偏流が発生することがわかった。また、当該流入口15付近の偏流は、上記第7のユニットの場合と殆ど変わらなかった。尚、第8のユニットで構成された熱交換器における入口側と出口側の流体の圧力差は6166Paとなった。

[0055] 上記第7及び第8のユニットを用いた結果から、流入口15側にフィン平行領域Vを配置し、流出口16側にフィン直交領域Hを配置した場合、Vタイプのユニットから成る熱交換器より、流体の不均一な速度分布を改善でき、且つ、Hタイプのユニットから成る熱交換器より、圧力損失を抑えることができることがわかった。しかしながら、流出口16側の偏流は殆ど改善されず、フィン直交領域Hの比率の増減した場合であっても、流出口16側における偏流を殆ど改善することができないことが明らかとなった。

[0056] ここで、図26は、以上詳述した結果をまとめたものであり、縦軸の主軸は圧力損失、第2軸は流れ方向の各断面における速度偏差量、横軸は全てのフィン5に対するフィン直交領域Hの比率を示している。即ち、横軸の0%は、全てのフィン5がフィン平行領域Vにて構成されたユニットから成る熱交換器(即ち、Vタイプのユニットにて熱交換器が構成された場合)であり、100%は、全てのフィン5がフィン直交領域Hにて構成されたユニットから成る熱交換器(即ち、Hタイプのユニットにて熱交換器が構成された場合)である。

[0057] 図26において、P1は、フィン直交領域Hを流入口15と流出口16側に配置し、各フィン直交領域H間にフィン平行領域Vを配置したユニットにより構成された熱交換器において、フィン直交領域Hの比率を変化させた場合の圧力損失、P2は、フィン平行領域Vを流入口15に配置し、フィン直交領域Hを流出口16に配したユニットより構成された熱交換器において、フィン直交領域Hの比率を変化させた場合の圧力損失をそれぞれ示している。

[0058] また、D1は、フィン直交領域Hを流入口15と流出口16側に配置し、各フィン直交領域H間にフィン平行領域Vを配置したユニットにより構成された熱交換器において、フィン直交領域Hの比率を変化させた場合の速度偏差量、D2の破線で示す領域は、フィン直交領域Hを流入口15に配置し、フィン平行領域Vを流出口16に配した

ユニットより構成された熱交換器において、フィン直交領域Hの比率を変化させた場合の速度偏差量を示している。

[0059] 図26から、各熱交換器の圧力損失はフィン直交領域Hの増加に伴い増大して、その変化の割合は略比例的であることがわかった。一方、各熱交換器における流体の流速偏差量(上記流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算した積算値)は、フィン直交領域Hの増加に伴い低下するが、その値は傾きが緩慢となる変曲点を有することがわかった。具体的に、フィン直交領域Hを流入口と流出口側に配置し、各フィン直交領域H間にフィン平行領域Vを配置したユニットにより構成された熱交換器の結果(D1)を用いて説明すると、フィン直交領域Hの比率がゼロとなる値100%からフィン直交領域Hの比率を増加していくと、流速偏差量は急激に減少し、フィン直交領域Hの比率が10%を超えた付近(約15%)から傾きが緩慢となり、比率が30%を超えると、流速偏差量は約10%でほぼ一定となった。

[0060] 即ち、フィン直交領域Hの比率を30%より高くしても流体の速度偏差量の変化は殆ど見られないことが明らかである。また、フィン直交領域Hを流入口15に配置し、フィン平行領域Vを流出口16に配したユニットより構成された熱交換器を用いた場合も同様にフィン直交領域Hの比率を増加させていくと、傾きが緩慢となる変曲点(図26に示すようにフィン直交領域Hの比率が28%付近)を有することがわかった。従って、熱交換器Tのフィン直交領域Hの比率が零より大きく、変曲点となる28%以下とすることが、圧力損失を抑えながら、不均一な速度分布を改善することができる最適範囲となる。このような最適な範囲となるようにフィン5全体に対するフィン直交領域Hの比率を設定し、熱交換器Tを製造することで、高性能の熱交換器が製造可能である。

[0061] 総じて、熱交換器Tは、フィン直交領域Hとフィン平行領域Vとを備えた構成とすることで、不均一な速度分布を改善しながら、圧力損失を抑制できるようになる。特に、フィン直交領域Hを流入口15と流出口16側に設け、各フィン直交領域H間にフィン平行領域Vを設けることで、流体の偏流を最も効果的に改善することができて、流路4全体を有効に活用することが可能となる。これにより、熱交換器Tの熱交換性能の向上を図ることができる。

[0062] また、熱交換器Tを製造する場合に、フィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を、流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算し、全体に対するフィン直交領域Hの比率を増加させていったときに、積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、フィン直交領域Hの比率を零より大きく最大値以下の範囲内となるように各フィン直交領域Hの比率を設定する。このとき、扁平容器1、2と各フィン5とは予め別々に形成しておき、扁平容器1、2内にフィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率が設定された比率となるように、フィン5を収容する。

[0063] このように、フィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を、流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算し、全体に対するフィン直交領域Hの比率を増加させていったときに、積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、フィン直交領域Hの比率を零より大きく最大値以下の範囲内となるように各フィン直交領域Hの比率を設定することで、不均一な速度分布を改善できて、且つ、圧力損失の少ない高性能の熱交換器を製造することが可能となる。

[0064] 特に、本発明の熱交換器は、扁平容器1、2とフィン5とを別々に形成し、扁平容器1、2のガイドプレート10、11間にフィン5を収容することで構成されているため、ガイドプレート10、11に収容するフィン5・・の種類や形状は、アプリケーションや使用用途等に応じてその都度自在に選択することができる。

[0065] 従来の熱交換器は、ガイド部材とフィンとが一体形成されていた。この場合、ガイド部材やフィンの形状は金型で予め決まった形状とされていたので、使用用途に応じて最適な形状に変更することができなかった。また、ガイド部材は薄い仕切り板にて形成されており、当該ガイド部材とフィンとが一体形成された扁平容器を積層してユニットを構成した場合、係る形状によりガイド部材の強度が低下するため、高耐圧が困難であった。

[0066] しかしながら、上記に詳述した本発明の構造では、高耐圧を実現でき、且つ、アプリケーションや使用条件等に応じて、フィン直交領域とフィン平行領域の割合や形状を自在に設定することが可能となる。これにより、熱交換器の汎用性の向上も期待でき

る。

図面の簡単な説明

[0067] [図1]本発明の一実施例の熱交換器の構成を模式的に示した斜視図である。

[図2]図1の熱交換器の各ユニットの一部を構成するフィンの要部斜視図である。

[図3]図1の熱交換器の各ユニットの一部を構成するフィンの要部斜視図である。

[図4]図1の熱交換器を流れる第1及び第2流体の流れを示す説明図である。

[図5]図2のフィンを流体の流れに対して平行となるよう配置した場合の説明図である。

[図6]図2のフィンを流体の流れに対して直交するよう配置した場合の説明図である。

[図7]Vタイプのユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図8]図7の流れ方向の速度分布を示す図である。

[図9]Hタイプのユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図10]図9の流れ方向の速度分布を示す図である。

[図11]本発明の熱交換器を構成する一例のユニットを模式的に示した正面図である。

[図12]図7のVタイプのユニットを流れる流体の速度分布と第1のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図13]図12の第1のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

[図14]図7のVタイプのユニットを流れる流体の速度分布と第2のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図15]図14の第2のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

[図16]図7のVタイプのユニットを流れる流体の速度分布と第3のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図17]図7のVタイプのユニットを流れる流体の速度分布と第4のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図18]図12の第1のユニットを流れる流体の速度分布と第5のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図19]図18の第5のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

[図20]図14の第2のユニットを流れる流体の速度分布と第6のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図21]図20の第6のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

[図22]図12の第1のユニットを流れる流体の速度分布と第7のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図23]図22の第7のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

[図24]図14の第2のユニットを流れる流体の速度分布と第8のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

[図25]図24の第8のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

[図26]全てのフィンに対するフィン直交領域Hの比率の変化に伴う圧力損失と流速偏差量の変化を示す図である。

請求の範囲

[1] 第1流体の流路と第2流体の流路を有して両流体間で熱交換を行わせるものであって、前記流路が、一端部に流体の流入口と他端部に流体の流出口を有する扁平容器と、該扁平容器内に設けられたフィンから構成される熱交換器において、

前記流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対して前記フィンが直交するフィン直交領域と、前記流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対して前記フィンが平行となるフィン平行領域とを備えたことを特徴とする熱交換器。

[2] 前記フィン直交領域が前記流入口と流出口側に設けられ、各フィン直交領域間に前記フィン平行領域が設けられていることを特徴とする請求項1に記載の熱交換器。

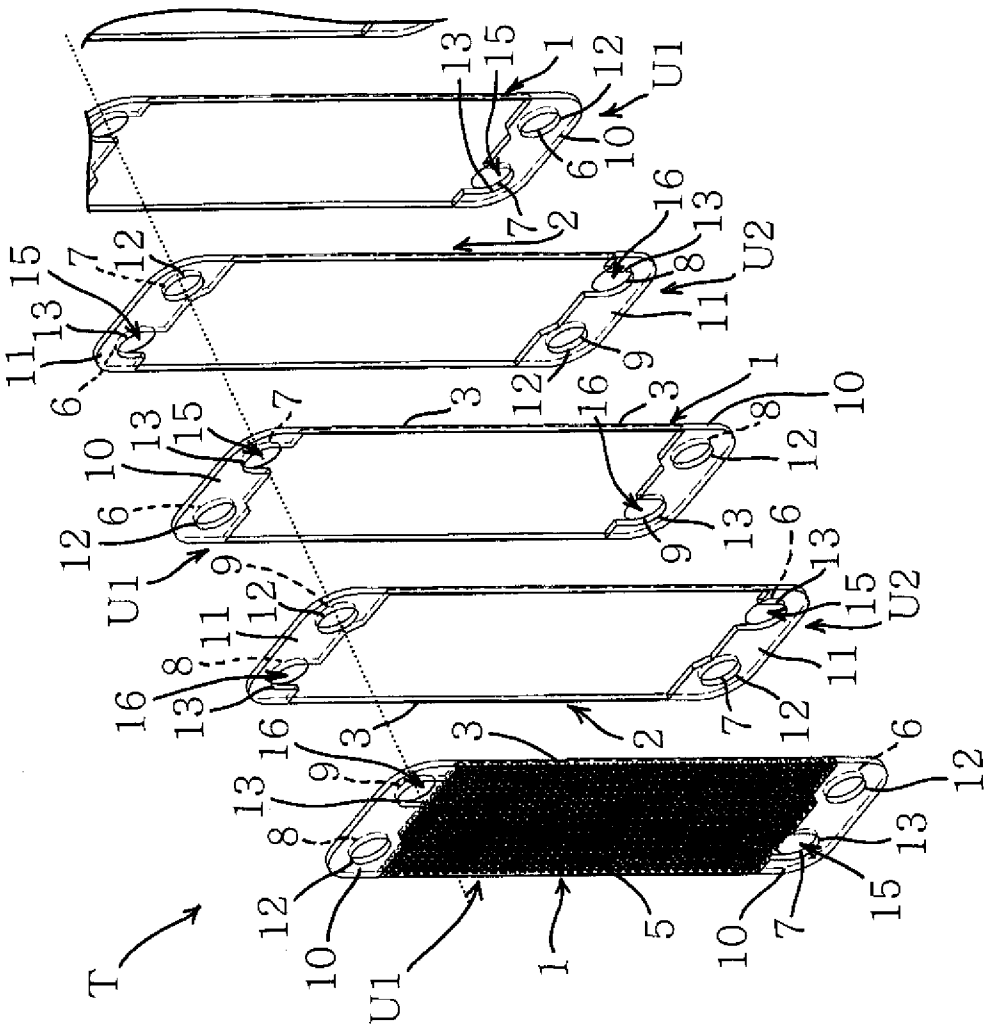
[3] 前記フィンは、矩形波状を呈するオフセット型のフィンであることを特徴とする請求項1又は請求項2に記載の熱交換器。

[4] 前記第1流体、若しくは、第2流体は、二酸化炭素であることを特徴とする請求項1乃至請求項3の何れかに記載の熱交換器。

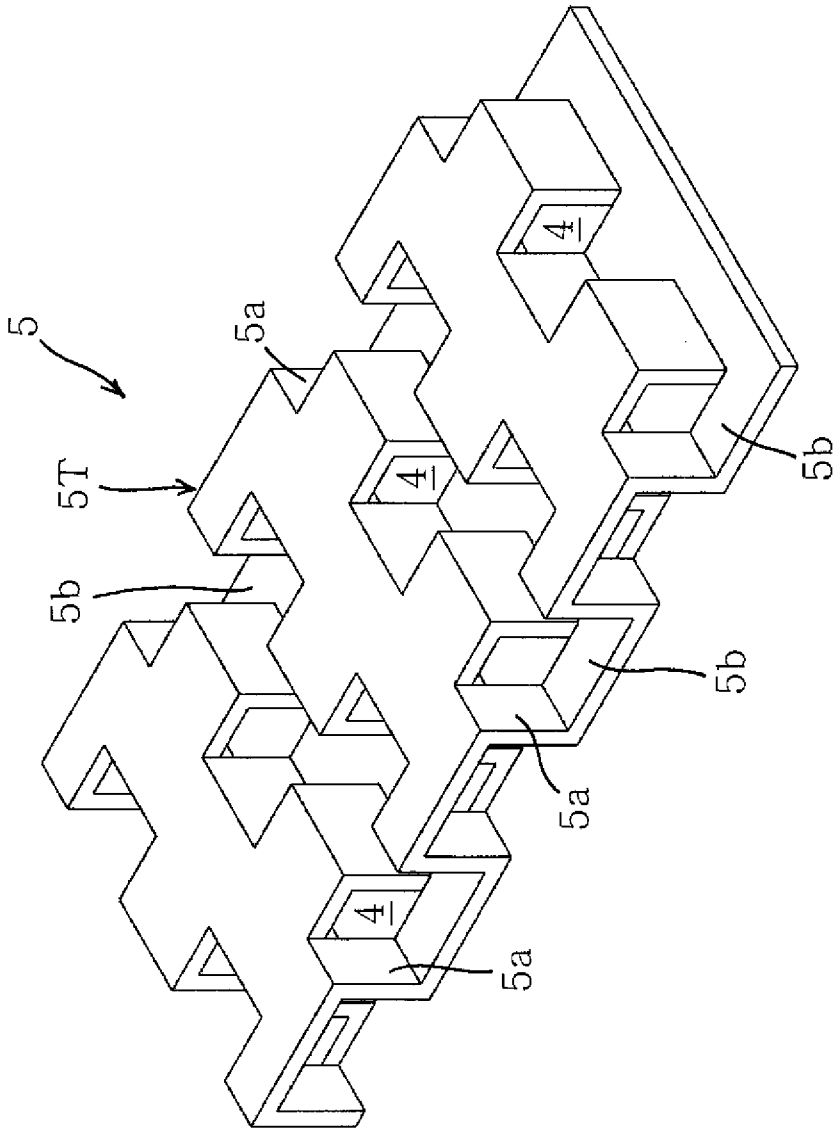
[5] 前記流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算し、全体に対する前記フィン直交領域の比率を増加させていったときに、前記積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、前記フィン直交領域の比率を零より大きく前記最大値以下の範囲内で設定することを特徴とする請求項1乃至請求項4の何れかに記載の熱交換器の製造方法。

