

(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
2016 年 11 月 3 日(03.11.2016)



(10) 国際公開番号

WO 2016/175072 A1

- (51) 国際特許分類:
F04D 29/32 (2006.01) F04D 29/58 (2006.01)
F02C 7/18 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/062236
- (22) 国際出願日: 2016 年 4 月 18 日(18.04.2016)
- (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 2015-090289 2015 年 4 月 27 日(27.04.2015) JP
- (71) 出願人: 三菱日立パワーシステムズ株式会社
(MITSUBISHI HITACHI POWER SYSTEMS, LTD.)
[JP/JP]; 〒2208401 神奈川県横浜市西区みなとみ
らい三丁目 3 番 1 号 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: ▲高▼村 啓太(TAKAMURA Keita); 〒
2208401 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁
目 3 番 1 号 三菱日立パワーシステムズ株式
社内 Kanagawa (JP). 由里 雅則(YURI Masanori);
〒2208401 神奈川県横浜市西区みなとみらい三
丁目 3 番 1 号 三菱日立パワーシステムズ株式
社内 Kanagawa (JP). 橋本 真也(HASHIMOTO
Shinya); 〒2208401 神奈川県横浜市西区みなと
みらい三丁目 3 番 1 号 三菱日立パワーシステ
ムズ株式社内 Kanagawa (JP). 正田 淳一郎(MAS-

ADA Junichiro); 〒2208401 神奈川県横浜市西区
みなとみらい三丁目 3 番 1 号 三菱日立パワ
ーシステムズ株式社内 Kanagawa (JP). 駒米 勇二
(KOMAGOME Yuji); 〒2208401 神奈川県横浜市西
区みなとみらい三丁目 3 番 1 号 三菱日立パ
ワーシステムズ株式社内 Kanagawa (JP). 荒木
勝人(ARAKI Masato); 〒1088215 東京都港区港南
二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工工業株式社内
Tokyo (JP).

(74) 代理人: 森 隆一郎, 外(MORI Ryuichirou et al.);
〒1006620 東京都千代田区丸の内一丁目 9 番 2
号 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,
BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN,
CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES,
FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN,
IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS,
LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY,
MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM,
ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US,
UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

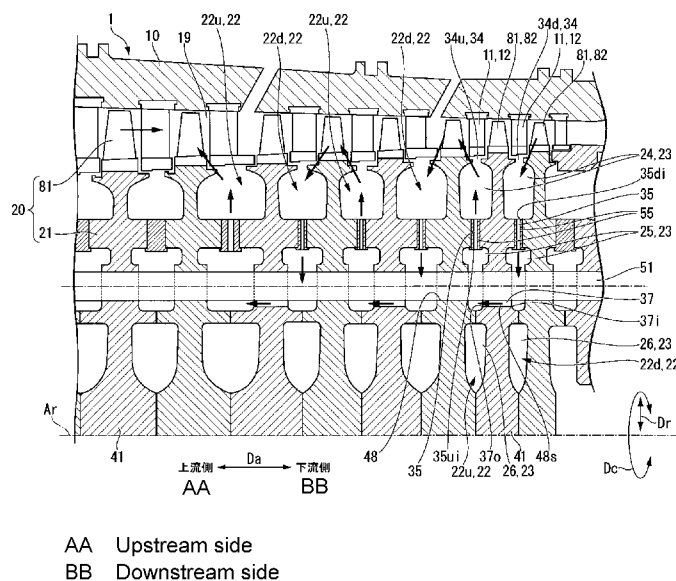
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保
護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW,

[続葉有]

(54) Title: COMPRESSOR ROTOR, COMPRESSOR, AND GAS TURBINE

(54) 発明の名称: 圧縮機ロータ、圧縮機、及びガスタービン

[図6]



(57) Abstract: A rotor shaft (21) has formed therein:
an inlet flow passage (34d) for allowing gas in a gas
compression flow passage (19) to flow into the outer
cavity (24) of a downstream cavity group (22d); a ra-
dial flow passage (35) for connecting the outer cavity
(24) of the downstream cavity group (22d) and an axi-
al communication cavity (25); an axial flow passage
(37) for connecting the axial communication cavity
(25) of the downstream cavity group (22d) and the
axial communication cavity (25) of an upstream cavity
group (22u); a radial flow passage (35) for connecting
the axial communication cavity (25) of the upstream
cavity group (22u) and the outer cavity (24); and an
outlet flow passage (34u) for allowing gas within the
outer cavity (24) of the upstream cavity group (22u)
to the gas compression flow passage (19).

(57) 要約: ロータ軸 (21) には、気体圧縮
流路 (19) の気体を下流側キャビティ群
(22d) の外側キャビティ (24) に流
入させる入口流路 (34d) と、下流側
キャビティ群 (22d) の外側キャビティ
(24) と軸方向連通キャビティ (25)
と連通させる径方向流路 (35) と、下流
側キャビティ群 (22d) の軸方向連通
キャビティ (25) と上流側キャビティ群
(22u) の軸方向連通キャビティ (25) とを連通させる軸方向流路 (37) と、上流側キャビティ群
(22u) の軸方向連通キャビティ (25) と外側キャビティ (24) とを連通させる径方向流路 (3
5) と、上流側キャビティ群 (22u) の外側キャビティ 24 内の気体を気体圧縮流路 (19) に流出さ
せる出口流路 (34u) と、が形成されている。

WO 2016/175072 A1



MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー
ロシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨー
ロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE,
ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,
MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK,
SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ,
GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))
- 補正された請求の範囲及び説明書 (条約第 19 条(1))

明 細 書

発明の名称：圧縮機ロータ、圧縮機、及びガスタービン

技術分野

[0001] 本発明は、圧縮機ケーシング内で軸線を中心として回転する圧縮機ロータ、圧縮機、及びガスタービンに関する。

本願は、2015年4月27日に、日本国に出願された特願2015-090289号に基づき優先権を主張し、この内容をここに援用する。

背景技術

[0002] 圧縮機は、ケーシングと、このケーシング内で軸線を中心として回転するロータと、を備えている。軸流圧縮機のロータは、軸線を中心として軸方向に延びているロータ軸と、ロータ軸の外周に固定され軸方向に並んでいる複数の動翼列と、を有する。

[0003] このような軸流圧縮機のロータとしては、以下の特許文献1に開示されているものがある。このロータには、ロータの軽量化等のために複数のチャンバ（又はキャビティ）が形成されている。複数のチャンバのうち、第一チャンバと第二チャンバとは、径方向の位置が互いに同じで軸方向に並んでいる。第二チャンバは、第一チャンバに対して軸方向の上流側に位置している。また、複数のチャンバのうち、第三チャンバは、軸方向における第一チャンバと第二チャンバとの間の位置であって第一チャンバ及び第二チャンバよりも径方向内側の位置に形成されている。第一チャンバ及び第二チャンバは、いずれも、ロータ軸の外周側とケーシングの内周側との間の環状の空間で形成される空気圧縮流路と連通している。第三チャンバは、第一チャンバに連通していると共に、第二チャンバにも連通している。

[0004] 空気圧縮流路中の空気の一部は、第二チャンバよりも下流側に位置している第一チャンバ内に流入する。この空気は、第一チャンバから第三チャンバ内に流入してから、第二チャンバを経て、空気圧縮流路中に戻る。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2013-204593号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 特許文献1に開示されている技術では、空気圧縮流路中の空気の一部を各チャンバを経て空気圧縮流路に戻すことで、空気圧縮流路を流れる空気の温度変化に対するロータ軸の熱応答性を高めている。

[0007] 本発明は、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対するロータ軸の熱応答性をより高めることができる圧縮機ロータ、この圧縮機ロータを備える圧縮機、及びこの圧縮機を備えるガスタービン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

[0008] 上記目的を達成するための発明に係る第一態様としての圧縮機ロータは、圧縮機ケーシング内で軸線を中心として回転する圧縮機ロータにおいて、前記軸線を中心として、軸方向に延びているロータ軸と、前記ロータ軸の外周に固定され、前記軸方向に並んでいる複数の動翼列と、を備える。前記ロータ軸には、複数の前記動翼列の相互間の軸方向における各位置に、前記軸線を中心として環状を成し、前記軸線に対する径方向で互いに離間している複数のキャビティで構成されるキャビティ群が形成されている。前記ロータ軸の外周側であって前記軸方向で複数の前記動翼列が存在する気体圧縮流路中を気体が流れてくる圧力の低い側が前記軸方向における上流側を成し、前記上流側の反対側で気体の圧力が高くなる側が前記軸方向における下流側を成す。前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうちで、最も径方向外側のキャビティが外側キャビティを成し、前記外側キャビティよりも径方向内側のいずれかのキャビティが軸方向連通キャビティを成す。少なくとも二つの前記キャビティ群のうち、上流側の一以上のキャビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記上流側キャビティ群に対して下流側に位置する残りのキャビティ群が下流側キャビティ群を成す。前記ロータ軸には、さら

に、前記気体圧縮流路中の気体を、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティに流入させる入口流路と、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティ内に流入した気体が前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該外側キャビティから該軸方向連通キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、前記軸方向を含む方向に延びて、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとを連通させる軸方向流路と、前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ内の気体が前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該軸方向連通キャビティから該外側キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティ内の気体を前記気体圧縮流路中に流出させる出口流路と、が形成されている。前記軸方向流路における前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である入口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置する。前記軸方向流路における前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である出口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置する。

[0009] 当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路内の軸方向における圧力差をドライビングフォースとして、気体圧縮流路中の気体の一部が、入口流路を経て下流側キャビティ群の外側キャビティに流入する。外側キャビティに流入した気体は、径方向流路を経て、場合によってはさらに一以上のキャビティを経て、下流側キャビティ群の軸方向連通キャビティに流入する。下流側キャビティ群の軸方向連通キャビティに流入した気体は、軸方向流路を経て、上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティに流入する。上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティに流入した気体は、径方向流路を経て、場合によって

はさらに一以上のキャビティを経て、上流側キャビティ群の外側キャビティに流入する。上流側キャビティ群の外側キャビティに流入した気体は、出口流路を経て気体圧縮流路に戻る。

[0010] よって、当該圧縮機ロータでは、空気圧縮流路内の軸方向における圧力差をドライビングフォースとして、下流側キャビティ群の外側キャビティ、下流側キャビティ群の外側キャビティと軸方向連通キャビティとの間のキャビティ、さらに、上流側キャビティ群の外側キャビティ、上流側キャビティ群の外側キャビティと軸方向連通キャビティとの間のキャビティ内を、気体圧縮流路中の気体の一部で効率的に換気することができる。さらに、当該圧縮機ロータでは、下流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内における径方向外側縁から径方向で軸方向流路が開口している位置までの間、さらに、上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内における径方向外側縁から径方向で軸方向流路が開口している位置までの間も、気体圧縮流路中の気体で効率的に換気することができる。さらに、当該圧縮機ロータでは、キャビティ内を流れる空気とこのキャビティとの周速差により、キャビティを画定する壁面の熱伝達率を高めることができる。

[0011] 従って、当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対する圧縮機ロータの熱応答性を高めることができる。

[0012] 上記目的を達成するための発明に係る第二態様としての圧縮機ロータは、前記第一態様の前記圧縮機ロータにおいて、前記軸方向流路における前記入口開口の径方向外側縁は、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置し、前記軸方向流路における前記出口開口の径方向外側縁は、前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置する。

[0013] 当該圧縮機ロータでは、下流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内及び上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内を広い範囲にわたって、気体圧縮流路中の気体で効率的に換気することができる。さらに、当該圧縮機

ロータでは、これらキャビティ内を流れる空気とこのキャビティとの周速差により、キャビティを画定する壁面の熱伝達率を高めることができる。従って、当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対する圧縮機ロータの熱応答性をより高めることができる。

[0014] 上記目的を達成するための発明に係る第三態様としての圧縮機ロータは、前記第一又は第二態様の前記圧縮機ロータにおいて、前記ロータ軸には、前記軸線に対する周方向で互いに離間している複数の前記軸方向流路が形成されている。

[0015] 当該圧縮機ロータでは、軸方向流路内を流れる気体の周速は、ロータ軸の周速に拘束され、ロータ軸の周速と実質的に同じになる。一方、軸方向流路と連通している各軸方向連通キャビティは、軸線を中心として環状に形成されているため、この軸方向連通キャビティ内を流れる気体は、ロータ軸の周速に基本的に拘束されない。このため、各軸方向連通キャビティを流れる気体は、ロータ軸の周速に対して周速差が生じる。特に、上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内における径方向外側では、ロータ軸の周速に対して周速差が径方向内側より大きくなる。このため、キャビティを画定するロータ軸構成部材の表面と空気との間の熱伝達率を高めることができる。

[0016] 従って、当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対する圧縮機ロータの熱応答性をより高めることができる。

[0017] 上記目的を達成するための発明に係る第四態様としての圧縮機ロータは、前記第一から第三態様のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側に傾く前記入口開口を含む前記径方向流路の入口側部分と、前記軸方向流路における前記入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾く前記入口開口を含む前記軸方向流路の入口側部分と、のうち、少なくともいずれか一つの入口側部分を備える。

[0018] また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティと該外側キャビティに径方向で隣接する前記キャ

ビティとを連通させる前記径方向流路における径方向外側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分と、前記上流側キャビティの前記径方向流路における径方向内側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分とのうち、少なくとも一の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側に向かうよう傾いていてもよい。

[0019] また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記軸方向流路における前記入口開口を含む前記軸方向流路の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に向かうよう傾いていてもよい。

[0020] 上記目的を達成するための発明に係る第五態様としての圧縮機ロータは、前記第一から第四態様のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記下流側キャビティ群は、3以上の前記キャビティを有し、前記3以上のキャビティのうち、前記外側キャビティを除く2以上の前記キャビティ相互を連通させる前記径方向流路における径方向外側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に向かうよう傾いている。

[0021] 当該圧縮機ロータでは、気体と流路とに周速差があっても、この気体が流路の入口開口で向かい受けられるため、この気体をスムーズに流路に流入させることができる。

[0022] 上記目的を達成するための発明に係る第六態様としての圧縮機ロータは、前記第一から第五態様のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記下流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向外側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、前記軸方向流路における前記出口開口を含む前記軸方向流路の出口側部分と、のうちいずれか一つの出口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側又は前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾いていてもよい。

[0023] 上記目的を達成するための発明に係る第七態様としての圧縮機ロータは、前記第一から第六態様のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記入口

開口を含む流路の入口側部分は、前記入口開口から前記流路の前記入口開口とは反対側の出口開口側に向かうに連れて次第に、流路内径が小さくなる。

[0024] 上記目的を達成するための発明に係る第八態様としての圧縮機ロータは、前記第一から第七態様のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記ロータ軸は、前記軸方向で互いに積層されている複数のロータディスクと、前記径方向に延びて、前記軸方向で隣接する前記ロータディスクのそれぞれに係合して、隣接するロータディスク相互の相対回転を規制するトルクピンと、を有し、前記トルクピンは、前記下流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、前記上流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、に配置され、前記トルクピンには、前記径方向に貫通する貫通孔が形成され、前記貫通孔が前記径方向流路を形成する。

[0025] 当該圧縮機ロータでは、トルクピンに貫通孔を形成すれば、ロータディスクに径方向流路を形成する必要がない。このため、当該圧縮機ロータでは、ロータディスクの加工工数の増加を抑えることができる。

[0026] 上記目的を達成するための発明に係る第九態様としての圧縮機ロータは、前記第一から第八態様のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記ロータ軸は、前記軸方向で互いに積層されている複数のロータディスクと、前記軸方向に延びて、複数の前記ロータディスク、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ及び前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティを貫通するスピンドルボルトと、を有し、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとの間に存在するロータディスクに形成され、前記スピンドルボルトが貫通するボルト貫通孔は、前記スピンドルボルトとの間に前記軸方向に延びる隙間を有し、前記ボルト貫通孔の前記隙間は、前記軸方向流路を形成する。

[0027] 上記目的を達成するための発明に係る第十態様としての圧縮機ロータは、

前記第九態様の前記圧縮機ロータにおいて、前記ボルト貫通孔のうちで前記軸方向流路を形成する前記隙間は、前記スピンドルボルトに対する径方向内側に位置する。

[0028] 上記目的を達成するための発明に係る第十一態様としての圧縮機ロータは、

前記第一から第十態様のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうち、最も径方向内側のキャビティが前記軸方向連通キャビティを成す。

[0029] 当該圧縮機ロータでは、キャビティ群を構成する複数のキャビティ内の全てを、気体圧縮流路中の気体で効率的に換気することができる。従って、当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対する圧縮機ロータの熱応答性をより高めることができる。

[0030] 上記目的を達成するための発明に係る第十二態様としての圧縮機ロータは、

前記第一から第十一態様のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記軸方向で隣り合う二つの前記キャビティ群のうち、前記上流側のキャビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記下流側のキャビティ群が下流側キャビティ群を成す。

[0031] 上記目的を達成するための発明に係る第十三態様としての圧縮機は、

前記第一から第十二態様のいずれかの前記圧縮機ロータと、前記圧縮機ケーシングと、を備える。

[0032] 上記目的を達成するための発明に係る第十四態様としてのガスタービンとは、

前記第十三態様の前記圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された空気中で燃料を燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、前記燃焼ガスで駆動するタービンと、を備える。

発明の効果

[0033] 本発明に係る一態様によれば、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対

するロータ軸の熱応答性をより高めることができる。

図面の簡単な説明

[0034] [図1]本発明に係る一実施形態におけるガスタービンの要部切欠側面図である。

[図2]本発明に係る第一実施形態における圧縮機の要部断面図である。

[図3]本発明に係る第一実施形態におけるロータディスクを示し、同図（A）はロータディスクの断面図であり、同図（B）は同図（A）におけるB矢視図である。

[図4]本発明に係る第一実施形態における圧縮機の動翼及び静翼周りの要部断面図である。

[図5]本発明に係る第一実施形態におけるトルクピンの斜視図である。

[図6]本発明に係る第一実施形態における圧縮機内での気体の流れを示す説明図である。

[図7]本発明に係る第一実施形態におけるロータ軸内での気体の周速変化を示すグラフである。

[図8]本発明に係る第一実施形態に対する比較例におけるロータ軸内での気体の周速変化を示すグラフである。

[図9]本発明に係る第一実施形態に対する比較例におけるロータ軸の要部断面図である。

[図10]本発明に係る第二実施形態における圧縮機の要部断面図である。

[図11]本発明に係る第二実施形態におけるロータディスクを示し、同図（A）はロータディスクの断面図であり、同図（B）は同図（A）におけるB矢視図である。

[図12]本発明に係る第二実施形態における圧縮機内での気体の流れを示す説明図である。

[図13]本発明に係る第二実施形態におけるロータ軸内での気体の周速変化を示すグラフである。

[図14]図11におけるXIV矢視図に対応する矢視図であって、本発明に係る

第二実施形態の第一変形例におけるロータディスクの矢視図である。

[図15]図11におけるXV矢視図に対応する矢視図であって、本発明に係る第二実施形態の第一変形例におけるロータディスクの矢視図である。

[図16]図14における位置P2周りの詳細模式図である。

[図17]図14における位置P3周りの詳細模式図である。

[図18]図14における位置P4周りの詳細模式図である。

[図19]図15における位置P5周りの詳細模式図である。

[図20]図16における位置P6周りの詳細模式図である。

[図21]本発明に係る第二実施形態の第一変形例における下流側キャビティ群のトルクピンの斜視図である。

[図22]本発明に係る第二実施形態の第一変形例における上流側キャビティ群のトルクピンの斜視図である。

[図23]本発明に係る第二実施形態の第二変形例であって、図14における位置P7又はP8周りの詳細模式図である。

[図24]本発明に係る第二実施形態の第二変形例における他の例であって、図14における位置P7又はP8周りの詳細模式図である。

[図25]本発明に係る第二実施形態の第二変形例であって、図15における位置P9周りの詳細模式図である。

[図26]本発明に係る第二実施形態の第二変形例における他の例であって、図15における位置P9周りの詳細模式図である。

[図27]本発明に係る第二実施形態の第二変形例であって、図15における位置P10周りの詳細模式図である。

[図28]本発明に係る第二実施形態の第二変形例における他の例であって、図15における位置P10周りの詳細模式図である。

[図29]本発明に係る第二実施形態の第二変形例であって、図15における位置P11周りの詳細模式図である。

[図30]本発明に係る第二実施形態の第三変形例であって、径方向流路又は軸方向流路の断面図である。

[図31]本発明に係る第二実施形態の第三変形例における他の例であって、径方向流路又は軸方向流路の断面図である。

[図32]本発明に係る第一実施形態の他の変形例における圧縮機内での気体の流れを示す説明図である。

発明を実施するための形態

[0035] 以下、本発明に係る各種実施形態について、図面を参照して詳細に説明する。

[0036] 「ガスタービンの実施形態」

ガスタービンの一実施形態について、図1を参照して説明する。

[0037] 本実施形態のガスタービンは、図1に示すように、圧縮機1と、燃焼器2と、タービン3と、を備えている。圧縮機1は、外気を圧縮して圧縮空気を生成する。燃焼器2は、燃料供給源からの燃料を圧縮空気に混合して燃焼させて燃焼ガスを生成する。タービン3は、燃焼ガスにより駆動する。

[0038] 圧縮機1は、軸線A_rを中心として回転する圧縮機ロータ20と、この圧縮機ロータ20を覆う筒状の圧縮機ケーシング10とを有する。なお、以下では、軸線A_rが延びている方向を軸方向D_aとする。また、軸方向D_aの一方側を上流側、この軸方向の他方側を下流側とする。軸線A_rを基準にした径方向を単に径方向D_rとする。また、この径方向D_rで軸線A_rから遠ざかる側を径方向外側とし、この径方向D_rで軸線A_rに近づく側を径方向内側とする。圧縮機ケーシング10の上流側は、開口が形成されている。この開口は、圧縮機1が外部から空気を取り込む取込口11iを成す。

[0039] タービン3は、圧縮機1の下流側に配置されている。このタービン3は、軸線A_rを中心として回転するタービンロータ4と、このタービンロータ4を覆う筒状のタービンケーシング5とを有する。圧縮機ロータ20及びタービンロータ4は、同一の軸線A_rを中心として回転するもので、相互に連結され、ガスタービンロータ8を成している。圧縮機ケーシング10及びタービンケーシング5は、相互に連結されてガスタービンケーシング9を成している。燃焼器2は、このガスタービンケーシング9に固定されている。

[0040] 「圧縮機の第一実施形態」

圧縮機の第一実施形態について、図2～図9を参照して説明する。

[0041] 本実施形態の圧縮機は、先に説明したガスタービンの圧縮機1である。よって、本実施形態の圧縮機1は、軸線A_rを中心として回転する圧縮機ロータ20と、この圧縮機ロータ20を覆う筒状の圧縮機ケーシング10とを有している。

[0042] この圧縮機1は、図2に示すように、軸流圧縮機である。圧縮機ロータ20は、ロータ軸21と、複数の動翼列81と、を有している。ロータ軸21は、軸線A_rを中心として軸方向D_aに延びている。複数の動翼列81は、ロータ軸21の外周に固定され軸方向D_aに並んでいる。圧縮機ケーシング10の内周側には、各動翼列81の下流側の位置に静翼列11が固定されている。

