

(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
2010年12月29日(29.12.2010)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2010/150567 A1

- (51) 国際特許分類:
F01D 5/14 (2006.01) F01D 5/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2010/052266
- (22) 国際出願日: 2010年2月16日(16.02.2010)
- (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 2009-152829 2009年6月26日(26.06.2009) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 三菱重工業株式会社(MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 大迫 雄志 (OSAKO, Katsuyuki), 松尾 淳 (MATSUO, Atsushi), 横山 隆雄 (YOKOYAMA, Takao).
- (74) 代理人: 酒井 宏明, 外 (SAKAI, Hiroaki et al.); 〒1006020 東京都千代田区霞が関三丁目2番5号 霞が関ビルディング 酒井国際特許事務所 Tokyo (JP).

- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, 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, 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, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, 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, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

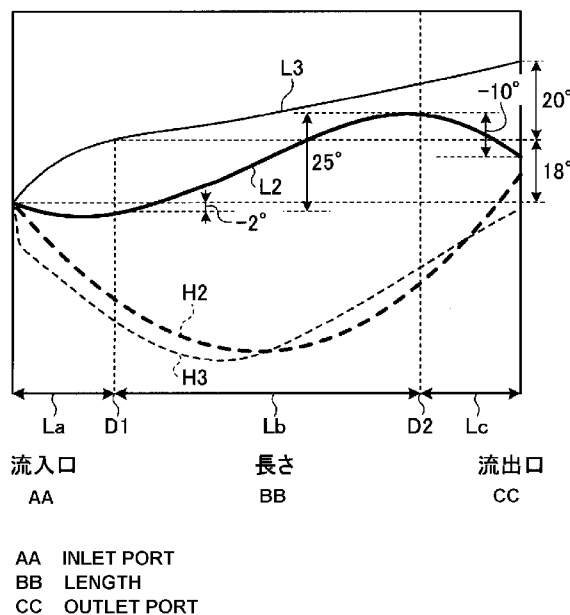
添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: TURBINE ROTOR

(54) 発明の名称: タービンロータ

[図5]



(57) Abstract: A turbine rotor is provided with a hub which forms a rotation axle and a plurality of turbine rotor blades which are provided on a peripheral surface of the hub and which receives and passes on a working fluid introduced from an inlet port toward an outlet port. A shroud line is defined by a line of each turbine rotor blade extending along a shroud side edge of the turbine rotor blade from the inlet port to the outlet port. The shroud line consists of an inlet side shroud line (La) of which a blade angle with respect to the rotation axle is slightly changed from the inlet port toward the outlet port, a central shroud line (Lb) which is connected to an outlet side of the inlet side shroud line (La) and which changes more than the inlet side shroud line (La), and an outlet side shroud line (Lc) which extends from an outlet side of the central shroud line (Lb) to the outlet port and which changes less than the central shroud line (Lb).

(57) 要約: 回転軸となるハブと、ハブの周面に設けられ、流入口から流入する作動流体を流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と、を備え、各タービン動翼は、流入口から流出口に至るタービン動翼のシュラウド側縁部に沿ったラインをシュラウドラインとし、シュラウドラインは、回転軸に対する翼角度が、流入口から流出口へ向けて小さな変化となる入口側シュラウドラインLaと、入口側シュラウドラインLaの流出口側に連なり、入口側シュラウドラインLaの流出口側より大きな変化となる中央シュラウドラインLbと、中央シュラウドラインLbの流出口側から流出口まで連なり、中央シュラウドラインLbより小さな変化となる出口側シュラウドラインLcと、で構成されている。

ンLaよりも大きな変化となる中央シュラウドラインLbと、中央シュラウドラインLbの流出口側から流出口まで連なり、中央シュラウドラインLbより小さな変化となる出口側シュラウドラインLcと、で構成されている。

明 細 書

発明の名称：タービンロータ

技術分野

[0001] 本発明は、径方向から流入した作動流体を軸方向に流出させるラジアルタービンや斜流タービン等のタービンロータに関するものである。

背景技術

[0002] 従来、主軸周りに複数設置されるタービン動翼を備えたタービンインペラ（タービンロータ）が知られている（例えば、特許文献1参照）。このタービンインペラのタービン動翼は、流体出口後縁部の羽根角のうち、ハブ部（ハブ側）とチップ部（シュラウド側）との間のミーン部の羽根角（主軸に対するキャンバー面の角度） β_{MEAN} が、チップ部の羽根角 β_{TIP} 、ハブ部からミーン部までの距離 R_{MEAN} 、及び、ハブ部からチップ部までの距離 R_{TIP} を変数として、所定の算出式に基づいて設定されている。これにより、ラジアルタービンの性能向上を図ることが可能なタービン動翼とすることができる。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2008-133765号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] ところで、タービンは、上記のタービンロータを備えているが、このタービンロータの外側には、タービンロータのケーシングとなるシュラウドが配設されている。このとき、タービンロータのタービン動翼とシュラウドとの間には、タービンロータの回転を許容すべく、隙間が生じている。

[0005] このとき、タービン動翼とシュラウドとの間に生じた隙間から、作動流体が漏洩してしまうと、タービンの性能は低下してしまう。作動流体が漏洩する原因として、タービン動翼は、その一方の面が正圧面、その他方の面が負

圧面となっており、タービン動翼のシュラウド側において、正圧面と負圧面との圧力差が大きくなってしまふからである。具体的に、タービン動翼のシュラウド側において、負圧面上を流れる作動流体の流速が増大すると、負圧面の圧力が低下することにより、正圧面と負圧面との圧力差が大きくなる。そして、正圧面と負圧面との圧力差が大きくなると、タービンロータに流入した作動流体は、タービン動翼とシュラウドとの間に生じた隙間から漏洩し易くなるため、タービンは、作動流体が漏洩した分、その性能が低下してしまふ。

[0006] そこで、本発明は、タービンの性能を向上させることが可能なタービンロータを提供することを課題とする。

課題を解決するための手段

[0007] 本発明のタービンロータは、流入口を介して径方向から流入した作動流体を、流出口を介して軸方向に流出させるタービンのタービンロータにおいて、回転軸を中心に回転可能なハブと、ハブの周面に設けられ、流入口から流入する作動流体を流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と、を備え、各タービン動翼は、ハブに接続された基端側がハブ側となっており、自由端となる先端側がシュラウド側となっており、タービン動翼のシュラウド側縁部に沿った流入口から流出口へ至るラインをシュラウドラインとし、シュラウドラインは、回転軸に対する翼角度が、流入口から流出口へ向けて小さな変化となる第1シュラウドラインと、第1シュラウドラインの流出口側に連なり、第1シュラウドラインよりも大きな変化となる第2シュラウドラインと、第2シュラウドラインの流出口側から流出口まで連なり、第2シュラウドラインよりも小さな変化となる第3シュラウドラインと、で構成されていることを特徴とする。

[0008] この構成によれば、第2シュラウドラインの翼角度の変化を、第1シュラウドラインおよび第3シュラウドラインの翼角度の変化に比して、大きくすることができる。ここで、翼角度とは、回転軸に対するシュラウドラインの傾斜角度である。このため、第2シュラウドラインにおけるタービン動翼の

翼角度の変化を大きく、第1シュラウドラインおよび第3シュラウドラインにおけるタービン動翼の翼角度の変化を小さくすることができる。これにより、タービン動翼のシュラウド側の負圧面上を流れる作動流体の流速の増加を抑制できることから、タービン動翼のシュラウド側の負圧面における圧力の低下を抑制することができるため、正圧面と負圧面との圧力差を小さくすることができ、タービン動翼とシュラウドとの間の隙間から、作動流体が漏洩することを抑制することができる。

[0009] この場合、第3シュラウドラインの翼角度の変化は、減少方向への変化となっていることが、好ましい。

[0010] この構成によれば、流出口側におけるタービン動翼間の形状を、ノズル形状とすることができるため、タービン効率の向上を図ることができる。

[0011] また、本発明の他のタービンロータは、流入口を介して径方向から流入した作動流体を、流出口を介して軸方向に流出させるタービンのタービンロータにおいて、回転軸を中心に回転可能なハブと、ハブの周面に設けられ、流入口から流入する作動流体を流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と、を備え、各タービン動翼は、ハブに接続された基端側がハブ側となっており、自由端となる先端側がシュラウド側となっており、タービン動翼のシュラウド側縁部に沿った流入口から流出口へ至るラインをシュラウドラインとし、シュラウドラインは、回転軸に対する翼角度が、流入口から流出口へ向けて大きな変化となる第1シュラウドラインと、第1シュラウドラインの流出口側から流出口まで連なり、第1シュラウドラインよりも小さな変化となる第2シュラウドラインと、で構成されていることを特徴とする。

[0012] この構成によれば、第1シュラウドラインの翼角度の変化を、第2シュラウドラインの翼角度の変化に比して、大きくすることができる。つまり、第1シュラウドラインにおけるタービン動翼の翼角度の変化を大きく、第2シュラウドラインにおけるタービン動翼の翼角度の変化を小さくすることができる。これにより、第2シュラウドラインにおけるタービン動翼の翼角度の変化を小さくすることで、第2シュラウドラインを直線に近づけることがで

き、タービン動翼のシュラウド側の負圧面上を流れる作動流体の流速の増加を抑制することができる。以上から、タービン動翼のシュラウド側の負圧面における圧力の低下を抑制することができるため、正圧面と負圧面との圧力差を小さくすることができ、タービン動翼とシュラウドとの間の隙間から、作動流体が漏洩することを抑制することができる。

[0013] この場合、第1シュラウドラインの長さは、シュラウドラインの長さの1～2割の長さとなっており、第2シュラウドラインの長さは、シュラウドラインの長さから第1シュラウドラインの長さを引いた、シュラウドラインの長さの8～9割の長さとなっていることが、好ましい。

[0014] この構成によれば、シュラウドラインの長さの1～2割を第1シュラウドラインとし、8～9割を第2シュラウドラインとすることで、第1シュラウドラインの長さを、第2シュラウドラインの長さに比して短くすることができる。これにより、第2シュラウドラインの長さを長くすることができるため、タービン動翼の第2シュラウドラインを、さらに直線に近づけることができる。

[0015] この場合、第2シュラウドラインにおける翼角度の変化量となる翼転向角は、 30° 以下であることが、好ましい。

[0016] この構成によれば、第2シュラウドラインにおける翼転向角を 30° 以下にすることで、タービン動翼のシュラウド側の負圧面上を流れる作動流体の流速の増速を好適に抑制することができる。

[0017] この場合、シュラウドラインは、第1シュラウドラインが、流入口側のシュラウドラインとなる入口側シュラウドラインであり、第2シュラウドラインが、入口側シュラウドラインの流出口側から流出口まで連なる中央・出口側シュラウドラインであり、ハブの回転軸を含む断面となる子午断面において、入口側シュラウドラインの曲率は、中央・出口側シュラウドラインの曲率に比して、小さくなっていることが、好ましい。

[0018] この構成によれば、入口側シュラウドラインの曲率を、中央・出口側シュラウドラインの曲率に比して小さくすることができる。これにより、中央・

出口側シュラウドラインの曲率を大きくすることができるため、シュラウド側の負圧面側において、作動流体の流速の増加を抑制することができる。従って、タービン動翼のシュラウド側における負圧面の圧力の低下を抑制することができ、タービン動翼とシュラウドとの間の隙間から、作動流体が漏洩することを抑制することができる。なお、タービン動翼間には、流入口から流出口へ至る作動流体の流路が形成され、流路は、その流れ方向が径方向から転向部を介して軸方向へ転向しており、入口側シュラウドラインは、流入口から転向部までの間の長さとなっている。

[0019] この場合、入口側シュラウドラインは、R状に形成される一方、中央・出口側シュラウドラインは、直線状に形成されていることが、好ましい。

[0020] この構成によれば、入口側シュラウドラインをR状に形成し、中央・出口側シュラウドラインを直線状に形成することができるため、タービン動翼のシュラウド側における負圧面の圧力の低下をさらに抑制することができる。

[0021] この場合、各タービン動翼の流入口側縁部に沿ったラインである流入ロラインは、回転軸に対し、回転方向へ傾いていることが、好ましい。

[0022] この構成によれば、流入口から流入する作動流体をハブ側へ向かわせることができる。このため、作動流体がシュラウド側へ向かって集中的に流れることを抑制することができるため、タービン動翼とシュラウドとの間の隙間へ流れることを抑制することができ、これにより、隙間から作動流体が漏洩することを抑制することができる。

[0023] この場合、回転軸に対する流入ロラインの傾斜角度は、 $10^{\circ} \sim 25^{\circ}$ であることが、好ましい。

[0024] この構成によれば、流入ロラインの傾斜角度を好適なものとすることができるため、作動流体の漏洩を適切に抑制することができる。

[0025] また、本発明の他のタービンロータは、流入口を介して径方向から流入した作動流体を、流出口を介して軸方向に流出させるタービンのタービンロータにおいて、回転軸を中心に回転可能なハブと、ハブの周面に設けられ、流入口から流入する作動流体を流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と

、を備え、各タービン動翼は、ハブに接続された基端側がハブ側となっており、自由端となる先端側がシュラウド側となっており、タービン動翼のシュラウド側縁部に沿ったラインをシュラウドラインとし、シュラウドラインは、流入口側のシュラウドラインとなる入口側シュラウドラインと、入口側シュラウドラインの流出口側から流出口まで連なる中央・出口側シュラウドラインと、で構成され、ハブの回転軸を含む断面となる子午断面において、入口側シュラウドラインの曲率は、中央・出口側シュラウドラインの曲率に比して、小さくなっていることを特徴とする。

