

(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
2014年5月30日(30.05.2014)



(10) 国際公開番号

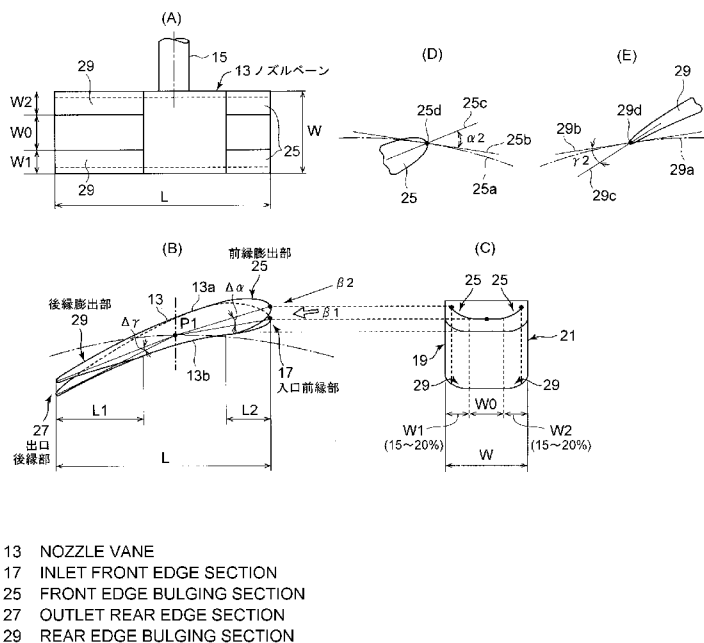
WO 2014/080889 A1

- (51) 国際特許分類:
F01D 9/02 (2006.01) F01D 17/16 (2006.01)
F01D 1/08 (2006.01) F02B 37/24 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/081123
- (22) 国際出願日: 2013年11月19日(19.11.2013)
- (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 2012-256911 2012年11月22日(22.11.2012) JP
- (71) 出願人: 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: 大迫 雄志 (OSAKO, Katsuyuki); 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 横山 隆雄 (YOKOYAMA, Takao); 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 陣内 靖明 (JINNAI, Yasuaki); 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 白石 隆 (SHIRAISHI, Takashi); 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 誠真 I P 特許業務法人 (SEISHIN IP PATENT FIRM, P.C.); 〒1060032 東京都港区六本木3丁目16番13号アンバサダー六本木1003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, LT, 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, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, 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).

[続葉有]

(54) Title: RADIAL TURBINE

(54) 発明の名称: ラジアルタービン



- 13 NOZZLE VANE
17 INLET FRONT EDGE SECTION
25 FRONT EDGE BULGING SECTION
27 OUTLET REAR EDGE SECTION
29 REAR EDGE BULGING SECTION

(57) 要約:

(57) Abstract: In order to reduce impact loss of a working gas flowing from a turbine scroll into nozzle vanes at the front-end part of the nozzle vanes and to achieve a uniform outflow at the rear-end part of the nozzle vanes, thereby suppressing collision loss and secondary flow loss at the rotor blades and improving turbine efficiency, a radial turbine (1), which is equipped with multiple nozzle vanes (13) that are arranged in the circumferential direction inside a spiral scroll (3) and adjust the flow of a working gas from the scroll (3) to the rotor blades (9), is characterized in that front edge bulging sections (25) are formed by bulging out the area near both widthwise ends of the inlet front edge sections (17) of the nozzle vanes (13) in the width direction of so as to bulge out more at the pressure-surface side of the nozzle vane than at the center part thereof, thereby matching the inflow angle of the working gas flowing into the nozzle vanes (13), and rear edge bulging sections (29) are formed after bulging out the area near both widthwise ends of the outlet rear edge sections (27) of the nozzle vanes (13) so as to bulge out more at the pressure-surface side than at the center part.

[続葉有]

WO 2014/080889 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

タービンスクロールからノズルベーンへ流入する作動ガスのノズルベーン先端部における衝突損失の低減およびノズルベーンの後端部における流出流れの均一化を行って、動翼における衝突損失、2 次流れ損失を抑制してタービン効率を向上させることを目的とし、渦巻状のスクロール 3 の内側に周方向に複数個配置され、スクロール 3 から動翼 9 への作動ガスの流れを調整するノズルベーン 13 を備えたラジアルタービン 1 において、ノズルベーン 13 の入口前縁部 17 の幅方向の両端部近傍を、中央部よりもノズルベーンの圧力面側に膨出して前縁膨出部 25 を形成し、ノズルベーン 13 に流入する作動ガスのガス流入角度と一致するようにし、さらに、ノズルベーン 13 の出口後縁部 27 の幅方向の両端部近傍を、中央部よりも圧力面側に膨出させた後縁膨出部 29 を形成することを特徴とする。

明 細 書

発明の名称： ラジアルタービン

技術分野

[0001] 本発明は、ラジアルタービンに関し、特に、渦巻状のスクロールの内側に周方向に複数個配置され、スクロールからタービンロータの動翼への作動ガスの流れを調整するノズルベーンの構造に関する。

背景技術

[0002] 自動車用内燃機関等に用いられる比較的小型の過給機（排気ターボチャージャ）には、作動ガスをタービンケーシング内に形成された渦巻状のスクロールから該スクロールの内側に位置するタービンロータの動翼へと半径方向に流入させて該動翼に作用させた後軸方向に流出させることにより該タービンロータを回転駆動するように構成されたラジアルタービンが多く採用されている。