[0043] 1つの静翼列11は、複数の静翼12を有している。これら複数の静翼12は、軸線A_rを中心として周方向D_cに並んで、1つの静翼列11を構成する。また、1つの動翼列81は、複数の動翼82を有している。これら複数の動翼82は、軸線A_rを中心として周方向D_cに並んで、1つの動翼列81を構成する。

[0044] 静翼12は、図4に示すように、径方向D_rに延びる翼体13と、翼体13の径方向D_r外側に設けられている外側シュラウド14と、翼体13の径方向D_r内側に設けられている内側シュラウド15と、を有する。外側シュラウド14は、圧縮機ケーシング10の内周側に取り付けられている。内側シュラウド15には、その径方向D_r内側にシールリング16が設けられている。動翼82は、径方向D_rに延びる翼体83と、翼体83の径方向D_r内側に設けられているプラットフォーム84と、プラットフォーム84の径方向D_r内側に設けられている翼根85と、を有する。翼根85はロータ軸21に埋め込まれている。

[0045] この圧縮機1で圧縮過程の空気が通る空気圧縮流路19は、軸線A_rを中心として環状を成している。この空気圧縮流路19の外周側は、圧縮機ケー

シング 10 及び静翼 12 の外側シュラウド 14 により画定されている。また、この空気圧縮流路 19 の内周側は、動翼 82 のプラットフォーム 84 及び静翼 12 の内側シュラウド 15 により画定されている。空気は、圧縮機ロータ 20 の回転により、この空気圧縮流路 19 内を圧縮されつつ上流側から下流側に流れていく。

[0046] ロータ軸 21 には、図 2 に示すように、複数の動翼列 81 の相互間の軸方向 D_a における各位置に、言い換えると、複数の静翼列 11 の軸方向 D_a における各位置に、複数のキャビティ 23 が形成されている。複数のキャビティ 23 は、軸線 A_r を中心として環状を成し、径方向 D_r で互いに離間している。軸方向 D_a で隣接する二つの動翼列 81 の相互間の軸方向 D_a における位置に形成されている複数のキャビティ 23 は、一つのキャビティ群 22 を構成する。よって、ロータ軸 21 には、複数のキャビティ群 22 が軸方向 D_a に並んで形成されている。

[0047] 一つのキャビティ群 22 は、外側キャビティ 24 と、中間キャビティ 25 と、内側キャビティ 26 との三つのキャビティで構成されている。外側キャビティ 24 は、複数のキャビティのうちで、ロータ軸 21 内の最も径方向 D_r 外側に形成されている。中間キャビティ 25 は、外側キャビティ 24 よりも径方向 D_r 内側に形成されている。内側キャビティ 26 は、複数のキャビティのうちで、ロータ軸 21 内の最も径方向 D_r 内側に形成されている。

[0048] ロータ軸 21 には、さらに、外側キャビティ 24 と空気圧縮流路 19 とを連通させる径方向外側流路 34 と、外側キャビティ 24 と中間キャビティ 25 とを連通させる複数の径方向中間流路 35 と、が形成されている。径方向外側流路 34 は、軸線 A_r を中心として環状に広がる流路である。一方、複数の径方向中間流路 35 は、周方向 D_c で互い離間している。

[0049] ロータ軸 21 は、複数のロータディスク 41 と、スピンドルボルト 51 と、トルクピン 55 と、を有する。複数のロータディスク 41 は、軸方向 D_a で互いに積層される。スピンドルボルト 51 は、複数のロータディスク 41 及び複数の中間キャビティ 25 を軸方向 D_a に貫通する。トルクピン 55 は

、隣り合うロータディスク 4 1 相互の相対回転を規制する。

[0050] 一つのロータディスク 4 1 には、一つの動翼列 8 1 が取り付けられている。よって、ロータディスク 4 1 は、複数の動翼列 8 1 毎に存在する。

[0051] 図 3 に示すように、一つのキャビティ群 2 2 を構成する複数のキャビティ 2 3、このキャビティ群 2 2 の外側キャビティ 2 4 と空気圧縮流路 1 9 とを連通させる径方向外側流路 3 4、このキャビティ群 2 2 の外側キャビティ 2 4 と中間キャビティ 2 5 とを連通させる径方向中間流路 3 5 は、図 3 に示すように、いずれも、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 間に形成されている。なお、同図 (A) は、ロータディスク 4 1 の断面図であり、同図 (B) は、同図 (A) における B 矢視図である。

[0052] 一つのロータディスク 4 1 の上流側には、上流側第一凹部 4 3 u と、上流側第二凹部 4 5 u と、上流側第三凹部 4 7 u と、が形成されている。上流側第一凹部 4 3 u は、このロータディスク 4 1 の上流側の外側キャビティ 2 4 を形成するために下流側に向かって凹む。上流側第二凹部 4 5 u は、このロータディスク 4 1 の上流側の中間キャビティ 2 5 を形成するために下流側に向かって凹む。上流側第三凹部 4 7 u は、このロータディスク 4 1 の上流側に内側キャビティ 2 6 を形成するために下流側に向かって凹む。よって、上流側第一凹部 4 3 u の径方向 D r 外側には、上流側第一凹部 4 3 u の底面に対して、相対的に軸方向 D a 上流側に向かって突出する環状の上流側第一アーム部 4 2 u が形成されている。また、上流側第一凹部 4 3 u と上流側第二凹部 4 5 u との間には、上流側第一凹部 4 3 u の底面及び上流側第二凹部 4 5 u の底面に対して、相対的に軸方向 D a 上流側に向かって突出する環状の上流側第二アーム部 4 4 u が形成されている。また、上流側第二凹部 4 5 u と上流側第三凹部 4 7 u との間には、上流側第二凹部 4 5 u の底面及び上流側第三凹部 4 7 u の底面に対して、相対的に軸方向 D a 上流側に向かって突出する環状の上流側第三アーム部 4 6 u が形成されている。

[0053] 環状の上流側第二アーム部 4 4 u には、下流側に向かって凹んで、上流側第一凹部 4 3 u と上流側第二凹部 4 5 u とを連通させる複数の上流側ピン溝

4 4 u p が形成されている。

[0054] また、一つのロータディスク 4 1 の下流側には、下流側第一凹部 4 3 d と、下流側第二凹部 4 5 d と、下流側第三凹部 4 7 d と、が形成されている。下流側第一凹部 4 3 d は、このロータディスク 4 1 の下流側の外側キャビティ 2 4 を形成するために上流側に向かって凹む。下流側第二凹部 4 5 d は、このロータディスク 4 1 の下流側の中間キャビティ 2 5 を形成するために上流側に向かって凹む。下流側第三凹部 4 7 d は、このロータディスク 4 1 の下流側に内側キャビティ 2 6 を形成するために上流側に向かって凹む。よって、下流側第一凹部 4 3 d の径方向 D r 外側には、下流側第一凹部 4 3 d の底面に対して、相対的に軸方向 D a 下流側に向かって突出する環状の下流側第一アーム部 4 2 d が形成されている。また、下流側第一凹部 4 3 d と下流側第二凹部 4 5 d との間には、下流側第一凹部 4 3 d の底面及び下流側第二凹部 4 5 d の底面に対して、相対的に軸方向 D a 下流側に向かって突出する環状の下流側第二アーム部 4 4 d が形成されている。また、下流側第二凹部 4 5 d と下流側第三凹部 4 7 d との間には、下流側第二凹部 4 5 d の底面及び下流側第三凹部 4 7 d の底面に対して、相対的に軸方向 D a 下流側に向かって突出する環状の下流側第三アーム部 4 6 d が形成されている。

[0055] 環状の下流側第二アーム部 4 4 d には、上流側に向かって凹んで、下流側第一凹部 4 3 d と下流側第二凹部 4 5 d とを連通させる複数の下流側ピン溝 4 4 d p が形成されている。

[0056] 外側キャビティ 2 4 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 のうちの上流側のロータディスク 4 1 における下流側第一凹部 4 3 d と、下流側のロータディスク 4 1 における上流側第一凹部 4 3 u とにより画定される。中間キャビティ 2 5 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 のうちの上流側のロータディスク 4 1 における下流側第二凹部 4 5 d と、下流側のロータディスク 4 1 における上流側第二凹部とにより画定される。内側キャビティ 2 6 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 のうちの上流側のロータディスク 4 1 における下流側第三凹部 4 7 d と、下

流側のロータディスク４１における上流側第三凹部４７ｕとにより画定される。

[0057] 軸方向Ｄａで隣接する二つのロータディスク４１のうちの上流側のロータディスク４１における下流側第一アーム部４２ｄと、下流側のロータディスク４１における上流側第一アーム部４２ｕとは、互いに軸方向Ｄａで対向し且つ離間している。径方向外側流路３４は、軸方向Ｄａで隣接する二つのロータディスク４１のうちの上流側のロータディスク４１における下流側第一アーム部４２ｄと、下流側のロータディスク４１における上流側第一アーム部４２ｕとにより画定される。

[0058] 軸方向Ｄａで隣接する二つのロータディスク４１のうちの上流側のロータディスク４１における複数の下流側ピン溝４４ｄｐと、下流側のロータディスク４１における複数の上流側ピン溝４４ｕｐとは、軸方向Ｄａで互いに対向している。トルクピン５５が装着されるピン孔は、下流側ピン溝４４ｄｐと上流側ピン溝４４ｕｐとにより画定される。トルクピン５５が装着されるピン孔は、円柱状のトルクピン５５の形状に対応して円柱状を成す。

[0059] ロータディスク４１には、上流側第二凹部４５ｕの底面から下流側第二凹部４５ｄの底面に貫通して、スピンドルボルト５１が挿通されるボルト貫通孔４８が形成されている。また、ロータディスク４１の径方向Ｄｒ外側であって、上流側第一アーム部４２ｕと下流側第二アーム部４４ｄとの間には、動翼８２の翼根８５（図４参照）が装着される動翼装着部４９が形成されている。

[0060] 円柱状のトルクピン５５には、図５に示すように、円柱の一方の端面から他方の端面に貫通する貫通孔５６が形成されている。この貫通孔５６は、径方向中間流路３５を形成する。

[0061] 図２に示すように、ロータ軸２１で最も下流側の第一キャビティ群２２と、この第一キャビティ群２２と軸方向Ｄａで隣り合う上流側の第二キャビティ群２２とは、一組を成す。この組では、第一キャビティ群２２が下流側キャビティ群２２ｄを成し、第二キャビティ群２２が上流側キャビティ群２２

uを成す。第二キャビティ群22と軸方向Daで隣り合う上流側の第三キャビティ群22と、第三キャビティ群22と軸方向Daで隣り合う上流側の第四キャビティ群22とは、一組を成す。この組では、第三キャビティ群22が下流側キャビティ群22dを成し、第四キャビティ群22が上流側キャビティ群22uを成す。第四キャビティ群22と軸方向Daで隣り合う上流側の第五キャビティ群22と、第五キャビティ群22と軸方向Daで隣り合う上流側の第六キャビティ群22とは、一組を成す。この組では、第五キャビティ群22が下流側キャビティ群22dを成し、第六キャビティ群22が上流側キャビティ群22uを成す。

[0062] 下流側キャビティ群22dの外側キャビティ24と空気圧縮流路19とを連通させる径方向外側流路34は、空気圧縮流路19中の空気を外側キャビティ24に流入させる入口流路34dを成す。また、上流側キャビティ群22uの外側キャビティ24と空気圧縮流路19とを連通させる径方向外側流路34は、外側キャビティ24内の空気を空気圧縮流路19中に流出させる出口流路34uを成す。

[0063] 下流側キャビティ群22dと上流側キャビティ群22uとの間のロータディスク41には、下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25と上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25とを連通させる軸方向流路37が形成されている。このロータディスク41のボルト貫通孔48は、図3に示すように、ここに挿通されるスピンドルボルト51の径方向Dr内側の面との間に軸方向Daに延びる隙間48sを形成する。この隙間48sが軸方向流路37を形成する。この軸方向流路37における下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25に対する開口は、入口開口37iを成す。また、この軸方向流路37における上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25に対する開口は、出口開口37oを成す。この軸方向流路37における入口開口37iの径方向Dr外側縁は、下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25の径方向Drにおける中央位置よりも径方向Dr内側に位置する。同様に、この軸方向流路37における出口開口37oの径方向Dr外側縁も

、上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25の径方向Drにおける中央位置よりも径方向Dr内側に位置する。なお、中間キャビティ25の径方向Drにおける中央位置とは、環状の中間キャビティ25を画定する内周面のうち、径方向内側内周面から径方向外側内周面までの径方向Drの高さの1/2の位置を示す。

[0064] このように、本実施形態では、下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25と上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25とを連通させる軸方向流路37が形成されている。このため、本実施形態において、下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25と上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25は、いずれも、軸方向連通キャビティを成す。ロータディスク41には、スピンドルボルト51が挿通される複数のボルト貫通孔48が軸線Arを中心として周方向Dcに並んで形成されている。よって、ロータディスク41には、軸方向流路37も軸線Arを中心として周方向Dcに並んで複数形成されている。

[0065] 次に、圧縮機ケーシング10内での空気の流れについて、図6を用いて説明する。

[0066] 圧縮機ケーシング10の取込口11iから供給された空気が空気圧縮流路19内に流入すると、空気は、この空気圧縮流路19内を下流側に流れつつ、次第に圧縮される。従って、空気圧縮流路19内の圧力は、下流側の方が高い。このため、一の動翼列81を基準にして下流側の空気圧縮流路19に連通する下流側キャビティ群22dの径方向外側流路34内の圧力は、この一の動翼列81を基準にして上流側の空気圧縮流路19に連通する上流側キャビティ群22uの径方向外側流路34内の圧力より高い。よって、下流側キャビティ群22dの径方向外側流路34には、空気圧縮流路19内の空気が流入する。このため、この径方向外側流路34は、前述したように、入口流路34dとして機能する。

[0067] 入口流路34d内に流入した空気は、下流側キャビティ群22dの外側キャビティ24に流入する。この空気は、トルクピン55に形成されている径

方向中間流路 35 を経て、中間キャビティ 25 に流入する。中間キャビティ 25 に流入した空気は、ロータディスク 41 のボルト貫通孔 48 とスピンドルボルト 51 との間隙 48s で形成される軸方向流路 37 を経て、上流側キャビティ群 22u の中間キャビティ 25 に流入する。この空気は、トルクピン 55 に形成されている径方向中間流路 35 を経て、上流側キャビティ群 22u の外側キャビティ 24 に流入する。外側キャビティ 24 に流入した空気は、上流側キャビティ群 22u の外側キャビティ 24 と空気圧縮流路 19 とを連通させる径方向外側流路 34 から空気圧縮流路 19 に流出する。このため、この径方向外側流路 34 は、前述したように、出口流路 34u として機能する。

[0068] すなわち、本実施形態では、空気圧縮流路 19 内の軸方向 Da における圧力差をドライビングフォースとして、空気圧縮流路 19 中の空気の一部がここから下流側キャビティ群 22d 及び上流側キャビティ群 22u を経て空気圧縮流路 19 に戻る循環流を生じさせている。この循環流は、ロータ軸 21 中の各キャビティ内の換気を促進する。

[0069] ところで、図 4 に示すように、動翼 82 の径方向外側端と、この径方向外側端と径方向 Dr で対向する圧縮機ケーシング 10 の内周面との間には、クリアランスがある。このクリアランスは、一般的にチップクリアランス CC と呼ばれ、圧縮機性能の観点から、できる限り小さいことが好ましい。

[0070] 圧縮機ロータ 20、特にロータ軸 21 は、径方向 Dr の寸法が、圧縮機ケーシング 10 の径方向 Dr の厚さ寸法に比べて大きい。このため、圧縮機ロータ 20 は、圧縮機ケーシング 10 に対して熱容量が大きく、空気圧縮流路 19 を流れる空気の温度変化に対する熱応答性が圧縮機ケーシング 10 よりも低い。よって、空気圧縮流路 19 を流れる空気が温度変化した場合に、圧縮機ロータ 20 と圧縮機ケーシング 10 との熱応答性の差により、チップクリアランス CC に変化が生じる。

[0071] チップクリアランス CC の変化が大きい場合、定常クリアランスを大きくする必要がある。なお、定常クリアランスとは、ガスタービンの安定運転が

継続し、且つ圧縮機ロータ 20 及び圧縮機ケーシング 10 が共に継続して同じ温度になっているときのチップクリアランス CC である。この定常クリアランスが大きいと、ガスタービンの定常運転時、動翼 82 の径方向外側端と圧縮機ケーシング 10 の内周面との間を通過する空気が多くなる。このため、定常クリアランスが大きいと、ガスタービンの定常運転時における圧縮機性能が低くなるばかりか、ガスタービン性能も低くなる。

[0072] そこで、本実施形態では、前述したように、ロータ軸 21 中に空気圧縮流路 19 内の空気を流すことで、空気圧縮流路 19 を流れる空気の温度変化に対する圧縮機ロータ 20 の熱応答性を高め、チップクリアランス CC の変化を小さくしている。本実施形態では、このように、チップクリアランス CC の変化が小さくなるので、定常クリアランスを小さくすることができる。よって、本実施形態では、ガスタービンの定常運転時における圧縮機性能を高めることができ、結果としてガスタービン性能を高めることができる。

[0073] 次に、図 7 及び図 8 を用いて、本実施形態において、圧縮機ロータ 20 の熱応答性が向上する理由について説明する。なお、図 7 及び図 8 において、横軸は空気の周速を示し、縦軸は径方向 D_r における軸線 A_r からの距離を示す。また、図 7 及び図 8 において、太破線はロータ軸 21 の周速を示し、細実線はロータ軸 21 内の空気の周速を示す。

[0074] 図 7 は、本実施形態におけるロータ軸 21 内での空気の周速変化を示す。同図に示すように、ロータ軸 21 は、軸線 A_r 上の位置での周速が 0 である。また、ロータ軸 21 は、軸線 A_r から遠ざかるに連れて、軸線 A_r からの距離に比例して周速が増加する。このため、ロータ軸 21 は、その外周面で最大周速 V になる。

[0075] 空気圧縮流路 19 の空気は、図 6 を用いて前述したように、入口流路 34 d を経て下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24 に流入する。この外側キャビティ 24 に流入した直後の空気の周速 v_1 は、ロータ軸 21 の外周面における周速 V のほぼ半分である $0.5V$ とすることができる。なお、ここでは、外側キャビティ 24 に流入した直後の空気の周速 v_1 を $0.5V$

としているが、これは一例であり、クリアランス調整等によって、この周速 v_1 を変えることができる。外側キャビティ 24 に流入した空気は、外側キャビティ 24 内をこの外側キャビティ 24 に対して相対的に周方向 D_c に流れつつ径方向 D_r 内側に流れる。この空気の周速は、角運動量保存の法則により、軸線 A_r からの距離に反比例して大きくなる。このため、空気が外側キャビティ 24 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、この空気の周速は増加する。空気が外側キャビティ 24 の径方向 D_r 内側端に至ると、この空気の周速は v_2 になる。この周速 v_2 は、外側キャビティ 24 に流入した直後の空気の周速 v_1 よりも大きい。この空気は、ここで開口している複数の径方向中間流路 35 のうちのいずれかに流入する。径方向中間流路 35 に流入した空気は、径方向中間流路 35 内を径方向 D_r 内側に向かって流れて、中間キャビティ 25 に流入する。径方向中間流路 35 内の空気は、軸線 A_r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、径方向中間流路 35 内の空気の周速は、径方向中間流路 35 の周速とほぼ同じになる。

[0076] なお、外側キャビティ 24 の径方向 D_r 内側端に至ったときの空気の周速 v_2 と、径方向中間流路 35 における径方向外側の開口である入口開口 35 d i (図 6 参照) の周速 V_2 との間には、周速差 ($v_2 - V_2$) がある。このため、空気が外側キャビティ 24 から径方向中間流路 35 に流入した直後に、空気の周速が入口開口 35 d i の周速と一致して、この周速差 ($v_2 - V_2$) が 0 になる。

[0077] 空気が中間キャビティ 25 内に流入すると、この空気は、中間キャビティ 25 内をこの中間キャビティ 25 に対して相対的に周方向 D_c に流れつつ径方向 D_r 内側に流れる。この中間キャビティ 25 内でも、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は増加する。このため、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、中間キャビティ 25 に対する周速差が大きくなる。空気が複数の軸方向流路 37 の入口開口 37 i のうち、いずれかの入口開口 37 i に至る直前では、この空気の周速は v_3 になる。この空気は、入

口開口 37 i から軸方向流路 37 内に流入する。空気は、軸方向流路 37 内を上流側に向かって流れ、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 内に流入する。軸方向流路 37 内の空気は、軸線 A r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、軸方向流路 37 内の空気の周速は、軸方向流路 37 の周速 V_3 とほぼ同じになる。

[0078] なお、軸方向流路 37 の入口開口 37 i (図 6 参照) に至る直前の空気の周速 v_3 と、軸方向流路 37 の入口開口 37 i の周速 V_3 との間には、周速差 ($v_3 - V_3$) がある。このため、空気が中間キャビティ 25 から軸方向流路 37 にした直後に、空気の周速が入口開口 37 i の周速と一致して、この周速差 ($v_3 - V_3$) が 0 になる。

[0079] 空気が上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 内に流入すると、中間キャビティ 25 内をこの中間キャビティ 25 に対して相対的に周方向 D c に流れつつ径方向 D r 外側に流れる。この中間キャビティ 25 内では、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は減少する。このため、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、中間キャビティ 25 に対する周速差が大きくなる。空気が中間キャビティ 25 の径方向 D r 外側端に至ると、この空気の周速は v_{4a} になる。空気は、ここで開口している複数の径方向中間流路 35 のうちのいずれかに流入する。空気は、径方向中間流路 35 内を径方向 D r 外側に向かって流れて、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24 に流入する。径方向中間流路 35 内の空気は、軸線 A r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、径方向中間流路 35 内の空気の周速は、径方向中間流路 35 の周速 V_{4a} とほぼ同じになる。

[0080] なお、中間キャビティ 25 の径方向 D r 外側端に至ったときの空気の周速 v_{4a} と、径方向中間流路 35 における径方向外側の開口である入口開口 35 u i (図 6 参照) の周速 V_{4a} との間には、周速差 ($v_{4a} - V_{4a}$) がある。このため、空気が中間キャビティ 25 から径方向中間流路 35 に流入した直後に、空気の周速が入口開口 35 u i の周速と一致して、この周速差

($v_{4a} - V_{4a}$) が 0 になる。

[0081] 空気が外側キャビティ 24 内に流入すると、この空気は、外側キャビティ 24 内をこの外側キャビティ 24 に対して相対的に周方向 D_c に流れつつ径方向 D_r 外側に流れる。この外側キャビティ 24 内でも、空気が外側キャビティ 24 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は減少する。このため、空気が外側キャビティ 24 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて、外側キャビティ 24 に対する周速差が大きくなる。