[6] 前記扁平容器と前記フィンとを別々に形成し、形成された当該フィンを前記扁平容器内に収容することを特徴とする請求項1乃至請求項5の何れかに記載の熱交換器の製造方法。

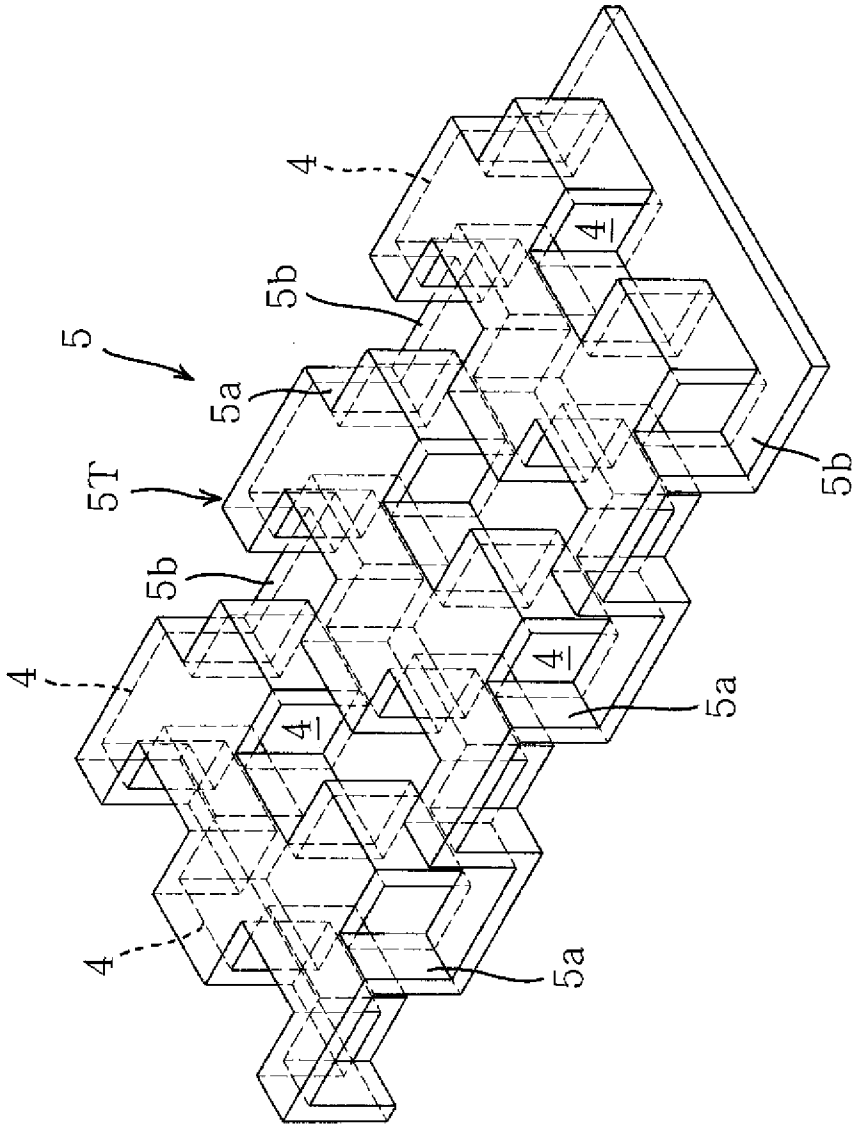
[図1]



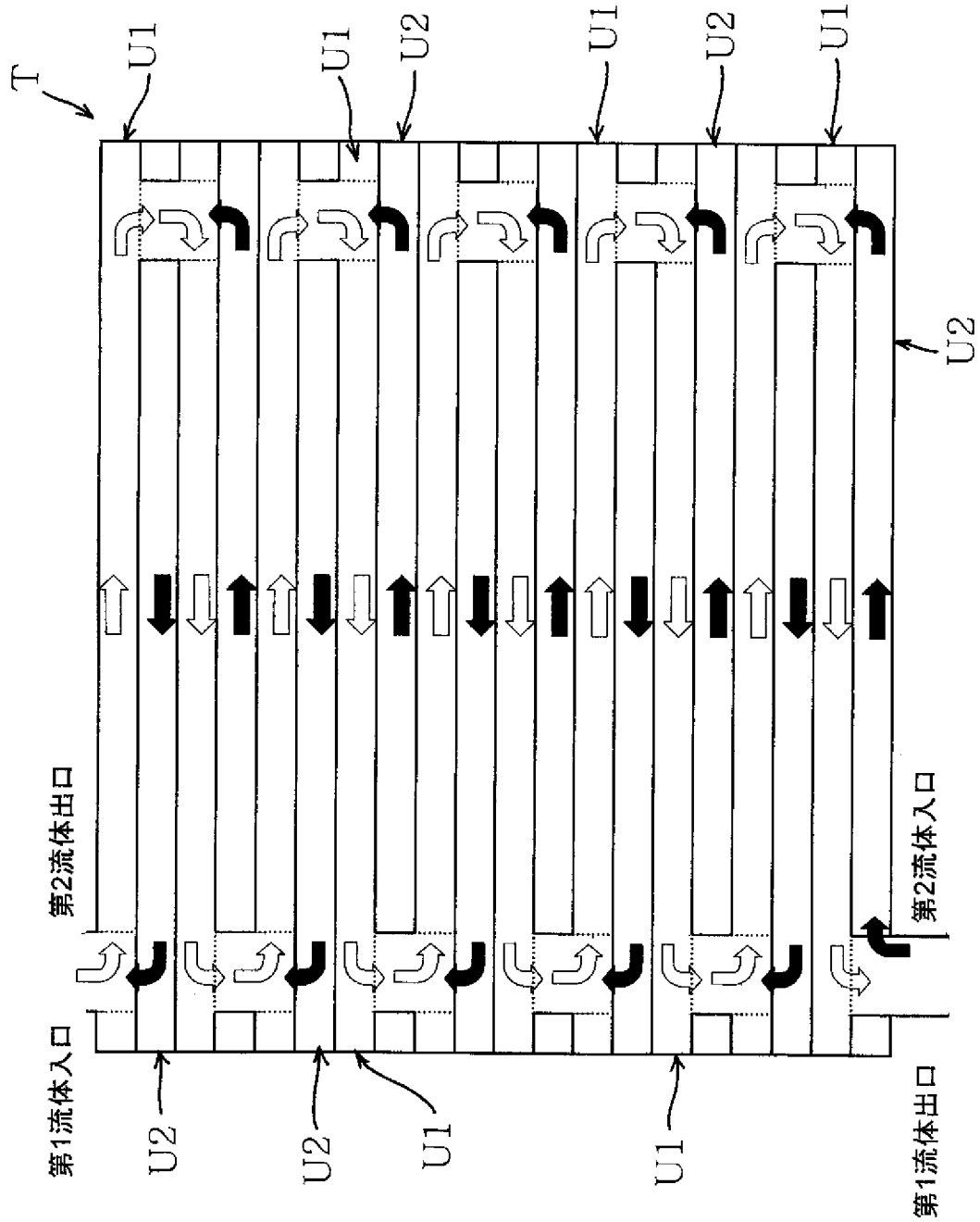
[図2]



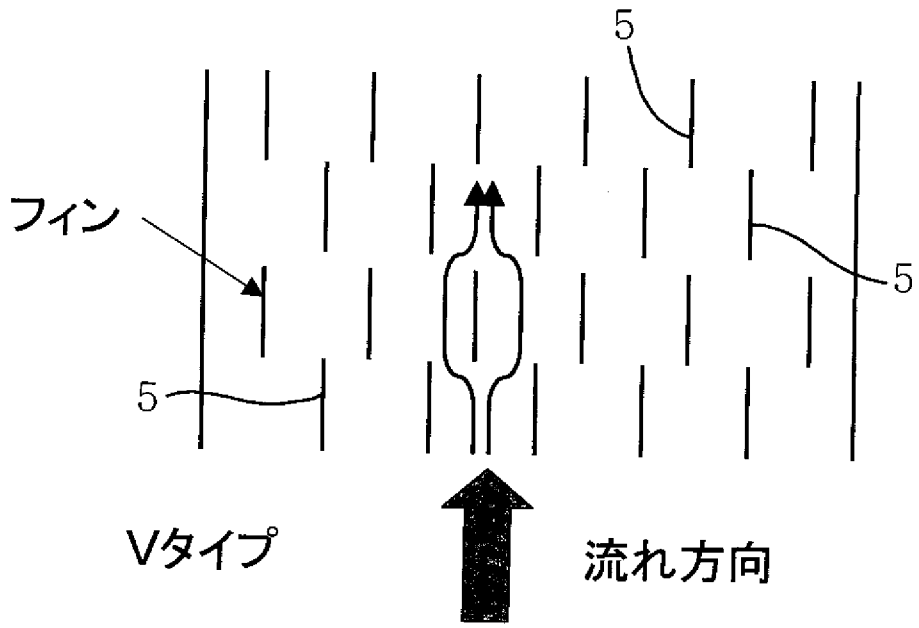
[図3]



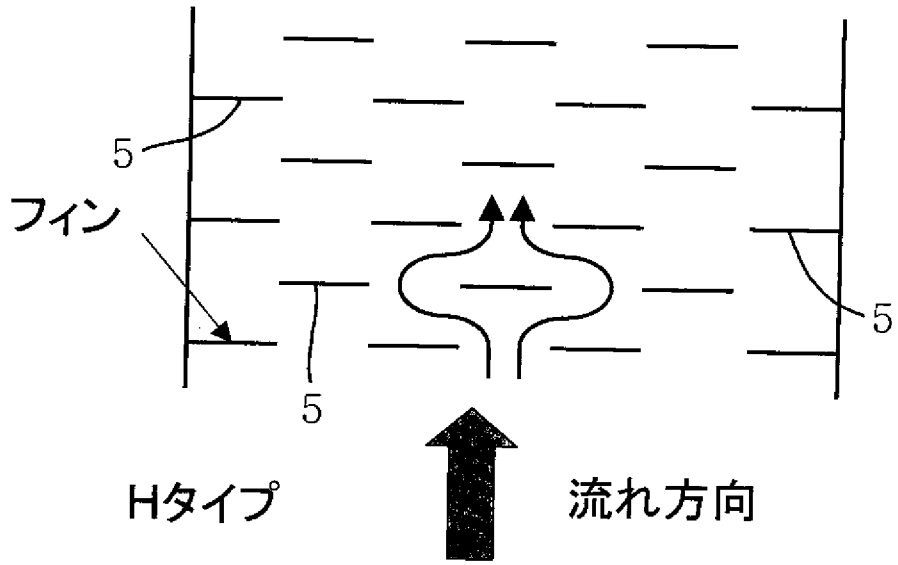
[図4]