[0026] この構成によれば、入口側シュラウドラインの曲率を、中央・出口側シュラウドラインの曲率に比して小さくすることができる。これにより、中央・出口側シュラウドラインの曲率を大きくすることができるため、シュラウド側の負圧面側において、作動流体の流速の増加を抑制することができる。従って、タービン動翼のシュラウド側における負圧面の圧力の低下を抑制することができ、タービン動翼とシュラウドとの間の隙間から、作動流体が漏洩することを抑制することができる。

[0027] さらに、本発明の他のタービンロータは、流入口を介して径方向から流入した作動流体を、流出口を介して軸方向に流出させるタービンのタービンロータにおいて、回転軸を中心に回転可能なハブと、ハブの周面に設けられ、流入口から流入する作動流体を流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と、を備え、各タービン動翼の流入口側縁部に沿ったラインである流入口ラインは、回転軸に対し、回転方向へ傾いていることを特徴とする。

[0028] この構成によれば、流入口から流入する作動流体をハブ側へ向かわせることができる。このため、作動流体がシュラウド側へ向かって集中的に流れることを抑制することができるため、タービン動翼とシュラウドとの間の隙間へ流れることを抑制することができ、これにより、隙間から作動流体が漏洩することを抑制することができる。

発明の効果

[0029] 本発明のタービンロータによれば、各タービン動翼の形状を好適なものと

することができるため、タービンの性能向上を図ることができる。

図面の簡単な説明

[0030] [図1] 図 1 は、実施例 1 に係るタービンロータを備えたラジアルタービンを模式的に表した子午断面図である。

[図2] 図 2 は、実施例 1 に係るタービンロータの外観斜視図である。

[図3] 図 3 は、従来に係るタービンロータの外観斜視図である。

[図4] 図 4 は、従来のタービンロータおよび実施例 2 のタービンロータのシュラウドラインおよびハブラインにおけるタービン動翼の翼角度の分布に関するグラフである。

[図5] 図 5 は、実施例 1 のタービンロータおよび実施例 2 のタービンロータのシュラウドラインおよびハブラインにおけるタービン動翼の翼角度の分布に関するグラフである。

[図6] 図 6 は、実施例 2 に係るタービンロータの外観斜視図である。

[図7] 図 7 は、従来に係るタービンロータの流路内におけるタービン効率の分布図である。

[図8] 図 8 は、実施例 2 に係るタービンロータの流路内におけるタービン効率の分布図である。

[図9] 図 9 は、実施例 2 に係るタービンロータの翼轉向角に応じて変化するタービン効率の損失に関するグラフである。

[図10] 図 10 は、実施例 3 に係るタービンロータおよび従来に係るタービンロータのタービン動翼の子午断面図である。

[図11] 図 11 は、実施例 4 に係るタービンロータの一部を示す外観斜視図である。

[図12] 図 12 は、従来に係るタービンロータの一部を示す外観斜視図である。

[図13] 図 13 は、実施例 4 の構成を適用した実施例 2 のタービン動翼、および従来のタービン動翼の周方向（ θ 方向）におけるそれぞれの翼角度の分布を表したグラフである。

[図14]図14は、実施例4の構成を適用した実施例1のタービン動翼、および実施例4の構成を適用した実施例2のタービン動翼の周方向（ θ 方向）におけるそれぞれの翼角度の分布を表したグラフである。

[図15]図15は、従来のタービンロータの流路内における作動流体の流線を表した子午断面図である。

[図16]図16は、実施例4のタービンロータの流路内における作動流体の流線を表した子午断面図である。

[図17]図17は、従来および実施例1に係るタービン動翼のシュラウド側における正圧面と負圧面との流速変化を示すグラフである。

[図18]図18は、従来および実施例1に係るタービン動翼のシュラウド側における正圧面と負圧面との圧力変化を示すグラフである。

[図19]図19は、従来および実施例2に係るタービン動翼のシュラウド側における正圧面と負圧面との流速変化を示すグラフである。

[図20]図20は、従来および実施例2に係るタービン動翼のシュラウド側における正圧面と負圧面との圧力変化を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0031] 以下、添付した図面を参照して、本発明に係るタービンロータについて説明する。なお、この実施例によりこの発明が限定されるものではない。また、下記実施例における構成要素には、当業者が置換可能かつ容易なもの、或いは実質的に同一のものが含まれる。

実施例 1

[0032] 図1に示すように、タービンロータ6は、ラジアルタービン1の一部を構成しており、ラジアルタービン1は、外殻となるタービンケーシング5と、タービンケーシング5の内部に配設されたタービンロータ6とで構成されている。

[0033] タービンケーシング5は、その中央内部に配設されたタービンロータ6の回転軸Sの軸方向に流出口11が形成され、タービンロータ6の外側の周方向に渦巻状のスクロール12が形成されている。そして、スクロール12内

を流れる作動流体は、スクロール 12 とタービンロータ 6 との間に形成された流入口 13 を介して径方向からタービンロータ 6 へ流入し、タービンロータ 6 を通過して、流出口 11 から流出する。

[0034] タービンロータ 6 は、回転軸 S を中心に回転するハブ 20 と、ハブ 20 の周面に設けられると共に軸心から放射状に配設された複数のタービン動翼 21 と、を有しており、流入した作動流体を複数のタービン動翼 21 に受けて回転するよう構成されている。

[0035] このとき、タービンケーシング 5 は、タービンロータ 6 のタービン動翼 21 に対向するシュラウド 24 を有しており、シュラウド 24、ハブ 20 および各タービン動翼 21 により作動流体が流れる流路 R が区画されている。

[0036] また、各タービン動翼 21 は、ハブ 20 の周面（ハブ面 20a）に接続された固定端側（基端側）がハブ側となっており、シュラウド側に近接した自由端側（先端側）がシュラウド側となっている。また、図 1 に示すように、流入口 13 から流出口 11 に至るタービン動翼 21 のシュラウド側縁部に沿ったラインをシュラウドライン L2 とし、流入口 13 から流出口 11 に至るタービン動翼 21 のハブ側縁部に沿ったラインをハブライン H2 としている。このとき、各タービン動翼 21 とシュラウド 24 との間には、タービンロータ 6 が回転可能なように隙間 C が形成されている。

[0037] 従って、タービンロータ 6 の径方向から流入口 13 を介して作動流体が流入すると、流入した作動流体は流路 R を通過し、これにより、各タービン動翼 21 は、流入した作動流体を受けて回転する。このとき、流路 R を構成する一方のタービン動翼 21 のキャンバー面は正圧面 21a となっており、他方のタービン動翼 21 のキャンバー面は負圧面 21b となっている。換言すれば、各タービン動翼 21 の一方のキャンバー面が正圧面 21a となっており、他方のキャンバー面が負圧面 21b となっている。そして、流路 R を通過した作動流体は、流出口 11 から流出する。

[0038] ここで、図 2 を参照して、実施例 1 のタービンロータ 6 のタービン動翼 21 を示すと共に、図 3 を参照して、従来のタービンロータ 100 のタービン

動翼 101 を示す。また、図 4 および図 5 から、従来のタービンロータ 100 のタービン動翼 101 の形状と、実施例 1 のタービンロータ 6 のタービン動翼 21 の形状とを、後述する実施例 2 のタービンロータ 30 のタービン動翼 32 の形状を介して、間接的に比較する。以下、実施例 1 のタービンロータ 6 のタービン動翼 21 の特徴部分について説明する。

[0039] 図 4 には、従来のタービン動翼 101 におけるシュラウドライン L1 およびハブライン H1 と、実施例 2 のタービン動翼 32 におけるシュラウドライン L3 およびハブライン H3 とが描かれている。また、図 5 には、実施例 1 のタービン動翼 21 におけるシュラウドライン L2 およびハブライン H2 と、実施例 2 のタービン動翼 32 におけるシュラウドライン L3 およびハブライン H3 とが描かれている。

[0040] 従来のタービン動翼 101 は、流入口 105 から流出口 106 にかけて、回転軸 S に対するシュラウドライン L1 の傾斜角度（翼角度 β ）の変化が徐々に増加している。次に、実施例 2 のタービン動翼 32 は、流入口 34 から流出口 35 にかけて、回転軸 S に対するシュラウドライン L3 の傾斜角度（翼角度 β ）の変化が、流入口 34 側において大きく、中央および流出口 35 側において小さくなっている。そして、実施例 1 のタービン動翼 21 は、流入口 13 から流出口 11 にかけて、回転軸 S に対するシュラウドライン L2 の傾斜角度（翼角度 β ）の変化が、流入口 13 側において小さく、中央において大きく、流出口 11 側において小さくなっている。

[0041] 一方、従来のタービン動翼 101 は、流入口 105 から流出口 106 にかけて、回転軸 S に対するハブライン H1 の傾斜角度（翼角度 β ）が、流入口 105 側において略平坦となっており、中央および流出口 106 側において徐々に増加している。次に、実施例 2 のタービン動翼 32 は、回転軸 S に対するハブライン H3 の傾斜角度（翼角度 β ）が、流入口 34 側から中央にかけて減少しており、中央から流出口 35 側にかけて増加している。そして、実施例 1 のタービン動翼 21 は、実施例 2 と同様に、回転軸 S に対するハブライン H2 の傾斜角度（翼角度 β ）が、流入口 13 側から中央にかけて減少

しており、中央から流出口 11 側にかけて増加している。

[0042] 具体的に、図 4 および図 5 を参照して、従来のタービン動翼 101 のシュラウドライン L1 における翼角度 β と、実施例 1 のタービン動翼 21 のシュラウドライン L2 における翼角度 β とについて説明する。図 4 および図 5 に示すグラフは、その横軸が、子午断面（回転軸 S を含む断面）におけるシュラウドラインの流入口 13, 105 から流出口 11, 106 までの長さとなっており、その縦軸が翼角度 β となっている。

[0043] このとき、シュラウドライン L1, L2 は、流入口 13, 105 側における入口側シュラウドライン La（第 1 シュラウドライン）と、流出口 11, 106 側における出口側シュラウドライン Lc（第 3 シュラウドライン）と、入口側シュラウドライン La および出口側シュラウドライン Lc の間の中央シュラウドライン Lb（第 2 シュラウドライン）とで構成されている。具体的に、流入口 13, 105 から流出口 11, 106 へ至る作動流体の流路 R は、その流れ方向が径方向から轉向位置 D1 を介して軸方向へ轉向しており、入口側シュラウドライン La は、流入口 13, 105 から轉向位置（轉向部）D1 までの間の長さとなっている。また、中央シュラウドライン Lb は、轉向位置 D1 から所定長さ離れた所定位置 D2 までの長さとなっている。そして、出口側シュラウドライン Lc は、所定位置 D2 から流出口 11, 106 までの間の長さとなっている。

[0044] そして、入口側シュラウドライン La の長さは、シュラウドライン L1, L2 の長さの 2 割程度となっており、中央シュラウドライン Lb の長さは、シュラウドライン L1, L2 の長さの 6 割程度となっており、出口側シュラウドライン Lc の長さは、シュラウドライン L1, L2 の長さの 2 割程度となっている。

[0045] 図 4 のグラフを見るに、従来のタービン動翼 101 では、シュラウドライン L1 の流入口 105 から流出口 106 にかけて、翼角度 β の変化がほぼ一定の割合で減少している。すなわち、従来のタービン動翼 101 のシュラウド側における翼角度 β は、流出口 106 へ向かうにつれて、回転軸 S に対し

徐々に傾斜してゆく。具体的に、シュラウドライン L_1 における入口側シュラウドライン L_a の単位長さあたりの翼轉向角 $\Delta\beta$ と、中央・出口側シュラウドライン L_b の単位長さあたりの翼轉向角 $\Delta\beta$ とは、ほぼ同程度となっている。なお、翼轉向角 $\Delta\beta$ とは、翼角度 β の変化量であり、従来のタービン動翼101において、中央・出口側シュラウドライン L_b における翼轉向角 $\Delta\beta$ は、ほぼ 40° となっている。

[0046] 一方、図5のグラフを見るに、実施例1のタービン動翼21では、シュラウドライン L_2 において、入口側シュラウドライン L_a の翼角度 β が減少方向に小さく変化し、中央シュラウドライン L_b の翼角度 β が増加方向に大きく変化し、出口側シュラウドライン L_c の翼角度 β が減少方向に小さく変化している。すなわち、実施例1のタービン動翼21のシュラウド側における翼角度 β は、流入口13から轉向位置 D_1 へかけて、回転軸 S に対し傾斜角度を減少させながら傾斜してゆき、轉向位置 D_1 から所定位置 D_2 へかけて、回転軸 S に対し傾斜角度を増加させながら傾斜してゆき、所定位置 D_2 から流出口11へかけて、回転軸 S に対し傾斜角度を減少させながら傾斜してゆく。具体的に、中央シュラウドライン L_b の単位長さあたりの翼轉向角 $\Delta\beta$ は、入口側シュラウドライン L_a および出口側シュラウドライン L_c の単位長さあたりの翼轉向角 $\Delta\beta$ に比して、大きくなっている。なお、実施例1のタービン動翼21において、入口側シュラウドライン L_a の翼轉向角 $\Delta\beta$ は、 -2° 程度となっており、中央シュラウドライン L_b の翼轉向角 $\Delta\beta$ は、 25° 程度となっており、出口側シュラウドライン L_c の翼轉向角 $\Delta\beta$ は、 -10° 程度となっている。