[0082] この空気は、出口流路 34 u を経て、空気圧縮流路 19 内に戻る。

[0083] このように、本実施形態では、前述したように、空気圧縮流路 19 内の軸方向 D_a における圧力差をドライビングフォースとして、空気圧縮流路 19 中の空気の一部がここから下流側キャビティ群 22 d 及び上流側キャビティ群 22 u を経て空気圧縮流路 19 に戻る循環流を生じさせている。すなわち、本実施形態では、空気圧縮流路 19 内の空気の一部が、下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24 内を、以上の順で流れて、空気圧縮流路 19 に戻る。このため、本実施形態では、ロータ軸 21 が回転している限り、下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24 内を流れる空気の循環流により、これらのキャビティ内を換気することができる。

[0084] また、本実施形態では、空気圧縮流路 19 からの空気が流れる各キャビティ 23 内では、空気とキャビティ 23 との間に周速差がある。このため、キャビティ 23 を画定するロータディスク 41 の表面の熱伝達率を高めることができる。

[0085] すなわち、本実施形態では、各キャビティ 23 内を空気圧縮流路 19 内を流れる空気です換気することができる。しかも、本実施形態では、ロータディ

スク４１の壁面における熱伝達率を高めることができる。従って、本実施形態では、空気圧縮流路１９を流れる空気の温度変化に対する圧縮機ロータ２０の熱応答性を高めることができる。

[0086] なお、ロータディスク４１には、軸線Ａｒを中心として周方向Ｄｃに並んで形成されている複数の軸方向流路３７の軸方向Ｄａの中間位置で、複数の軸方向流路３７を互いに連通させる周方向流路を形成してもよい。この周方向流路は、軸線Ａｒを中心として環状に形成されている。この周方向流路を形成した場合、軸方向流路３７の入口開口３７ｉに流入した空気は、軸方向Ｄａの上流側に向かって軸方向流路３７内を流れて周方向流路に到達し、周方向流路を周方向に流れて、いずれかの軸方向流路３７から上流側の中間キャビティ２５に流入する。このような形態を採用しても、本実施形態と同様に圧縮機ロータ２０の熱応答性を高める効果を得ることができる。

[0087] 次に、図８及び図９を用いて、上記実施形態に対する比較例におけるロータ軸内での空気の周速変化について説明する。

[0088] 本比較例は、図９に示すように、上記実施形態における下流側キャビティ群２２ｄの中間キャビティ２５と上流側キャビティ群２２ｕの中間キャビティ２５とが一体化し、一つのキャビティ２３を成しているものである。ここでは、以下の説明の都合上、下流側キャビティ群２２ｄの中間キャビティ２５と上流側キャビティ群２２ｕの中間キャビティ２５とを一体化したキャビティを共有キャビティ２５×とする。

[0089] 本比較例では、空気圧縮流路１９内の空気が、ロータ軸２１内の入口流路３４ｄ、下流側キャビティ群２２ｄの外側キャビティ２４、下流側キャビティ群２２ｄの径方向中間流路３５、共有キャビティ２５×、上流側キャビティ群２２ｕの径方向中間流路３５、上流側キャビティ群２２ｕの外側キャビティ２４、出口流路３４ｕを、以上の順で流れて、空気圧縮流路１９に戻る。

[0090] 空気圧縮流路１９内の空気が共有キャビティ２５×に至る直前までの空気の周速変化は、上記実施形態と同様である。よって、共有キャビティ２５×

に至る直前の空気、つまり下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35 の径方向 D r 内側端における空気の周速は、この位置でのロータ軸 21 の周速とほぼ同じである。

[0091] 下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35 から共有キャビティ 25 x 内に流入した空気は、上流側キャビティ群 22 u の径方向中間流路 35 に流入する。共有キャビティ 25 x には、その下流側部分の径方向 D r 外側縁に下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35 の出口開口が形成され、その上流側部分の径方向 D r 外側縁に上流側キャビティ群 22 u の径方向中間流路 35 の入口開口が形成されている。一方で、この共有キャビティ 25 x の径方向 D r 内側の領域には、流路の開口が一切形成されていない。このため、下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35 から共有キャビティ 25 x 内に流入した空気は、共有キャビティ 25 x 内の径方向 D r 外側領域を上流側に向かって流れて、上流側キャビティ群 22 u の径方向中間流路 35 に流入する。よって、共有キャビティ 25 x 内の径方向 D r 内側領域では、空気が滞留し、空気圧縮流路 19 からの空気の流れがほとんどない。

[0092] 上流側キャビティ群 22 u の径方向中間流路 35 に流入した空気の周速変化は、以降、上記実施形態と同様である。

[0093] 本比較例では、空気圧縮流路 19 内の空気が共有キャビティ 25 x 内に流入するものの、前述したように、この空気は、共有キャビティ 25 x 内の径方向 D r 外側領域を上流側に向かって流れ、共有キャビティ 25 x 内の径方向 D r 内側領域では、空気が滞留している。このため、本比較例では、共有キャビティ 25 x 内に径方向 D r 内側領域を効果的に換気することができない。さらに、本比較例では、共有キャビティ 25 x 内に流入した空気が、その後、共有キャビティ 25 x 内であまり径方向 D r に流れないため、径方向 D r への流れに伴う空気とキャビティ 23 との間の周速差がほとんど生じない。

[0094] そこで、上記実施形態では、本比較例の共有キャビティ 25 x に対応する下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 と上流側キャビティ群 22

u の中間キャビティ 25 とを連通させる軸方向流路 37 における入口開口 37 i 及び出口開口 37 o の位置を前述した位置に形成している。すなわち、上記実施形態では、図 6 に示すように、軸方向流路 37 における入口開口 37 i の径方向 D r 外側縁を、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 の径方向 D r における中央位置よりも径方向 D r 内側に位置させると共に、この軸方向流路 37 における出口開口 37 o の径方向 D r 外側縁も、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 の径方向 D r における中央位置よりも径方向 D r 内側に位置させている。

[0095] 「圧縮機の第二実施形態」

圧縮機の第二実施形態について、図 10～図 13 を参照して説明する。

[0096] 上記第一実施形態における圧縮機では、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 と上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 とを軸方向流路 37 で連通させている。本実施形態では、図 10 に示すように、下流側キャビティ群 22 d の内側キャビティ 26 と上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26 とを軸方向流路 39 で連通させている。よって、本実施形態において、下流側キャビティ群 22 d の内側キャビティ 26 と上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26 が、軸方向連通キャビティを成す。

[0097] また、本実施形態のロータ軸 21 には、径方向外側流路 34 と、複数の径方向中間流路 35 の他に、複数の径方向内側流路 38 が形成されている。径方向外側流路 34 は、外側キャビティ 24 と空気圧縮流路 19 とを連通させる。複数の径方向中間流路 35 は、外側キャビティ 24 と中間キャビティ 25 とを連通させる。複数の径方向内側流路 38 は、中間キャビティ 25 と内側キャビティ 26 とを連通させる。本実施形態における複数の径方向中間流路 35 は、上記第一実施形態における複数の径方向中間流路 35 と同様に、周方向 D c で互いに離間している。また、本実施形態における複数の径方向内側流路 38 も、上記第一実施形態における複数の径方向中間流路 35 と同様に、周方向 D c で互いに離間している。

[0098] 一つのキャビティ群 22 を構成する複数のキャビティ 23、このキャビテ

ィ群22の外側キャビティ24と空気圧縮流路19とを連通させる径方向外側流路34、このキャビティ群22の外側キャビティ24と中間キャビティ25とを連通させる径方向中間流路35、さらに、このキャビティ群22の中間キャビティ25と内側キャビティ26とを連通させる径方向内側流路38は、図11に示すように、いずれも、軸方向Daで隣接する二つのロータディスク41間に形成されている。なお、同図(A)は、ロータディスク41の断面図であり、同図(B)は、同図(A)におけるB矢視図である。

[0099] 一つのロータディスク41の上流側には、上記第一実施形態と同様、上流側第一アーム部42u、上流側第一凹部43u、上流側第二アーム部44u、上流側第二凹部45u、上流側第三アーム部46u、上流側第三凹部47uが形成されている。環状の上流側第二アーム部44uには、上記第一実施形態と同様、下流側に向かって凹んで、上流側第一凹部43uと上流側第二凹部45uとを連通させる複数の上流側ピン溝44upが形成されている。さらに、環状の上流側第三アーム部46uには、下流側に向かって凹んで、上流側第二凹部45uと上流側第三凹部47uとを連通させる複数の上流側流路溝46upが形成されている。

[0100] また、一つのロータディスク41の下流側には、下流側第一アーム部42d、下流側第一凹部43d、下流側第二アーム部44d、下流側第二凹部45d、下流側第三アーム部46d、下流側第三凹部47dが形成されている。環状の下流側第二アーム部44dには、上記第一実施形態と同様、上流側に向かって凹んで、下流側第一凹部43dと下流側第二凹部45dとを連通させる複数の下流側ピン溝44dpが形成されている。さらに、環状の下流側第三アーム部46dには、上流側に向かって凹んで、下流側第二凹部45dと下流側第三凹部47dとを連通させる複数の下流側流路溝46dpが形成されている。

[0101] 上記第一実施形態と同様、本実施形態でも、外側キャビティ24は、軸方向Daで隣接する二つのロータディスク41のうちの上流側のロータディスク41における下流側第一凹部43dと、下流側のロータディスク41にお

ける上流側第一凹部43uとにより画定される。中間キャビティ25は、軸方向Daで隣接する二つのロータディスク41のうちの上流側のロータディスク41における下流側第二凹部45dと、下流側のロータディスク41における上流側第二凹部45uとにより画定される。内側キャビティ26は、軸方向Daで隣接する二つのロータディスク41のうちの上流側のロータディスク41における下流側第三凹部47dと、下流側のロータディスク41における上流側第三凹部47uとにより画定される。

[0102] また、径方向外側流路34は、軸方向Daで隣接する二つのロータディスク41のうちの上流側のロータディスク41における下流側第一アーム部42dと、下流側のロータディスク41における上流側第一アーム部42uとにより画定される。

[0103] トルクピン55が装着されるピン孔は、下流側ピン溝44dpと上流側ピン溝44upとにより画定される。このトルクピン55には、上記第一実施形態と同様、径方向中間流路35を成す貫通孔56が形成されている。

[0104] ロータ軸21で組を成すキャビティ群22のうち、下流側キャビティ群22dの外側キャビティ24と空気圧縮流路19とを連通させる径方向外側流路34は、空気圧縮流路19中の空気を外側キャビティ24に流入させる入口流路34dを成す。また、上流側キャビティ群22uの外側キャビティ24と空気圧縮流路19とを連通させる径方向外側流路34は、外側キャビティ24内の空気を空気圧縮流路19中に流出させる出口流路34uを成す。

[0105] 下流側キャビティ群22dと上流側キャビティ群22uとの間のロータディスク41には、下流側キャビティ群22dの内側キャビティ26と上流側キャビティ群22uの内側キャビティ26とを連通させる前述の軸方向流路39が形成されている。このため、下流側キャビティ群22dと上流側キャビティ群22uとの間のロータディスク41には、第一実施形態のように、下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25と上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25とを連通させる軸方向流路37は形成されていない。

[0106] 軸方向流路39における下流側キャビティ群22dの内側キャビティ26に対する開口は、入口開口39iを成す。この軸方向流路39における入口開口39iの径方向Dr外側縁は、下流側キャビティ群22dの内側キャビティ26の径方向Drにおける中央位置よりも径方向Dr内側に位置する。軸方向流路39における上流側キャビティ群22uの内側キャビティ26に対する開口は、出口開口39oを成す。この軸方向流路39における出口開口39oの径方向Dr外側縁も、同様に、上流側キャビティ群22uの内側キャビティ26の径方向Drにおける中央位置よりも径方向Dr内側に位置する。なお、内側キャビティ26の径方向Drにおける中央位置とは、環状の内側キャビティ26を画定する内周面のうち、径方向内側内周面から径方向外側内周面までの径方向Drの高さの1/2の位置を示す。

[0107] 次に、圧縮機ケーシング10内での空気の流れについて、図12を用いて説明する。

[0108] 本実施形態でも、上記第一実施形態と同様、下流側キャビティ群22dの外側キャビティ24と空気圧縮流路19とを連通させる径方向外側流路34は、入口流路34dとして機能し、ここに空気圧縮流路19内の空気が流入する。

[0109] 本実施形態でも、上記実施形態と同様、空気圧縮流路19内の空気が、ロータ軸21内の入口流路34d、下流側キャビティ群22dの外側キャビティ24、下流側キャビティ群22dの径方向中間流路35、下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25を、以上の順で流れる。その後、下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25に流入した空気は、下流側キャビティ群22dの径方向内側流路38、下流側キャビティ群22dの内側キャビティ26を、以上の順で流れる。下流側キャビティ群22dの内側キャビティ26に流入した空気は、軸方向流路39を経て、上流側キャビティ群22uの内側キャビティ26に流入する。上流側キャビティ群22uの内側キャビティ26に流入した空気は、上流側キャビティ群22uの径方向内側流路38を経て、上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25に流入する。

上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 に流入した空気は、上記実施形態と同様、上流側キャビティ群 22 u の径方向中間流路 35、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24、出口流路 34 u を、以上の順で流れて、空気圧縮流路 19 に戻る。

[0110] 次に、図 13 を用いて、本実施形態におけるロータ軸 21 内での空気の周速変化について説明する。

[0111] 空気圧縮流路 19 内の空気が下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 に至るまでの、この空気の周速変化は、上記実施形態と同様である。空気が下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 内に流入すると、中間キャビティ 25 内をこの中間キャビティ 25 に対して相対的に周方向 D_c に流れつつ径方向 D_r 外側に流れる。この中間キャビティ 25 内では、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は増加する。このため、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、中間キャビティ 25 に対する周速差が大きくなる。空気が中間キャビティ 25 の径方向 D_r 内側縁に至ると、空気は、ここで開口している複数の径方向内側流路 38 のうちのいずれかに流入する。空気は、径方向内側流路 38 内を径方向 D_r 内側に向かって流れて、下流側キャビティ群 22 d の内側キャビティ 26 に流入する。径方向内側流路 38 内の空気は、軸線 A_r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、径方向内側流路 38 内の空気の周速は、径方向中間流路 35 の周速とほぼ同じになる。

[0112] 空気が内側キャビティ 26 内に流入すると、この空気は、内側キャビティ 26 内をこの内側キャビティ 26 に対して相対的に周方向 D_c に流れつつ径方向 D_r 内側に流れる。この内側キャビティ 26 内でも、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は増加する。このため、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、内側キャビティ 26 に対する周速差が大きくなる。空気が複数の軸方向流路 39 の開口のうち、いずれかの開口に至る

と、この開口から軸方向流路 39 内に流入する。空気は、軸方向流路 39 内を上流側に向かって流れ、上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26 内に流入する。軸方向流路 39 内の空気は、軸線 A r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、軸方向流路 39 内の空気の周速は、軸方向流路 39 の周速とほぼ同じになる。

[0113] 空気が上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26 内に流入すると、内側キャビティ 26 内をこの内側キャビティ 26 に対して相対的に周方向 D c に流れつつ径方向 D r 外側に流れる。この内側キャビティ 26 内では、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は減少する。このため、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、内側キャビティ 26 に対する周速差が大きくなる。空気が内側キャビティ 26 の径方向 D r 外側端に至ると、空気は、ここで開口している複数の径方向内側流路 38 のうちのいずれかに流入する。

空気は、径方向内側流路 38 内を径方向 D r 外側に向かって流れて、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 に流入する。径方向内側流路 38 内の空気は、軸線 A r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、径方向内側流路 38 内の空気の周速は、径方向内側流路 38 の周速とほぼ同じになる。

[0114] 以降、空気が、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25、径方向中間流路 35、外側キャビティ 24、出口流路 34 u を経て、空気圧縮流路 19 に戻るまでの空気の周速変化は、上記実施形態と同様である。

[0115] 以上、本実施形態では、上記第一実施形態と同様、空気圧縮流路 19 内の軸方向 D a における圧力差をドライビングフォースとして、空気圧縮流路 19 中の空気の一部が、ここから下流側キャビティ群 22 d 及び上流側キャビティ群 22 u を経て空気圧縮流路 19 に戻る循環流を生じさせている。すなわち、本実施形態では、空気圧縮流路 19 内の空気の一部が、下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24、下流側キャビティ群 22 d の中間キャ

ビティ 25、下流側キャビティ群 22 d の内側キャビティ 26、上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24 内を、以上の順で流れて、空気圧縮流路 19 内に戻る。このため、本実施形態では、ロータ軸 21 が回転している限り、下流側キャビティ群 22 d の各キャビティ内及び上流側キャビティ群 22 u の各キャビティ内を流れる空気の循環流により、これらのキャビティ内を換気することができる。特に、本実施形態では、下流側キャビティ群 22 d の内側キャビティ 26、上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26 内も循環流が流れる関係で、これらキャビティ内も換気することができる。

[0116] また、本実施形態でも、空気圧縮流路 19 からの空気が流れる各キャビティ 23 内では、空気とキャビティ 23 との間に周速差がある。このため、キャビティ 23 を画定するロータディスク 41 の表面の熱伝達率を高めることができる。

[0117] 従って、本実施形態では、上記第一実施形態以上に、空気圧縮流路 19 を流れる空気の温度変化に対する圧縮機ロータ 20 の熱応答性を高めることができる。

[0118] 「第二実施形態の第一変形例」

上記第二実施形態の第一変形例について、図 14～図 22 を参照して説明する。

[0119] 上記第一及び第二実施形態において、いずれかのキャビティ 23 から径方向流路又は軸方向流路に空気が流入する際、この空気と流路とに大きな周速差があると、この空気が流路内にスムーズに流入しなくなり、空気流に圧力損失が生じる。

[0120] そこで、本変形例では、空気と流路とに周速差があっても、この空気が流路内にスムーズに流入するようにして、空気流の圧力損失を低減している。このため、本変形例では、流路における入口開口を含む入口側部分は、入口開口に近づくに連れて、この入口開口に流入する空気の周方向 D_c の流れの

入口開口に対する相対的な向きと反対側に向かうよう、形成されている。

[0121] 具体的に、図14及び図16に示すように、下流側キャビティ群22dの外側キャビティ24と中間キャビティ25とを連通させる径方向中間流路35dにおける径方向Dr外側の開口である入口開口35diを含む入口側部分は、入口開口35diに近づくに連れて、周方向Dcのうちロータ軸21の回転側に向くよう形成されている。なお、図14は、図11におけるXIV矢視を変形した本変形例のロータディスク41の要部矢視図である。すなわち、図14は、本変形例のロータディスク41を軸方Daの下流側から上流側に向かって見た図である。また、図16は、図14における、径方向中間流路35dの入口開口35diの位置P2周りの詳細模式図である。

[0122] 図7を用いて前述したように、空気圧縮流路19から入口流路34dを経て下流側キャビティ群22dの外側キャビティ24に流入した直後の空気の周速 v_1 は、ロータ軸21の外周面における周速 V のほぼ半分である $0.5V$ とすることができる。この空気は、外側キャビティ24内をこの外側キャビティ24に対して相対的に周方向Dcに流れつつ径方向Dr内側に流れる。この空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が外側キャビティ24内を径方向Dr内側に流れるに連れて増加する。よって、空気が外側キャビティ24内を径方向Dr内側に流れるに連れて、この空気の周速が径方向中間流路35dの入口開口35diの周速に近づく。しかしながら、空気が外側キャビティ24の径方向Dr内側端に至った時点でも、図7及び図14に示すように、この空気の周速 v_2 は、径方向中間流路35dの入口開口35diの周速 V_2 よりも遅い。

[0123] 従って、図14及び図16に示すように、この入口開口35diに流入する空気の入口開口35diに対する相対周速 v_{r2} ($=v_2 - V_2 < 0$)の向きは、周方向Dcのうちロータ軸21の回転側とは反対側の反回転側となる。空気は、前述したように、外側キャビティ24から径方向中間流路35dに流入する過程で、相対周速 v_{r2} ($=v_2 - V_2 < 0$)が0になるよう、その周速が増加する。そこで、ここでは、入口開口35diに対して相対

的に周方向 D_c の反回転側に流れる空気が、この入口開口 $35d_i$ で向かい受けられるようにするために、入口開口 $35d_i$ を含む入口側部分を、入口側開口に近づくに連れて、周方向 D_c の回転側に向くよう形成している。すなわち、径方向中間流路 $35d$ の入口部分を残りの部分に対して、回転側（回転方向側）に傾き角 α_2 で傾ける。具体的に、外側キャビティ 24 内の入口開口 $35d_i$ 付近での空気の相対速度を V_{A2} とし、この径方向成分である空気の径方向 D_c の相対流速を v_{dri} とした場合、 $\tan^{-1}\alpha_2 = v_{r2} / v_{dri}$ とすることが好ましい。この傾き角 α_2 は、相対流速 V_{A2} のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 α_2 を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が外側キャビティ 24 から径方向中間流路 $35d$ に流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

[0124] なお、前述したように、入口流路 $34d$ を経て外側キャビティ 24 に流入した直後の空気の流速 V_1 は、入口流路 $34d$ の構造や圧縮機の運転条件等により、変化する。このため、入口開口 $35d_i$ に対する空気の相対周速 v_{r2} （ $=v_2 - V_2$ ）の向きは、ロータ軸 21 の回転側になる場合がある。この場合、径方向中間流路 $35d$ の入口開口 $35d_i$ を含む入口側部分を、所定の角度だけ回転側（回転方向側）とは逆の反回転側（反回転方向側）に傾けるのが望ましい。

[0125] 本実施形態では、トルクピン $55d$ にこの径方向中間流路 $35d$ を形成している。このため、この径方向中間流路 $35d$ を成すトルクピン $55d$ の貫通孔 $56d$ は、図 21 に示すように、径方向 D_r 外側の開口である入口開口 $35d_i$ を含む入口側部分が、入口開口 $35d_i$ に近づくに連れて、周方向 D_c の回転側に向くよう形成されている。

[0126] また、本変形例において、図 14 及び図 17 に示すように、下流側キャビティ群 $22d$ の中間キャビティ 25 と内側キャビティ 26 とを連通させる径方向内側流路 $38d$ における径方向 D_r 外側の開口である入口開口 $38d_i$ を含む入口側部分は、入口開口 $38d_i$ に近づくに連れて、周方向 D_c のうち反回転側に向くよう形成されている。さらに、図 14 及び図 18 に示すよ

うに、軸方向流路39における下流側キャビティ群22dの内側キャビティ26に対する開口である入口開口39iを含む入口側部分は、入口開口39iに近づくに連れて、周方向Dcのうち反回転側に向くよう形成されている。なお、図17は、図14における、径方向内側流路38dの入口開口38diの位置P3周りの詳細模式図である。また、図18は、図14における、軸方向流路39の入口開口39iの位置P4周りの詳細模式図である。

[0127] 図13を用いて前述したように、空気が下流側キャビティ群22dの中間キャビティ25内を径方向Dr内側に流れるに連れて、この空気の周速は増加する。このため、この空気が中間キャビティ25の径方向Dr内側端に至った時点で、この空気の周速 v_3 は、径方向内側流路38dの入口開口38diの周速 V_3 よりも速い。