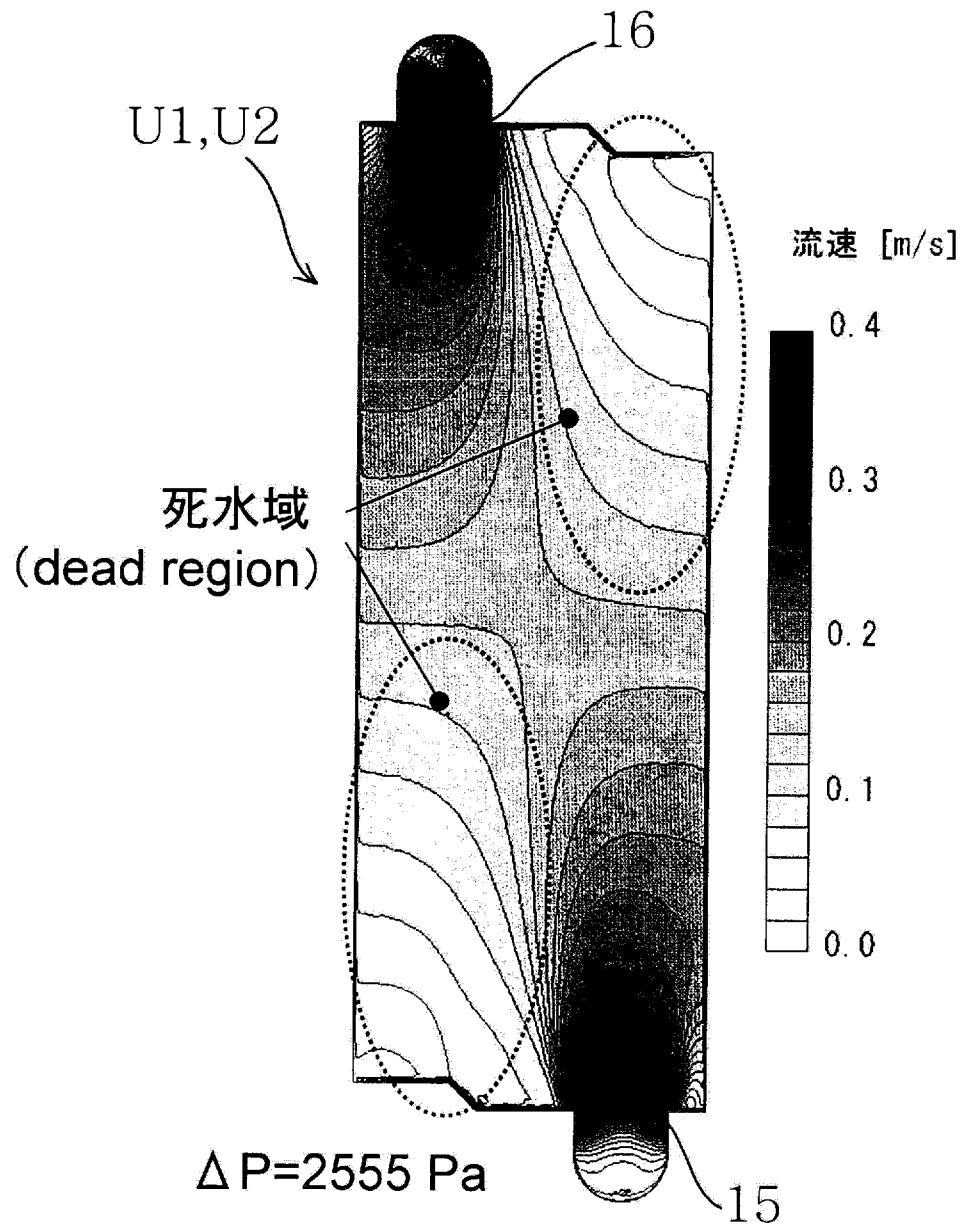
[図5]



[図6]

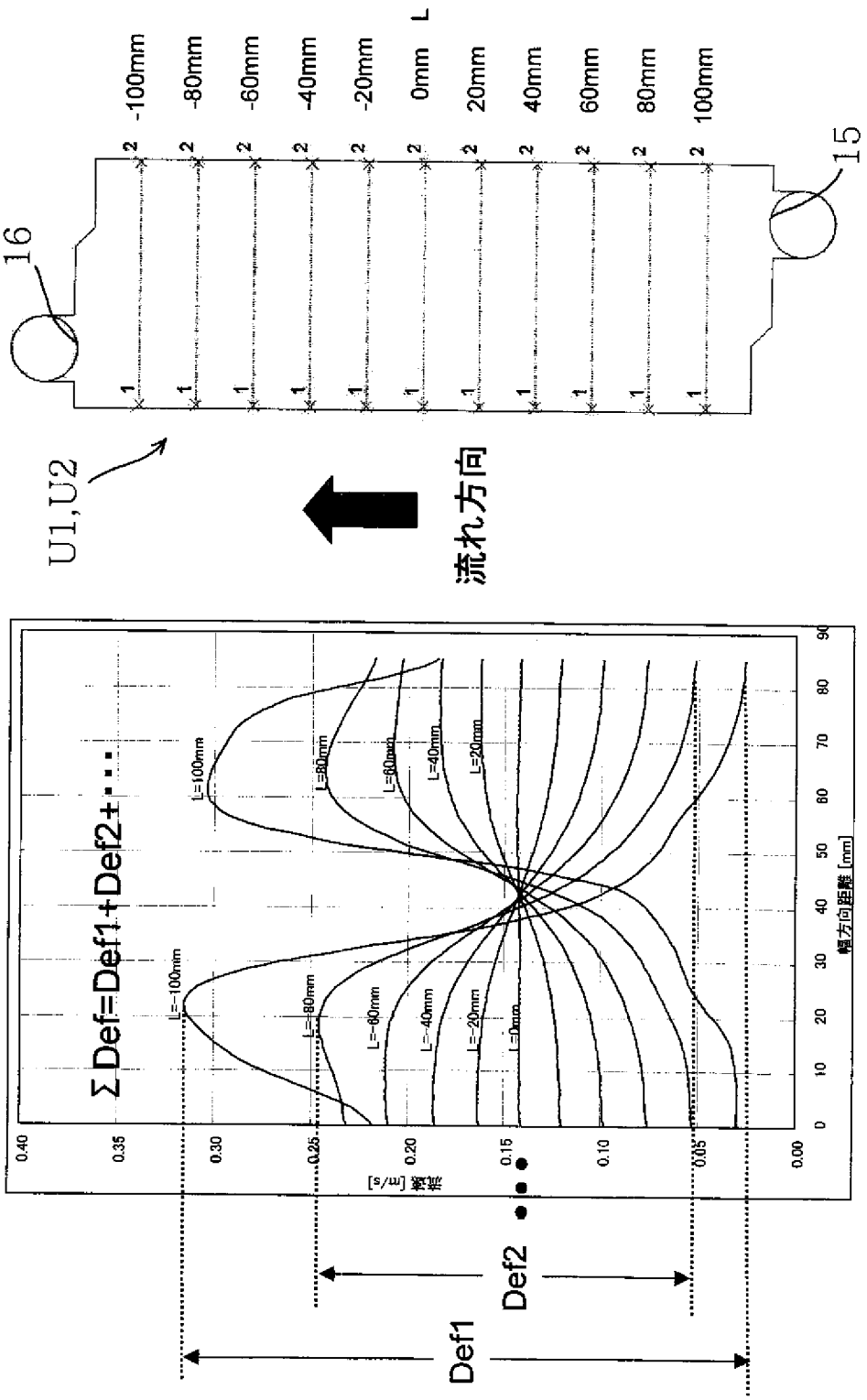


[図7]

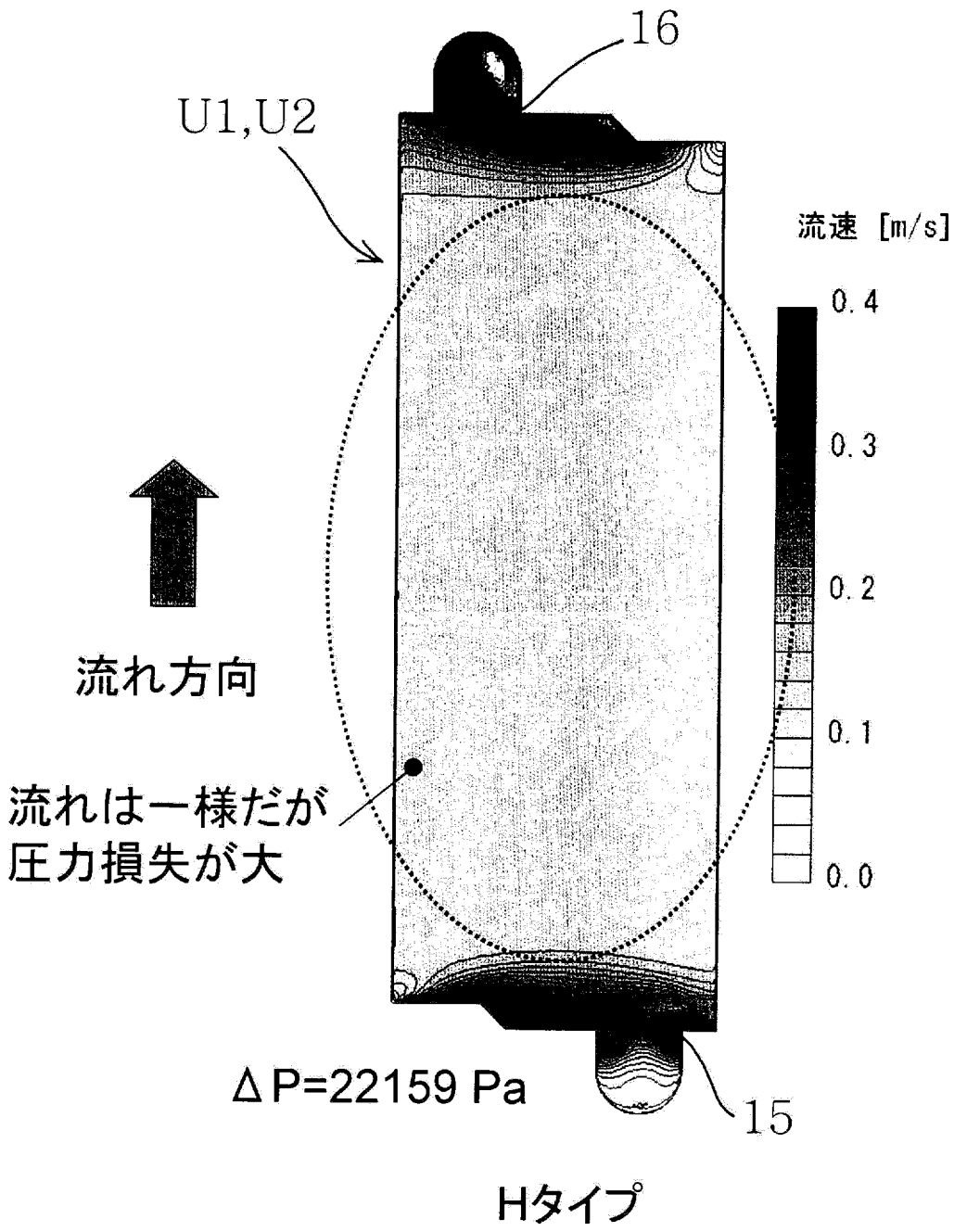


Vタイプ

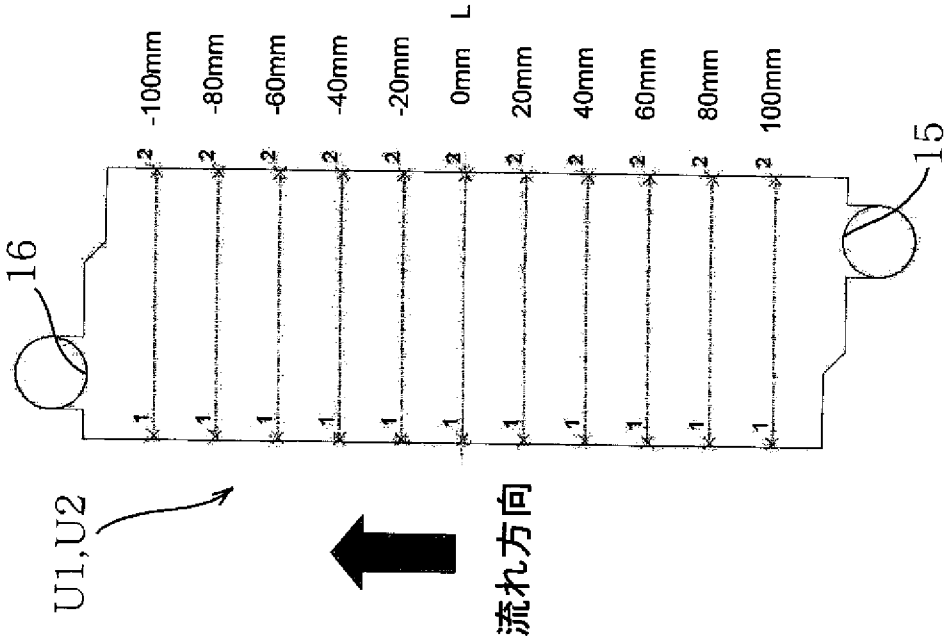
[図8]

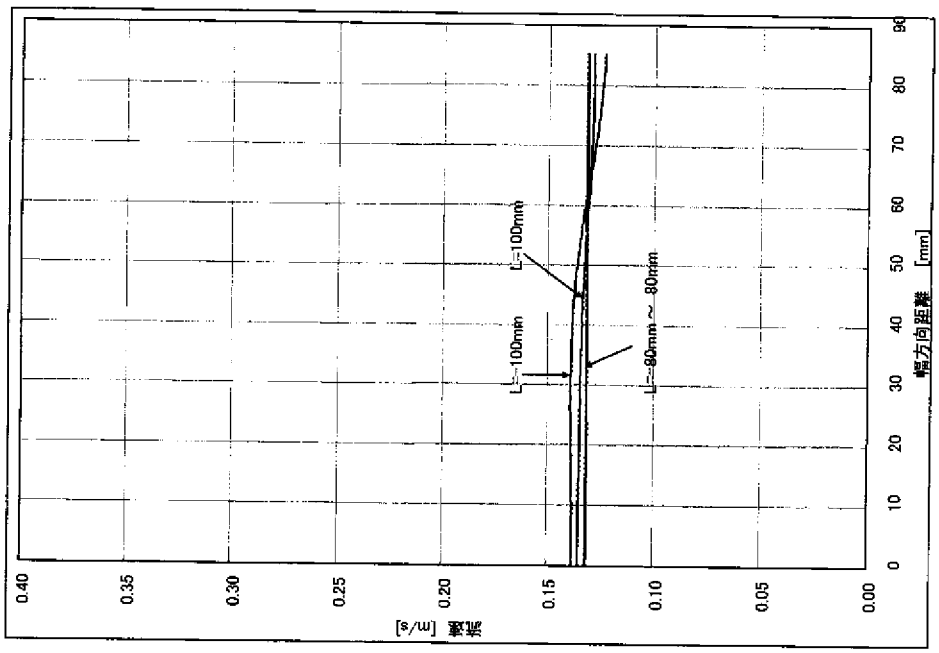

16
15
L
-100mm
-80mm
-60mm
-40mm
-20mm
0mm
20mm
40mm
60mm
80mm
100mm
U1,U2
流れ方向
Σ Def=Def1+Def2+・・・
L=-100mm
L=-80mm
L=-60mm
L=-40mm
L=-20mm
L=0mm
L=20mm
L=40mm
L=60mm
L=80mm
L=100mm
速度 [m/s]
幅方向距離 [mm]
Def1
Def2