[0047] 以上の構成によれば、実施例1のタービンロータ6の入口側シュラウドライン L_a の翼角度 β の変化を、入口側シュラウドライン L_a において小さく、中央シュラウドライン L_b において大きく、出口側シュラウドライン L_c において小さくすることができる。この結果、タービン動翼21の負圧面21bのシュラウド側において、作動流体の流速の増加を抑制することができる、負圧面21bにおける圧力の低下を抑制することができる（詳細は後述）

。このため、タービン動翼 21 の正圧面 21a と負圧面 21b との圧力差を抑制することができ、タービン動翼 21 とシュラウド 24 との間の隙間 C から、作動流体が漏洩することを抑制することができる。以上により、作動流体の漏洩によるタービン効率の低下を抑制することができる。

実施例 2

[0048] 次に、図 6 を参照して、実施例 2 に係るタービンロータ 30 について説明する。なお、重複した記載を避けるべく、異なる部分についてのみ説明する。図 6 に示すように、実施例 2 のタービンロータ 30 は、実施例 1 とほぼ同様に構成されており、回転軸 S を中心に回転するハブ 31 と、ハブ 31 の周面に設けられると共に軸心から放射状に配設された複数のタービン動翼 32 と、を有しており、流入した作動流体を複数のタービン動翼 32 に受けて回転するよう構成されている。

[0049] ここで、実施例 2 のタービンロータ 30 は、そのタービン動翼 32 のシュラウドライン L3 が、実施例 1 のタービン動翼 21 のシュラウドライン L2 と異なる形状となっている。以下、図 4 および図 5 を参照して、従来のタービン動翼 101 のシュラウドライン L1 における翼角度 β と、実施例 2 のタービン動翼 32 のシュラウドライン L3 における翼角度 β について説明する。

[0050] 実施例 1 で説明したように、シュラウドライン L1, L3 は、流入口 34, 105 側における入口側シュラウドライン La と、流出口 35, 106 側における出口側シュラウドライン Lc と、入口側シュラウドライン La および出口側シュラウドライン Lc の間の中央シュラウドライン Lb とで構成されている。そして、入口側シュラウドライン La の長さは、シュラウドライン L1, L3 の長さの 2 割程度となっており、中央シュラウドライン Lb の長さは、シュラウドライン L1, L3 の長さの 6 割程度となっており、出口側シュラウドライン Lc の長さは、シュラウドライン L1, L3 の長さの 2 割程度となっている。

[0051] ここで、図 5 のグラフを見るに、実施例 2 のタービン動翼 32 では、シュ

ラウドラインL 3において、入口側シュラウドラインL aの翼角度 β は、増加方向に大きく変化し、中央シュラウドラインL bおよび出口側シュラウドラインL cの翼角度 β は、増加方向に小さく変化する。すなわち、実施例2のタービン動翼32のシュラウド側における翼角度 β は、流入口34から転向位置D1へかけて、回転軸Sに対し傾斜角度を大きく増加させながら傾斜してゆき、転向位置D1から所定位置D2を介し流出口11へかけて、回転軸Sに対し傾斜角度を小さく増加させながら傾斜してゆく。具体的に、入口側シュラウドラインL aの単位長さあたりの翼転向角 $\Delta\beta$ は、中央シュラウドラインL bおよび出口側シュラウドラインL cの単位長さあたりの翼転向角 $\Delta\beta$ に比して、大きくなっている。なお、実施例2のタービン動翼32において、入口側シュラウドラインL aの翼転向角 $\Delta\beta$ は、 18° 程度となっており、中央シュラウドラインL bおよび出口側シュラウドラインL cの翼転向角 $\Delta\beta$ は、 20° 程度となっている。従って、実施例2のタービン動翼32において、入口側シュラウドラインL aが第1シュラウドラインに相当し、中央シュラウドラインL bおよび出口側シュラウドラインL cが第2シュラウドラインに相当する。

[0052] 次に、図7および図8を参照して、上記のように構成した従来のタービンロータ100を備えたラジアルタービンの性能と、実施例2のタービンロータ30を備えたラジアルタービンの性能とについて比較する。図7では、従来のタービンロータ100において、作動流体が流れる流路Rを、回転軸Sの軸方向を直交する切断面で切ったときのタービン効率の分布図を、作動流体の流れ方向に沿って4つ示している。この4つのタービン効率の分布図は、図示左側から1つ目が、流入口105におけるタービン効率の第1分布図W1となっており、図示左側から3つ目が、流出口106におけるタービン効率の第3分布図W3となっている。そして、図示左側から2つ目が、流入口105と流出口106との間のタービン効率の第2分布図W2となっており、図示左側から4つ目が、翼を出た後の最下流側の第4分布図W4となっている。

[0053] 第1分布図W1を見るに、タービン効率は、負圧面101bのシュラウド側において、効率が低い低効率領域E1が形成されており、第2分布図W2において、タービン効率は、負圧面101bのシュラウド側において、第1分布図W1に比して、低効率領域E1が拡大して形成されている。さらに、第3分布図W3において、タービン効率は、正圧面101aのシュラウド側においても、低効率領域E1が形成され、第4分布図W4において、タービン効率は、正圧面101aと負圧面101bとの間のシュラウド側において、低効率領域E1よりも効率の良い中効率領域E2が形成される。

[0054] 一方、図8では、実施例2のタービンロータ30において、作動流体が流れる流路Rを、回転軸Sの軸方向を直交する切断面で切ったときのタービン効率の分布図を、作動流体の流れ方向に沿って4つ示している。図8も、図7と同様に、図示左側から1つ目が、流入口13におけるタービン効率の第1分布図W1となっており、図示左側から3つ目が、流出口11におけるタービン効率の第3分布図W3となっている。そして、図示左側から2つ目が、流入口34と流出口35との間のタービン効率の第2分布図W2となっており、図示左側の4つ目が、翼を出た後の最下流側の第4分布図W4となっている。

[0055] 第1分布図W1を見るに、タービン効率は、負圧面32bのシュラウド側において、低効率領域E1が僅かに形成されているが、図7に示した従来のタービンロータ100に比して、小さくなっていることが分かる。また、第2分布図W2において、タービン効率は、負圧面32bのシュラウド側において、中効率領域E2が形成されている。さらに、第3分布図W3において、タービン効率は、正圧面32aのシュラウド側において、中効率領域E2が形成され、第4分布図W4において、タービン効率は、そのほぼ全域において、低効率領域E1および中効率領域E2が形成されておらず、中効率領域E2よりも効率の良い高効率領域E3となっている。これにより、実施例2のタービンロータ30は、従来のタービンロータ100に比して、効率の良いものとなっていることが分かる。

[0056] 次に、図9を参照して、実施例2のタービンロータ30のタービン動翼32の翼轉向角 $\Delta\beta$ に応じて変化するタービン効率について説明する。図9において、縦軸は、タービン効率の損失率 $\Delta\eta$ であり、横軸は、中央・出口側シュラウドラインLb, Lcにおける翼轉向角 $\Delta\beta$ となっている。図9に示すように、中央・出口側シュラウドラインLb, Lcにおける翼轉向角 $\Delta\beta$ が大きくなるにつれて、タービン効率の損失は大きくなってゆくことが分かる。このため、翼轉向角 $\Delta\beta$ の角度が小さくなれば、タービン効率の損失を抑制することができる。

[0057] ここで、従来のタービンロータ100は、翼轉向角 $\Delta\beta$ が 40° であり、実施例2のタービンロータ6は、翼轉向角 $\Delta\beta$ が 20° である。このとき、翼轉向角 $\Delta\beta$ が 30° であれば、タービン効率の損失は、従来のタービン効率の損失に比して半減させることができる。このため、翼轉向角 $\Delta\beta$ が 30° 以下であれば、ラジアルタービン1の効率損失を十分に抑制することが可能である。

[0058] 以上の構成によれば、実施例2のタービンロータ30の中央・出口側シュラウドラインLb, Lcにおける単位長さ当たりの翼轉向角 $\Delta\beta$ を、従来の構成に比して、小さくすることができる。これにより、中央・出口側シュラウドラインLb, Lcにおけるタービン動翼32をほぼ直線とすることができる。この結果、タービン動翼32の負圧面32bのシュラウド側において、作動流体の流速の増加を抑制することができ、負圧面32bにおける圧力の低下を抑制することができる（詳細は後述）。このため、タービン動翼32の正圧面32aと負圧面32bとの圧力差を抑制することができ、タービン動翼32とシュラウド24との間の隙間Cから、作動流体が漏洩することを抑制することができる。以上により、作動流体の漏洩によるタービン効率の低下を抑制することができる。

[0059] また、シュラウドラインL3の長さの2割を入口側シュラウドラインLaとし、8割を中央・出口側シュラウドラインLb, Lcとすることで、中央・出口側シュラウドラインLb, Lcの長さを長くすることができるため、

タービン動翼 32 の中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c を、さらに直線に近づけることができる。なお、実施例 2 では、シュラウドライン L_3 の長さの 2 割を入口側シュラウドライン L_a とし、8 割を中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c としたが、シュラウドライン L_3 の長さの 1 割を入口側シュラウドライン L_a とし、9 割を中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c としてもよい。

- [0060] さらに、中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c における翼轉向角 $\Delta\beta$ を 30° 以下にすることで、従来に比して、タービン効率の損失を半減以下にすることができる。

実施例 3

- [0061] 次に、図 10 を参照して、実施例 3 に係るタービンロータ 50 について説明する。なお、重複した記載を避けるべく、異なる部分についてのみ説明する。図 10 は、実施例 3 に係るタービンロータ 50 および従来に係るタービンロータ 100 のタービン動翼 51, 101 の子午断面図である。実施例 3 のタービンロータ 50 は、子午断面において、そのタービン動翼 51 の入口側シュラウドライン L_a が R 状に形成され、中央・出口側シュラウドライン L_b がほぼ直線状に形成されている。

- [0062] 具体的に、図 10 を参照するに、その縦軸は、径方向における長さであり、横軸は、軸方向における長さである。そして、従来のタービン動翼 101 は、そのシュラウドライン L_1 が、下り斜面に形成されているが、実施例 3 のタービン動翼 51 は、そのシュラウドライン L_4 において、入口側シュラウドライン L_a が小さな曲率に形成されると共に、中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c が、入口側シュラウドライン L_a に比して、大きな曲率に形成される。このとき、子午断面における入口側シュラウドライン L_a は、シュラウドライン L_4 の長さの 2 割であり、中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c は、シュラウドライン L_4 の長さの 8 割である。これにより、入口側シュラウドライン L_a は、R 状に形成され、中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c は、ほぼ直線状に形成される。

[0063] 以上の構成によれば、入口側シュラウドライン L_a の曲率を、中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c の曲率に比して小さくすることができる。このため、中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c の曲率を大きくすることができ、中央・出口側シュラウドライン L_b , L_c を、ほぼ直線状に形成することができる。これにより、タービン動翼51のシュラウド側の負圧面において、作動流体の流速の増加を抑制することができる。この結果、タービン動翼51の負圧面のシュラウド側において、作動流体の流速の増加を抑制することができ、負圧面における圧力の低下を抑制することができる（詳細は後述）。このため、タービン動翼51の正圧面と負圧面との圧力差を抑制することができ、タービン動翼51とシュラウド24との間の隙間から、作動流体が漏洩することを抑制することができる。以上により、作動流体の漏洩によるタービン効率の低下を抑制することができる。

[0064] なお、実施例3の構成は、実施例1または実施例2の構成と組み合わせても良く、これにより、タービン効率の低下を好適に抑制することができる。

実施例 4

[0065] 最後に、図11ないし図16を参照して、実施例4に係るタービンロータ70について説明する。なお、この場合も重複した記載を避けるべく、異なる部分についてのみ説明する。図11は、実施例4に係るタービンロータ70の一部を示す外観斜視図であり、図12は、従来に係るタービンロータ100の一部を示す外観斜視図である。また、図13は、実施例4のタービン動翼71の構成を実施例2のタービン動翼32に適用した場合の周方向（ θ 方向）におけるタービン動翼の翼角度 θ の分布に関するグラフである。同様に、図14は、実施例4のタービン動翼71の構成を実施例1のタービン動翼21に適用した場合の周方向（ θ 方向）におけるタービン動翼の翼角度 θ の分布に関するグラフである。さらに、図15は、従来のタービンロータの流路内における作動流体の流線を表した子午断面図であり、図16は、実施例4のタービンロータ70の流路内における作動流体の流線を表した子午断面図である。実施例4のタービンロータ70は、そのタービン動翼71の流

入口側縁部に沿ったラインである流入口ライン I 2 が、回転軸 S に対し、回転方向へ傾いている。

[0066] 具体的に、図 1 2 に示すように、従来の流入口ライン I 1 は、回転軸 S とほぼ同方向となるように形成されている。すなわち、図 1 3 に示すように、シュラウドライン L 1 の流入口 1 0 5 側の周方向における角度（翼角度 θ ）と、ハブライン H 1 の流入口 1 0 5 側の周方向における角度（翼角度 θ ）とが互いに同じ角度となっており、周方向において同位相となっている。これにより、ハブライン H 1 の流入口 1 0 5 からシュラウドライン L 1 の流入口 1 0 5 へ至る従来の流入口ライン I 1 は、周方向へ変位しないため、回転軸 S とほぼ同方向となっている。