[0128] 従って、図14及び図17に示すように、径方向内側流路38dの入口開口38diに流入する空気の入口開口38diに対する相対周速 v_{r3} ($=v_3 - V_3 > 0$)の向きは、周方向Dcの回転側になる。空気は、前述したように、空気が中間キャビティ25から径方向内側流路38dに流入する過程で、相対周速 v_{r3} ($=v_3 - V_3 > 0$)が0になるよう、その周速が減少する。そこで、ここでは、径方向内側流路38dの入口開口38diに対して相対的に周方向Dcの回転側に流れる空気が、この入口開口38diで向かい受けられるようにするために、この入口開口38diを含む入口側部分を、入口開口38diに近づくに連れて、周方向Dcの反回転側に向くよう形成している。すなわち、径方向内側流路38dの入口部分を残りの部分に対して、反回転側（反回転方向側）に傾き角 α_3 で傾ける。具体的に、中間キャビティ25内の入口開口38di付近での空気の相対速度を V_{A3} とし、この径方向成分である空気の径方向Dcの相対流速を v_{dr_i} とした場合、 $\tan^{-1} \alpha_3 = v_{r3} / v_{dr_i}$ とすることが好ましい。この傾き角 α_3 は、相対流速 V_{A3} のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 α_3 を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が中間キャビティ25から径方向内側流路38dに流入する過程での圧力損失をより小さくするこ

とができる。

[0129] また、図 1 3 を用いて前述したように、空気が下流側キャビティ群 2 2 d の内側キャビティ 2 6 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、この空気の周速は増加する。このため、この空気が内側キャビティ 2 6 内で軸方向流路 3 9 の入口開口 3 9 i に至る直前での空気の周速 v_4 は、軸方向流路 3 9 の入口開口 3 9 i の周速 V_4 よりも速い。

[0130] 従って、図 1 4 及び図 1 9 に示すように、軸方向流路 3 9 の入口開口 3 9 i に流入する直前の空気の入口開口 3 9 i に対する相対周速 v_{r4} ($= v_4 - V_4 > 0$) の向きは、周方向 D_c の回転側になる。空気は、前述したように、空気が内側キャビティ 2 6 から軸方向流路 3 9 に流入する過程で、相対周速 v_{r4} ($= v_4 - V_4 > 0$) が 0 になるよう、その周速が減少する。そこで、ここでは、軸方向流路 3 9 の入口開口 3 9 i に対して相対的に周方向 D_c の回転側に流れる空気が、この入口開口 3 9 i で向かい受けられるようにするために、これらの入口開口 3 9 i を含む入口側部分を、入口開口 3 9 i に近づくに連れて、周方向 D_c の反回転側に向くよう形成している。すなわち、軸方向流路 3 9 の入口部分を残りの部分に対して、反回転側（反回転方向側）に傾き角 α_4 で傾ける。具体的に、内側キャビティ 2 6 内の入口開口 3 9 i 付近での空気の相対速度を V_{A4} とし、この軸方向成分である空気の軸方向 D_a の相対流速を v_{da} とした場合、 $\tan^{-1} \alpha_4 = v_{r4} / v_{da}$ とすることが好ましい。この傾き角 α_4 は、相対流速 V_{A4} のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 α_4 を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が内側キャビティ 2 6 から軸方向流路 3 9 に流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

[0131] また、本変形例において、図 1 5 及び図 1 9 に示すように、上流側キャビティ群 2 2 u の内側キャビティ 2 6 と中間キャビティ 2 5 とを連通させる径方向内側流路 3 8 u における径方向 D_r 内側の開口である入口開口 3 8 u i を含む入口側部分は、入口開口 3 8 u i に近づくに連れて、周方向 D_c のうち回転側に向くよう形成されている。さらに、図 1 5 及び図 2 0 に示すよう

に、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 と外側キャビティ 24 とを連通させる径方向中間流路 35 u における径方向 D r 内側の開口である入口開口 35 u i を含む入口側部分も、入口開口 35 u i に近づくに連れて、周方向 D c のうち回転側に向くよう形成されている。なお、図 15 は、図 11 における X V 矢視を変形した本変形例のロータディスク 41 の要部矢視図である。すなわち、図 15 は、本変形例のロータディスク 41 を軸方 D a の上流側から下流側に向かって見た図である。従って、図 14 に描かれている周方向 D c の回転側に対して、図 15 に描かれている周方向 D c の回転側が逆側になる。また、図 19 は、図 15 における、径方向内側流路 38 u の入口開口 38 u i の位置 P 5 周りの詳細模式図である。図 20 は、図 15 における、径方向中間流路 35 u の入口開口 35 u i の位置 P 6 周りの詳細模式図である。

[0132] 図 13 を用いて前述したように、空気が上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、この空気の周速は減少する。このため、この空気が内側キャビティ 26 の径方向 D r 外側端に至った時点で、この空気の周速 v_5 は、径方向内側流路 38 u の入口開口 38 u i の周速 V_5 よりも遅い。

[0133] 従って、図 15 及び図 19 に示すように、上流側キャビティ群 22 u における径方向内側流路 38 u の入口開口 38 u i に流入する空気の入口開口 38 u i に対する相対周速 v_{r5} ($= v_5 - V_5 < 0$) の向きは、周方向 D c の反回転側である。空気は、前述したように、内側キャビティ 26 から径方向内側流路 38 u に流入する過程で、相対周速 v_{r5} ($= v_5 - V_5 < 0$) が 0 になるよう、その周速が増加する。そこで、ここでは、径方向内側流路 38 u の入口開口 38 u i に対して相対的に周方向 D c の反回転側に流れる空気が、これらの入口開口 38 u i で向かい受けられるようにするため、これらの入口開口 38 u i を含む入口側部分を、入口開口 38 u i に近づくに連れて、周方向 D c の回転側に向くよう形成している。すなわち、径方向内側流路 38 u の入口部分を残りの部分に対して、回転側（回転方向側）に傾

き角 $\alpha 5$ だけ傾ける。具体的に、内側キャビティ26内の入口開口38u i付近での空気の相対速度を $V A 5$ とし、この径方向成分である空気の径方向 $D c$ の相対流速を $v d r i$ とした場合、 $\tan^{-1} \alpha 5 = v r 5 / v d r i$ とすることが好ましい。この傾き角 $\alpha 5$ は、相対流速 $V A 5$ のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 $\alpha 5$ を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が内側キャビティ26から径方向内側流路38uに流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

[0134] また、図13を用いて前述したように、空気が上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて、この空気の周速も減少する。このため、この空気が中間キャビティ25の径方向 $D r$ 外側端に至った時点で、この空気の周速 $v 6$ は、径方向中間流路35uの入口開口35u iの周速 $V 6$ よりも遅い。

[0135] 従って、図15及び図20に示すように、上流側キャビティ群22uにおける径方向中間流路35uの入口開口35u iに流入する空気の入口開口35u iに対する相対周速 $v r 6 (=v 6 - V 6 < 0)$ の向きは、周方向 $D c$ の反回転側である。空気は、前述したように、中間キャビティ25から径方向中間流路35uに流入する過程で、相対周速 $v r 6 (=v 6 - V 6)$ が0になるよう、その周速が増加する。そこで、ここでは、径方向中間流路35uの入口開口35u iに対して相対的に周方向 $D c$ の反回転側に流れる空気が、この入口開口35u iで向かい受けられるようにするため、これらの入口開口35u iを含む入口側部分を、入口開口35u iに近づくに連れて、周方向 $D c$ の回転側に向くよう形成している。すなわち、径方向中間流路35uの入口部分を残りの部分に対して、回転側（回転方向側）に傾き角 $\alpha 6$ だけ傾ける。具体的に、中間キャビティ25内の入口開口35u i付近での空気の相対速度を $V A 6$ とし、この径方向成分である空気の径方向 $D c$ の相対流速を $v d r i$ とした場合、 $\tan^{-1} \alpha 6 = v r 6 / v d r i$ とすることが好ましい。この傾き角 $\alpha 6$ は、相対流速 $V A 6$ のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 $\alpha 6$ を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、

空気が中間キャビティ 25 から径方向中間流路 35 u に流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

[0136] 本実施形態では、トルクピン 55 u にこの径方向中間流路 35 u を形成している。このため、この径方向中間流路 35 u を成すトルクピン 55 u の貫通孔 56 u は、図 22 に示すように、径方向 D_r 内側の開口である入口開口 35 u i を含む入口側部分が、入口開口 35 u i に近づくに連れて、周方向 D_c の回転側に向くよう形成されている。

[0137] なお、本変形例は、第二実施形態の第一変形例であるが、第一実施形態においても同様に変形してもよい。

[0138] 「第二実施形態の第二変形例」

次に、上記第二実施形態の第二変形例について、図 23～図 29 を参照して説明する。

[0139] 本変形例は、径方向流路又は軸方向流路の出口部分に、ロータ軸 21 の回転方向側、又回転方向側に対して反対側の反回転側に向けて傾きを与えた例である。前述した第一変形例に示す下流側キャビティ群 22 d の径方向流路と上流側キャビティ群 22 u の径方向流路及び軸方向流路の各流路の出口部分は、回転方向に対して傾くことなく、径方向 D_r 又は軸方向 D_a に一致する方向に開口する例である。しかしながら、これらの出口部分を回転方向側に又は回転方向側に対して反対側（反回転側）に傾けてもよい。

[0140] 図 23 は、下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35 d の径方向内側の出口開口 35 d o を含む出口側部分 35 d o p を、回転方向側に傾けた例を示す。また、図 24 は、径方向中間流路 35 d の出口開口 35 d o を含む出口側部分 35 d o p を、回転方向側に対して反対側の反回転側に傾けた例を示す。なお、図 23 及び図 24 は、図 14 における径方向中間流路 35 d の出口開口 35 d o の位置 P7 周りの詳細模式図である。

[0141] 図 23 に示すように、径方向中間流路 35 d の出口側部分 35 d o p を径方向中間流路 35 d の残りの部分に対して回転方向側に傾き角 $\beta 21$ で傾けた場合、径方向中間流路 35 d 内の中間部を流れる空気は、周速 $V 2$ 、径方

向速度 v_{dri} で流れる。径方向中間流路 35d の出口側部分 35dop を、回転方向側に傾き角 β_{21} で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 35dop における軸方向速度（出口側部分 35dop における流路の軸方向速度）は、 v_{driL} になる。この出口側部分 35dop の軸方向速度 v_{driL} の周方向 D_c の速度成分（相対周速） v_{r21} が、空気の周速 V_2 に付加される。すなわち、径方向中間流路 35d の出口側部分 35dop において、空気の周速 V_3 は、 $(V_2 + v_{r21})$ となる。つまり、出口側部分 35dop から中間キャビティ 25（軸方向連通キャビティ）に流入した直後の空気は、中間キャビティ 25 との相対周速差 v_{r21} だけ速い周速 V_3 で径方向 D_r 内側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて増加する。つまり、空気が径方向 D_r 内側方向に流れるに連れて、中間キャビティ 25 との間の周速差が拡大して、空気が径方向内側流路 38d に流入する際の圧力損失は増加するものの、空気と中間キャビティ 25 との間の熱伝達率が高まり、熱伝達が促進される。

- [0142] 一方、図 24 に示すように、径方向中間流路 35d の出口側部分 35dop を径方向中間流路 35d の残りの部分に対して反回転側に傾き角 β_{22} で傾けた場合、径方向中間流路 35d 内の中間部を流れる空気は、周速 V_2 、径方向速度 v_{dri} で流れる。径方向中間流路 35d の径方向 D_r 内側の出口側部分 35dop を回転方向側に対して逆方向の反回転側に傾き角 β_{22} で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 35dop における軸方向速度（出口側部分 35dop における流路の軸方向速度）は、 v_{driM} になる。出口側部分 35dop において、この出口側部分 35dop の軸方向速度 v_{driM} の周方向 D_c の速度成分（相対周速） v_{r22} だけ、空気の周速は減少する。すなわち、径方向中間流路 35d の出口側部分 35dop において、空気の周速 V_3 は、 $(V_2 - v_{r22})$ となる。つまり、出口側部分 35dop から中間キャビティ 25（軸方向連通キャビティ）に流入した直後の空気は、径方向中間流路 35d 内の空気の周速 V_2 に対して中間キャビティ

ィ 2 5 との相対周速差 v_{r22} だけ小さい周速で、径方向 D_r 内側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が中間キャビティ 2 5 を径方向 D_r 内側に流れるに連れて増加する。一方、中間キャビティ 2 5 の周速は、径方向 D_r 内側に向かうに連れて小さくなる。従って、空気が、中間キャビティ 2 5 を径方向 D_r 内側に向かって流れる過程で、空気と中間キャビティ 2 5 との周速差が次第に小さくなる。空気と中間キャビティ 2 5 との間の周速差が小さくなり、中間キャビティ 2 5 との間の熱伝達率は低下する。一方で、中間キャビティ 2 5 から空気が流入する径方向内側流路 3 8 d の入口開口 3 8 d i において、上述の中間キャビティ 2 5 と空気の周速が小さくなる位置を選定すれば、中間キャビティ 2 5 から径方向内側流路 3 8 d の入口開口 3 8 d i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

[0143] 図 2 3 では、径方向内側流路 3 8 d の出口開口 3 8 d o を含む出口側部分 3 8 d o p を径方向内側流路 3 8 d の残りの部分に対して回転方向側に傾き角 β_{31} で傾けた例も示す。なお、図 2 3 では、径方向内側流路 3 8 d に関する各符号に関しては、() 内に記している。また、図 2 3 の () 内の部分は、図 1 4 における径方向中間流路 3 5 d の出口開口 3 5 d o の位置 P 8 周りの詳細模式図である。径方向内側流路 3 8 d から内側キャビティ 2 6 に流入する空気の周速の考え方は、径方向中間流路 3 5 d を流れる空気流と同じである。また、径方向内側流路 3 8 d から内側キャビティ 2 6 に流入した空気が、径方向 D_r 内側方向に流れる過程で、空気と内側キャビティ 2 6 との間の周速差が拡大し、熱伝達率が高まる効果も、径方向中間流路 3 5 d から中間キャビティ 2 5 に流入する空気流と同様である。

[0144] 図 2 4 では、径方向内側流路 3 8 d の出口側部分 3 8 d o p を径方向内側流路 3 8 d の残りの部分に対して回転方向側に傾き角 β_{32} で傾けた例も示す。なお、図 2 4 では、径方向内側流路 3 8 d に関する各符号に関しては、() 内に記している。また、図 2 4 の () 内の部分は、図 1 4 における径方向中間流路 3 5 d の出口開口 3 5 d o の位置 P 8 周りの詳細模式図である。この場合における径方向内側流路 3 8 d から内側キャビティ 2 6 に流入する

空気の周速の考え方は、径方向中間流路 35d を流れる空気流と同じである。また、空気が軸方向流路 39 へ流入する際の周速の変化による圧力損失の低減効果も、径方向中間流路 35d から中間キャビティ 25 に流入する空気流と同様である。

[0145] 図 25 は、下流側キャビティ群 22d の軸方向流路 39 の上流側（軸方向 Da の上流側）の出口開口 39o を含む出口側部分 39op を、軸方向流路 39 の残りの部分に対して回転方向側に傾けた例を示す。また、図 26 は、軸方向流路 39 の出口側部分 39op を回転方向側に対して反対側の反回転側に傾けた例を示す。なお、図 25 及び図 26 は、図 15 における軸方向流路 39 の出口開口 39o の位置 P9 周りの詳細模式図である。

[0146] 図 25 に示すように、軸方向流路 39 の出口側部分 39op を軸方向流路 39 の残りの部分に対して回転方向側に傾き角 $\beta 41$ で傾けた場合、軸方向流路 39 内の中間部を流れる空気は、周速 $V 4$ 、軸方向速度（軸方向 Da の流路内速度） $v d a$ で流れる。軸方向流路 39 の出口側部分 39op を回転方向側に傾き角 $\beta 41$ で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 39op における空気の軸方向速度（出口側部分 35dop における流路内の流路方向速度）は、 $v d a L$ になる。この出口側部分 39op の軸方向速度 $v d a L$ の周方向 Dc の速度成分（相対周速） $v r 41$ が、空気の周速 $V 4$ に付加される。すなわち、軸方向流路 39 の出口側部分 39op において、空気の周速 $V 5$ は、 $[V 4 + v r 41]$ となる。つまり、出口側部分 39op から内側キャビティ 26 に流入した直後の空気は、内側キャビティ 26 との相対周速差 $v r 41$ だけ速い周速 $V 5$ で内側キャビティ 26 内を径方向 Dr 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が内側キャビティ 26 を径方向 Dr 外側に流れるに連れて次第に小さくなる。一方、内側キャビティ 26 の周速は、径方向 Dr 外側に向かうに連れて大きくなる。従って、空気が、内側キャビティ 26 を径方向 Dr 外側に向かって流れる過程で、空気と内側キャビティ 26 の周速差が次第に小さくなる。空気と内側キャビティ 26 との間の周速差が小さくなることにより、内側キャビティ

ィ 2 6 との間の熱伝達率は低下する。一方で、内側キャビティ 2 6 から空気が流入する径方向内側流路 3 8 u の入口開口 3 8 u i において、上述の内側キャビティ 2 6 と空気との周速差が小さくなる径方向内側流路 3 8 d の位置を選定すれば、内側キャビティ 2 6 から径方向内側流路 3 8 u の入口開口 3 8 u i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

[0147] 一方、図 2 6 に示すように、軸方向流路 3 9 の出口側部分 3 9 o p を軸方向流路 3 9 の残りの部分に対して反回転側に傾き角 $\beta 4 2$ で傾けた場合、軸方向流路 3 9 内の中間部を流れる空気は、周速 $V 4$ 、軸方向速度（軸方向 $D a$ の流路内速度） $v d a$ で流れる。軸方向流路 3 9 の出口側部分 3 9 o p を反回転側に傾き角 $\beta 4 2$ で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 3 9 o p における空気の軸方向速度（出口側部分 3 9 o p における流路内の流路方向速度）は、 $v d a M$ になる。この出口側部分 3 9 o p の軸方向速度 $v d a M$ の周方向 $D c$ の速度成分（相対周速） $v r 4 2$ だけ、空気の周速は減少する。すなわち、軸方向流路 3 9 の出口側部分 3 9 o p において、空気の周速 $V 5$ は、 $(V 4 - v r 4 2)$ となる。つまり、軸方向流路 3 9 の出口側部分 3 9 o p から内側キャビティ 2 6 に流入した直後の空気は、軸方向流路 3 9 内の空気の周速 $V 4$ に対して内側キャビティ 2 6 との相対周速差 $v r 4 2$ だけ小さい周速で、内側キャビティ 2 6 内を径方向 $D r$ 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が内側キャビティ 2 6 内を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて小さくなる。一方、内側キャビティ 2 6 の周速は、径方向 $D r$ 外側に向かうに連れて大きくなる。つまり、空気が、内側キャビティ 2 6 を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて、空気と内側キャビティ 2 6 との周速差が拡大する。すなわち、空気が径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて、空気と内側キャビティ 2 6 との間の周速差が拡大して、空気が径方向内側流路 3 8 u に流入する際の圧力損失は増加するものの、内側キャビティ 2 6 との間の熱伝達率が高まり、熱伝達が促進される。

[0148] 図 2 7 は、上流側キャビティ群 2 2 u における径方向内側流路 3 8 u の出口開口 3 8 u o を含む出口側部分 3 8 u o p を、径方向内側流路 3 8 u の残

りの部分に対して回転方向側に傾けた例を示す。また、図28は、径方向内側流路38uの出口側部分38uopを、径方向内側流路38uの残りの部分に対して回転方向側と反対側の反回転側に傾けた例を示す。なお、図27及び図28は、図15における径方向内側流路38uの出口開口38uoの位置P10周りの詳細模式図である。

- [0149] 図27に示すように、径方向内側流路38uの出口側部分38uopを径方向内側流路38uの残りの部分に対して回転方向側に傾き角 $\beta 51$ で傾けた場合、径方向内側流路38u内の中間部を流れる空気は、周速 $V 5$ 、径方向速度 $v d r o$ で流れる。径方向内側流路38uの出口側部分38uopを回転方向側に傾き角 $\beta 51$ で傾けることにより、傾けた後の出口側部分38uopにおける空気の軸方向速度（出口側部分38uopにおける流路内の流路方向速度）は、 $v d r o M$ になる。この出口側部分38uopの軸方向速度 $v d r o M$ の周方向 $D c$ の速度成分（相対周速） $v r 51$ が、空気の周速 $V 5$ に付加される。すなわち、径方向内側流路38uの出口側部分38uopにおいて、空気の周速 $V 6$ は、 $(V 5 + v r 51)$ となる。つまり、出口側部分38uopから中間キャビティ25（軸方向連通キャビティ）に流入した直後の空気は、中間キャビティ25との相対周速差 $v r 51$ だけ速い周速 $V 6$ で径方向 $D r$ 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が中間キャビティ25内を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて小さくなる。一方、中間キャビティ25の周速は、径方向 $D r$ 外側に向かうに連れて大きくなる。従って、空気が、中間キャビティ25を径方向 $D r$ 外側に向かって流れる過程で、空気と中間キャビティ25との周速差が次第に小さくなる。空気と中間キャビティ25との間の周速差が小さくなることにより、中間キャビティ25との間の熱伝達率は低下する。一方で、中間キャビティ25から空気が流入する径方向中間流路35uの入口開口35uiにおいて、上述の中間キャビティ25と空気との周速差が小さくなる径方向中間流路35uの位置を選定すれば、中間キャビティ25から径方向中間流路35uの入口開口35uiに流入する際の圧力損失を大幅に低減できる

。

[0150] 一方、図28に示すように、径方向内側流路38uの出口側部分38uopを径方向内側流路38uの残りの部分に対して反回転側に傾き角 $\beta 52$ で傾けた場合、径方向内側流路38u内の中間部を流れる空気は、周速 $V 5$ 、径方向速度 $v d r o$ で流れる。径方向内側流路38uの出口側部分38uopを傾き角 $\beta 52$ で傾けることにより、傾けた後の出口側部分38uopにおける空気の軸方向速度（出口側部分38uopにおける流路内の流路方向速度）は、 $v d r o M$ になる。この出口側部分38uopの軸方向速度 $v d r o M$ の周方向 $D c$ の速度成分（相対周速） $v r 52$ だけ、空気の周速は減少する。すなわち、径方向内側流路38uの出口側部分38uopにおいて、空気の周速 $V 6$ は、 $(V 5 - v r 52)$ となる。つまり、径方向内側流路38uの出口側部分38uopから中間キャビティ25に流入した直後の空気は、径方向内側流路38u内の空気の周速 $V 5$ に対して中間キャビティ25との相対周速差 $v r 52$ だけ小さい周速 $V 6$ で、内側キャビティ26内を径方向 $D r$ 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が中間キャビティ25内を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて小さくなる。一方、中間キャビティ25の周速は、径方向 $D r$ 外側に向かうに連れて大きくなる。つまり、空気が、中間キャビティ25を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて、空気と中間キャビティ25との周速差が拡大する。すなわち、空気が中間キャビティ25内を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて、空気と中間キャビティ25との間の周速差が拡大して、空気が径方向中間流路35uに流入する際の圧力損失は増加するものの、中間キャビティ25との間の熱伝達率が高まり、熱伝達が促進される。

[0151] 図29は、上流側キャビティ群22uにおける径方向中間流路35uの出口開口35uoを含む出口側部分35uopを、径方向内側流路38uの残りの部分に対して回転方向側に傾けた例を示す。なお、図29は、図15における径方向中間流路35uの出口開口35uoの位置P11周りの詳細模式図である。