[図9]

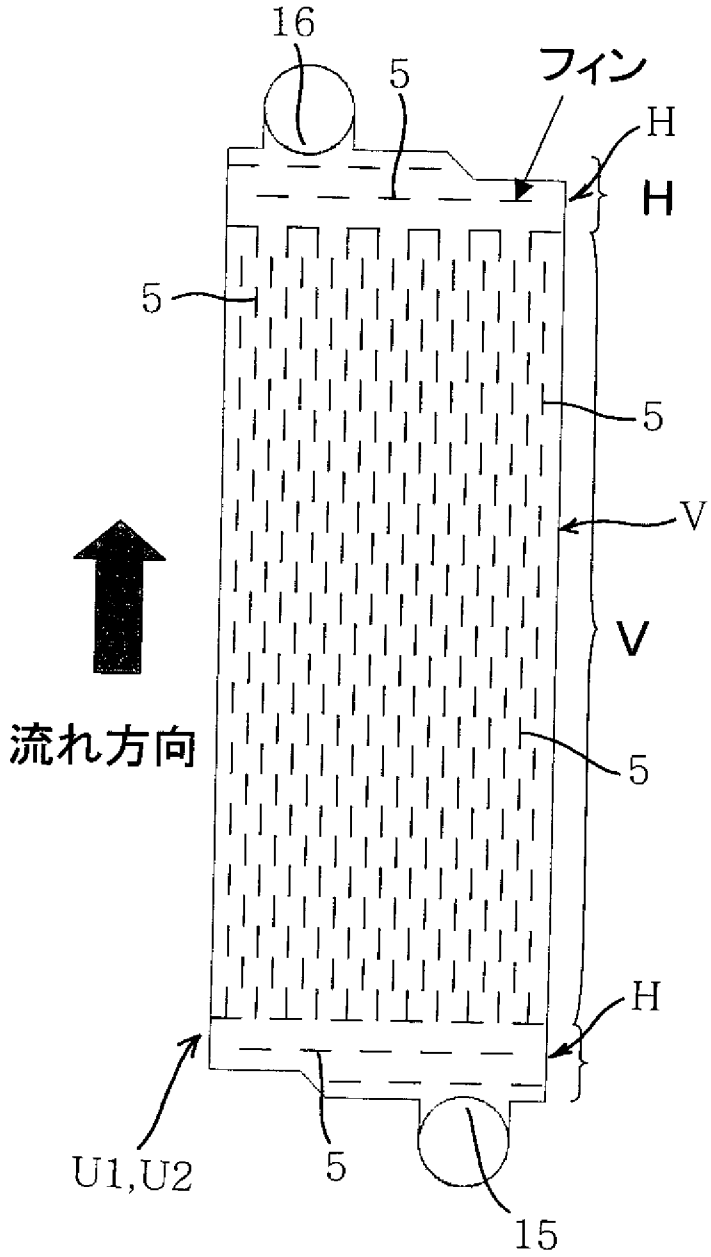

16
U1,U2
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
流れ方向
流れは一様だが
圧力損失が大
ΔP=22159 Pa
15
Hタイプ

[図10]

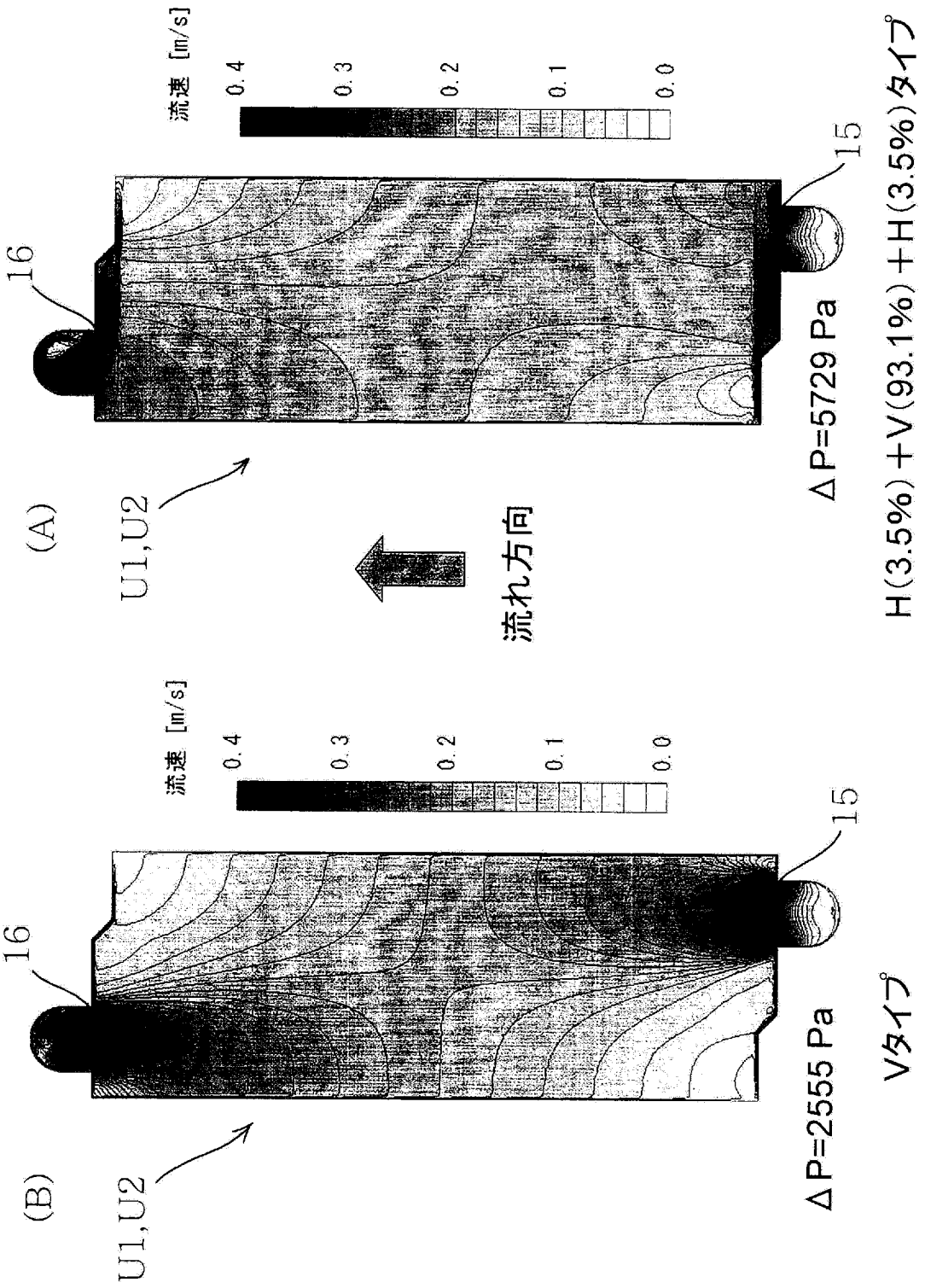

L
-100mm
-80mm
-60mm
-40mm
-20mm
0mm
20mm
40mm
60mm
80mm
100mm
16
15
U1,U2
流れ方向


L=-100mm
L=-100mm
L=-80mm ~ 80mm
速度 [m/s]
幅方向距離 [mm]
0.40
0.35
0.30
0.25
0.20
0.15
0.10
0.05
0.00
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90

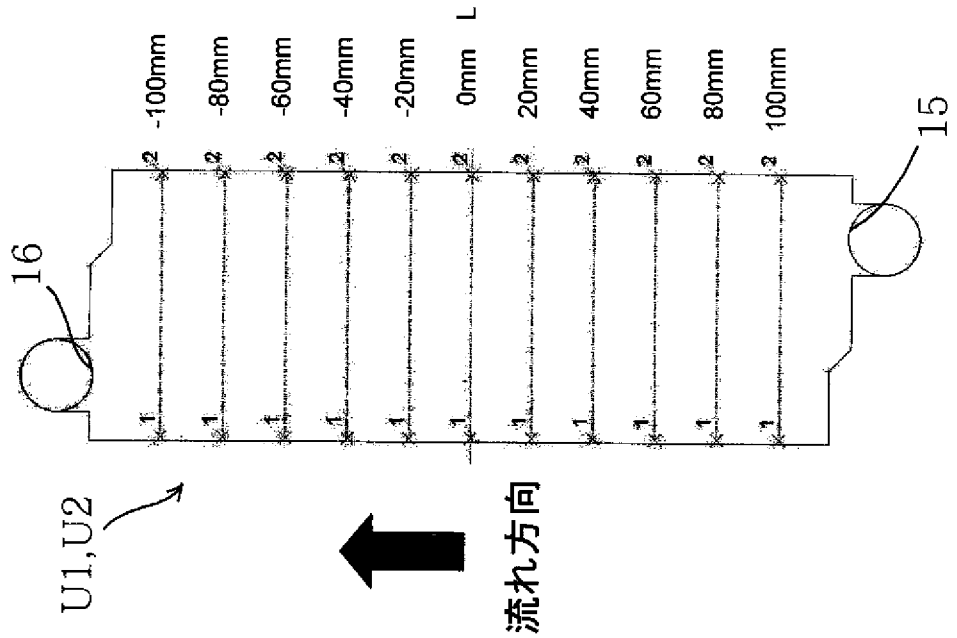
[図11]

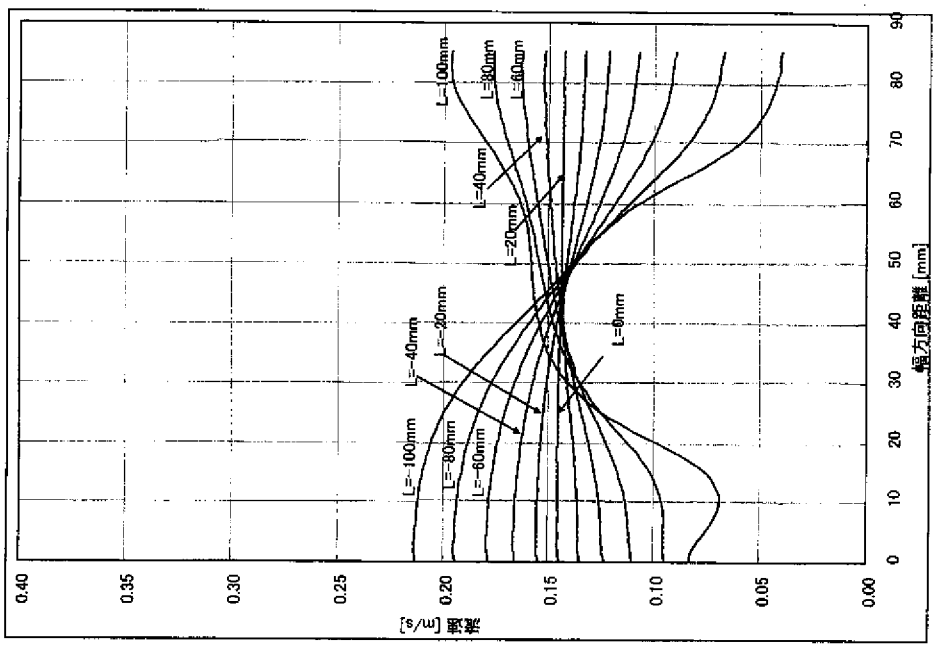


[図12]

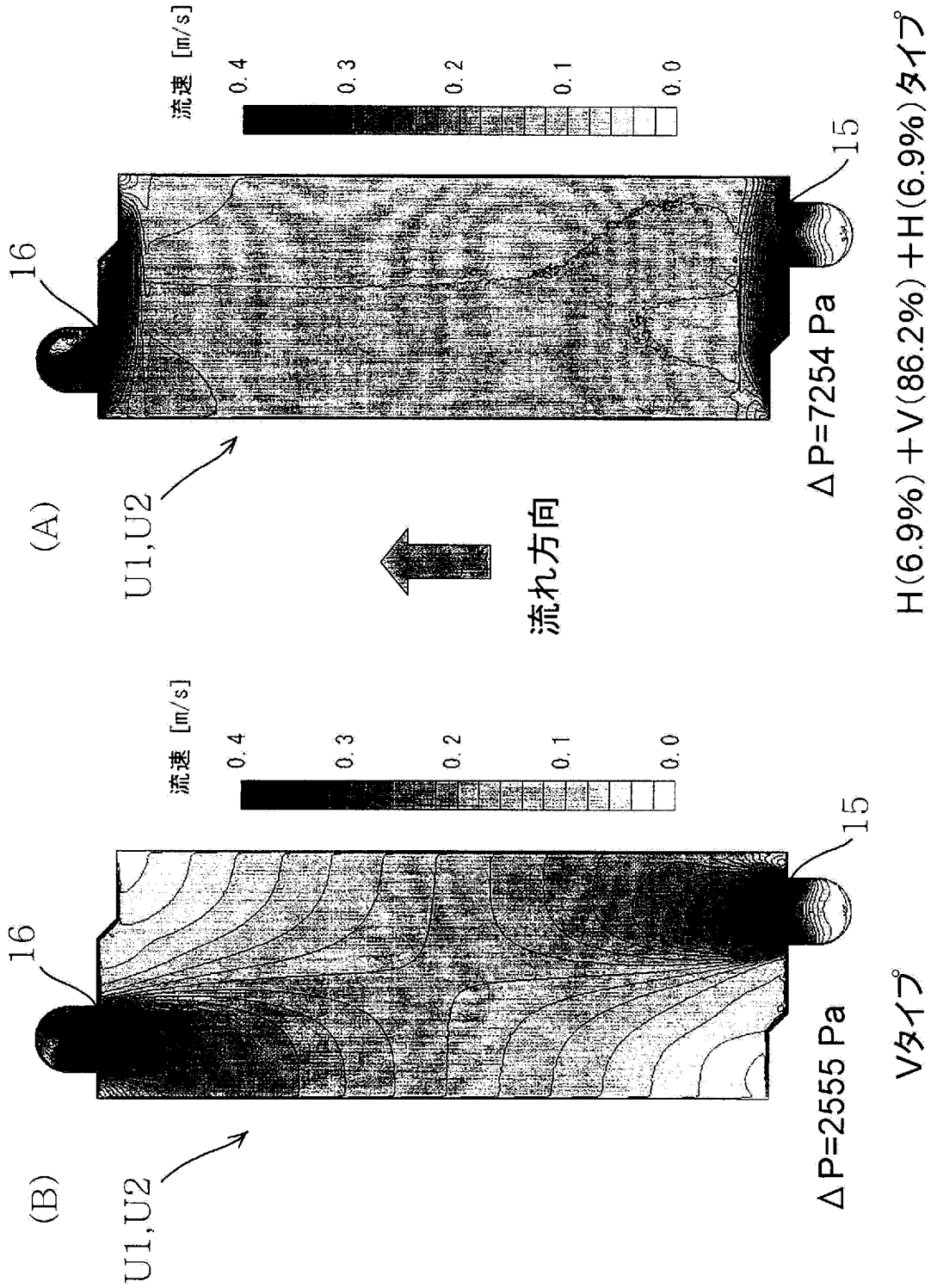

流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(A)
U1,U2
ΔP=5729 Pa
H(3.5%)+V(93.1%)+H(3.5%)タイプ
流れ方向
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(B)
U1,U2
ΔP=2555 Pa
Vタイプ