[0067] 一方、実施例 4 のタービン動翼 7 1 の構成を適用した実施例 2 のタービン動翼 3 2 の流入口ライン I 2 は、図 1 3 および図 1 4 に示すように、実施例 2 のシュラウドライン L 3 の流入口側の周方向における翼角度 θ と、ハブライン H 3 の流入口側の周方向における翼角度 θ との角度差が、 $20^{\circ} \sim 22^{\circ}$ 程度となっており、周方向において異なる位相となっている。このため、ハブライン H 3 の流入口 3 4 からシュラウドライン L 3 の流入口 3 4 へ至る実施例 3 の流入口ライン I 2 は、周方向（回転方向）へ変位し、これにより、流入口ライン I 2 は、回転軸 S に対し、回転方向へ傾いている。

[0068] そして、実施例 4 のタービン動翼 7 1 の構成を適用した実施例 1 のタービン動翼 2 1 の流入口ライン I 2 は、図 1 4 に示すように、実施例 1 のシュラウドライン L 2 の流入口側の周方向における翼角度 θ と、ハブライン H 2 の流入口側の周方向における翼角度 θ との角度差が、 12° 程度となっており、周方向において異なる位相となっている。このため、ハブライン H 2 の流入口 1 3 からシュラウドライン L 2 の流入口 1 1 へ至る実施例 1 の流入口ライン I 2 は、周方向（回転方向）へ変位し、これにより、流入口ライン I 2 は、回転軸 S に対し、回転方向へ傾いている。

[0069] 次に、図 1 5 および図 1 6 を参照して、上記従来のタービンロータ 1 0 0 の流路 R 内を流れる作動流体の流れと、上記実施例 4 のタービン動翼 7 1 の

構成を適用した実施例 2 のタービンロータ 30 の流路 R 内を流れる作動流体の流れと、について比較する。

[0070] 図 15 を見るに、従来のタービンロータ 100 において、流入口 105 から作動流体が流入すると、流入口 105 のシュラウド側から流入した作動流体は、シュラウドライン L1 に沿って流れる。一方で、流入口 105 のハブ側から流入した作動流体は、ハブライン H1 に沿わず、シュラウド側に向かって流れる。このため、流路 R 内を流れる作動流体は、流出口 106 のシュラウド側に集中する。これにより、シュラウド側の流出口 106 において、シュラウド 24 とタービン動翼 101 との間の隙間 C から、作動流体が漏洩し易い。

[0071] 一方、図 16 を見るに、実施例 4 のタービン動翼 71 の構成を適用した実施例 2 のタービンロータ 32 において、流入口 34 から作動流体が流入すると、流入口 34 のシュラウド側から流入した作動流体は、シュラウドライン L3 に沿って流れる。一方で、流入口 34 のハブ側から流入した作動流体は、上流側のハブライン H3 に沿って流れた後、シュラウド側に向かって流れる。このため、流路 R 内を流れる作動流体は、流出口 35 のシュラウド側に向かって流れるが、流入口 34 のハブ側から流入した作動流体が上流側のハブライン H3 に沿って流れた分、従来に比して、流出口 35 のシュラウド側への作動流体の集中を抑制することができる。

[0072] 以上の構成によれば、流入口 34 から流入する作動流体をハブ側へ向かわせることができる。このため、作動流体がシュラウド側へ向かって、タービン動翼 32 とシュラウド 24 との間の隙間 C へ流れることを抑制することができる。これにより、隙間 C から、作動流体が漏洩することを抑制することができる。

[0073] なお、実施例 4 では、シュラウドライン L2, L3 の流入口 13, 34 側の周方向における翼角度 θ と、ハブライン H2, H3 の流入口 13, 34 側の周方向における翼角度 θ との角度差を 12° および 20° としたが、 $10^{\circ} \sim 25^{\circ}$ の間であれば、作動流体の漏洩を好適に抑制することができる。

[0074] 次に、図 17 ないし図 20 を参照して、実施例 1 に実施例 4 を組み合わせたタービンロータ 6 と、実施例 2 に実施例 3 および 4 を組み合わせたタービンロータ 30 と、をそれぞれ適用したラジアルタービンの性能について説明する。なお、これらのタービンロータについて、図示は省略する。

[0075] 先ず、実施例 1 に実施例 4 を組み合わせたタービンロータ 6 は、中央シュラウドライン L b の翼角度 β の変化が、入口側シュラウドライン L a および出口側シュラウドライン L c の翼角度 β の変化に比して大きくなっており、また、シュラウドライン L 2 の流入口側の翼角度 θ と、ハブライン H 2 の流入口側の翼角度 θ との角度差が、 12° 程度となっている。ここで、図 17 は、従来および実施例 1 に係るタービン動翼のシュラウド側における正圧面と負圧面との流速変化を示すグラフであり、図 18 は、従来および実施例 1 に係るタービン動翼のシュラウド側における正圧面と負圧面との圧力変化を示すグラフである。

[0076] 図 17 は、その縦軸が、作動流体の流速となっており、その横軸が、子午断面における作動流体の流路の流入口から流出口までの距離となっている。図 17 を見るに、M 1 a が、従来のタービンロータ 100 のタービン動翼 101 のシュラウド側における負圧面 101 b の流速変化のグラフであり、M 2 a が、実施例 1 に実施例 4 を組み合わせたタービンロータ 6 のタービン動翼 21 のシュラウド側における負圧面 21 b の流速変化のグラフである。また、M 3 a が、従来のタービンロータ 100 のタービン動翼 101 のシュラウド側における正圧面 101 a の流速変化のグラフであり、M 4 a が、実施例 1 に実施例 4 を組み合わせたタービンロータ 6 のタービン動翼 21 のシュラウド側における正圧面 21 a の流速変化のグラフである。

[0077] ここで、M 3 a および M 4 a は、その流速の変化が相互にほぼ同様の変化となっているのに対し、M 1 a および M 2 a は、その流速の変化が異なっている。具体的に、M 1 a は、その中程において、流速の変化が大きくなる一方で、M 2 a は、その中程において、流速の変化が、M 1 a に比して小さくなること分かる。

[0078] 図18は、その縦軸が、作動流体の圧力となっており、その横軸が、子午断面における作動流体の流路Rの流入口から流出口までの距離となっている。図18を見るに、P1aが、従来のタービンロータ100のタービン動翼101のシュラウド側における負圧面101bの圧力変化のグラフであり、P2aが、実施例1に実施例4を組み合わせたタービンロータ6のタービン動翼21のシュラウド側における負圧面21bの圧力変化のグラフである。また、P3aが、従来のタービンロータ100のタービン動翼101のシュラウド側における正圧面101aの圧力変化のグラフであり、P4aが、実施例1に実施例4を組み合わせたタービンロータ6のタービン動翼21のシュラウド側における正圧面21aの圧力変化のグラフである。

[0079] ここで、P3aおよびP4aは、その圧力の変化が相互にほぼ同様の変化となっているのに対し、P1aおよびP2aは、その圧力の変化が異なっている。具体的に、P1aは、その中程において、圧力が小さくなる一方で、P2aは、その中程において、圧力が、P1aに比して大きくなっている。これにより、P4aとP2aとの圧力差は、P3aとP1aとの圧力差に比して、小さくなることが分かる。

[0080] 次に、実施例2に実施例3および実施例4を組み合わせたタービンロータ30は、入口側シュラウドラインLaの翼角度 β の変化が、中央・出口側シュラウドラインLb、Lcの翼角度 β の変化に比して大きくなっており、また、子午断面において、タービン動翼の入口側シュラウドラインLaがR状に形成され、タービン動翼の中央・出口側シュラウドラインLb、Lcがほぼ直線状に形成されている。さらに、シュラウドラインL3の流入口側の翼角度 θ と、ハブラインH3の流入口側の翼角度 θ との角度差が、 20° 程度となっている。ここで、図19は、従来および実施例2に係るタービン動翼のシュラウド側における正圧面と負圧面との流速変化を示すグラフであり、図20は、従来および実施例2に係るタービン動翼のシュラウド側における正圧面と負圧面との圧力変化を示すグラフである。

[0081] 図19は、その縦軸が、作動流体の流速となっており、その横軸が、子午

断面における作動流体の流路Rの流入口から流出口までの距離となっている。図19を見るに、M1bが、従来のタービンロータ100のタービン動翼101のシュラウド側における負圧面101bの流速変化のグラフであり、M2bが、実施例2に実施例3および4を組み合わせたタービンロータ30のタービン動翼32のシュラウド側における負圧面32bの流速変化のグラフである。また、M3bが、従来のタービンロータ100のタービン動翼101のシュラウド側における正圧面101aの流速変化のグラフであり、M4bが、実施例2に実施例3および4を組み合わせたタービンロータ30のタービン動翼32のシュラウド側における正圧面32aの流速変化のグラフである。

[0082] ここで、M3bおよびM4bは、その流速の変化が相互にほぼ同様の変化となっているのに対し、M1bおよびM2bは、その流速の変化が異なっている。具体的に、M1bは、その中程において、流速の変化が大きくなる一方で、M2bは、その中程において、流速の変化が、M1bに比して小さくなること分かる。

[0083] 図20は、その縦軸が、作動流体の圧力となっており、その横軸が、子午断面における作動流体の流路Rの流入口から流出口までの距離となっている。図20を見るに、P1bが、従来のタービンロータ100のタービン動翼101のシュラウド側における負圧面101bの圧力変化のグラフであり、P2bが、実施例2に実施例3および4を組み合わせたタービンロータ30のタービン動翼32のシュラウド側における負圧面32bの圧力変化のグラフである。また、P3bが、従来のタービンロータ100のタービン動翼101のシュラウド側における正圧面101aの圧力変化のグラフであり、P4bが、実施例2に実施例3および4を組み合わせたタービンロータ30のタービン動翼32のシュラウド側における正圧面32aの圧力変化のグラフである。

[0084] ここで、P3bおよびP4bは、その圧力の変化が相互にほぼ同様の変化となっているのに対し、P1bおよびP2bは、その圧力の変化が異なっ

いる。具体的に、 $P1b$ は、その中程において、圧力が小さくなる一方で、 $P2b$ は、その中程において、圧力が、 $P1b$ に比して大きくなっている。これにより、 $P4b$ と $P2b$ との圧力差は、 $P3b$ と $P1b$ との圧力差に比して、小さくなることが分かる。

[0085] 以上から、実施例1に実施例4を組み合わせたタービンロータ6は、そのタービン動翼21のシュラウド側における負圧面21b上を流れる作動流体の流速の変化が、従来に比して小さくなるため、 $P4a$ と $P2a$ との圧力差は、 $P3a$ と $P1a$ との圧力差に比して、小さくすることができる。同様に、実施例2に実施例3および4を組み合わせたタービンロータ30は、そのタービン動翼32のシュラウド側における負圧面32b上を流れる作動流体の流速の変化が、従来に比して小さくなるため、 $P4b$ と $P2b$ との圧力差は、 $P3b$ と $P1b$ との圧力差に比して、小さくすることができる。これにより、タービン動翼21、32のシュラウド側の負圧面21b、32bにおいて、作動流体の流速の増加を抑制することができるため、シュラウド側の負圧面21b、32bの圧力の低下を抑制することができ、タービン動翼21、32とシュラウド24との間の隙間Cから、作動流体が漏洩することを抑制することができる。なお、上記のように、実施例1ないし4を適宜組み合わせることにより、作動流体の漏洩を好適に抑制することができる。また、実施例1ないし実施例4では、本発明をラジアルタービンに適用して説明したが、斜流タービンや軸流タービンに適用してもよい。

産業上の利用可能性

[0086] 以上のように、本発明に係るタービンロータは、タービン動翼とシュラウドとの間に隙間が形成されたタービンロータに有用であり、特に、隙間からの作動流体の漏洩を抑制してタービン効率の向上を図る場合に適している。

符号の説明

[0087] 1 ラジアルタービン
 5 タービンケーシング
 6 タービンロータ

1 1	流出口
1 3	流入口
2 0	ハブ
2 1	タービン動翼
2 4	シュラウド
3 0	タービンロータ（実施例 2）
3 2	タービン動翼（実施例 2）
3 4	流入口
3 5	流出口
5 0	タービンロータ（実施例 2）
5 1	タービン動翼（実施例 2）
7 0	タービンロータ（実施例 3）
7 1	タービン動翼（実施例 3）
7 5	流入口（実施例 3）
7 6	流出口（実施例 3）
1 0 0	タービンロータ（従来）
1 0 1	タービン動翼（従来）
1 0 5	流入口（従来）
1 0 6	流出口（従来）
C	隙間
L 1	シュラウドライン（従来）
L 2	シュラウドライン（実施例 1）
L 3	シュラウドライン（実施例 2）
H 1	ハブライン（従来）
H 2	ハブライン（実施例 1）
H 3	ハブライン（実施例 2）
L a	入口側シュラウドライン
L b	中央シュラウドライン

L_c	出口側シュラウドライン
D_1	転向位置
D_2	所定位置
β	翼角度
$\Delta \beta$	翼転向角
θ	翼角度
I_1	流入口ライン（従来）
I_2	流入口ライン（本発明）