[0152] 図29に示すように、径方向中間流路35uの出口側部分35uopを径方向中間流路35uの残りの部分に対して反回転側に傾き角 $\beta 62$ で傾けた場合、径方向内側流路38u内の中間部を流れる空気は、周速 $V 6$ 、径方向速度 $v d r o$ で流れる。径方向中間流路35uの出口側部分35uopで、回転方向側に対して逆方向の反回転側に傾き角 $\beta 62$ で傾けることにより、傾けた後の出口側部分35uopにおける空気の軸方向速度（出口側部分35uopにおける流路内の流路方向速度）は、 $v d r o M$ になる。この出口側部分35uopの軸方向速度 $v d r o M$ の周方向 $D c$ の速度成分（相対周速） $v r 62$ だけ、空気の周速は減少する。すなわち、径方向中間流路35uの出口側部分35uopにおいて、空気の周速 $V 7$ は、 $(V 6 - v r 62)$ となる。つまり、径方向中間流路35uの出口側部分35uopから外側キャビティ24に流入した直後の空気は、径方向中間流路35u内の空気の周速 $V 6$ に対して外側キャビティ24との相対周速差 $v r 62$ だけ小さい周速 $V 7$ で、外側キャビティ24内を径方向 $D r$ 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が外側キャビティ24内を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて小さくなる。一方、外側キャビティ24の周速は、径方向 $D r$ 外側に向かうに連れて大きくなる。つまり、空気が、外側キャビティ24内を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて、空気と外側キャビティ24との周速差が拡大する。すなわち、空気が外側キャビティ24内を径方向 $D r$ 外側に流れるに連れて、空気と外側キャビティ24との間の周速差が拡大して、外側キャビティ24との間の熱伝達率が高まり、熱伝達が促進される。

[0153] 上述のように、径方向流路の出口部分を回転方向に対して傾ける方向（回転方向側又は反回転方向側）により生ずる効果が、上流側キャビティ群22uと下流側キャビティ群22dでは異なっている。すなわち、下流側キャビティ群22dの径方向中間流路35dの出口側部分35dop又は径方向内側流路38dの出口側部分38dopを回転方向側に傾けた場合は、空気と中間キャビティ25又は内側キャビティ26との周速差が拡大する。このた

め、この場合、空気と中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 との間で、熱伝達の促進が図られ、中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 の熱応答性を改善することができる。

[0154] また、下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35 d の出口側部分 35 d o p 又は径方向内側流路 38 d の出口側部分 38 d o p を反回転側に傾けた場合は、空気と中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 との周速差が小さくなる。このため、この場合、中間キャビティ 25 から径方向内側流路 38 d の入口開口 38 d i 又は内側キャビティ 26 から軸方向流路 39 の入口開口 39 i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

[0155] 一方、上流側キャビティ群 22 u の径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p 又は軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p を、回転方向側に傾けた場合は、空気と中間キャビティ 25 又は空気と内側キャビティ 26 との周速差が小さくなる。このため、この場合、中間キャビティ 25 から径方向中間流路 35 u の入口開口 35 u i 又は内側キャビティ 26 から径方向内側流路 38 u の入口開口 38 u i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

[0156] また、上流側キャビティ群 22 u の径方向中間流路 35 u の出口側部分 35 u o p 又は径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p 又は軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p を、反回転側に傾けた場合は、空気と外側キャビティ 24 又は空気と中間キャビティ 25 又は空気と内側キャビティ 26 との周速差が拡大する。このため、この場合、空気と外側キャビティ 24 又は中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 との間で、熱伝達の促進が図られ、外側キャビティ 24 又は中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 の熱応答性を改善することができる。

[0157] すなわち、上流側キャビティ群 22 u 及び下流側キャビティ群 22 d の径方向流路（径方向中間流路 35 d、35 u、径方向内側流路 38 d、38 u）及び軸方向流路 37、39 の入口側部分又は出口側部分に関して、回転方向に対して傾ける方向及び傾き角の選定は、圧縮機の性能及び構造を考慮して、熱応答性が最も高くなる組合せを適宜選定可能である。

[0158] なお、本変形例は、第二実施形態の第二変形例であるが、第一実施形態においても同様に變形してもよい。また、第一変形例と第二変形例を適宜組み合わせてもよい。

[0159] 「第二実施形態の第三変形例」

図30及び図31は、径方向流路（径方向中間流路35d, 35u、径方向内側流路38d, 38u）又は軸方向流路37, 39の入口側部分を、入口開口から出口開口に進むに連れて流路内径が小さくように形成してもよい。具体的に、図30は、入口形状がベルマウス状を成し、これらの流路の長手方向に平行な断面で見た場合、入口流路を画定する面が曲面状に形成された斜面40iである。また、図31は、入口形状が漏斗状を成し、これらの流路の長手方向に平行な断面で見た場合、入口形状を画定する面が直線状の傾きで形成された斜面40iである。このような入口形状であれば、空気が流路に流入する際、空気流の乱れが発生せず、圧力損失の低減ができる。

[0160] なお、本変形例は、第二実施形態の第三変形例であるが、第一実施形態においても同様に變形してもよい。また、第一変形例と第二変形例と第三変形例を適宜組み合わせてもよい。

[0161] 「第一実施形態の他の変形例」

上記第一実施形態の他の変形例について、図32を参照して説明する。

[0162] 上記第一及び第二実施形態では、軸方向Daで隣り合う二つのキャビティ群22を一組としている。しかしながら、軸方向Daで隣り合う3以上のキャビティ群22を一組としてもよい。

[0163] 例えば、軸方向Daで隣り合う3つのキャビティ群22を一組とする場合、図32に示すように、この組を構成する3つのキャビティ群22のうち、最も上流側のキャビティ群22を上流側キャビティ群22uとし、残りの2つのキャビティ群22を下流側キャビティ群22dとしてもよい。

[0164] この場合、二つの下流側キャビティ群22dのうち、下流側の第一下流側キャビティ群22d1と上流側の第二下流側キャビティ群22d2とにおける中間キャビティ（軸方向連通キャビティ）25相互を軸方向流路37で連

通させると共に、第二下流側キャビティ群 22d2 と上流側キャビティ群 22u とにおける中間キャビティ（軸方向連通キャビティ）25 相互を軸方向流路 37 で連通させる。

[0165] また、軸方向 D a で隣り合う 4 つのキャビティ群 2 2 を一組とする場合には、この組を構成する 4 つのキャビティ群 2 2 のうち、最も上流側のキャビティ群 2 2 を上流側キャビティ群とし、残りの 3 つのキャビティ群 2 2 を下流側キャビティ群としてもよい。また、この組を構成する 4 つのキャビティ群 2 2 のうち、上流側の 2 つのキャビティ群 2 2 を上流側キャビティとし、残りの 2 つのキャビティ群 2 2 を下流側キャビティ群としてもよい。

[0166] 以上のように、軸方向D aで隣り合う3以上のキャビティ群22を一組とする場合、例えば、最も下流側のキャビティ群22と、これに軸方向D aで隣接するキャビティ群22とにおける軸方向連通キャビティ相互を連通させる軸方向流路37では、この中を空気が上流側に流れなければ、空気圧縮流路19からの空気がこの空気圧縮流路19に戻らない。そこで、この軸方向流路37を含む各流路における流路抵抗を適宜定めて、この軸方向流路37内を空気が上流側に流れるようにする必要がある。

[0167] なお、本変形例は、上記第一実施形態の変形例であるが、上記第二実施形態やその変形例に適用してもよい。

[0168] 「その他の変形例」

以上の各実施形態及び各変形例では、いずれも、ロータ軸 21 で最も下流側の第一キャビティ群 22 から上流側の第六キャビティ群 22 までのキャビティ群 22 を本発明の適用対象にしている。しかしながら、ロータ軸 21 で最も下流側の第一キャビティ群 22 から、例えば、上流側の第八キャビティ群 22 までのキャビティ群 22 を本発明の適用対象にしてもよいし、最も下流側の第一キャビティ群 22 から上流側の全キャビティ群 22 を本発明の適用対象にしてもよい。また、例えば、ロータ軸 21 で最も下流側の第一キャビティ群 22 から上流側の第四キャビティ群 22 までのキャビティ群 22 を本発明の適用対象にしてもよいし、ロータ軸 21 で最も下流側の第一キャビティ群 22 から上流側の第六キャビティ群 22 までのキャビティ群 22 を本発明の適用対象にしてもよい。

ティ群 2 2 から上流側の第二キャビティ群 2 2 までのキャビティ群 2 2 を本発明の適用対象にしてもよい。

[0169] すなわち、軸方向 D a で隣接する複数のキャビティ群 2 2 であって、ロータ軸 2 1 中で最も下流側の第一キャビティ群 2 2 を含む複数のキャビティ群 2 2 であれば、本発明の適用対象にすることができる。このように、本発明の適用対象として、ロータ軸 2 1 中で最も下流側に第一キャビティ群 2 2 を含めている。これは、空気圧縮流路 1 9 中で、この第一キャビティ群 2 2 が存在する軸方向 D a の位置での圧力が他の位置に比べて圧力が高くなり、ロータ軸 2 1 中でこの位置での温度変化が他の位置に比べて大きいからである。

[0170] また、以上の各実施形態及び各変形例は、いずれもガスタービンの圧縮機であるが、本発明はこれに限定されない。このため、本発明において、圧縮機に流入する気体は、空気に限らない。

[0171] なお、以上の各実施形態及び各変形例では、いずれも圧縮機 1 の空気圧縮流路 1 9 を流れる圧縮過程の空気の一部をロータ軸 2 1 内に導き、ロータ軸 2 1 の各キャビティ内をこの空気で換気している。この方法に対して、圧縮機 1 の空気圧縮流路 1 9 から流出し、ガスタービンケーシング 9 内に存在する出口空気をロータ軸 2 1 内に導き、ロータ軸 2 1 の各キャビティ内をこの空気で換気する方法も考えられる。しかしながら、この方法では、目的の圧力にまで高まって空気圧縮流路 1 9 から流出して空気をロータ軸 2 1 の各キャビティ内の換気に利用するため、換気に利用する空気の圧力を高めるために利用させるエネルギーが以上の各実施形態及び各変形例よりも大きくなる。しかも、換気に利用する空気の温度が、ロータ軸 2 1 中で静翼列 1 1 が設けられている部分の温度より高いため、以上の各実施形態及び各変形例よりも換気効果が小さい。よって、繰り返すことになるが、以上の各実施形態及び各変形例のように、圧縮機 1 の空気圧縮流路 1 9 を流れる圧縮過程の空気の一部をロータ軸 2 1 内に導き、ロータ軸 2 1 の各キャビティ内をこの空気で換気することが好ましい。

産業上の利用可能性

[0172] 本発明の一態様によれば、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対するロータ軸の熱応答性をより高めることができる。

符号の説明

[0173] 1 : 圧縮機、2 : 燃焼器、3 : タービン、10 : 圧縮機ケーシング、11 : 静翼列、12 : 静翼、19 : 空気圧縮流路（気体圧縮流路）、20 : 圧縮機ロータ、21 : ロータ軸、22 : キャビティ群、22d : 下流側キャビティ群、22u : 上流側キャビティ群、23 : キャビティ、24 : 外側キャビティ、25 : 中間キャビティ（軸方向連通キャビティ）、26 : 内側キャビティ（軸方向連通キャビティ）、34 : 径方向外側流路、34d : 入口流路、34u : 出口流路、35, 35d, 35u : 径方向中間流路、35di, 35ui, 37i, 39i : 入口開口、37, 37a : 軸方向流路、35do, 37o, 38do, 38uo, 39o : 出口開口、35dop, 38dop, 38uop, 39op : 出口側部分、38 : 径方向内側流路、39 : 軸方向流路、41 : ロータディスク、48 : ボルト貫通孔、48s : 隙間、51 : スピンドルボルト、55, 55d, 55u : トルクピン、56, 56d, 56u : 貫通孔、81 : 動翼列、82 : 動翼

請求の範囲

- [請求項1] 圧縮機ケーシング内で軸線を中心として回転する圧縮機ロータにおいて、
- 前記軸線を中心として、軸方向に延びているロータ軸と、
- 前記ロータ軸の外周に固定され、前記軸方向に並んでいる複数の動翼列と、
- を備え、
- 前記ロータ軸には、複数の前記動翼列の相互間の軸方向における各位置に、前記軸線を中心として環状を成し、前記軸線に対する径方向で互いに離間している複数のキャビティで構成されるキャビティ群が形成され、
- 前記ロータ軸の外周側であって前記軸方向で複数の前記動翼列が存在する気体圧縮流路中を気体が流れてくる圧力の低い側が前記軸方向における上流側を成し、前記上流側の反対側で気体の圧力が高くなる側が前記軸方向における下流側を成し、
- 前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうちで、最も径方向外側のキャビティが外側キャビティを成し、前記外側キャビティよりも径方向内側のいずれかのキャビティが軸方向連通キャビティを成し、
- 少なくとも二つの前記キャビティ群のうち、上流側の一以上のキャビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記上流側キャビティ群に対して下流側に位置する残りのキャビティ群が下流側キャビティ群を成し、
- 前記ロータ軸には、さらに、
- 前記気体圧縮流路中の気体を、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティに流入させる入口流路と、
- 前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティ内に流入した気体が前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに至るよう、前

記径方向を含む方向に延びて、該外側キャビティから該軸方向連通キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、

前記軸方向を含む方向に延びて、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとを連通させる軸方向流路と、

前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ内の気体が前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該軸方向連通キャビティから該外側キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、

前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティ内の気体を前記気体圧縮流路中に流出させる出口流路と、

が形成され、

前記軸方向流路における前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である入口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置し、

前記軸方向流路における前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である出口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置する、

圧縮機ロータ。

[請求項2]

請求項1に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記軸方向流路における前記入口開口の径方向外側縁は、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置し、

前記軸方向流路における前記出口開口の径方向外側縁は、前記上流

側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置する、

圧縮機ロータ。

[請求項3]

請求項 1 又は 2 に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記ロータ軸には、前記軸線に対する周方向で互いに離間している複数の前記軸方向流路が形成されている、

圧縮機ロータ。

[請求項4]

請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側に傾く前記入口開口を含む前記径方向流路の入口側部分と、前記軸方向流路における前記入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾く前記入口開口を含む前記軸方向流路の入口側部分と、

のうち、少なくともいずれか一つの入口側部分を備える、

圧縮機ロータ。

[請求項5]

請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記下流側キャビティ群は、3 以上の前記キャビティを有し、

前記 3 以上のキャビティのうち、前記外側キャビティを除く 2 以上の前記キャビティ相互を連通させる前記径方向流路における径方向外側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に向かうよう傾いている、

圧縮機ロータ。

[請求項6]

請求項 1 から 5 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記下流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、

前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向外側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、

前記軸方向流路における前記出口開口を含む前記軸方向流路の出口

側部分と、

のうちいずれか一つの出口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側又は前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾いている、

圧縮機ロータ。

[請求項7]

請求項1から6のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記入口開口を含む流路の入口側部分は、前記入口開口から前記流路の前記入口開口とは反対側の出口開口側に向かうに連れて次第に、流路内径が小さくなる、

圧縮機ロータ。

[請求項8]

請求項1から7のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記ロータ軸は、前記軸方向で互いに積層されている複数のロータディスクと、前記径方向に延びて、前記軸方向で隣接する前記ロータディスクのそれぞれに係合して、隣接するロータディスク相互の相対回転を規制するトルクピンと、を有し、

前記トルクピンは、前記下流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、前記上流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、に配置され、

前記トルクピンには、前記径方向に貫通する貫通孔が形成され、前記貫通孔が前記径方向流路を形成する、

圧縮機ロータ。

[請求項9]

請求項1から8のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記ロータ軸は、前記軸方向で互いに積層されている複数のロータディスクと、前記軸方向に延びて、複数の前記ロータディスク、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ及び前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティを貫通するスピンドルボルトと、を有し、

前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側

キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとの間に存在するロータディスクに形成され、前記スピンドルボルトが貫通するボルト貫通孔は、前記スピンドルボルトとの間に前記軸方向に延びる隙間を有し、前記ボルト貫通孔の前記隙間は、前記軸方向流路を形成する、圧縮機ロータ。

[請求項10] 請求項9に記載の圧縮機ロータにおいて、前記ボルト貫通孔のうちで前記軸方向流路を形成する前記隙間は、前記スピンドルボルトに対する径方向内側に位置している、圧縮機ロータ。

[請求項11] 請求項1から10のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうち、最も径方向内側のキャビティが前記軸方向連通キャビティを成す、圧縮機ロータ。

[請求項12] 請求項1から11のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、前記軸方向で隣り合う二つの前記キャビティ群のうち、前記上流側のキャビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記下流側のキャビティ群が下流側キャビティ群を成す、圧縮機ロータ。

[請求項13] 請求項1から12のいずれか一項に記載の圧縮機ロータと、前記圧縮機ケーシングと、を備える圧縮機。

[請求項14] 請求項13に記載の圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された空気中で燃料を燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、前記燃焼ガスで駆動するタービンと、を備えるガスタービン。

補正された請求の範囲
[2016年9月9日(09.09.2016) 国際事務局受理]

[請求項 1] (補正後) 圧縮機ケーシング内で軸線を中心として回転する圧縮機ロータにおいて、

前記軸線を中心として、軸方向に延びているロータ軸と、

前記ロータ軸の外周に固定され、前記軸方向に並んでいる複数の動翼列と、
を備え、

前記ロータ軸には、複数の前記動翼列の相互間の軸方向における各位置に、
前記軸線を中心として環状を成し、前記軸線に対する径方向で互いに離間している複数のキャビティで構成されるキャビティ群が形成され、

前記ロータ軸の外周側であって前記軸方向で複数の前記動翼列が存在する
気体圧縮流路中を気体が流れてくる圧力の低い側が前記軸方向における上流側を成し、前記上流側の反対側で気体の圧力が高くなる側が前記軸方向における下流側を成し、

前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうちで、最も径方向
外側のキャビティが外側キャビティを成し、前記外側キャビティよりも径方向内側のいずれかのキャビティが軸方向連通キャビティを成し、

少なくとも二つの前記キャビティ群のうち、上流側の一以上のキャビティ
群が上流側キャビティ群を成し、前記上流側キャビティ群に対して下流側に
位置する残りのキャビティ群が下流側キャビティ群を成し、

前記ロータ軸には、さらに、

前記気体圧縮流路中の気体を、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティに流入させる入口流路と、

前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティ内に流入した気体が前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該外側キャビティから該軸方向連通キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、

前記軸方向を含む方向に延びて、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連

通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとを連通させる軸方向流路と、

前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ内の気体が前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該軸方向連通キャビティから該外側キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、

前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティ内の気体を前記気体圧縮流路中に流出させる出口流路と、

が形成され、

前記軸方向流路における前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である入口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置し、

前記軸方向流路における前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である出口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置し、

前記ロータ軸は、前記軸方向で互いに積層されている複数のロータディスクと、前記径方向に延びて、前記軸方向で隣接する前記ロータディスクのそれぞれに係合して、隣接するロータディスク相互の相対回転を規制するトルクピンと、を有し、

前記トルクピンは、前記下流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、前記上流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、に配置され、

前記トルクピンには、前記径方向に貫通する貫通孔が形成され、前記貫通孔が前記径方向流路を形成する、

圧縮機ロータ。

[請求項 2] 請求項 1 に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記軸方向流路における前記入口開口の径方向外側縁は、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置し、

前記軸方向流路における前記出口開口の径方向外側縁は、前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置する、

圧縮機ロータ。

[請求項 3] 請求項 1 又は 2 に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記ロータ軸には、前記軸線に対する周方向で互いに離間している複数の前記軸方向流路が形成されている、

圧縮機ロータ。

[請求項 4] 請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側に傾く前記入口開口を含む前記径方向流路の入口側部分と、前記軸方向流路における前記入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾く前記入口開口を含む前記軸方向流路の入口側部分と、

のうち、少なくともいずれか一つの入口側部分を備える、

圧縮機ロータ。

[請求項 5] 請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記下流側キャビティ群は、3 以上の前記キャビティを有し、

前記 3 以上のキャビティのうち、前記外側キャビティを除く 2 以上の前記キャビティ相互を連通させる前記径方向流路における径方向外側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に向かうよう傾いている、

圧縮機ロータ。

[請求項 6] 請求項 1 から 5 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記下流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、

前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向外側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、

前記軸方向流路における前記出口開口を含む前記軸方向流路の出口側部分と、

のうちいずれか一つの出口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側又は前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾いている、

圧縮機ロータ。

[請求項 7] 請求項 1 から 6 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記入口開口を含む流路の入口側部分は、前記入口開口から前記流路の前記入口開口とは反対側の出口開口側に向かうに連れて次第に、流路内径が小さくなる、

圧縮機ロータ。

[請求項 8] (補正後) 請求項 1 から 7 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記ロータ軸は、前記軸方向に延びて、複数の前記ロータディスク、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ及び前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティを貫通するスピンドルボルトを有し、

前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとの間に存在するロータディスクに形成され、前記スピンドルボルトが貫通するボルト貫通孔は、前記スピンドルボルトとの間に前記軸方向に延びる隙間を有し、

前記ボルト貫通孔の前記隙間は、前記軸方向流路を形成する、

圧縮機ロータ。

[請求項 9] (補正後) 請求項 8 に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記ボルト貫通孔のうちで前記軸方向流路を形成する前記隙間は、前記スピンドルボルトに対する径方向内側に位置している、

圧縮機ロータ。

[請求項 10] (補正後) 請求項 1 から 9 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうち、最も径方向内
側のキャビティが前記軸方向連通キャビティを成す、
圧縮機ロータ。

[請求項 11] (補正後) 請求項 1 から 10 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記軸方向で隣り合う二つの前記キャビティ群のうち、前記上流側のキャ
ビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記下流側のキャビティ群が下流側
キャビティ群を成す、
圧縮機ロータ。

[請求項 12] (補正後) 請求項 1 から 11 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータと、
前記圧縮機ケーシングと、
を備える圧縮機。

[請求項 13] (補正後) 請求項 12 に記載の圧縮機と、
前記圧縮機で圧縮された空気中で燃料を燃焼させて燃焼ガスを生成する燃
焼器と、
前記燃焼ガスで駆動するタービンと、
を備えるガスタービン。

[請求項 14] (削除)