[図13]

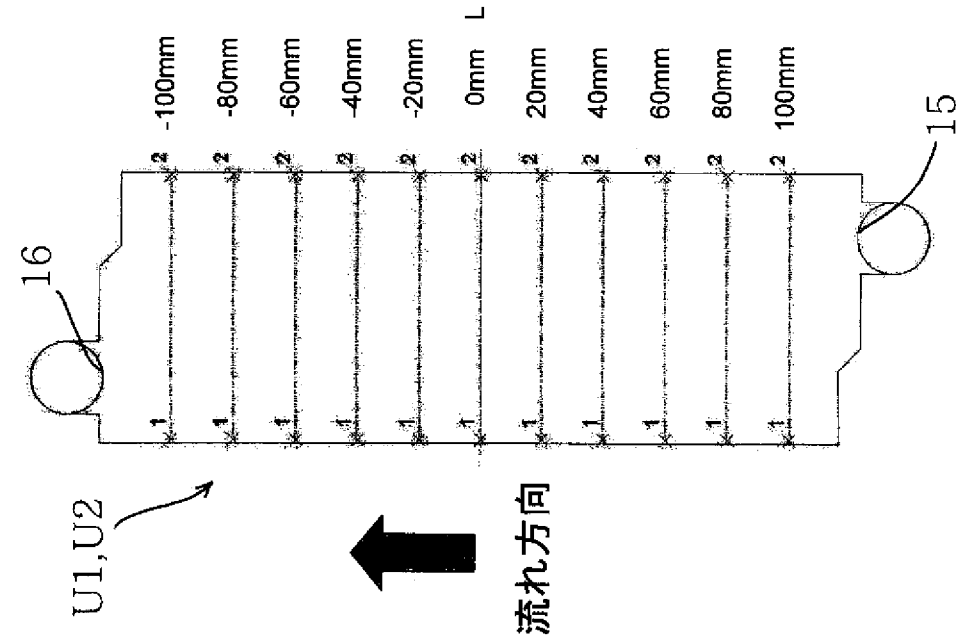

-100mm
-80mm
-60mm
-40mm
-20mm
0mm
20mm
40mm
60mm
80mm
100mm
L
16
15
U1,U2
流れ方向

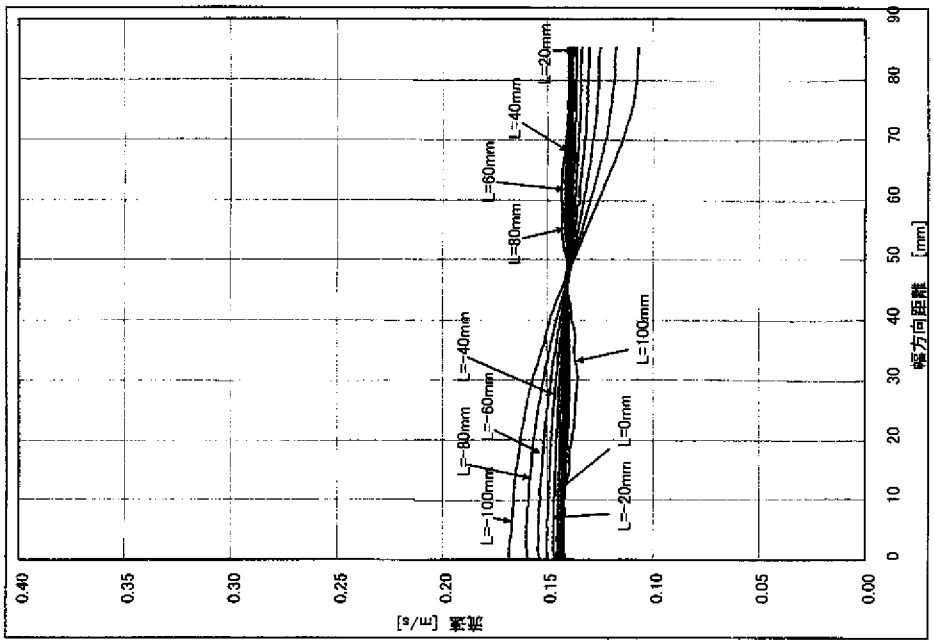

L=-100mm
L=-80mm
L=-60mm
L=-40mm
L=-20mm
L=0mm
L=20mm
L=40mm
L=60mm
L=80mm
L=100mm
速度 [m/s]
幅方向距離 [mm]

[図14]

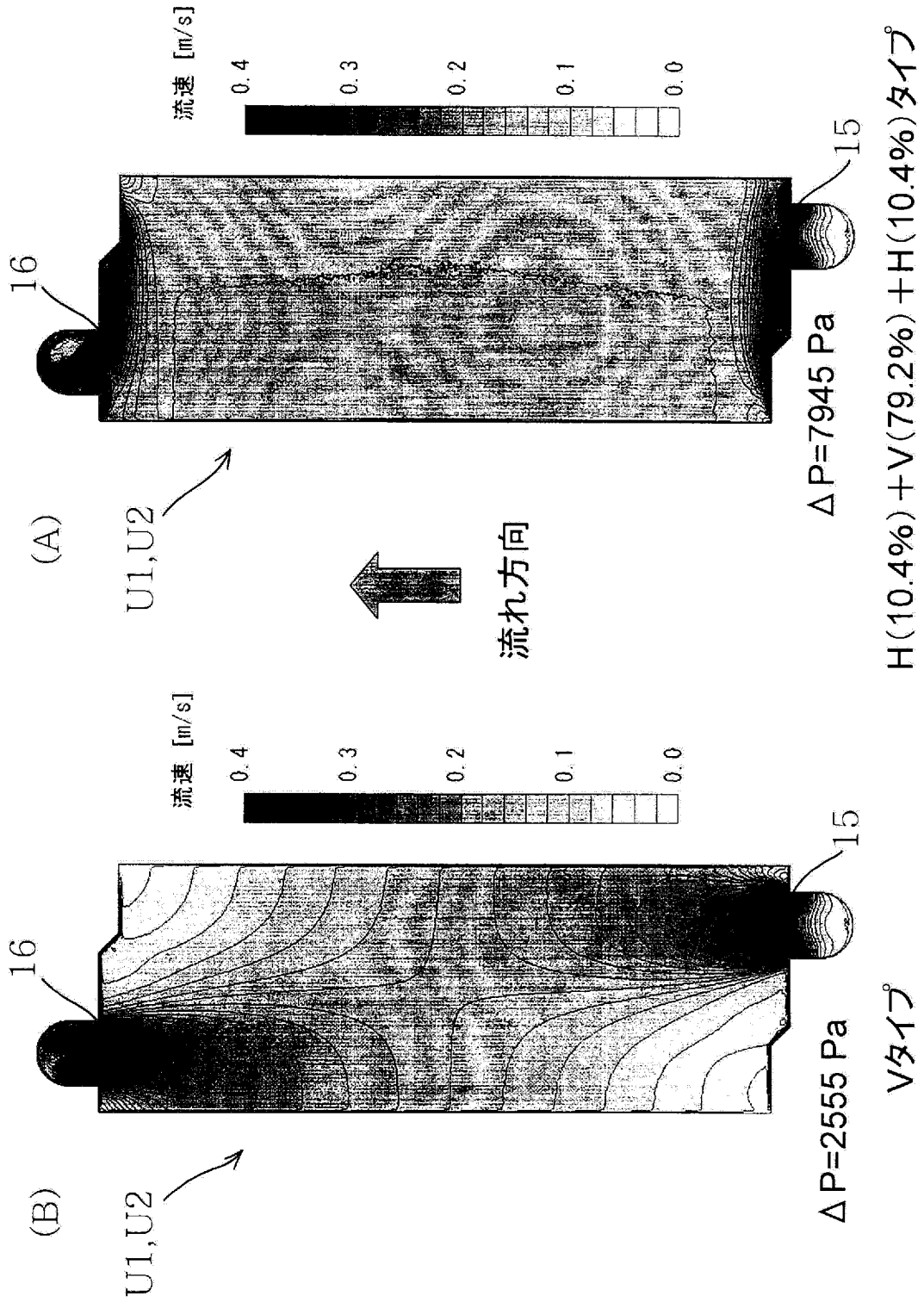

流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(A)
U1,U2
ΔP=7254 Pa
H(6.9%)+V(86.2%)+H(6.9%)タイプ
流れ方向
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(B)
U1,U2
ΔP=2555 Pa
Vタイプ

[図15]

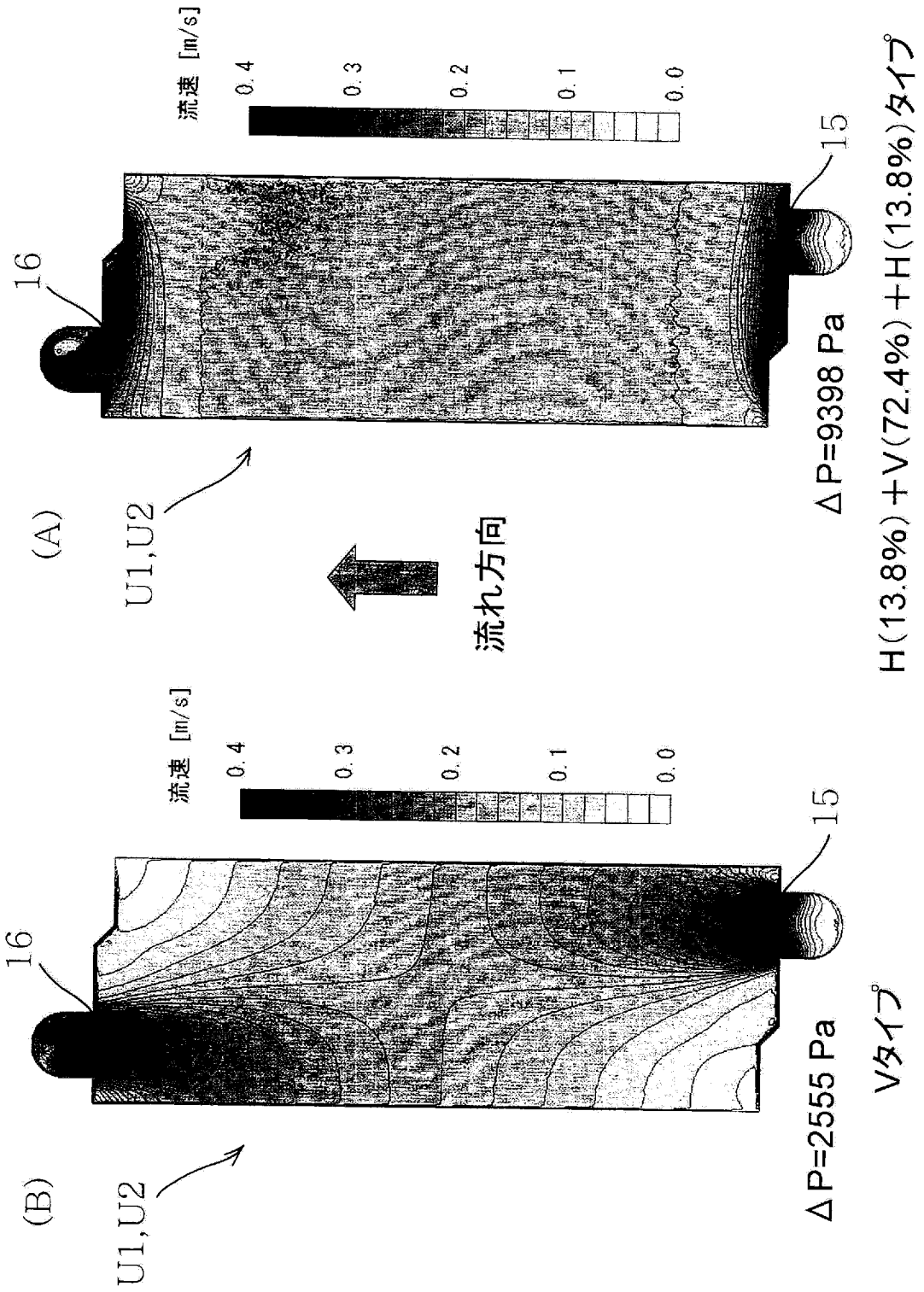

-100mm
-80mm
-60mm
-40mm
-20mm
0mm
20mm
40mm
60mm
80mm
100mm
L
16
15
U1,U2
流れ方向


L=-100mm
L=-80mm
L=-60mm
L=-40mm
L=-20mm
L=0mm
L=20mm
L=40mm
L=60mm
L=80mm
L=100mm
速度 [m/s]
0.40
0.35
0.30
0.25
0.20
0.15
0.10
0.05
0.00
幅方向距離 [mm]
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90