請求の範囲

- [請求項1] 流入口を介して径方向から流入した作動流体を、流出口を介して軸方向に流出させるタービンのタービンロータにおいて、
- 回転軸を中心に回転可能なハブと、
- 前記ハブの周面に設けられ、前記流入口から流入する前記作動流体を前記流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と、を備え、
- 前記各タービン動翼は、前記ハブに接続された基端側がハブ側となっており、自由端となる先端側がシュラウド側となっており、
- 前記タービン動翼のシュラウド側縁部に沿った前記流入口から前記流出口へ至るラインをシュラウドラインとし、
- 前記シュラウドラインは、前記回転軸に対する翼角度が、前記流入口から前記流出口へ向けて小さな変化となる第1シュラウドラインと、前記第1シュラウドラインの前記流出口側に連なり、前記第1シュラウドラインよりも大きな変化となる第2シュラウドラインと、前記第2シュラウドラインの前記流出口側から前記流出口まで連なり、前記第2シュラウドラインよりも小さな変化となる第3シュラウドラインと、で構成されていることを特徴とするタービンロータ。
- [請求項2] 前記第3シュラウドラインの翼角度の変化は、減少方向への変化となっていることを特徴とする請求項1に記載のタービンロータ。
- [請求項3] 流入口を介して径方向から流入した作動流体を、流出口を介して軸方向に流出させるタービンのタービンロータにおいて、
- 回転軸を中心に回転可能なハブと、
- 前記ハブの周面に設けられ、前記流入口から流入する前記作動流体を前記流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と、を備え、
- 前記各タービン動翼は、
- 前記ハブに接続された基端側がハブ側となっており、自由端となる先端側がシュラウド側となっており、
- 前記タービン動翼のシュラウド側縁部に沿った前記流入口から前記

流出口へ至るラインをシュラウドラインとし、

前記シュラウドラインは、前記回転軸に対する翼角度が、前記流入口から前記流出口へ向けて大きな変化となる第1シュラウドラインと、前記第1シュラウドラインの前記流出口側から前記流出口まで連なり、前記第1シュラウドラインよりも小さな変化となる第2シュラウドラインと、で構成されていることを特徴とするタービンロータ。

[請求項4] 前記第1シュラウドラインの長さは、前記シュラウドラインの長さの1～2割の長さとなっており、前記第2シュラウドラインの長さは、前記シュラウドラインの長さから前記第1シュラウドラインの長さを引いた、前記シュラウドラインの長さの8～9割の長さとなっていることを特徴とする請求項3に記載のタービンロータ。

[請求項5] 前記第2シュラウドラインにおける前記翼角度の変化量となる翼轉向角は、 30° 以下であることを特徴とする請求項3または4に記載のタービンロータ。

[請求項6] 前記シュラウドラインは、前記第1シュラウドラインが、前記流入口側のシュラウドラインとなる入口側シュラウドラインであり、前記第2シュラウドラインが、前記入口側シュラウドラインの前記流出口側から前記流出口まで連なる中央・出口側シュラウドラインであり、

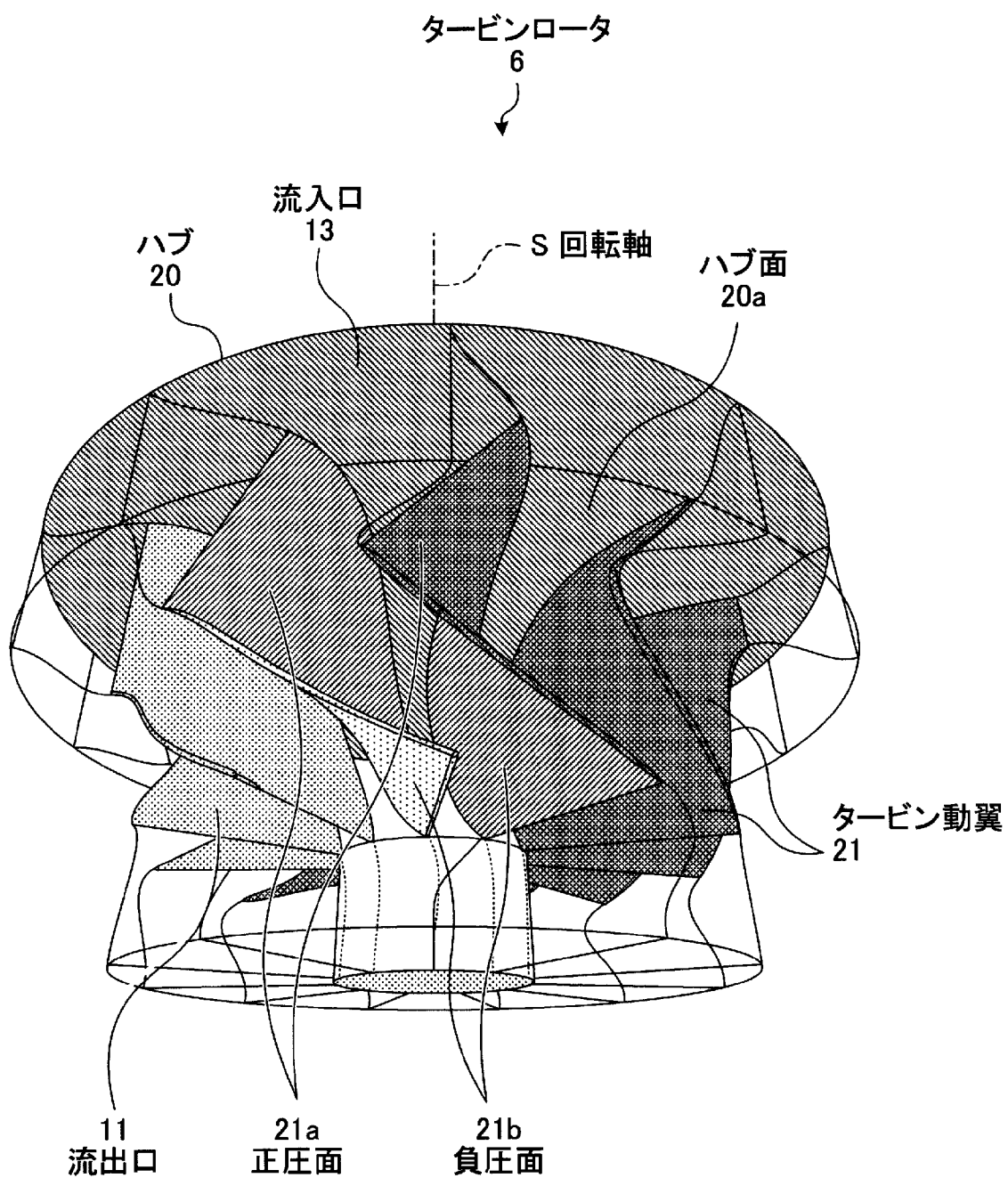
前記ハブの回転軸を含む断面となる子午断面において、前記入口側シュラウドラインの曲率は、前記中央・出口側シュラウドラインの曲率に比して、小さくなっていることを特徴とする請求項3ないし5のいずれか1項に記載のタービンロータ。

[請求項7] 前記入口側シュラウドラインは、R状に形成される一方、前記中央・出口側シュラウドラインは、直線状に形成されていることを特徴とする請求項6に記載のタービンロータ。

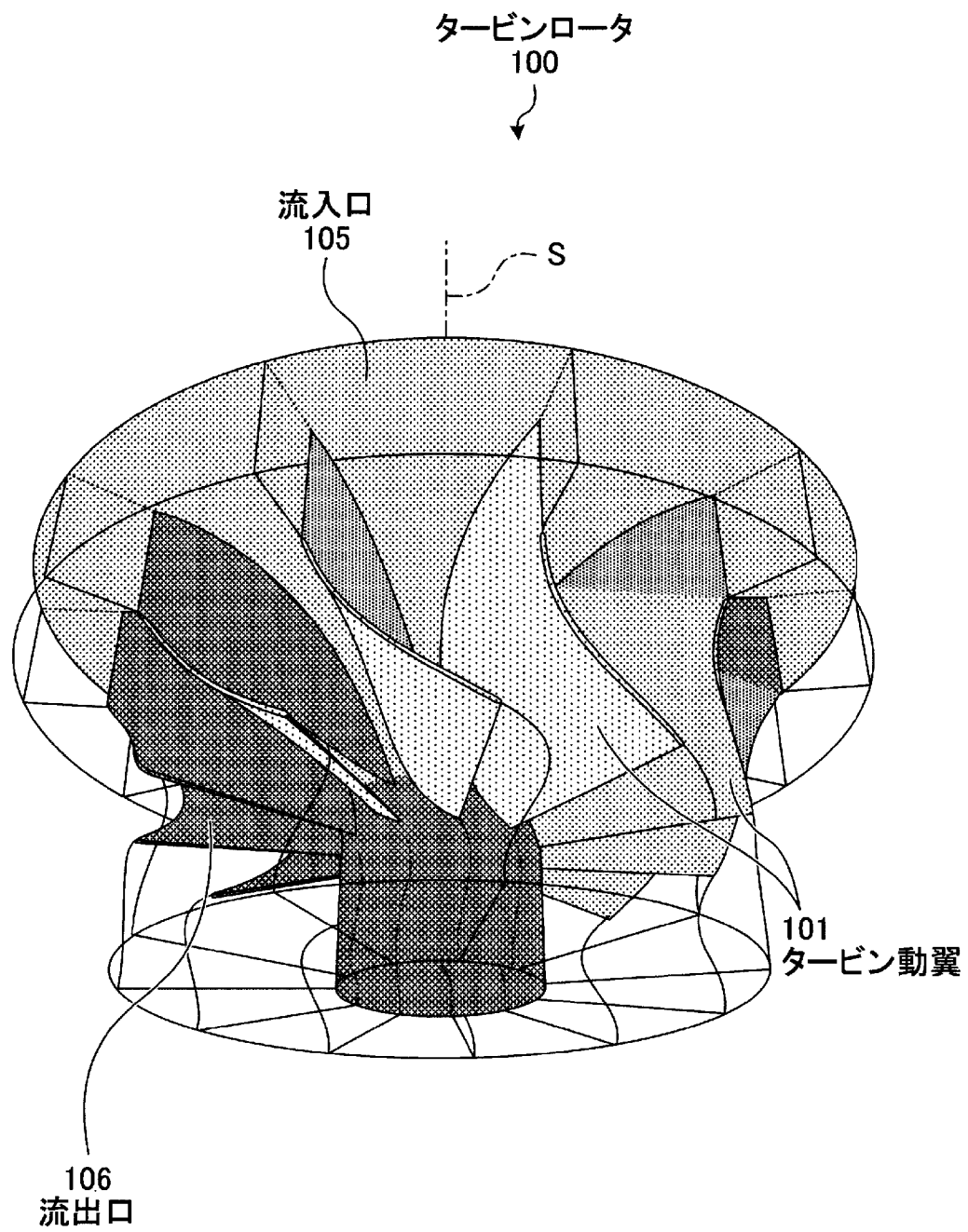
[請求項8] 前記各タービン動翼の前記流入口側縁部に沿ったラインである流入ラインは、前記回転軸に対し、回転方向へ傾いていることを特徴とする請求項1ないし7のいずれか1項に記載のタービンロータ。

- [請求項9] 前記回転軸に対する前記流入口ラインの傾斜角度は、 $10^{\circ} \sim 25^{\circ}$ であることを特徴とする請求項8に記載のタービンロータ。
- [請求項10] 流入口を介して径方向から流入した作動流体を、流出口を介して軸方向に流出させるタービンのタービンロータにおいて、
回転軸を中心に回転可能なハブと、
前記ハブの周面に設けられ、前記流入口から流入する前記作動流体を前記流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と、を備え、
前記各タービン動翼は、
前記ハブに接続された基端側がハブ側となっており、自由端となる先端側がシュラウド側となっており、
前記タービン動翼のシュラウド側縁部に沿ったラインをシュラウドラインとし、
前記シュラウドラインは、前記流入口側のシュラウドラインとなる入口側シュラウドラインと、前記入口側シュラウドラインの前記流出口側から前記流出口まで連なる中央・出口側シュラウドラインと、で構成され、
前記ハブの回転軸を含む断面となる子午断面において、前記入口側シュラウドラインの曲率は、前記中央・出口側シュラウドラインの曲率に比して、小さくなっていることを特徴とするタービンロータ。
- [請求項11] 流入口を介して径方向から流入した作動流体を、流出口を介して軸方向に流出させるタービンのタービンロータにおいて、
回転軸を中心に回転可能なハブと、
前記ハブの周面に設けられ、前記流入口から流入する前記作動流体を前記流出口へ向けて受け流す複数のタービン動翼と、を備え、
前記各タービン動翼の前記流入口側縁部に沿ったラインである流入口ラインは、前記回転軸に対し、回転方向へ傾いていることを特徴とするタービンロータ。