条約 19 条 (1) に基づく説明書

1. 補正箇所の明示

請求の範囲の [請求項 1]、[請求項 8]～[請求項 13] を別紙の通り補正する。

請求の範囲の [請求項 14] を補正により削除する。

2. 補正の根拠

[請求項 1] は、国際出願時の請求項 1 及び請求項 8 の記載に基づく。

[請求項 8] は、国際出願時の請求項 9 の記載に基づく。

[請求項 9] は、国際出願時の請求項 10 の記載に基づく。

[請求項 10] は、国際出願時の請求項 11 の記載に基づく。

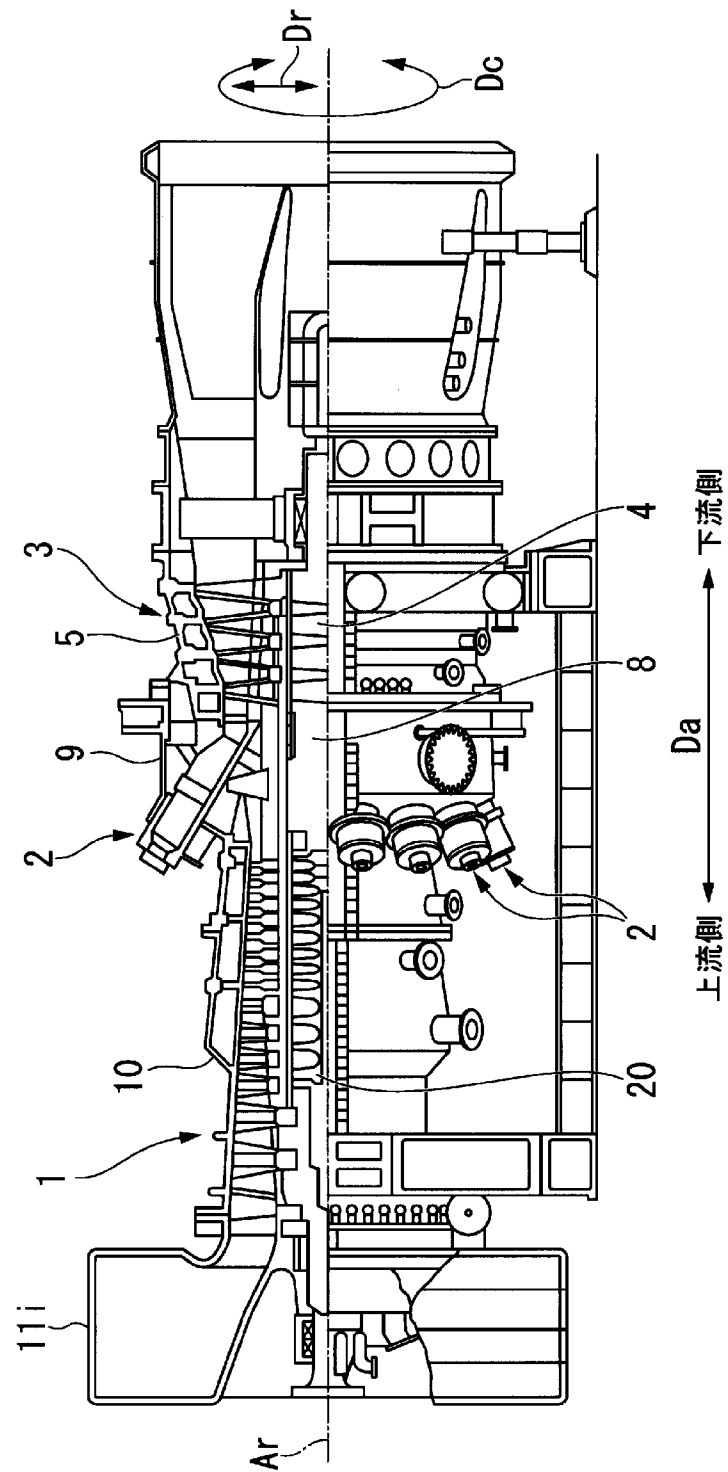
[請求項 11] は、国際出願時の請求項 12 の記載に基づく。

[請求項 12] は、国際出願時の請求項 13 の記載に基づく。

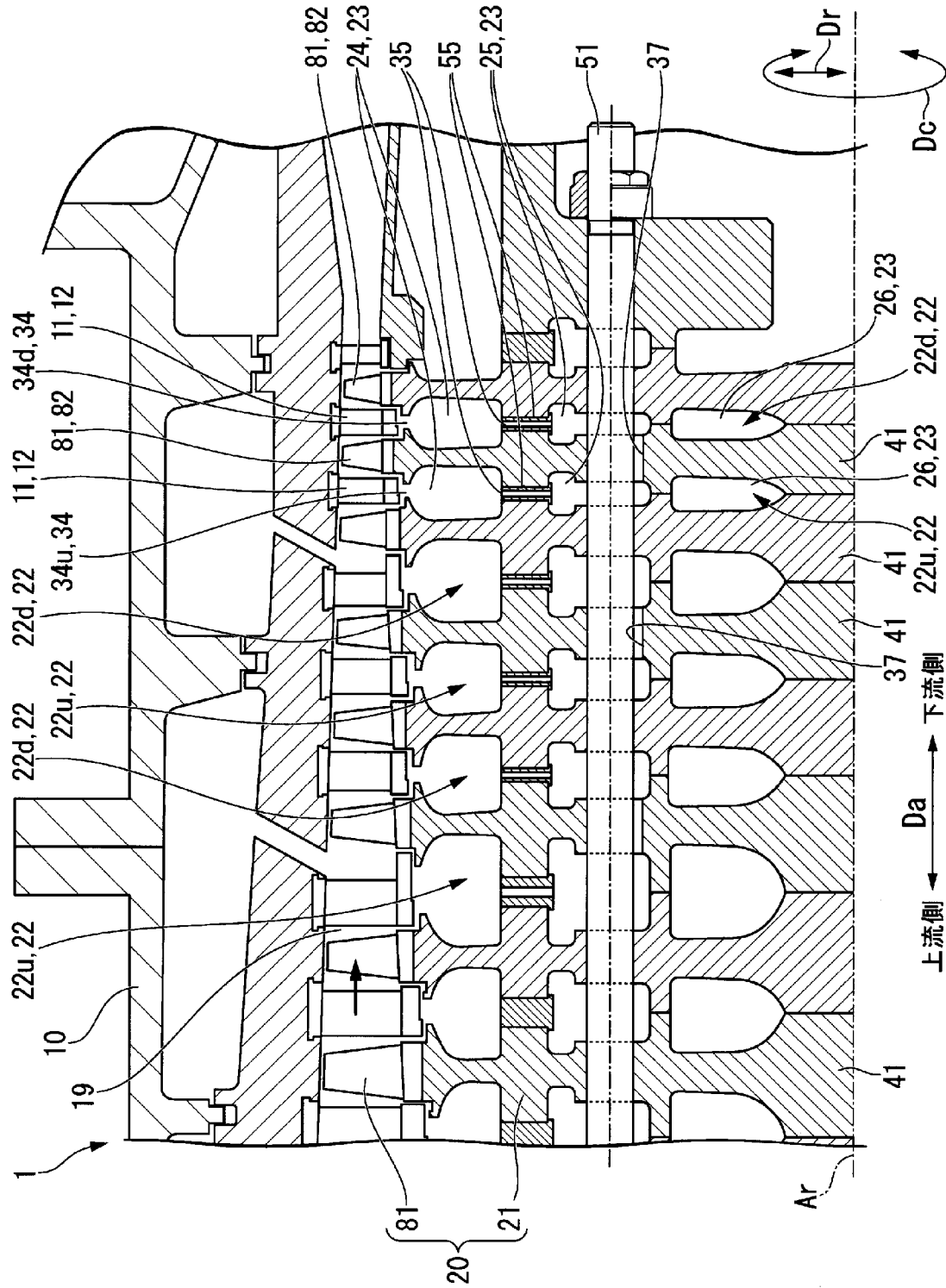
[請求項 13] は、国際出願時の請求項 14 の記載に基づく。

以上

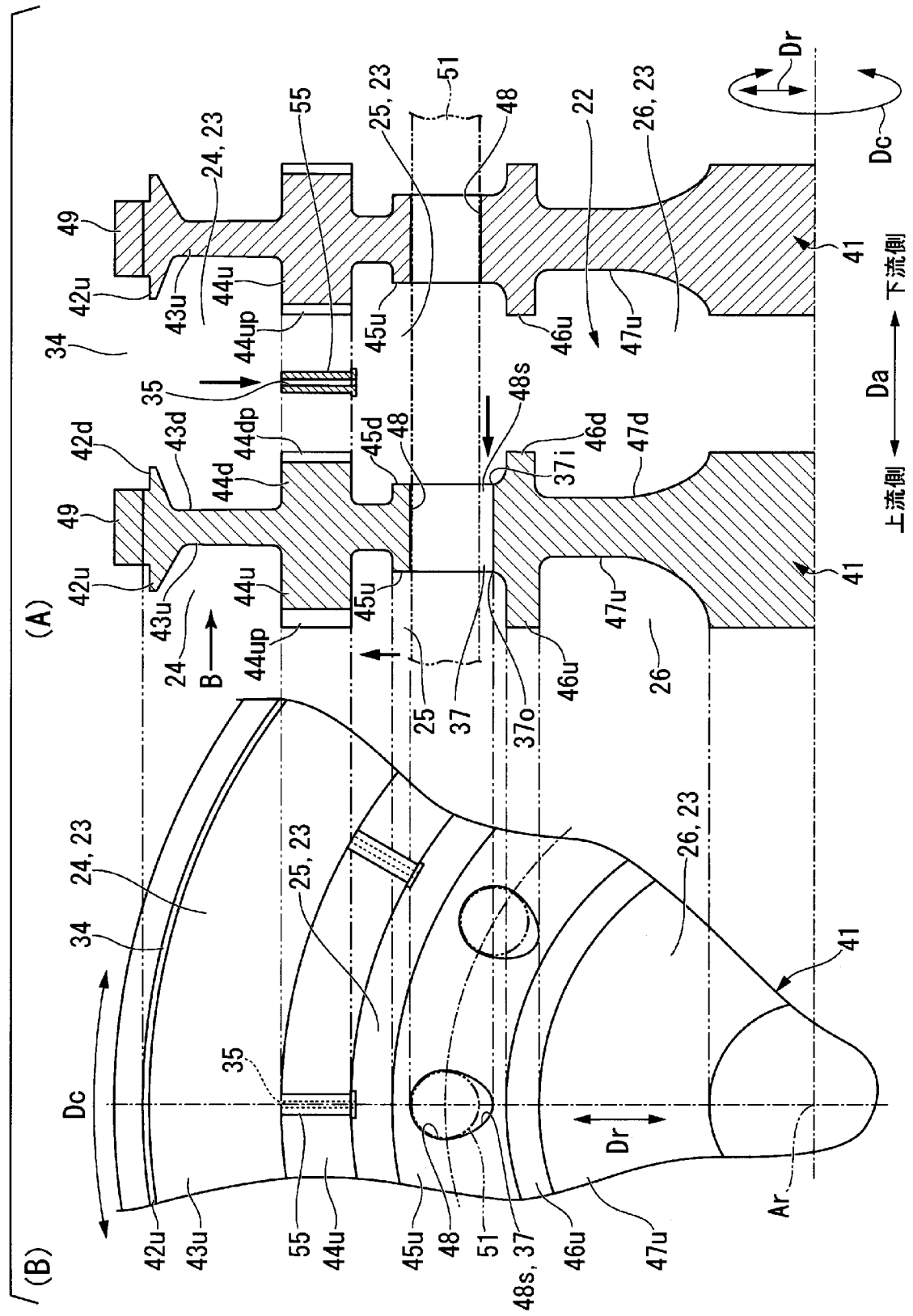
[図1]



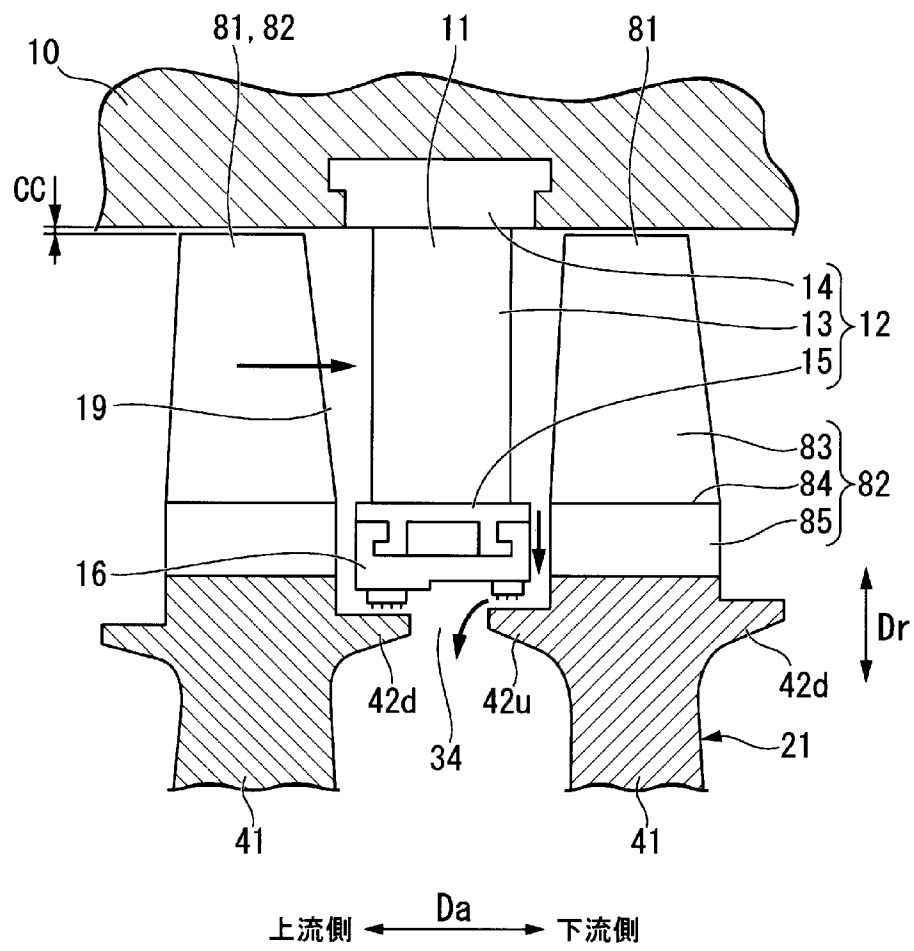
[図2]



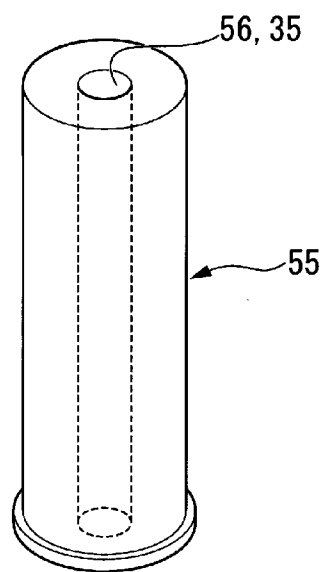
[図3]



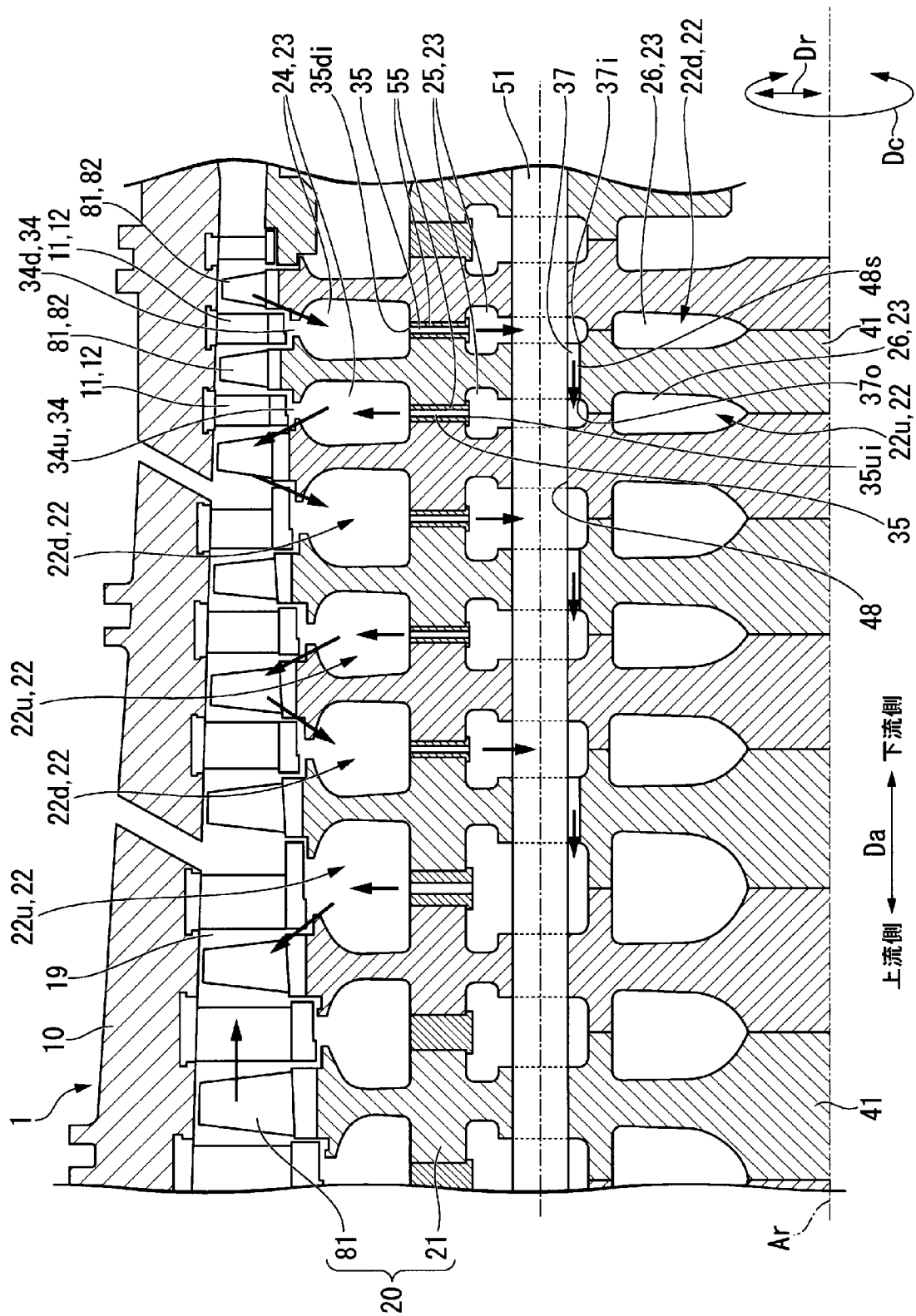
[図4]



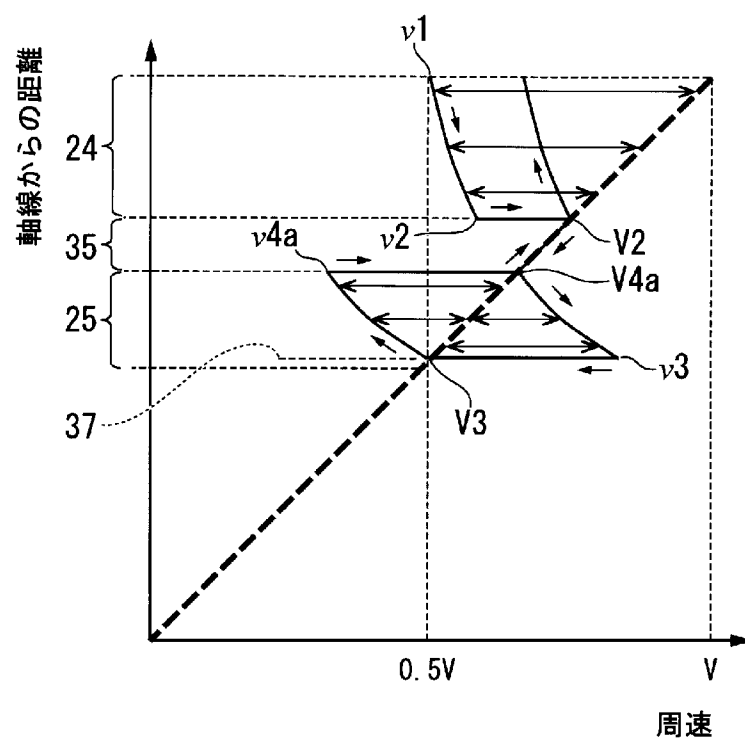
[図5]



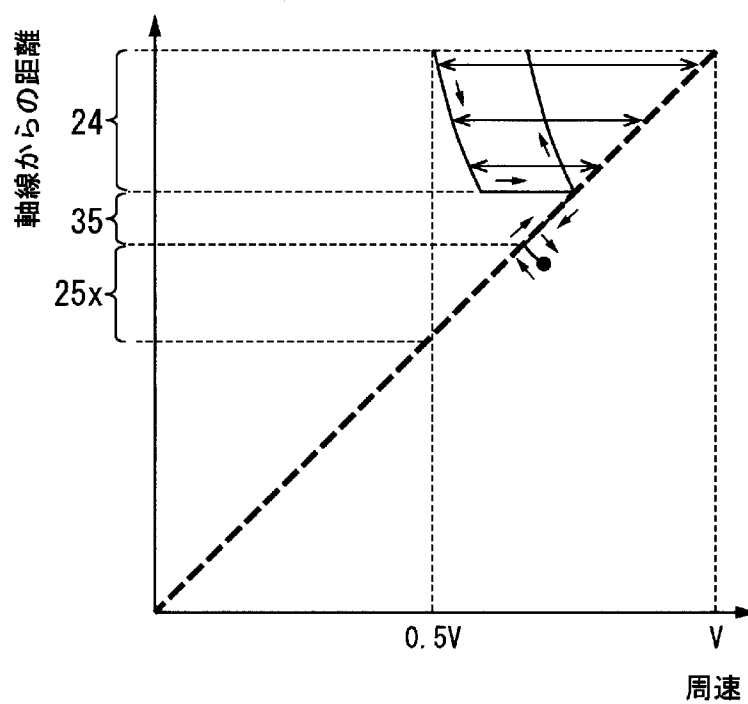
[図6]



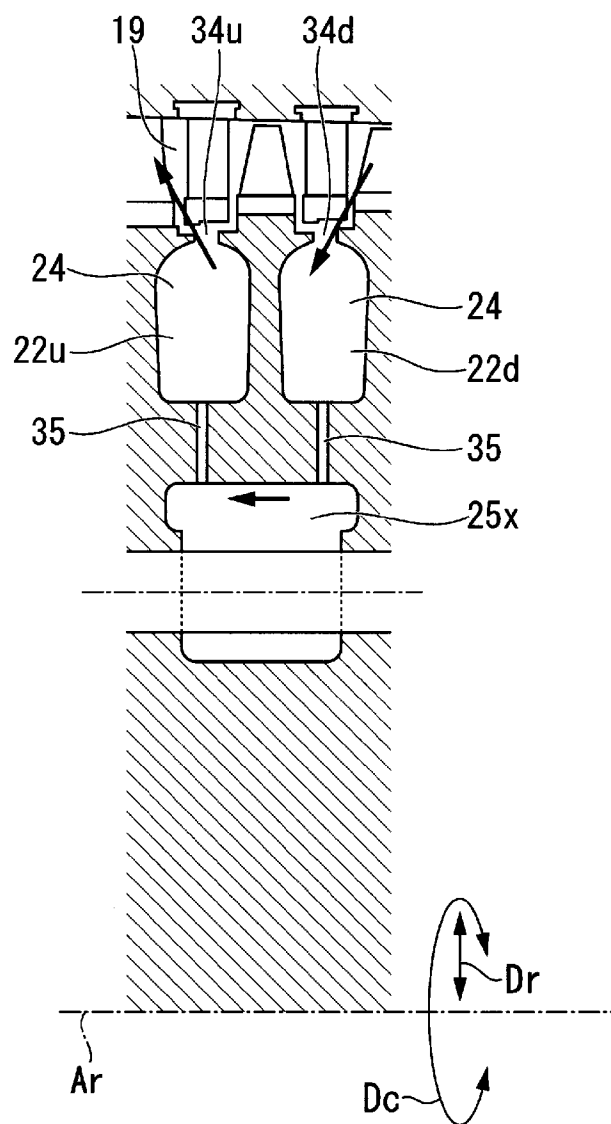
[図7]