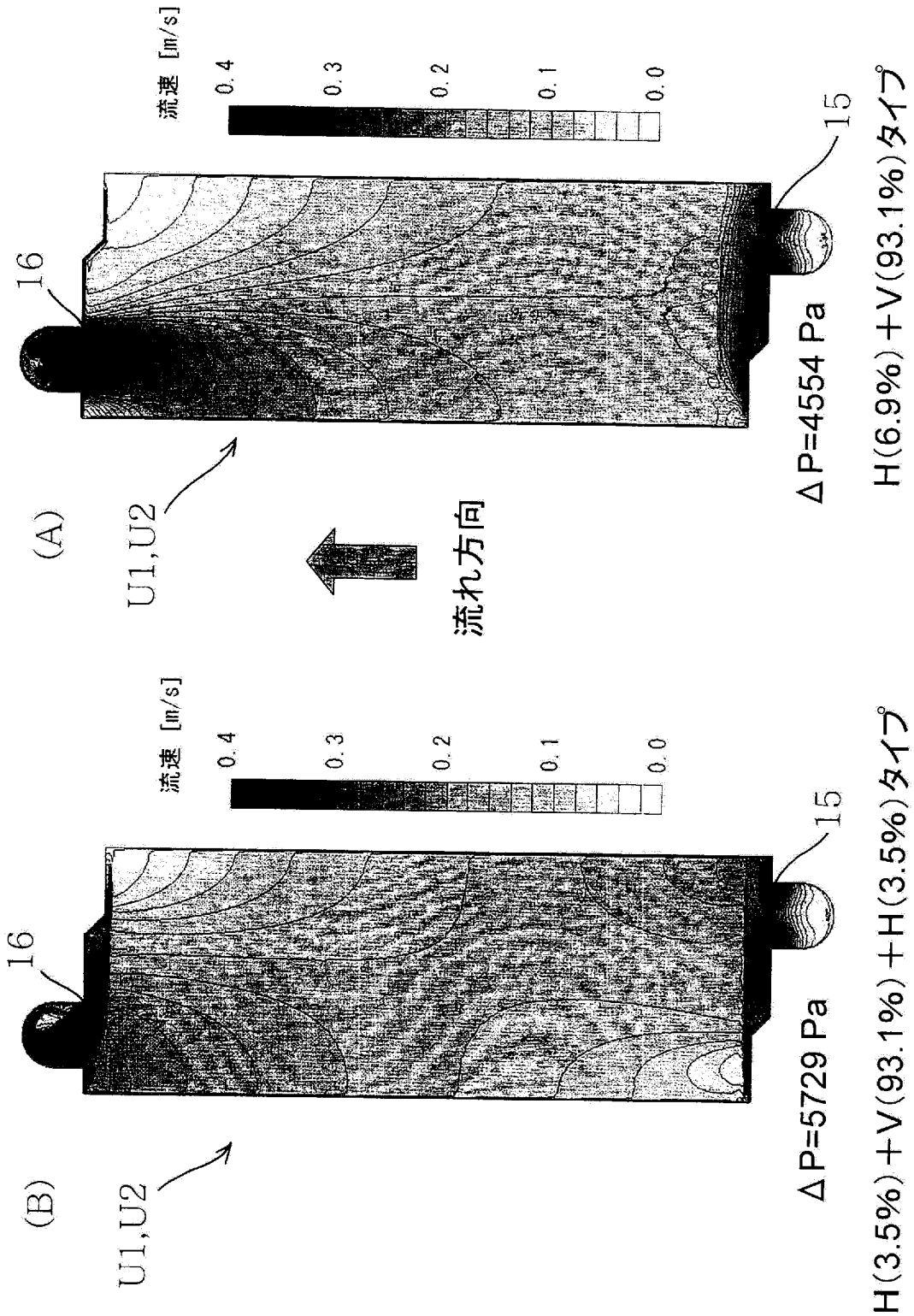
[図16]


流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(A)
U1,U2
流れ方向
ΔP=7945 Pa
H(10.4%)+V(79.2%)+H(10.4%)タイプ
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(B)
U1,U2
ΔP=2555 Pa
Vタイプ

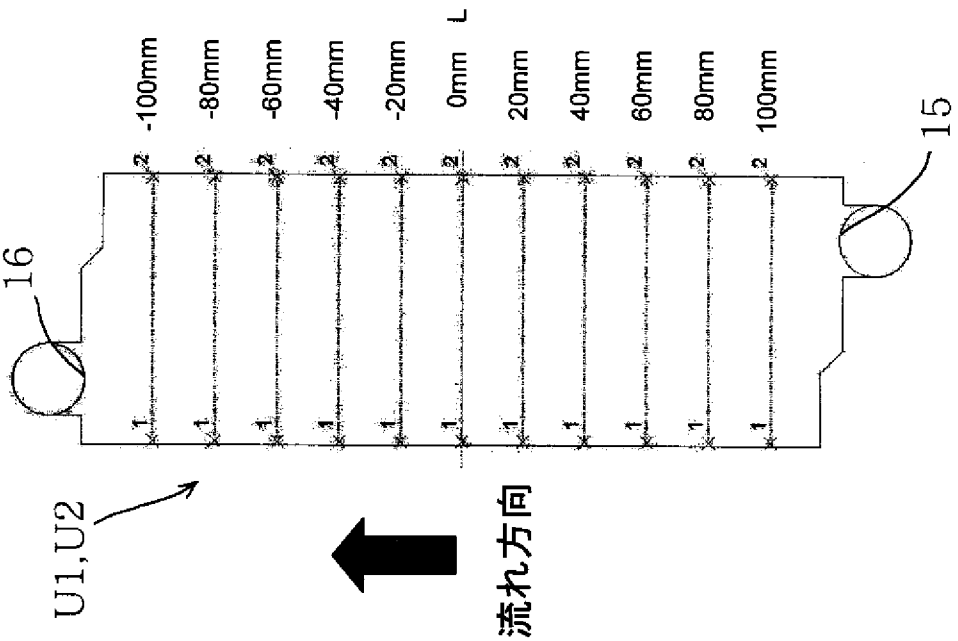
[図17]

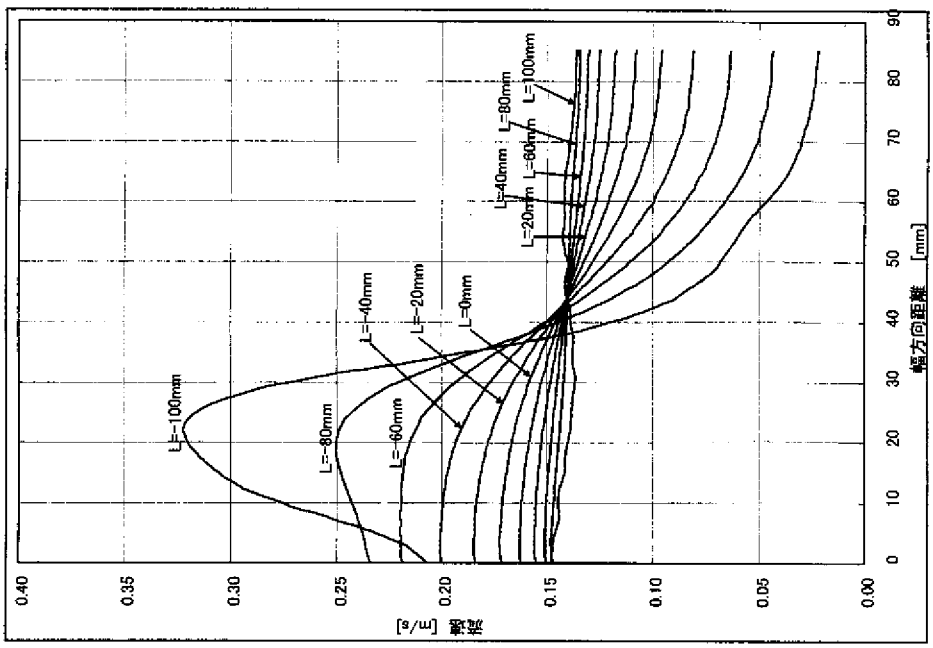

流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(A)
U1,U2
流れ方向
ΔP=9398 Pa
H(13.8%)+V(72.4%)+H(13.8%)タイプ
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(B)
U1,U2
ΔP=2555 Pa
Vタイプ

[図18]

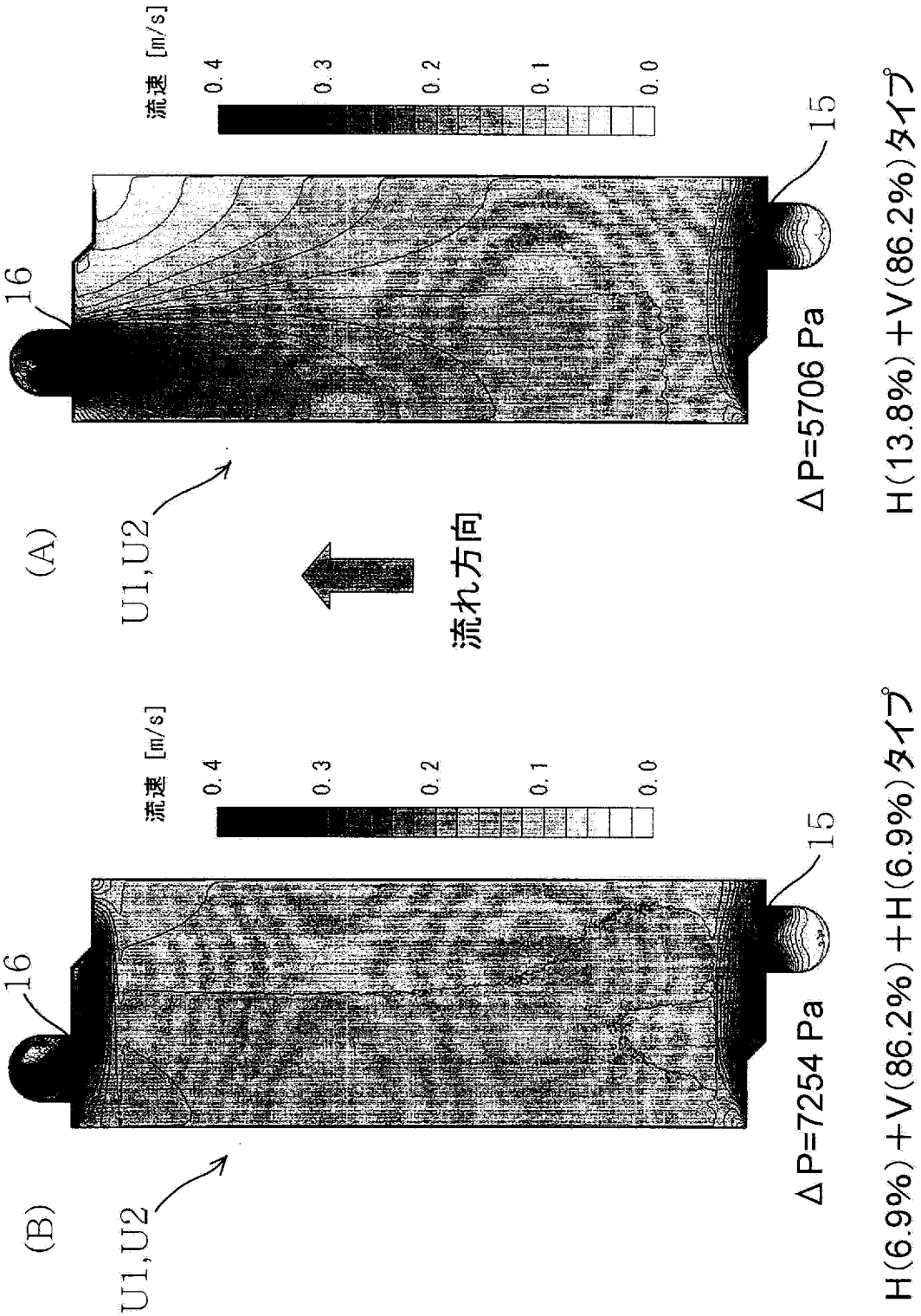

流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
(A)
16
15
U1,U2
流れ方向
ΔP=4554 Pa
H(6.9%)+V(93.1%)タイプ
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
(B)
16
15
U1,U2
ΔP=5729 Pa
H(3.5%)+V(93.1%)+H(3.5%)タイプ

[図19]