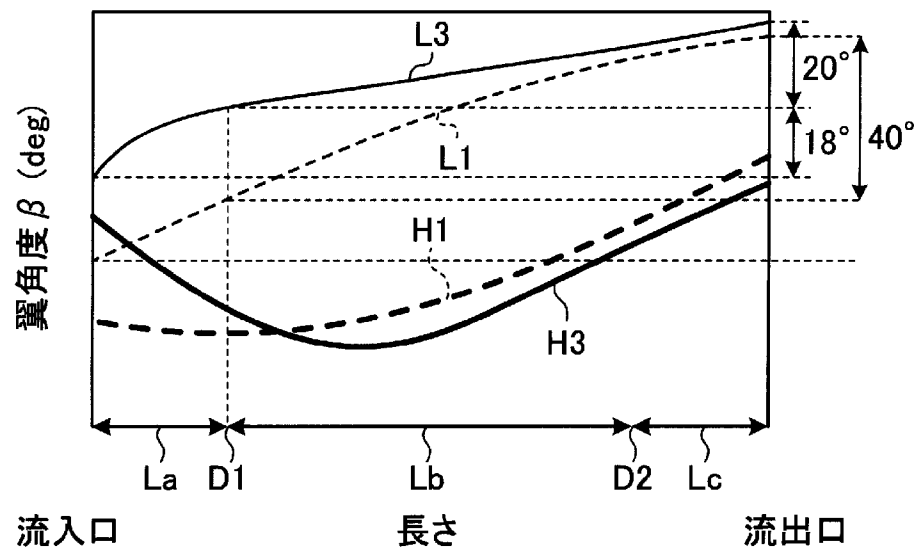
[図2]



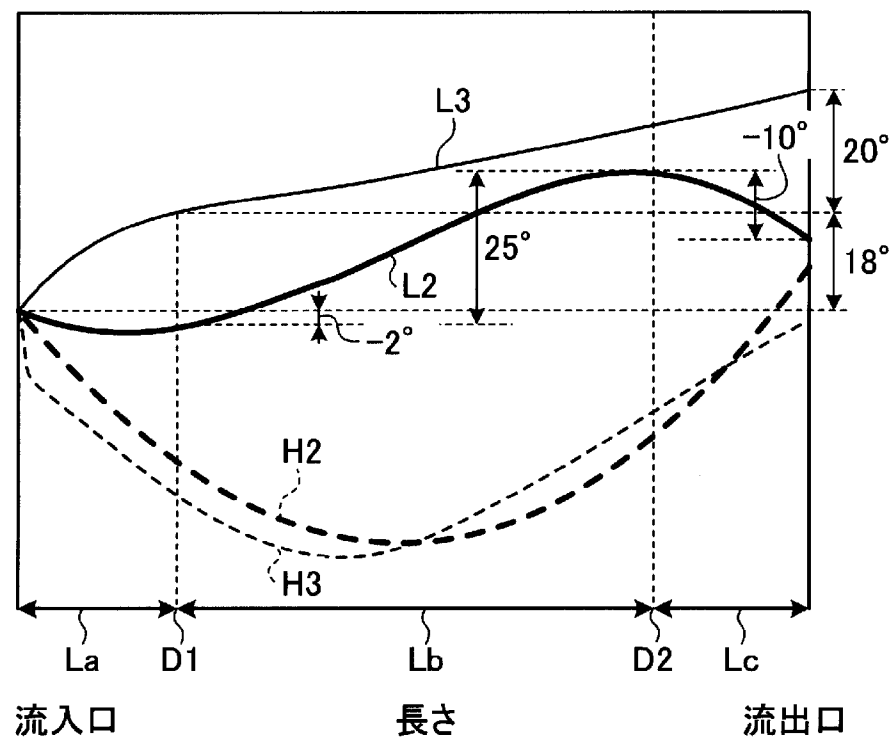
[図3]



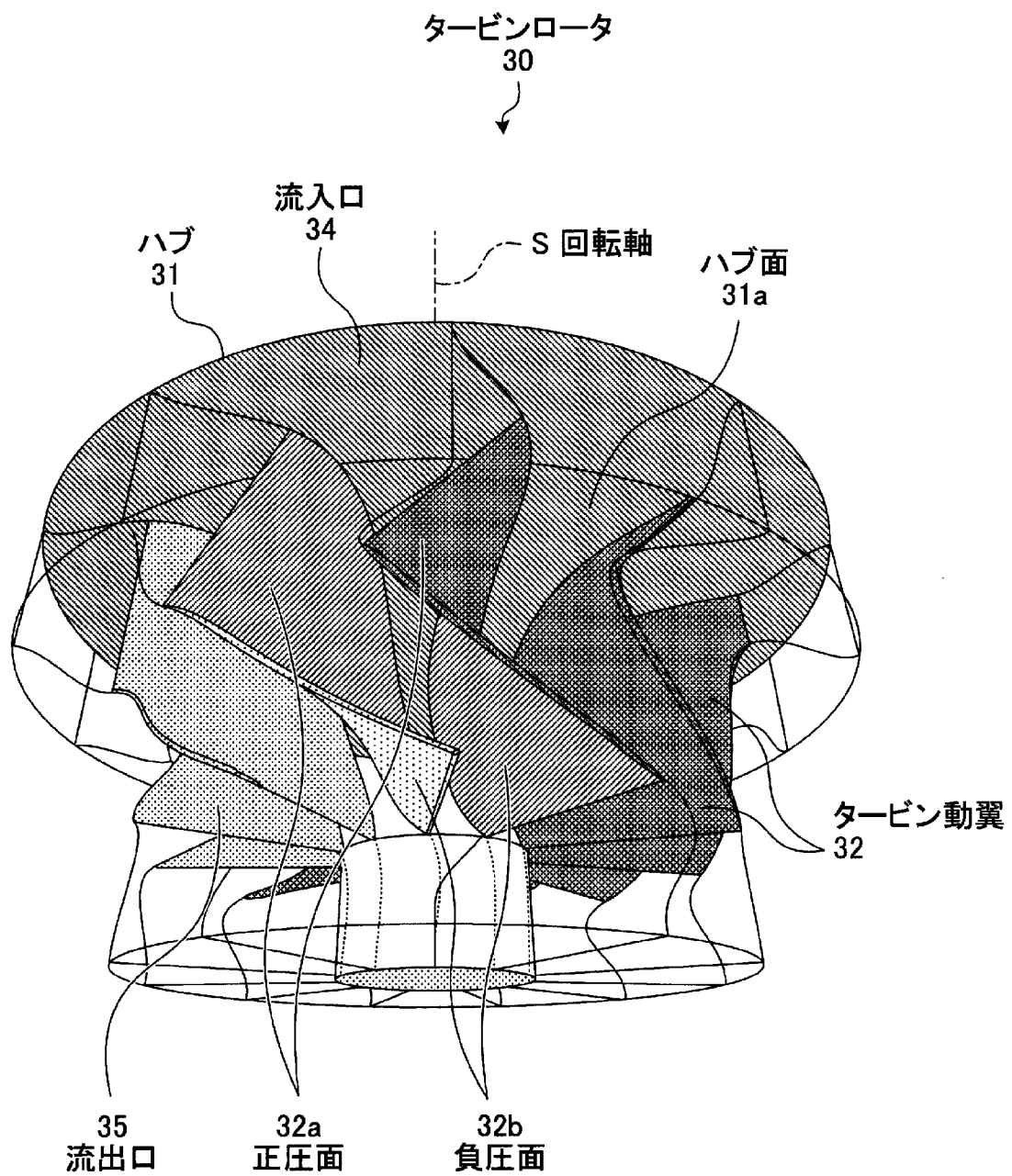
[図4]



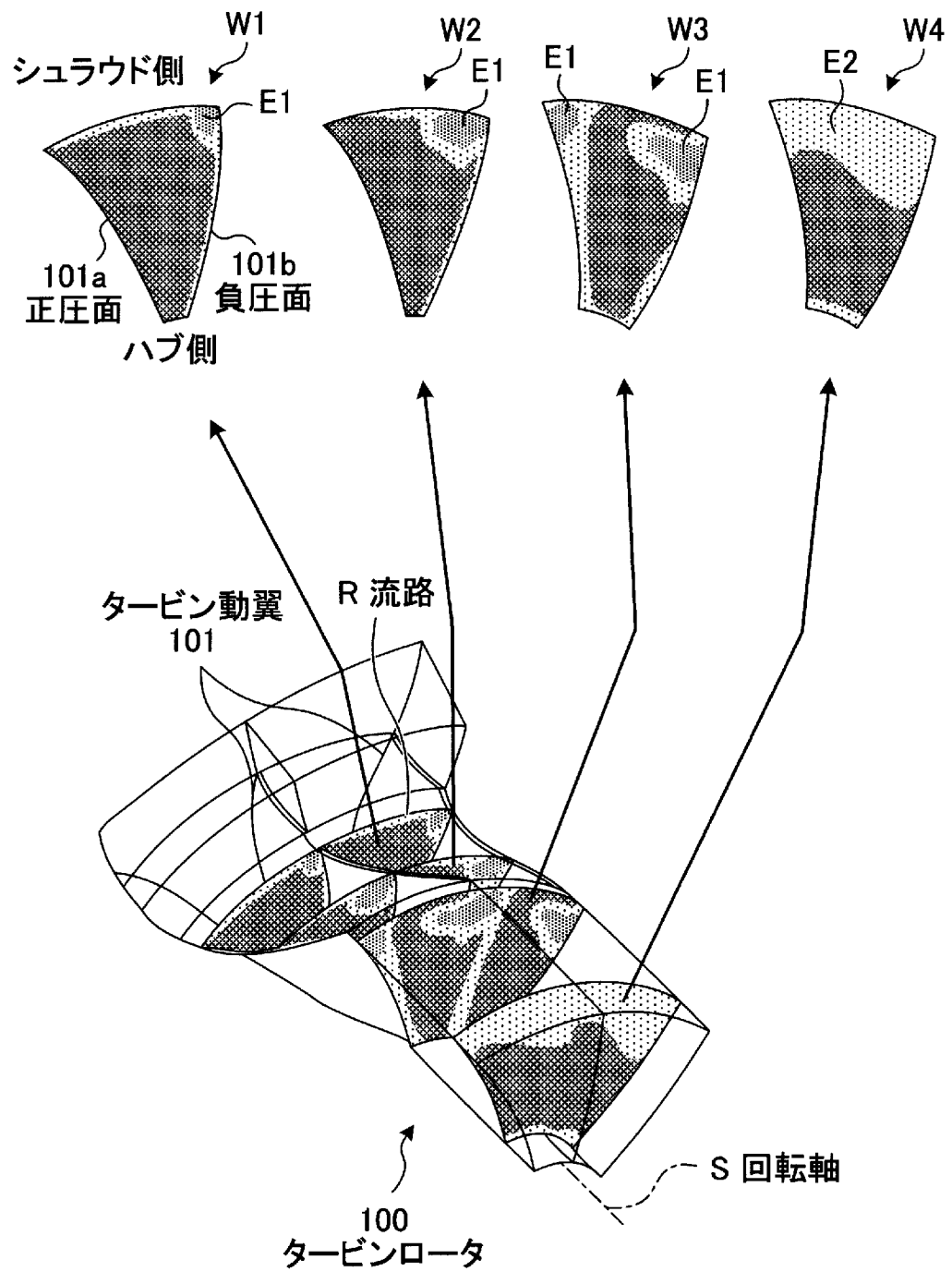
[図5]



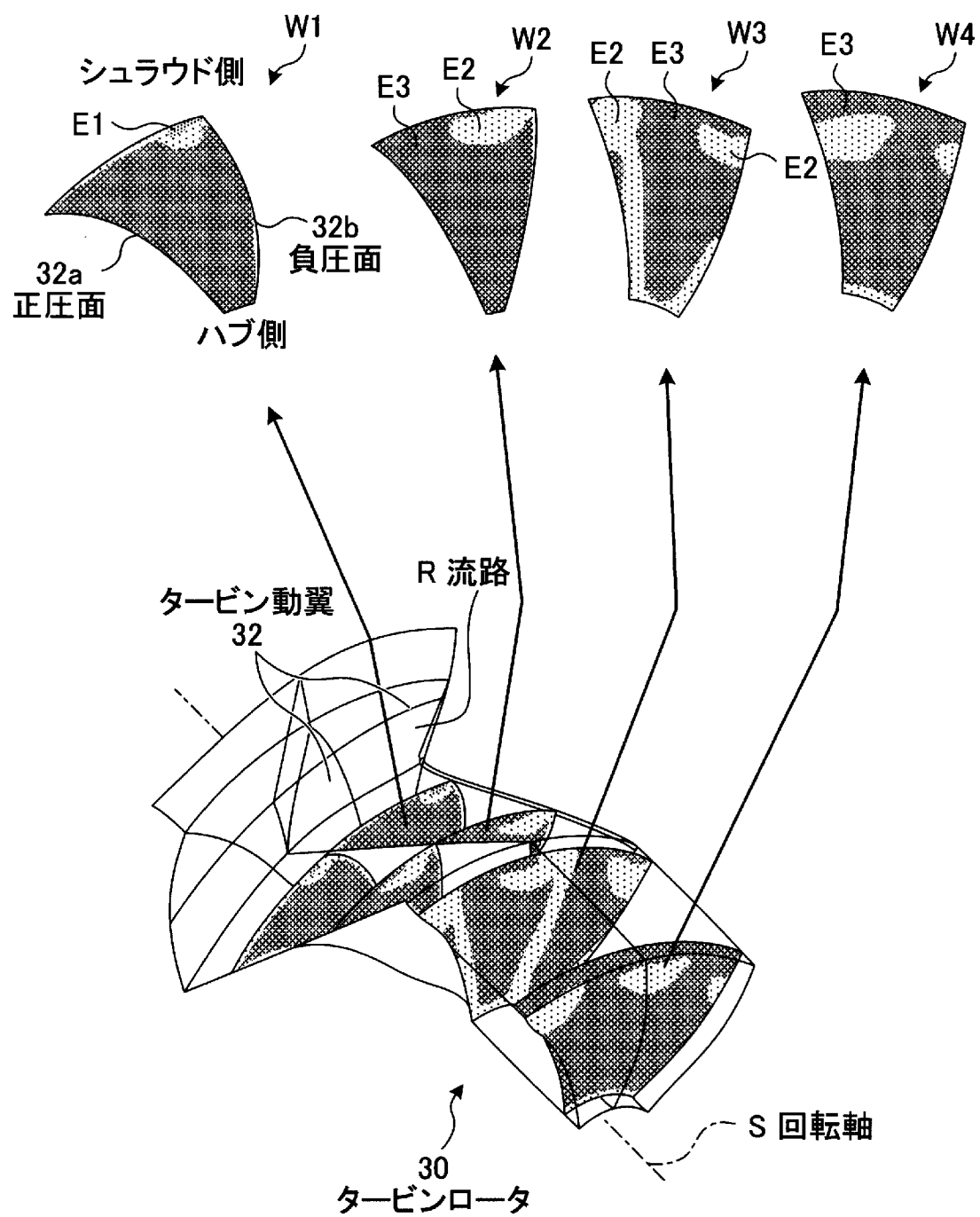
[図6]