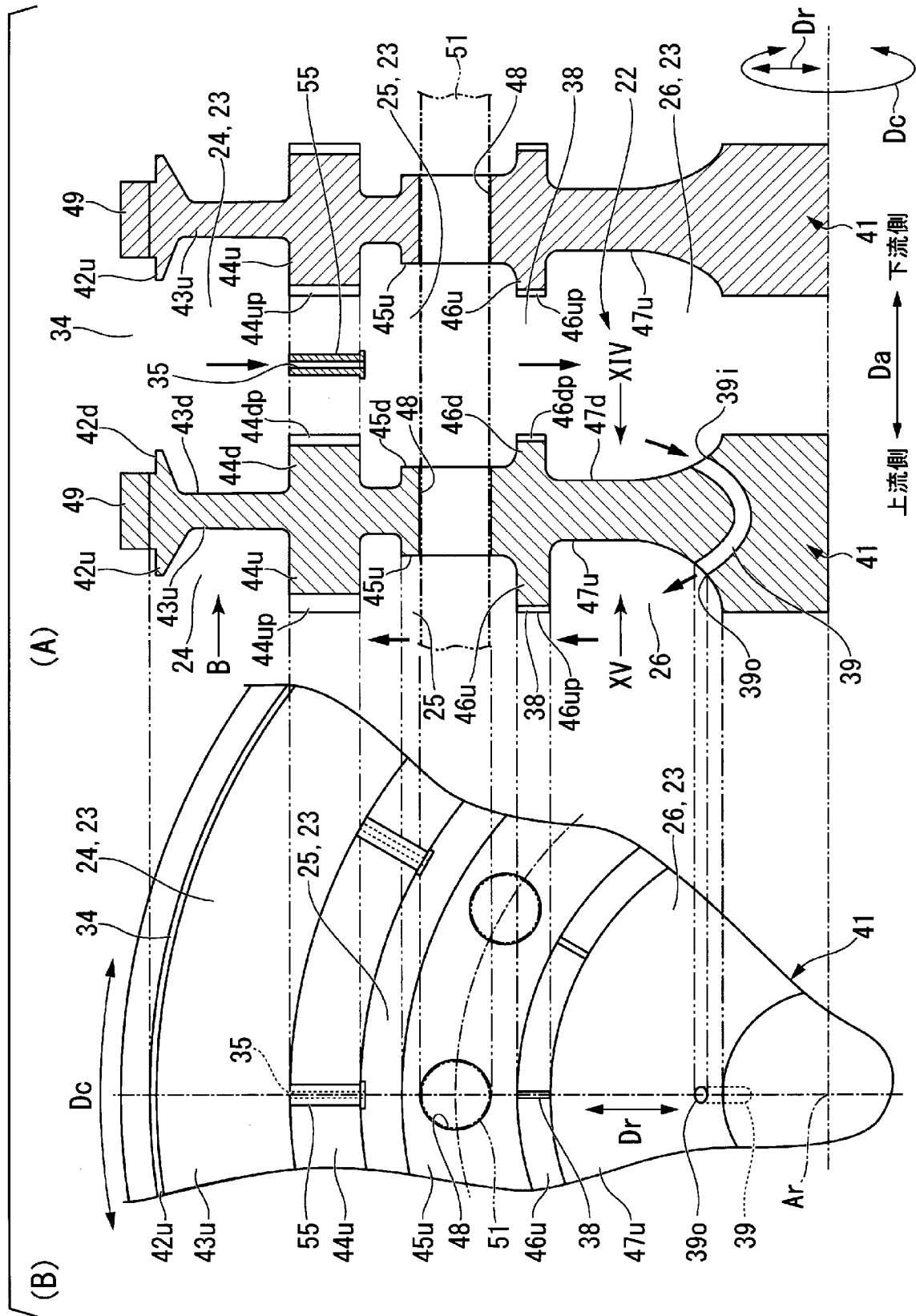
[図8]



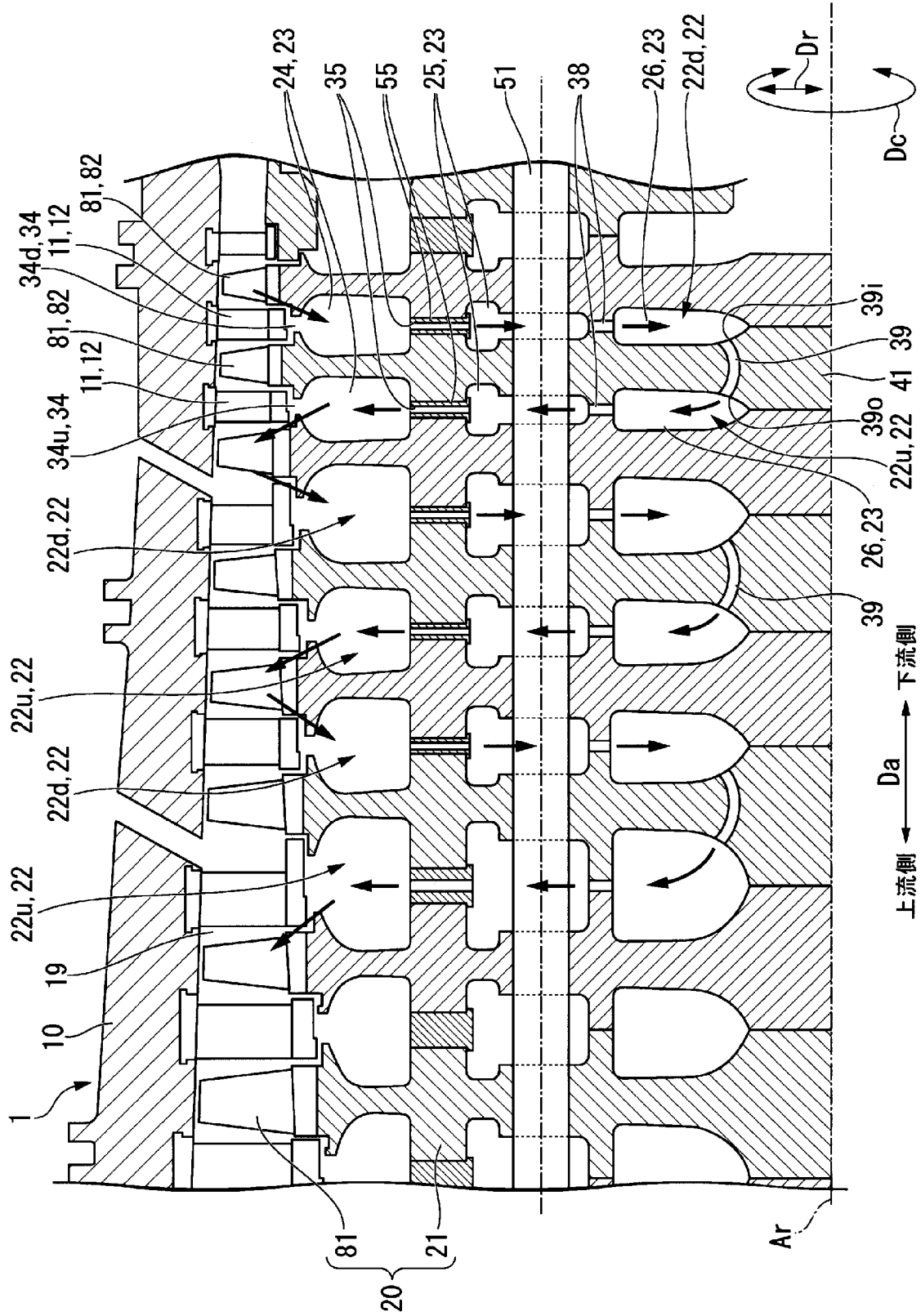
[図9]



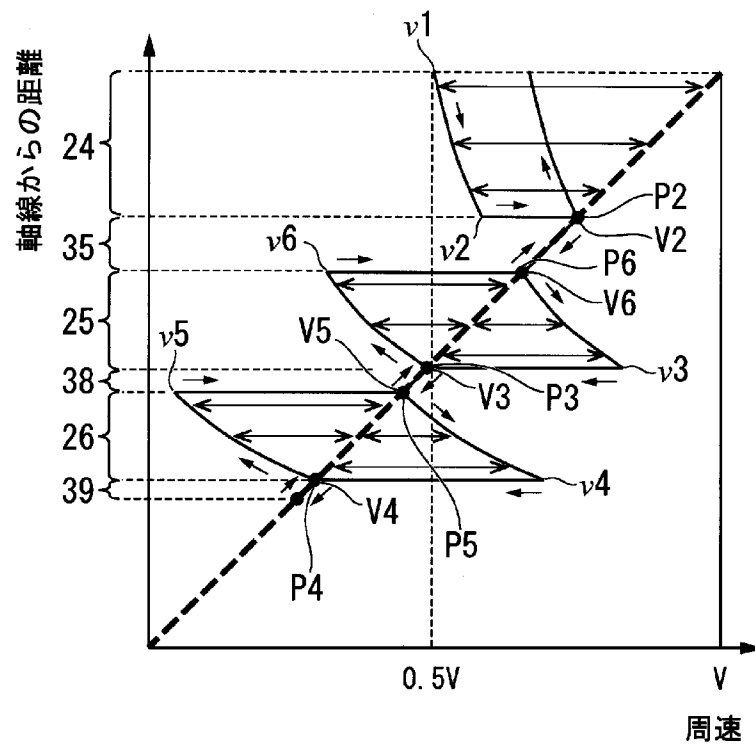
[図11]



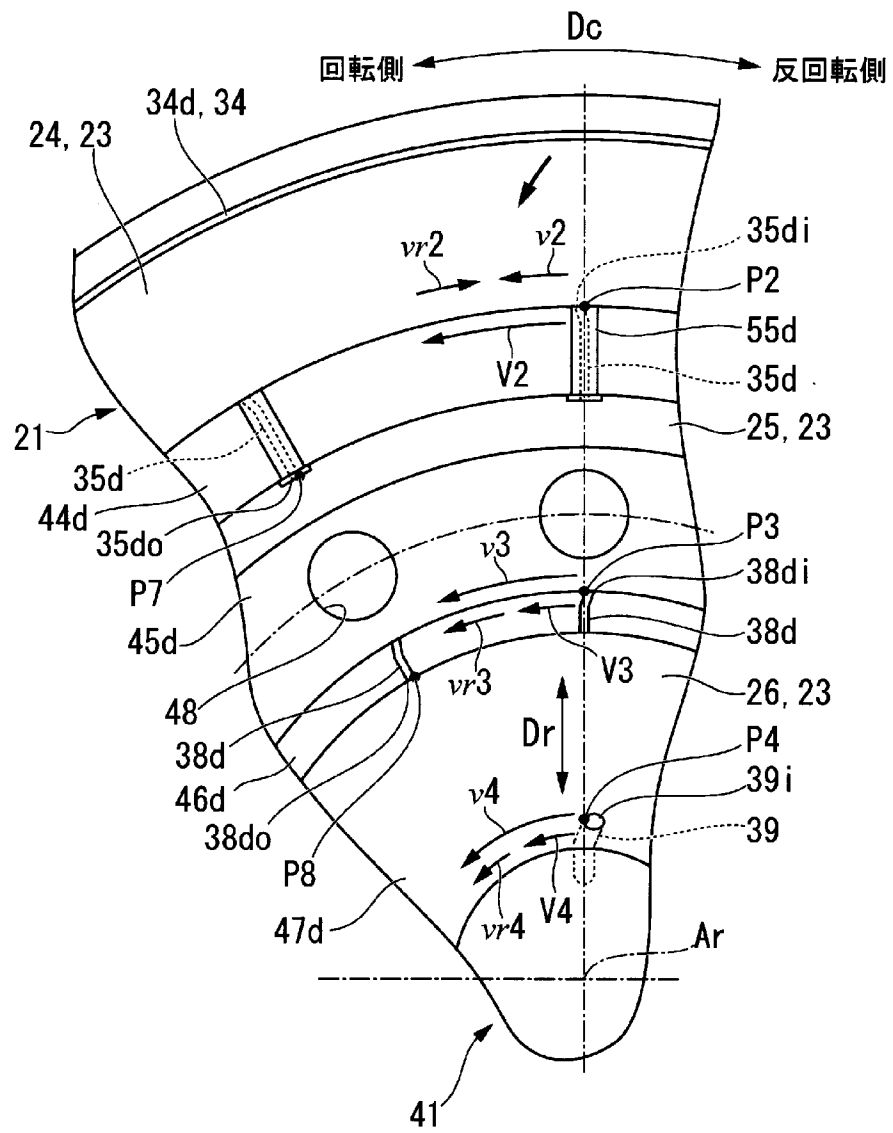
[図12]



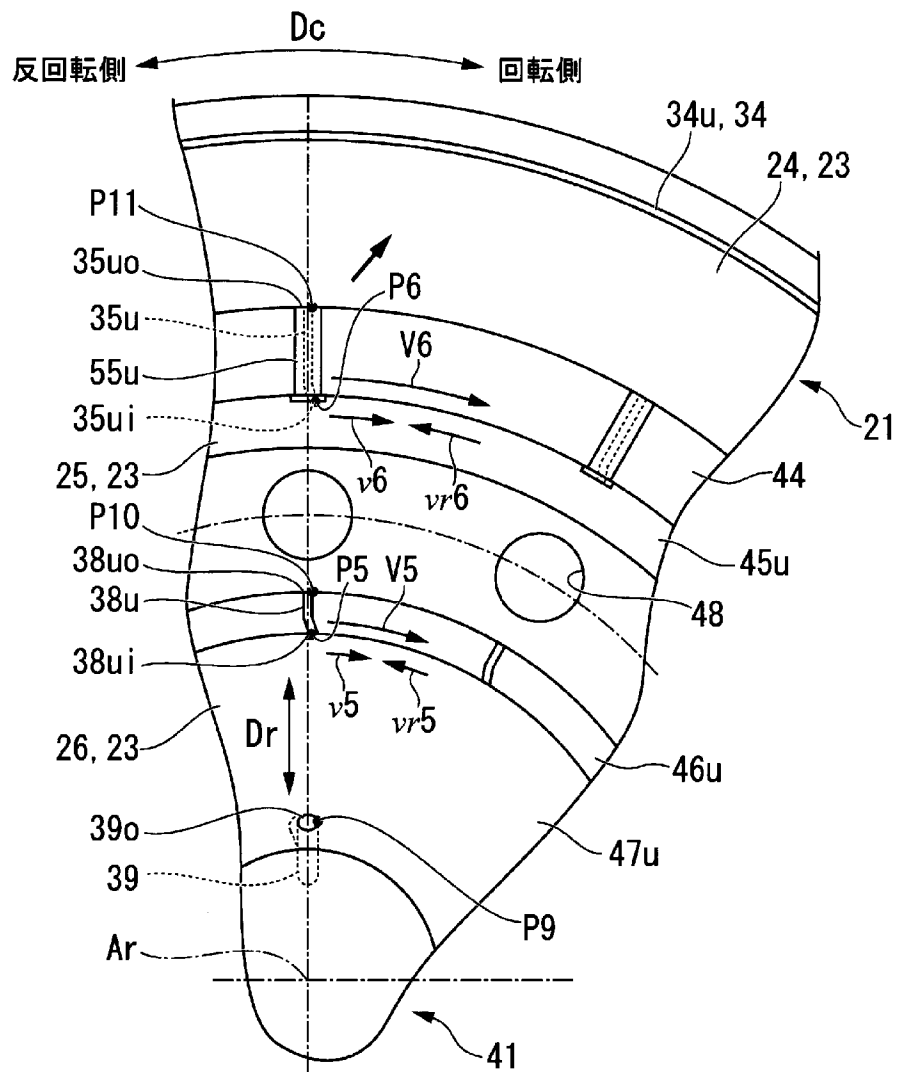
[図13]



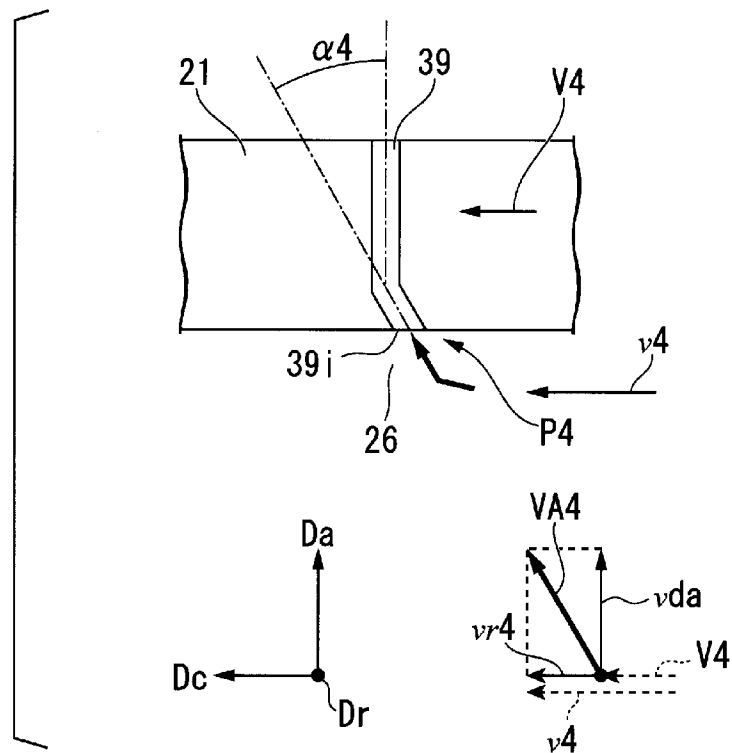
[図14]



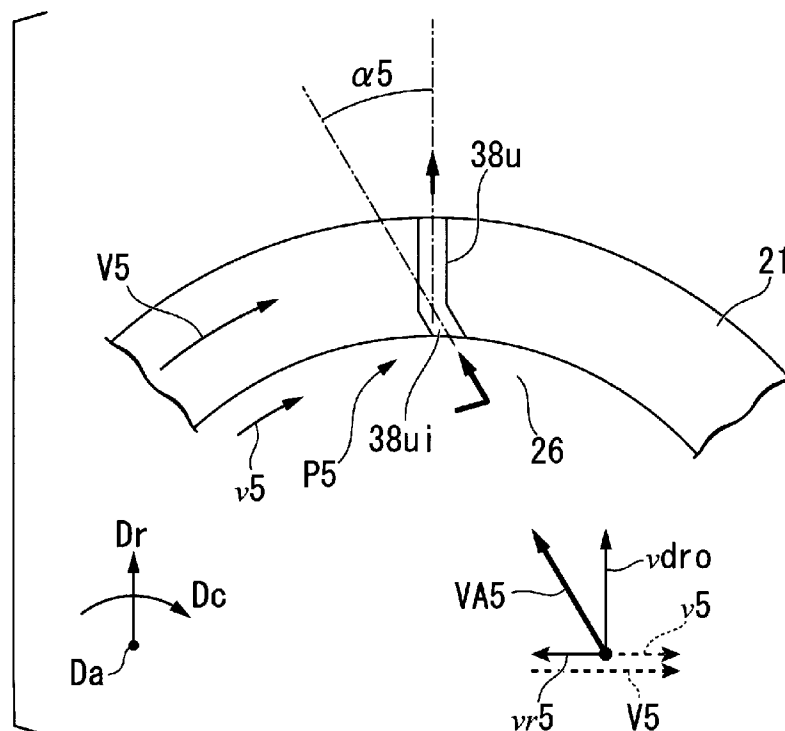
[図15]



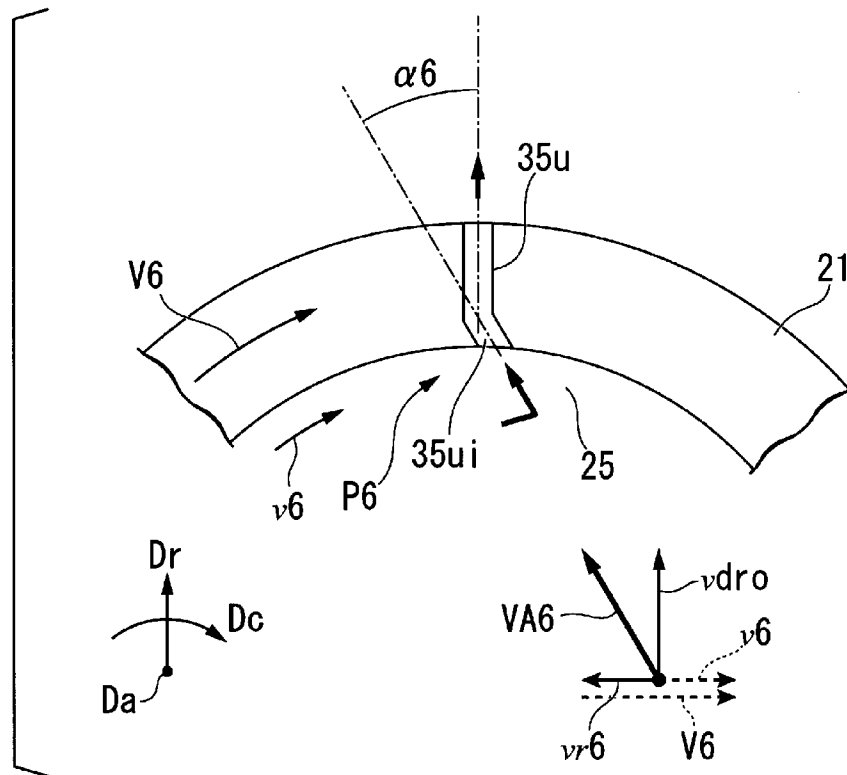
[図18]



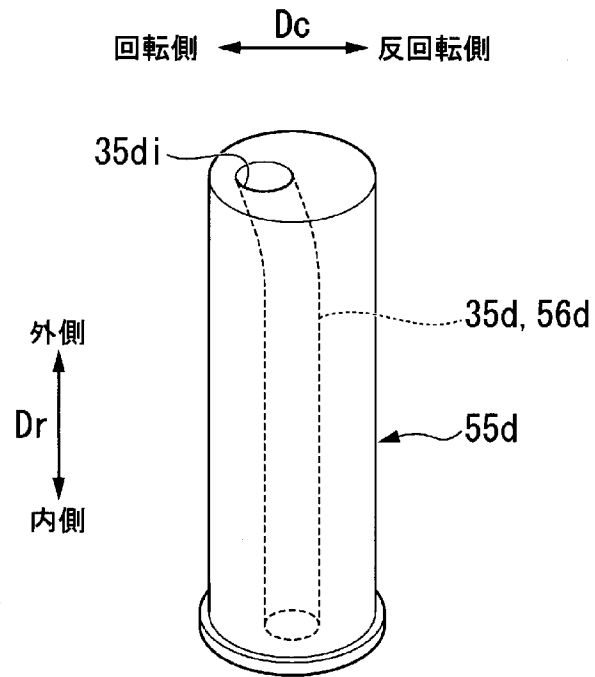
[図19]