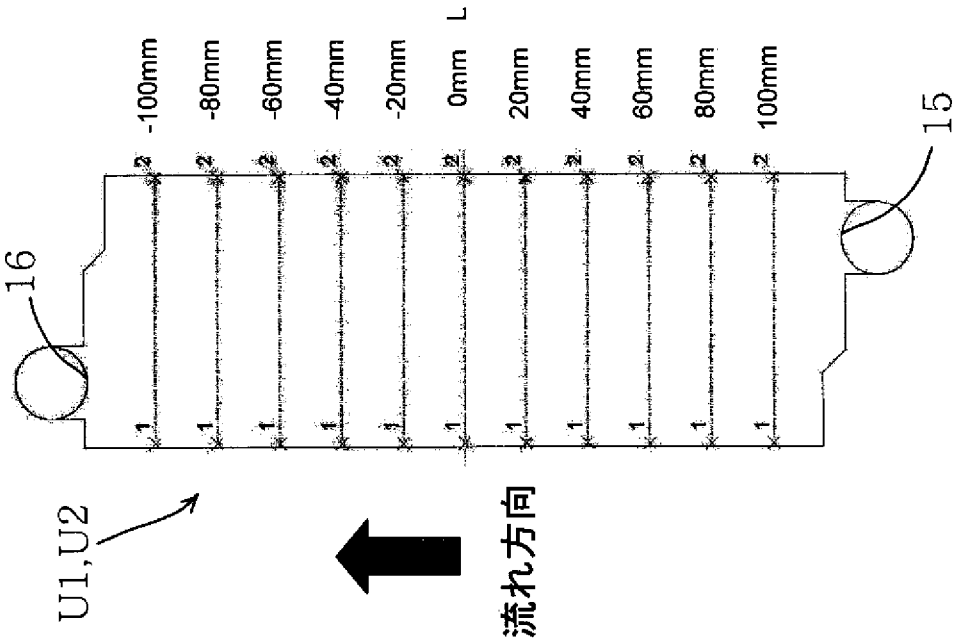

-100mm
-80mm
-60mm
-40mm
-20mm
0mm
20mm
40mm
60mm
80mm
100mm
L
16
15
U1,U2
流れ方向

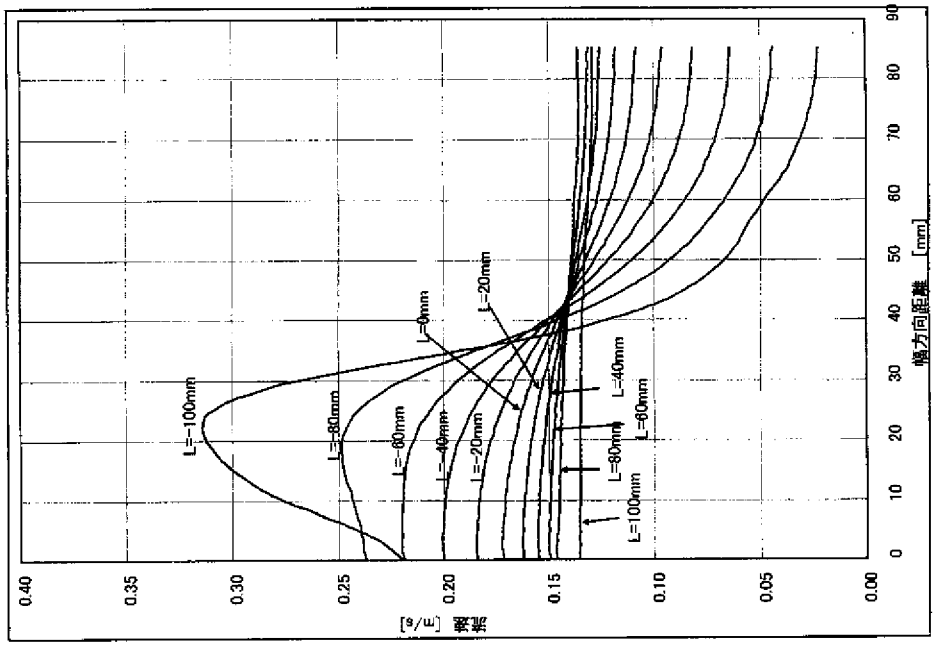

L=-100mm
L=-80mm
L=-60mm
L=-40mm
L=-20mm
L=0mm
L=20mm
L=40mm
L=60mm
L=80mm
L=100mm
速度 [m/s]
0.40
0.35
0.30
0.25
0.20
0.15
0.10
0.05
0.00
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
幅方向距離 [mm]

[図20]

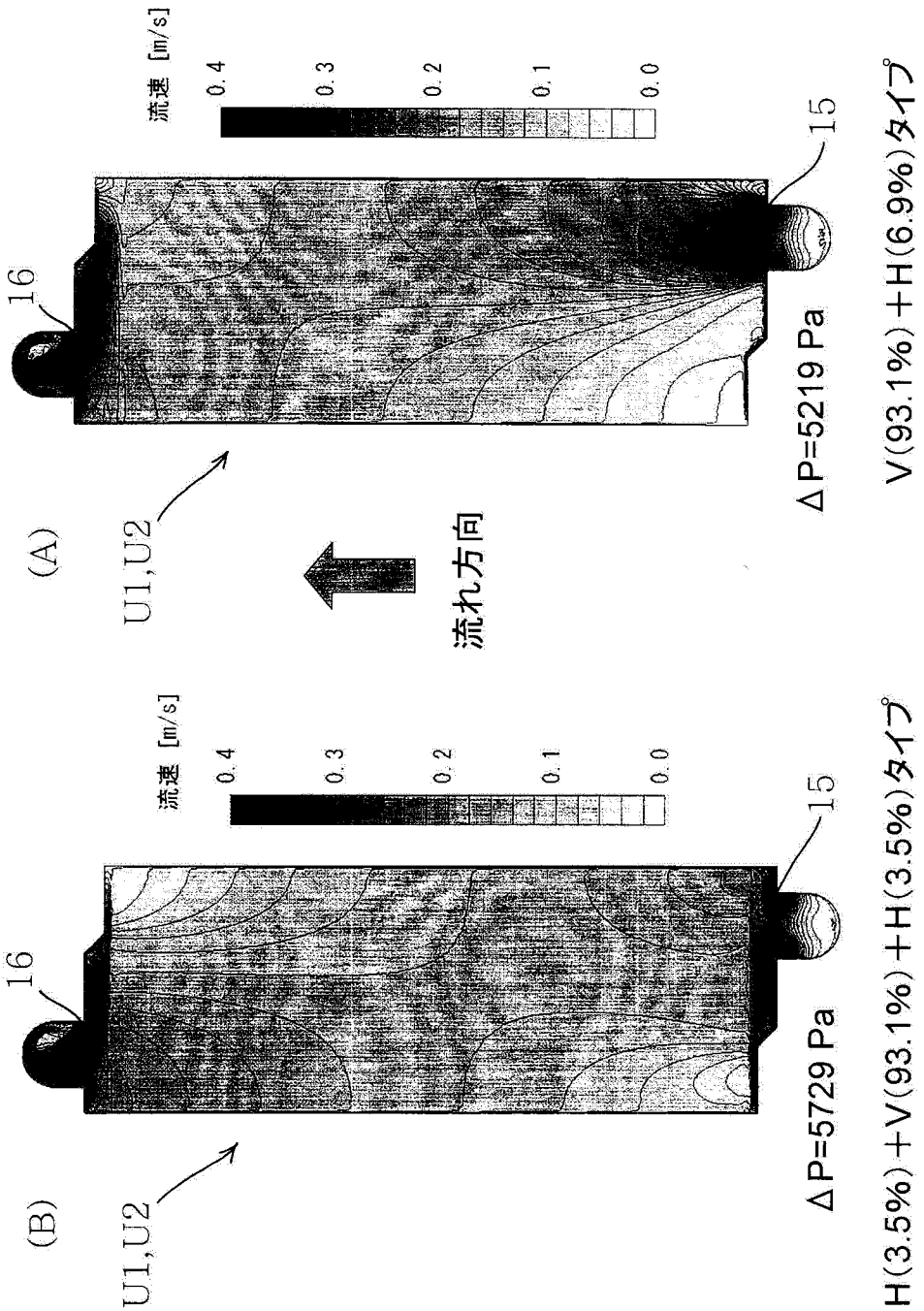

流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(A)
U1,U2
流れ方向
ΔP=5706 Pa
H(13.8%)+V(86.2%)タイプ
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(B)
U1,U2
ΔP=7254 Pa
H(6.9%)+V(86.2%)+H(6.9%)タイプ

[図21]

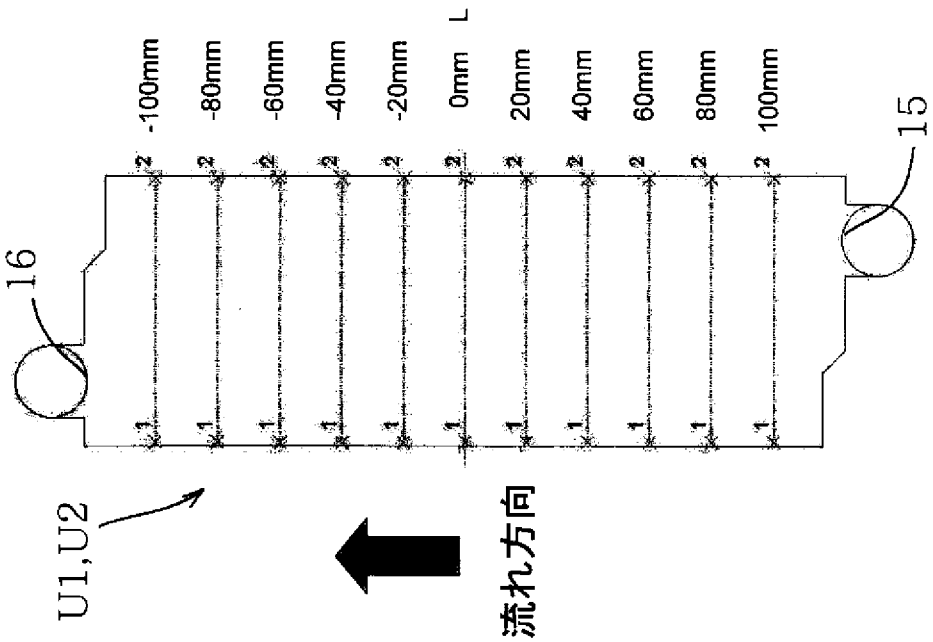

-100mm
-80mm
-60mm
-40mm
-20mm
0mm
20mm
40mm
60mm
80mm
100mm
L
16
15
U1,U2
流れ方向

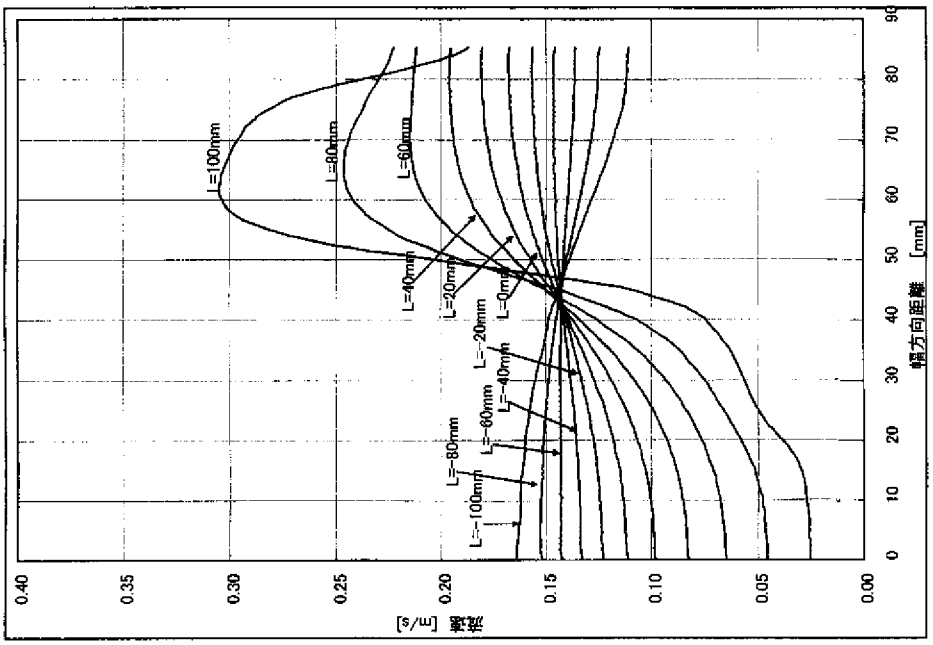

L=-100mm
L=-80mm
L=-60mm
L=-40mm
L=-20mm
L=0mm
L=20mm
L=40mm
L=60mm
L=80mm
L=100mm
速度 [m/s]
0.40
0.35
0.30
0.25
0.20
0.15
0.10
0.05
0.00
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
横方向距離 [mm]

[図22]

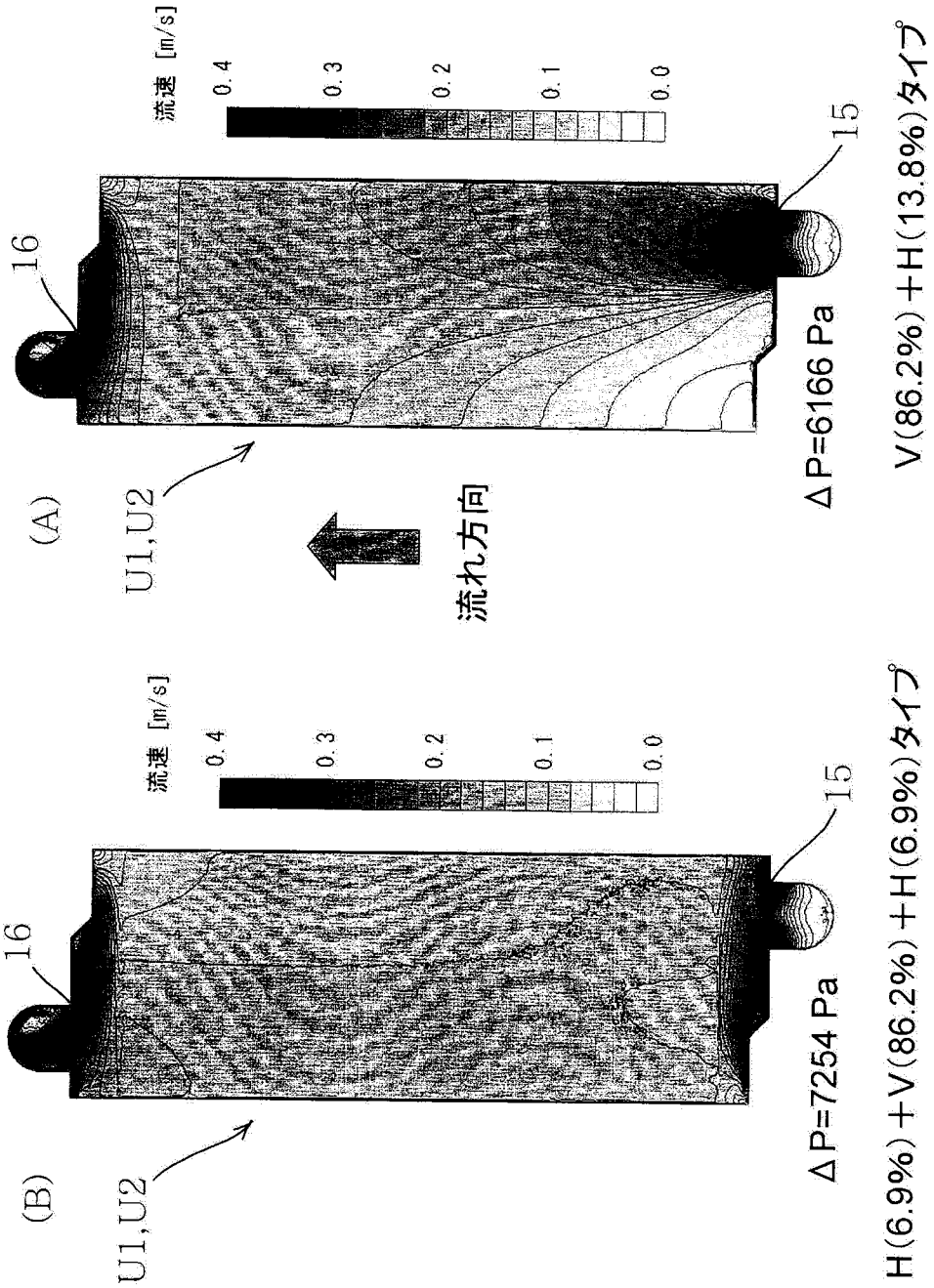

流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(A)
U1,U2
流れ方向
ΔP=5219 Pa
V(93.1%)+H(6.9%)タイプ
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(B)
U1,U2
ΔP=5729 Pa
H(3.5%)+V(93.1%)+H(3.5%)タイプ