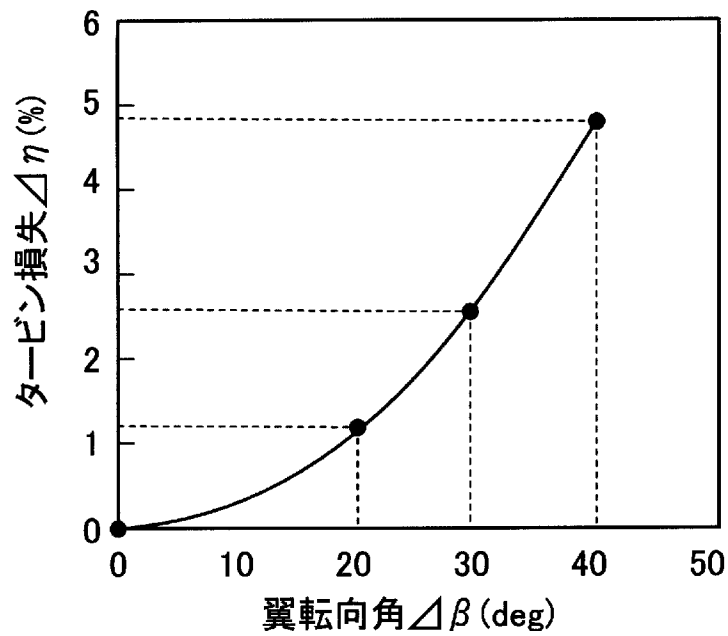
[図7]



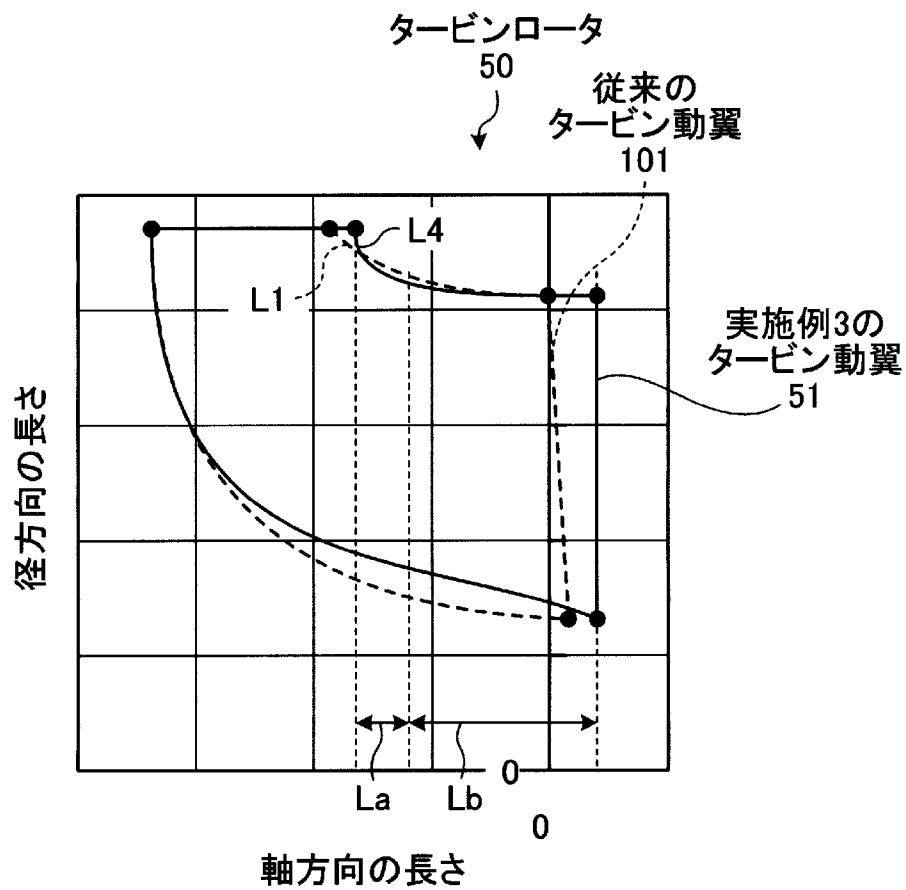
[図8]



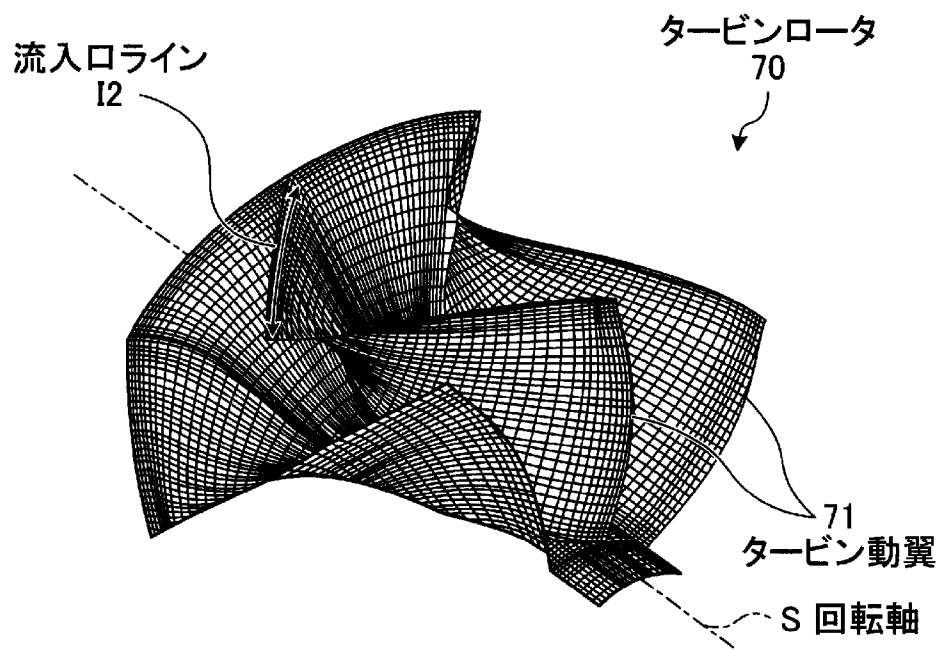
[図9]



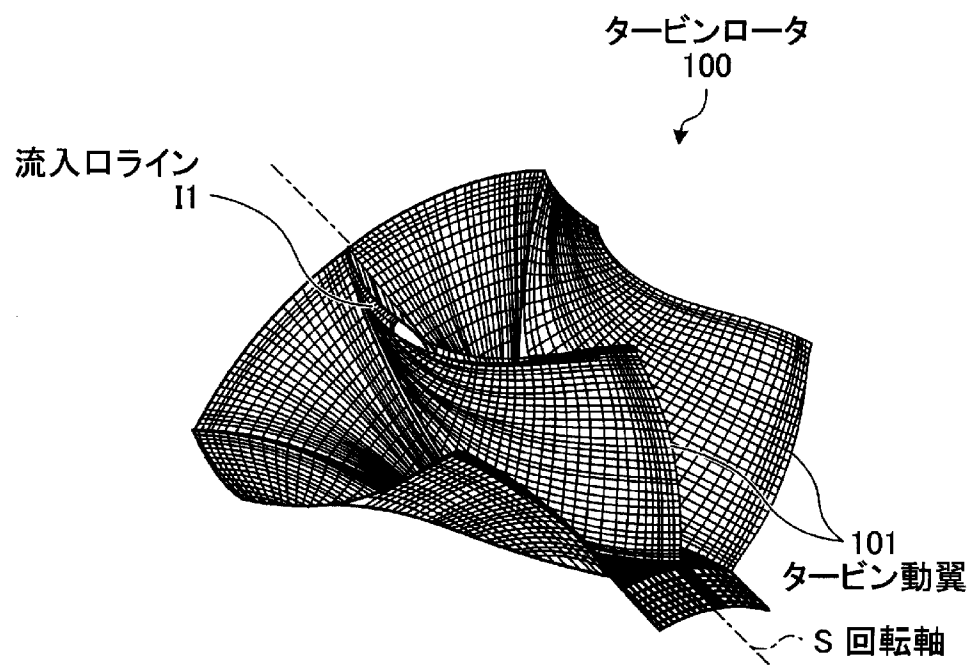
[図10]



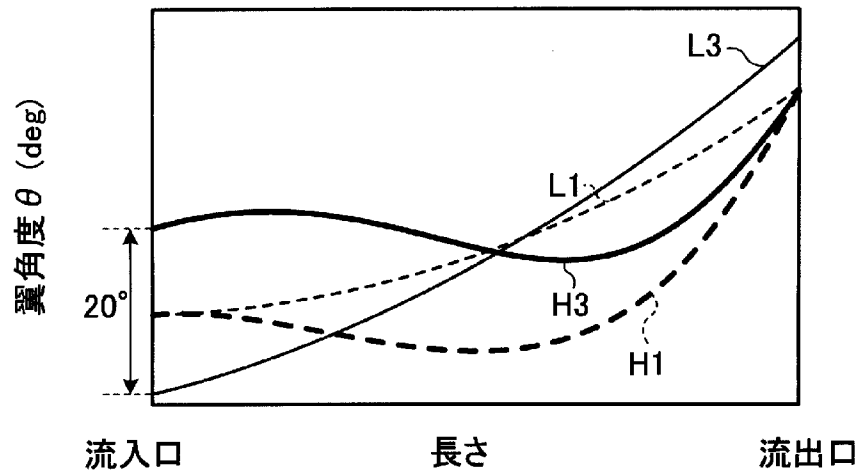
[図11]



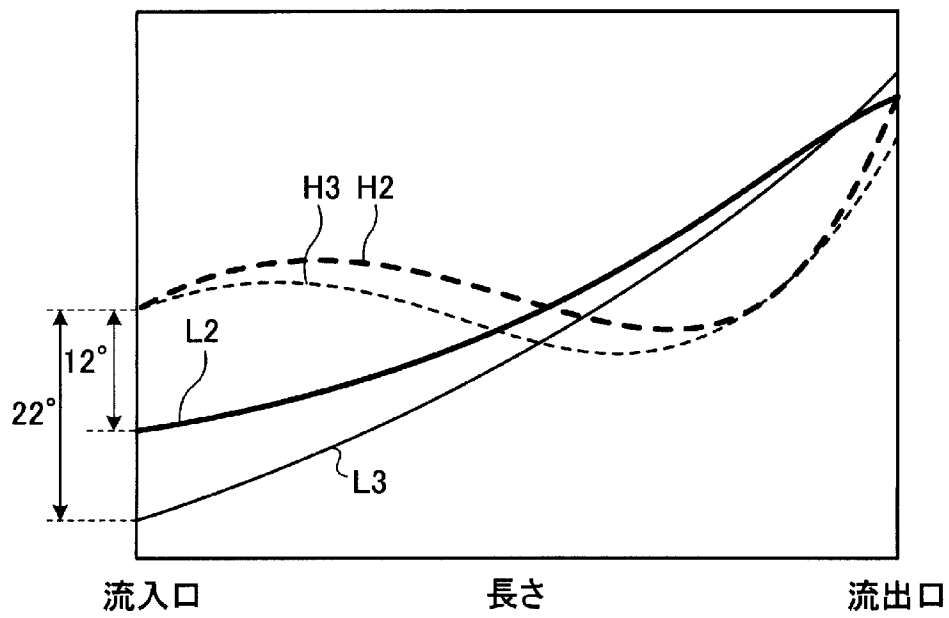
[図12]