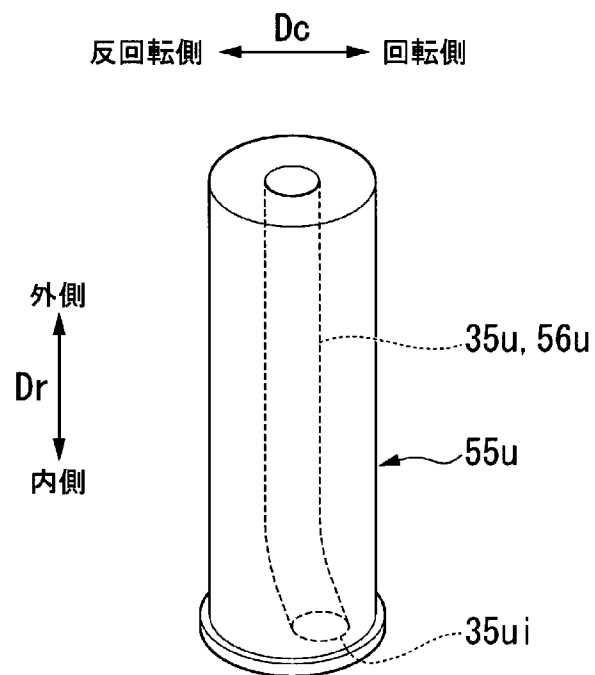
[図20]



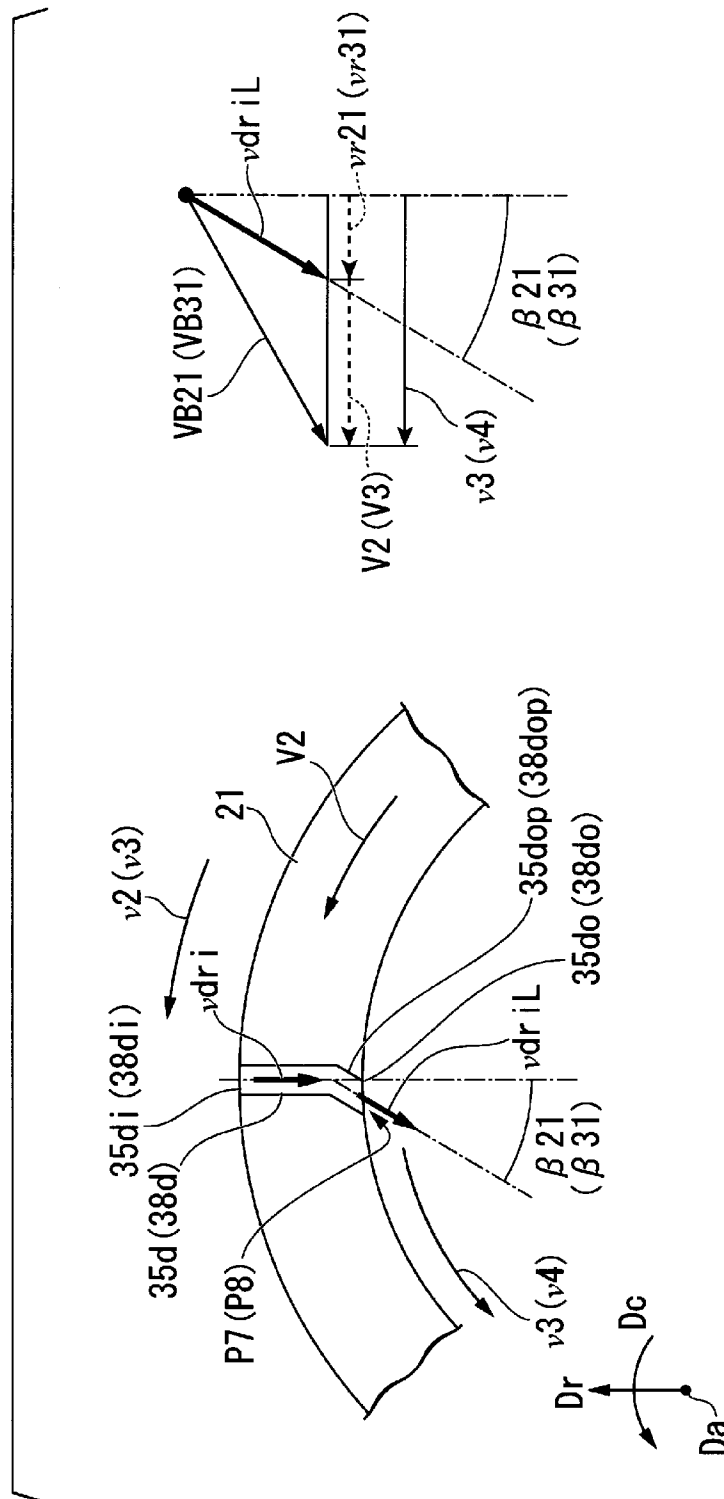
[図21]



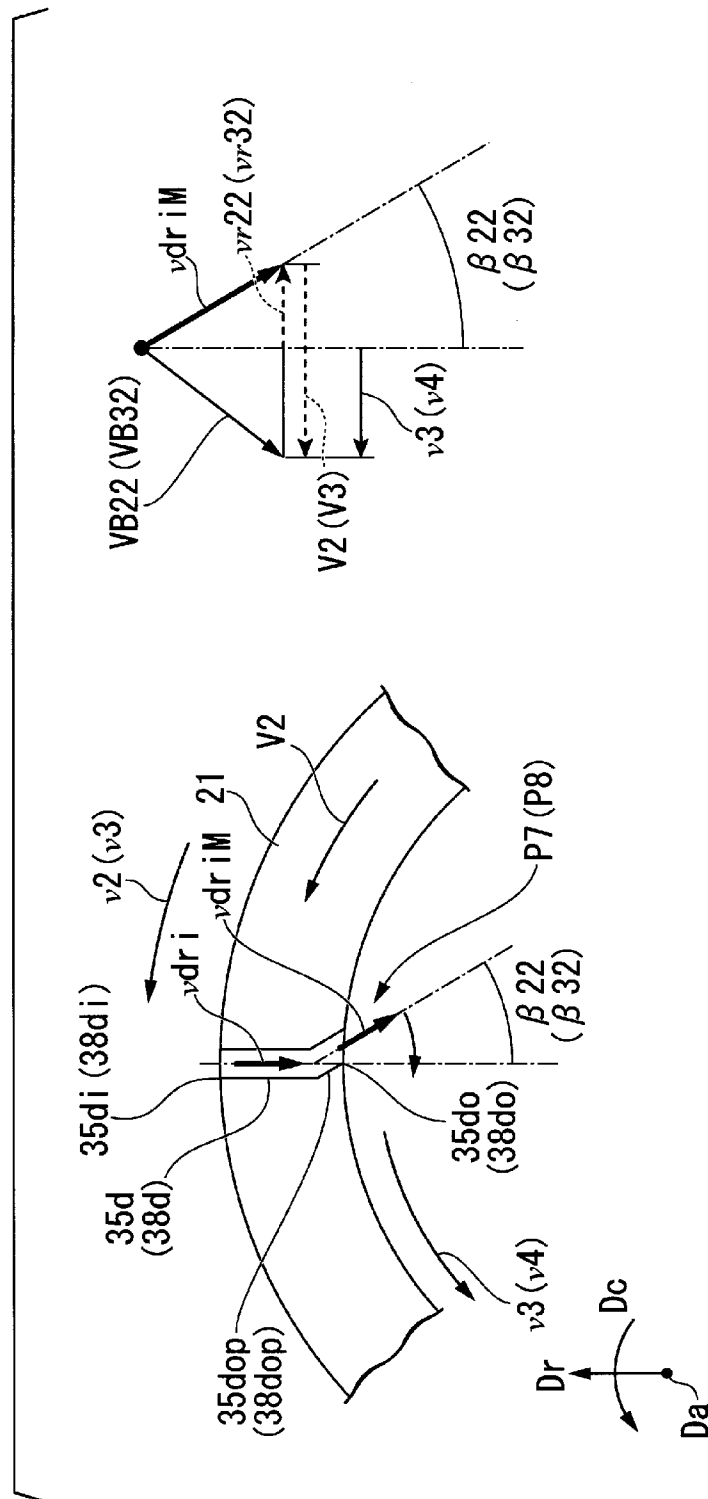
[図22]



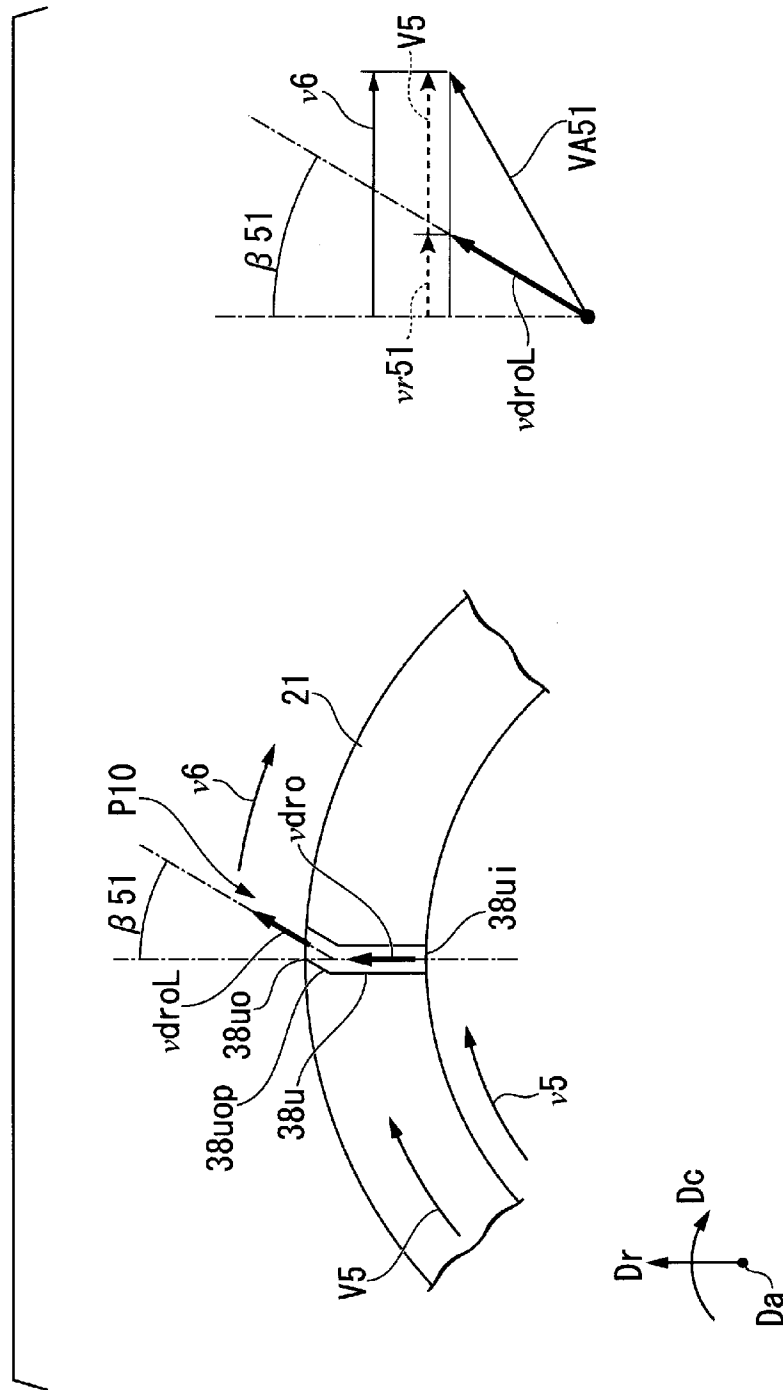
[図23]



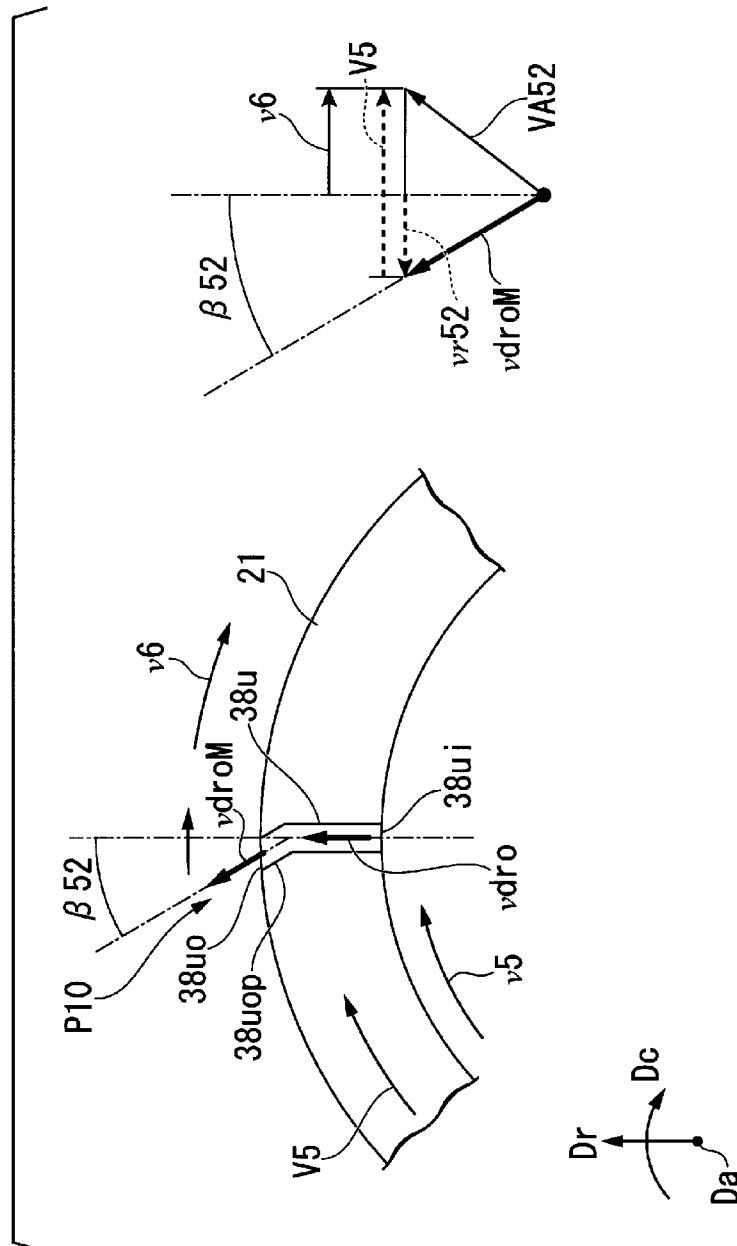
[図24]



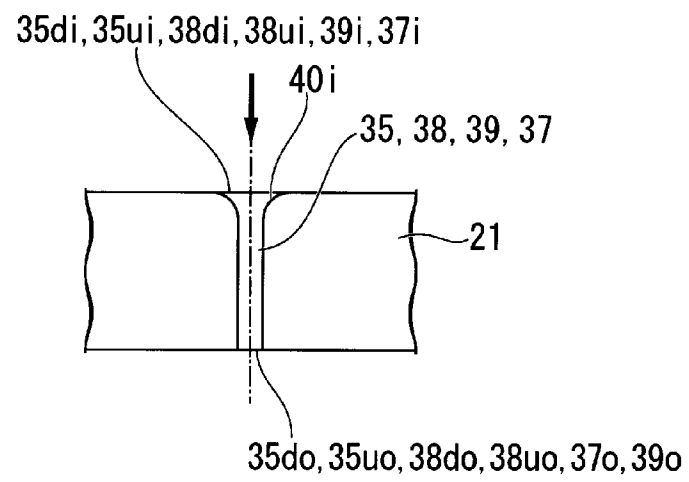
[図27]



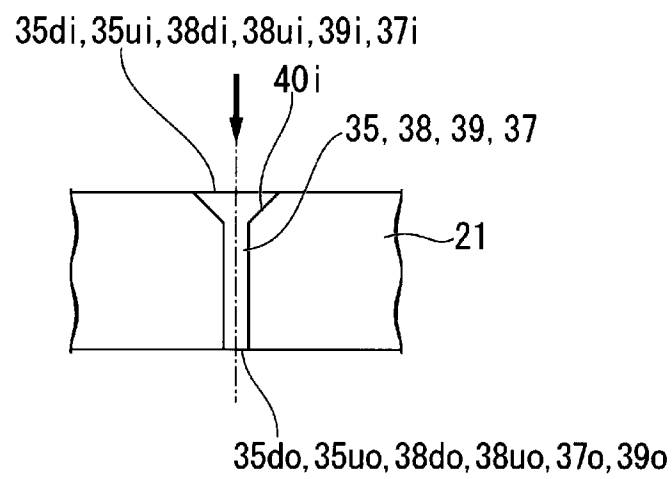
[図28]



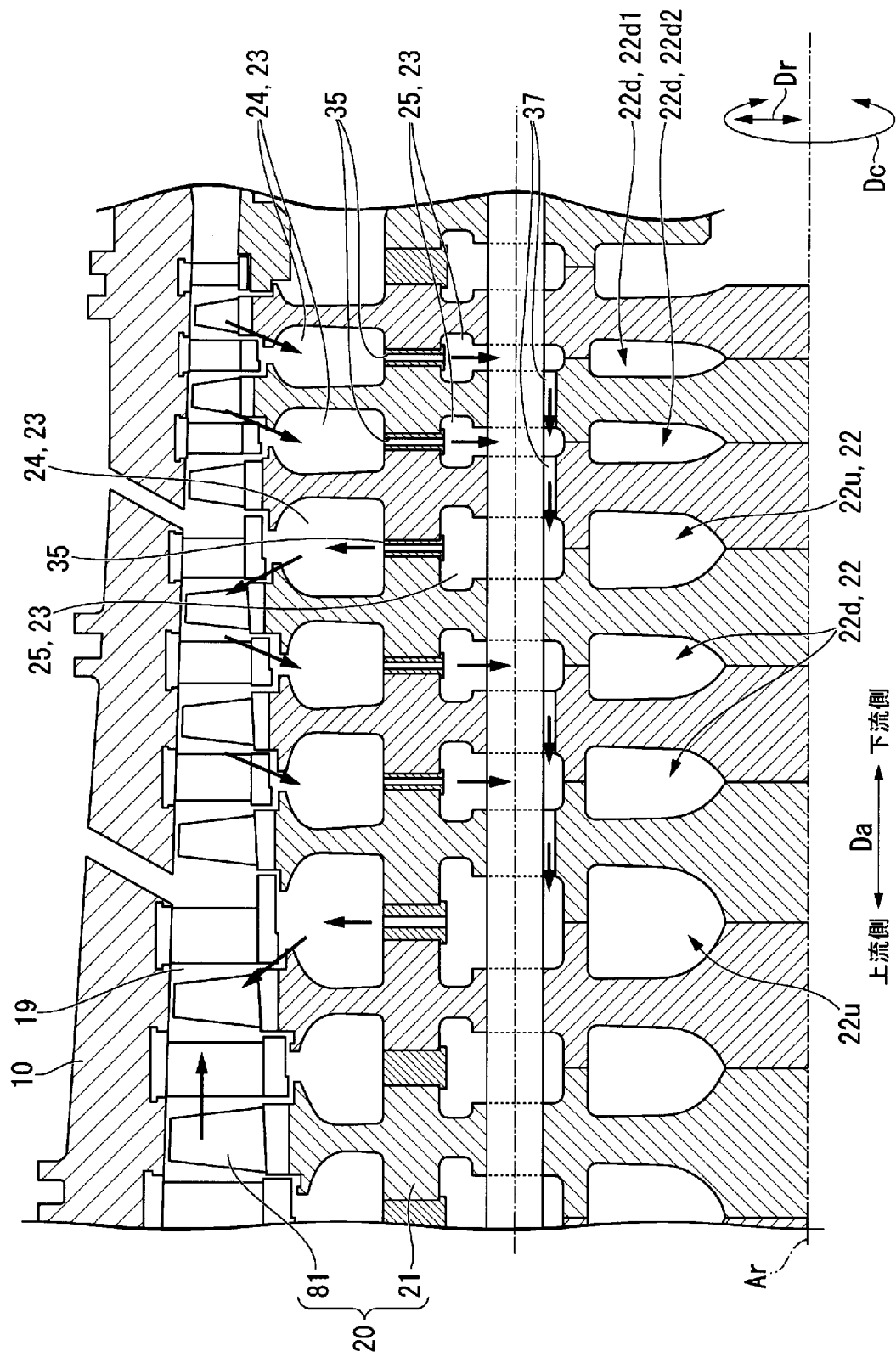
[図30]



[図31]



[図32]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/062236

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04D29/32(2006.01)i, F02C7/18(2006.01)i, F04D29/58(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)

F04D29/32, F02C7/18, F04D29/58

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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2004-60544 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 26 February 2004 (26.02.2004), paragraphs [0015] to [0029]; fig. 1 to 2 (Family: none)	1-3, 11-14 4-10
Y	JP 22-208 B1 (Daimler-Benz AG.), 24 March 1947 (24.03.1947), claims; fig. 1 (Family: none)	1-3, 11-14
A	JP 62-29701 A (Toshiba Corp.), 07 February 1987 (07.02.1987), entire text; all drawings (Family: none)	1-14

☒ 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
01 July 2016 (01.07.16)

Date of mailing of the international search report
12 July 2016 (12.07.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/062236

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 2001-214891 A (General Electric Co.), 10 August 2001 (10.08.2001), entire text; all drawings & US 6361277 B1	1-14
A	JP 11-311128 A (Hitachi, Ltd.), 09 November 1999 (09.11.1999), entire text; all drawings (Family: none)	1-14
A	JP 58-47199 A (Hitachi, Ltd.), 18 March 1983 (18.03.1983), entire text; all drawings (Family: none)	1-14

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F04D29/32(2006.01)i, F02C7/18(2006.01)i, F04D29/58(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. F04D29/32, F02C7/18, F04D29/58

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

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

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2004-60544 A（三菱重工業株式会社）2004.02.26, 段落 0015-0029, 図 1-2（ファミリーなし）	1-3, 11-14 4-10
Y	JP 22-208 B1（ダイムラーベンツ、アクチエンゲゼルシャフト） 1947.03.24, 特許請求の範囲, 第 1 図（ファミリーなし）	1-3, 11-14
A	JP 62-29701 A（株式会社東芝）1987.02.07, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-14

☒ 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

0 1 . 0 7 . 2 0 1 6

国際調査報告の発送日

1 2 . 0 7 . 2 0 1 6

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）

佐藤 秀之

3 0

3 9 2 5

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

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 2001-214891 A (ゼネラル・エレクトリック・カンパニイ) 2001.08.10, 全文, 全図 & US 6361277 B1	1-14
A	JP 11-311128 A (株式会社日立製作所) 1999.11.09, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-14
A	JP 58-47199 A (株式会社日立製作所) 1983.03.18, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-14