[図23]

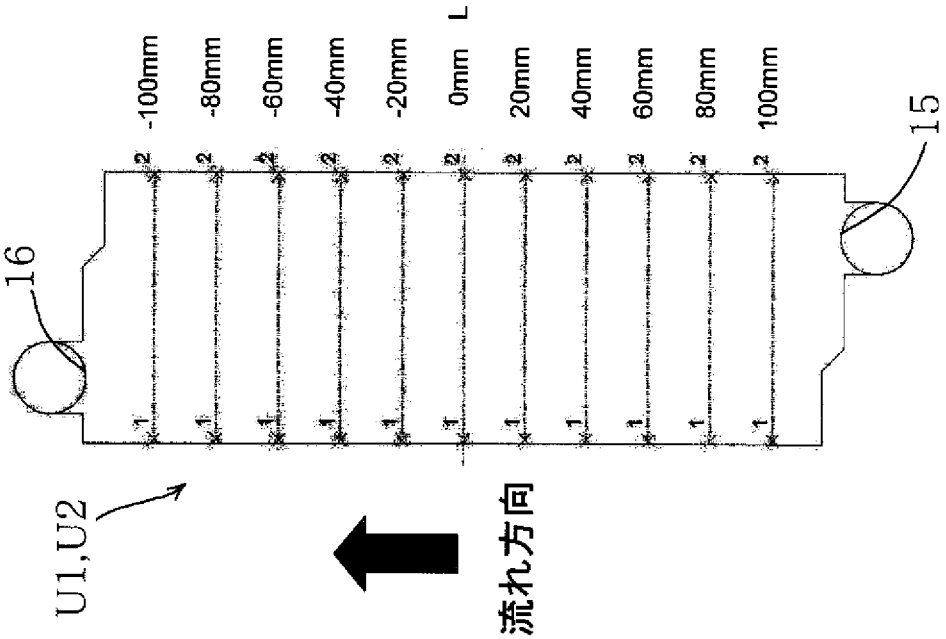

-100mm
-80mm
-60mm
-40mm
-20mm
0mm
20mm
40mm
60mm
80mm
100mm
L
16
15
U1,U2
流れ方向

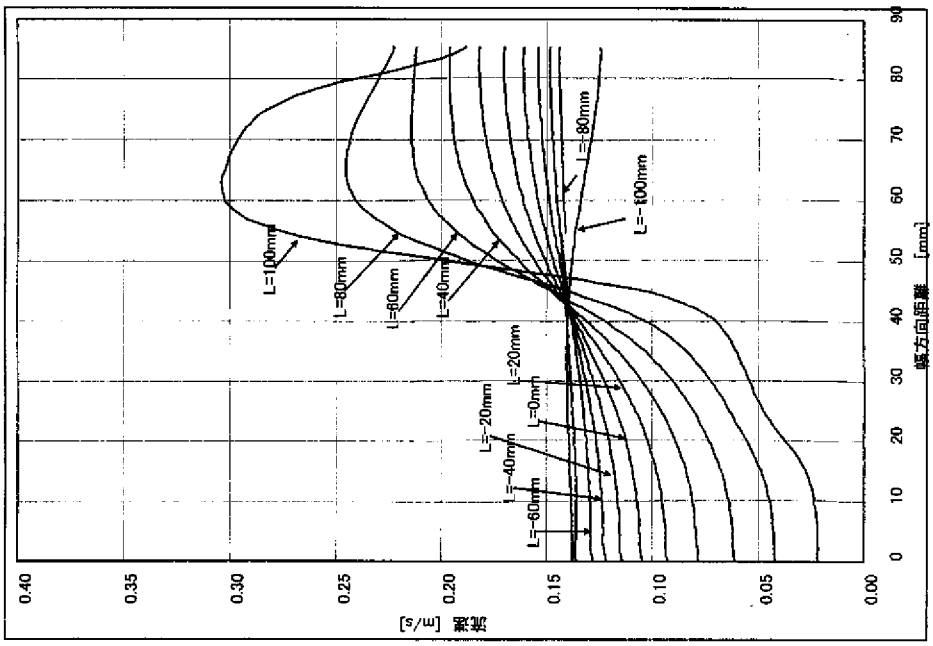

L=100mm
L=80mm
L=60mm
L=40mm
L=20mm
L=0mm
L=-20mm
L=-40mm
L=-60mm
L=-80mm
L=-100mm
速度 [m/s]
0.40
0.35
0.30
0.25
0.20
0.15
0.10
0.05
0.00
幅方向距離 [mm]
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90

[図24]

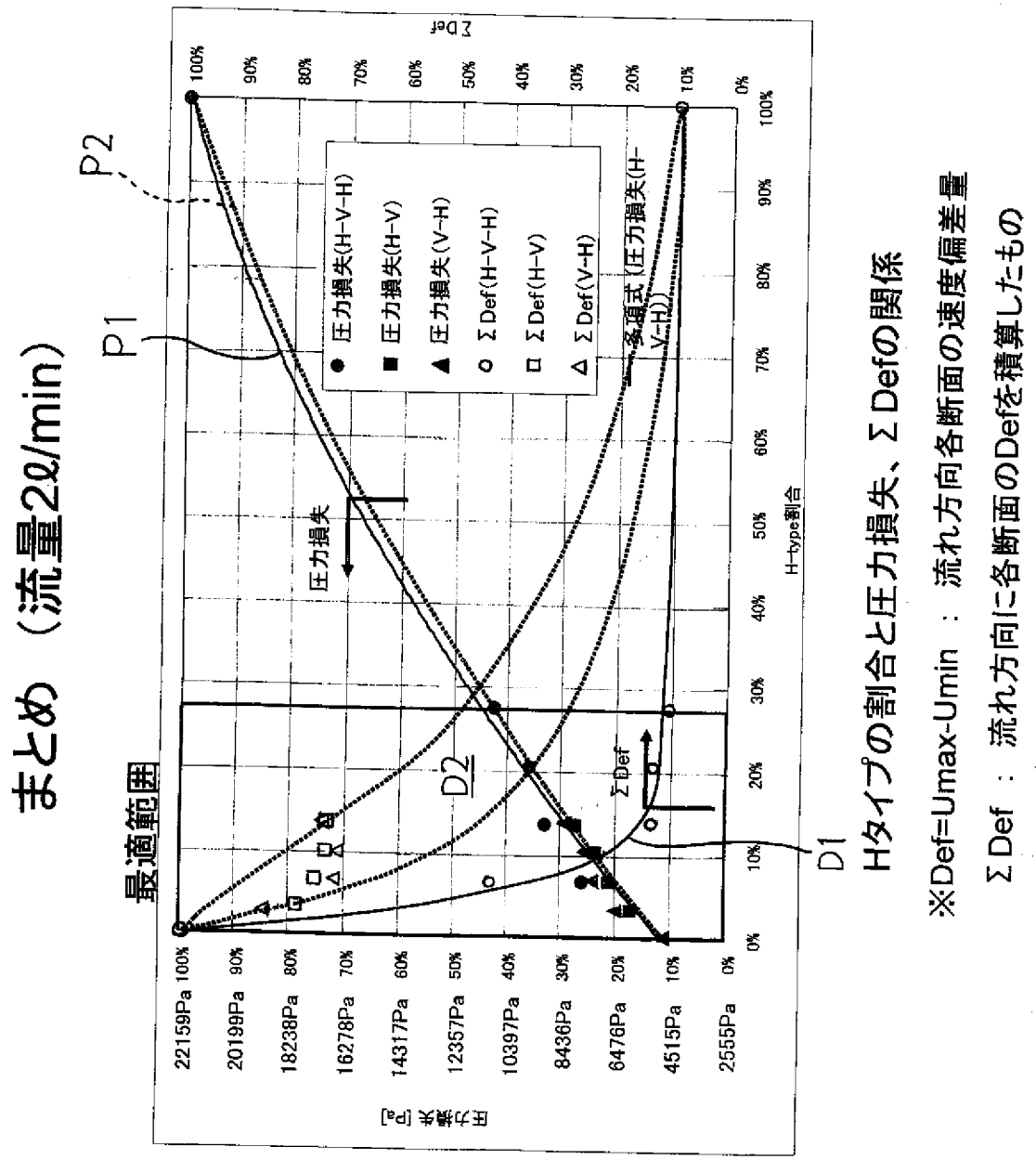

流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(A)
U1,U2
流れ方向
ΔP=6166 Pa
V(86.2%)+H(13.8%)タイプ
流速 [m/s]
0.4
0.3
0.2
0.1
0.0
16
15
(B)
U1,U2
ΔP=7254 Pa
H(6.9%)+V(86.2%)+H(6.9%)タイプ

[図25]


-100mm
-80mm
-60mm
-40mm
-20mm
0mm
20mm
40mm
60mm
80mm
100mm
L
16
15
U1,U2
流れ方向


L=100mm
L=80mm
L=60mm
L=40mm
L=20mm
L=0mm
L=-20mm
L=-40mm
L=-60mm
L=-80mm
L=-100mm
速度 [m/s]
0.40
0.35
0.30
0.25
0.20
0.15
0.10
0.05
0.00
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90

[図26]


まとめ（流量2ℓ/min）
最適範囲
P1
P2
D1
D2
圧力損失
ΣDef
圧力損失(H-V-H)
圧力損失(H-V)
圧力損失(V-H)
ΣDef(H-V-H)
ΣDef(H-V)
ΣDef(V-H)
多項式 (圧力損失(H-V-H))
H-type割合
圧力損失 [Pa]
22159Pa
20199Pa
18238Pa
16278Pa
14317Pa
12357Pa
10397Pa
8436Pa
6476Pa
4515Pa
2555Pa
Hタイプの割合と圧力損失、ΣDefの関係
※Def=Umax-Umin ： 流れ方向各断面の速度偏差量
ΣDef ： 流れ方向に各断面のDefを積算したもの

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2007/068682

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F28F3/08(2006.01)i, *F25B1/00*(2006.01)i, *F25B39/00*(2006.01)i, *F28D9/02*(2006.01)i, *F28F1/40*(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)
F28F3/08, F25B1/00, F25B39/00, F28D9/02, F28F1/40

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.
A	JP 2003-314985 A (Tokyo Bureizu Kabushiki Kaisha), 06 November, 2003 (06.11.03), Par. Nos. [0016] to [0035]; Figs. 1 to 5 & US 2005/016494 A & EP 1498682 A1 & WO 03/089866 A1 & CN 1623077 A	1-6
A	JP 9-296989 A (Toyo Radiator Co., Ltd.), 18 November, 1997 (18.11.97), Par. Nos. [0003], [0007] to [0010]; Figs. 1 to 8 (Family: none)	1-6

☒ 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
"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	Date of mailing of the international search report
19 October, 2007 (19.10.07)	30 October, 2007 (30.10.07)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2007/068682

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 3054888 U (Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.), 30 September, 1998 (30.09.98), Par. Nos. [0011] to [0018]; Figs. 1 to 8 (Family: none)	1-6
A	JP 2006-64345 A (T.RAD Co., Ltd.), 09 March, 2006 (09.03.06), Full text (Family: none)	1-6

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２００７／０６８６８２

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F28F3/08(2006.01)i, F25B1/00(2006.01)i, F25B39/00(2006.01)i, F28D9/02(2006.01)i, F28F1/40(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（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F28F3/08, F25B1/00, F25B39/00, F28D9/02, F28F1/40

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	１９７１－２００７年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２００７年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２００７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
A	JP 2003-314985 A (東京ブレイズ株式会社) 2003.11.06, 【００１６】－【００３５】、図１－図５ & US 2005/016494 A & EP 1498682 A1 & WO 03/089866 A1 & CN 1623077 A	１－６
A	JP 9-296989 A (東洋ラジエーター株式会社) 1997.11.18, 【０００３】、【０００７】－【００１０】、図１－図８（ファミリーなし）	１－６
A	JP 3054888 U (石川島播磨重工業株式会社) 1998.09.30, 【００１１】－【００１８】、図１－図８（ファミリーなし）	１－６

☑　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 １９．１０．２００７	国際調査報告の発送日 ３０．１０．２００７
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ） 郵便番号１００－８９１５ 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）　３Ｍ　３５３０ 柿沼　善一 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３７７

Ｃ（続き）．　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
A	JP 2006-64345 A (株式会社ティラド) 2006.03.09, 全文 (ファミリーなし)	１－６