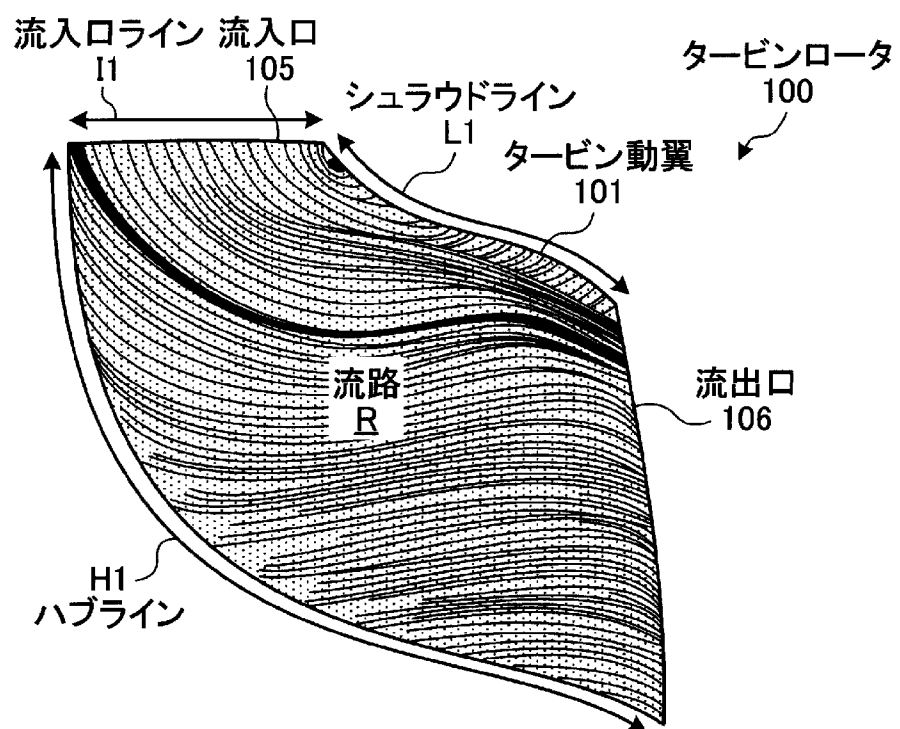
[図13]



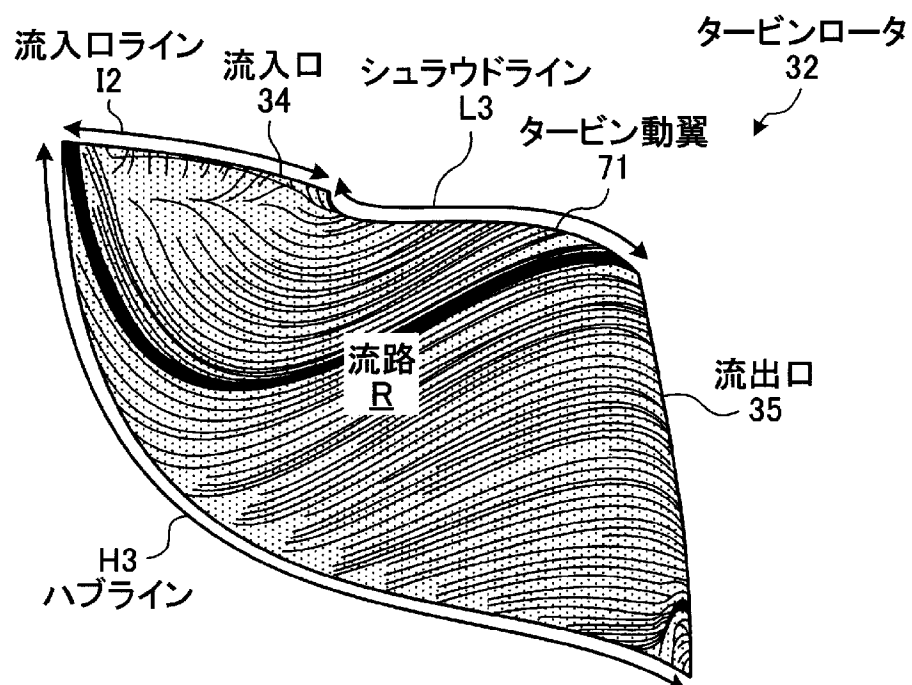
[図14]



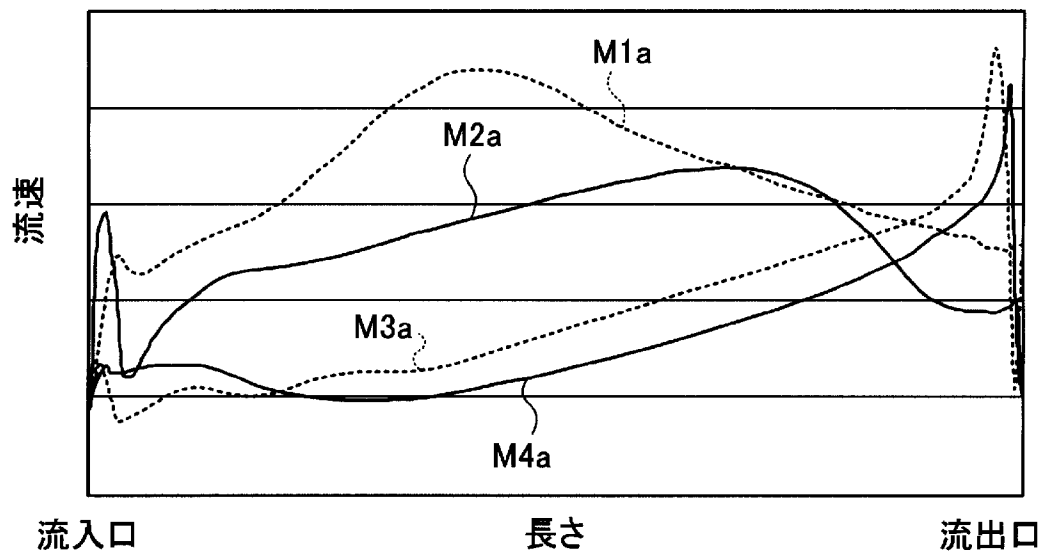
[図15]



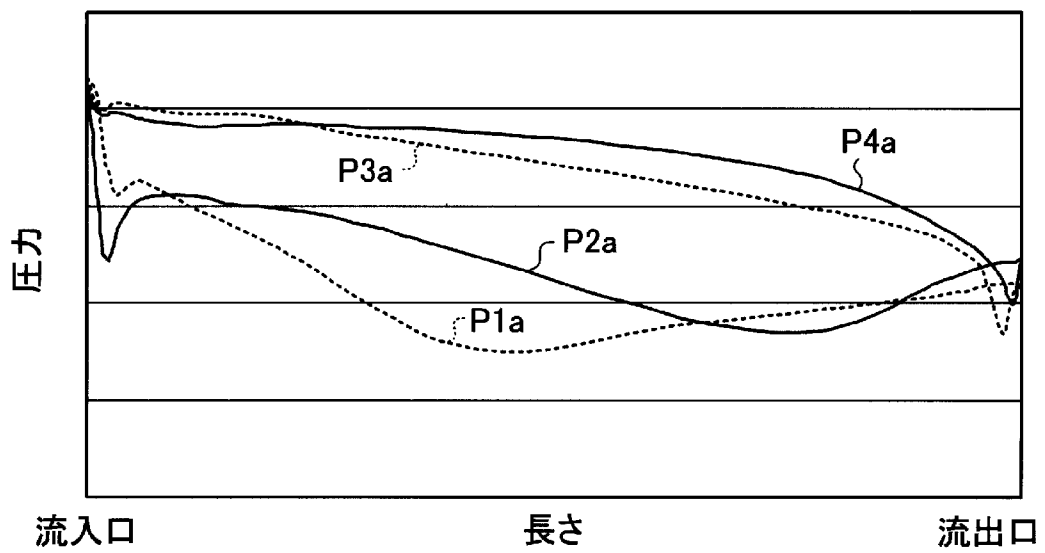
[図16]



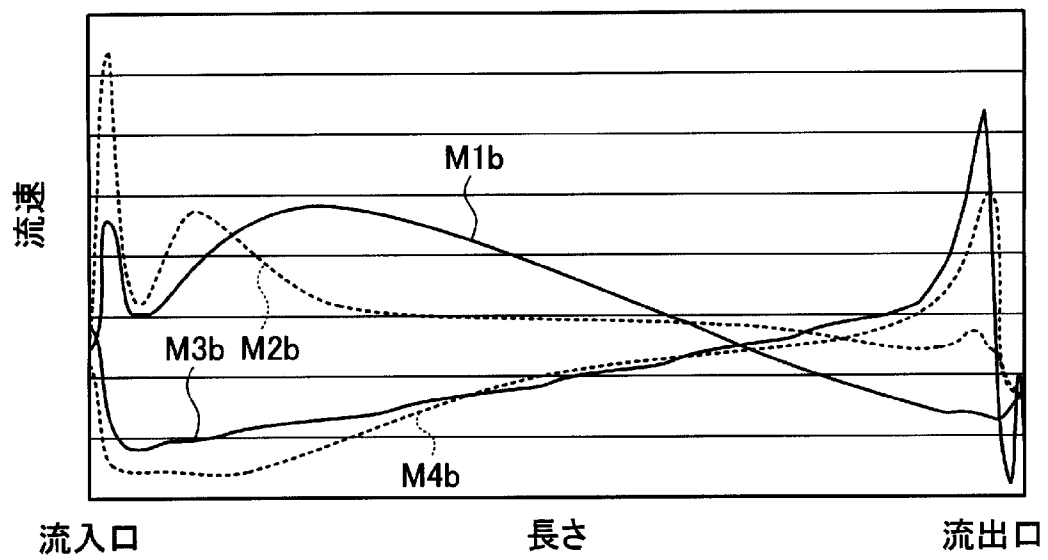
[図17]



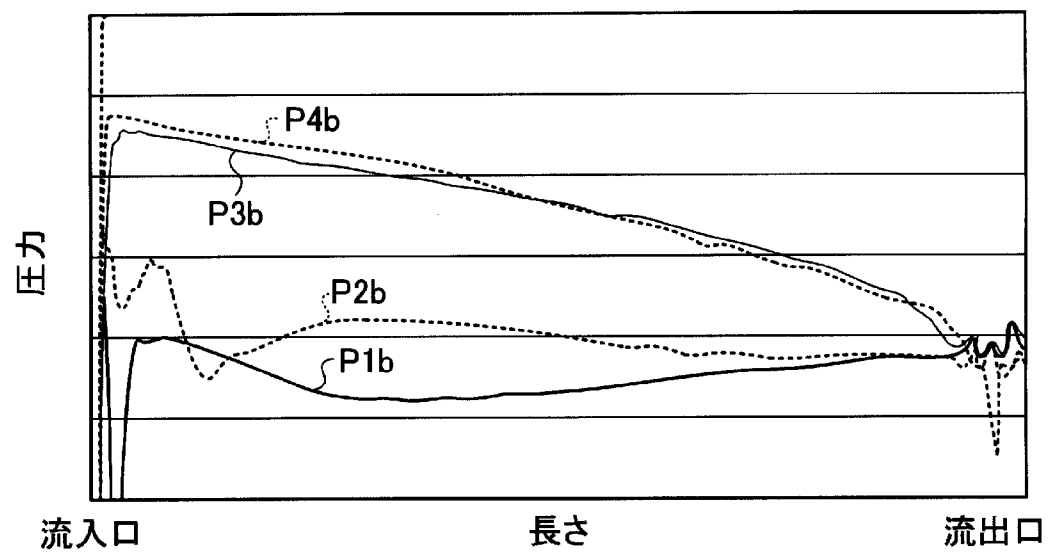
[図18]



[図19]



[図20]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/052266

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01D5/14(2006.01) i, F01D5/04(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)

F01D5/14, F01D5/04

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	1996-2010
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2010	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2010

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 A	JP 2008-503677 A (Daimler AG.), 07 February 2008 (07.02.2008), paragraphs [0017] to [0018]; fig. 2 & US 2007/0128018 A1 & EP 1759091 B1 & WO 2005/124107 A2 & DE 102004029830 A1	10 6
X A	JP 2008-133766 A (IHI Corp.), 12 June 2008 (12.06.2008), paragraph [0004]; fig. 8 (Family: none)	11 8
A	JP 2008-133765 A (IHI Corp.), 12 June 2008 (12.06.2008), entire text; all drawings (Family: none)	1-11

☒ 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
19 April, 2010 (19.04.10)

Date of mailing of the international search report
27 April, 2010 (27.04.10)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/052266

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 10-504621 A (Ebara Corp., Ebara Research Co., Ltd., University College London), 06 May 1998 (06.05.1998), fig. 13, 64, 67, 70, 73 & US 5685696 A & EP 0775248 B1 & WO 1995/034744 A1	1-9

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F01D5/14(2006.01)i, F01D5/04(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. F01D5/14, F01D5/04

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 1 0 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 0 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 0 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X A	JP 2008-503677 A（ダイムラー・アクチェンゲゼルシャフト）2008.02.07, 段落【0017】-【0018】, 図 2 & US 2007/0128018 A1 & EP 1759091 B1 & WO 2005/124107 A2 & DE 102004029830 A1	1 0 6
X A	JP 2008-133766 A（株式会社 I H I）2008.06.12, 段落【0004】, 図 8（ファミリーなし）	1 1 8

☒ 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

1 9 . 0 4 . 2 0 1 0

国際調査報告の発送日

2 7 . 0 4 . 2 0 1 0

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）

寺町 健司

3 T

3 7 2 7

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 9 5

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 請求項の番号
A	JP 2008-133765 A (株式会社 I H I) 2008.06.12, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 1 1
A	JP 10-504621 A (株式会社 荏原製作所・株式会社 荏原総合研究所・ロンドン大学) 1998.05.06, 図 13, 64, 67, 70, 73 & US 5685696 A & EP 0775248 B1 & WO 1995/034744 A1	1 - 9