そして、動翼へ流入する作動ガスの流れを改善してラジアルタービンの効率を向上するものとして、動翼の外周側にノズルベーンを周上に複数個配置し、その角度を可変化したもの、または固定化したものが採用されている。

[0003] 図 7、図 8 に、可変ノズル式のラジアルタービンを用いた過給機の一例の要部断面図を示す。図においてタービンケーシング 2 内には、渦巻状のスクロール 3、内周側にガス出口通路 5（図 7 には不図示）が形成されている。

また、タービンロータ 7 の外周に複数の動翼 9 が円周方向等間隔に固着されて構成されている。また、タービンロータ 7 はローターシャフト 11 によって同軸に固定された図示しないコンプレッサと接続されており、このローターシャフト 11 は軸受ケーシングに軸受で支持されている。

[0004] また、渦巻状のスクロール 3 の内側に周方向に複数個配置されてスクロール 3 からのガス流 G を調整してタービンロータ 7 の動翼 9 へ流すノズルベーン 13 が設けられている。

この図 7、8 においては、ノズルベーン 13 は可変式のものを示し、図に

示すノズルベーン 13 の本体に取り付けられた支持軸 15 を回転軸として回転可能にした可変式である。

[0005] ラジアルタービンのノズルベーンに関する先行技術としては、特許文献 1（特開 2005-351241 号公報）、特許文献 2（特表 2011-509371 号公報）、特許文献 3（特開 2000-18004 号公報）が挙げられる。

特許文献 1 には、可変式のノズル用ベーンが示され、車両用ターボ過給機等の排気タービンの低負荷運転領域を含む使用負荷範囲の全域にわたって良好なノズル特性を得るために、ベーンの背面の下流端部の翼長の少なくとも一部に亘って翼型断面形状より山形に膨出した流体そらせ隆起を設けることが示されている。

[0006] また、特許文献 2 には、可変式のターボチャージャ用のガイドベーンが示され、当該ガイドベーンの外形形状の曲率線が、不連続的な延びを有する少なくとも 1 つ又は複数の領域を有して形成され、所望の使用目的に応じた多数の流動パターンを実現することが示されている。

[0007] また、特許文献 3 には、ノズル付きラジアルタービンにおいて、可変ノズルのハブ側及びシュラウド側の両壁近傍でノズル流入角が大きくなることにより生じるノズル損失を抑えるために、ノズル前縁部のハブ側壁面近傍とシュラウド側壁面近傍の翼角を流路中央の翼角より大きい形状としたことが開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献 1：特開 2005-351241 号公報

特許文献 2：特表 2011-509371 号公報

特許文献 3：特開 2000-18004 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] 前述の図 7、8 に示したラジアルタービンにおいては、作動ガスはスクロール 3 の渦巻きに沿って周回しながら周方向に複数個配置されたノズルベーン 13 の間に流入する。このノズルベーン 13 へのガス流入速度は、ノズルベーン 13 の幅（高さ）方向（図 6 の Z 方向）において、異なる速度分布を持つ。

すなわち、ノズルベーン 13 の入口部のガス流入速度 C は、図 6 に示すように、入口前縁部 17 の幅 W の両側において全幅の 15～20% に形成される 3 次元境界層によって、ガス速度 C の周方向成分である周方向速度 C_θ は前記入口前縁部 17 の中央部が大きく両端の角部つまりシュラウド側 19 及びハブ側 21 が小さくなる。また半径方向成分である半径方向速度 C_R は図 6 に示すように、入口前縁部 17 の中央部が小さく両端の角部つまりシュラウド側 19 及びハブ側 21 が大きくなるような分布となる。

[0010] そして、前記ノズルベーン 13 の入口の幅 W の方向に、流入ガスの流動分布つまり流動歪みがあると該ノズルベーン 13 での流動損失が増加してタービン効率の低下を招く。

すなわち、前記ノズルベーン 13 への最適なガス流入角度 β_1 に合わせたノズルベーン 13 の入口中央部に対して入口前縁部 17 の壁側つまりハブ側 21 及びシュラウド側 19 のガス流入角度 β_2 が大きくなり、ハブ側 21 及びシュラウド側 19 においてガス流入角度 β の差つまり衝突角度（インシデンス角度、インシデンス角度はノズル前縁の翼角度とガス流入角度との差）が大きくなると、ガスが前記ノズルベーン 13 の先端部において負圧面側 13b（図 9 参照、13a を圧力面側とする）に衝突角度（インシデンス角度）を持って流入することとなってノズルベーン 13 の入口前縁部 17 の衝突損失を生じ、ノズルベーン 13 から動翼 9 へ向かう流れに 2 次流れ損失が増加し、タービン効率が低下する問題があった。

[0011] 一方、特許文献 1 に示される技術は、前述のようにベーンの背面の下流端部の翼長の少なくとも一部に亘って翼型断面形状より膨出した流体そらせ隆起を設けて、ベーンの下流端を出たところで流れが該ベーンの腹側へ回り込

む流れを防止するものであり、ベーンの下流端部から流出してタービンロータの動翼に流入する流れ角の均一化までは開示されていない。

また、特許文献2においても、スクロールからの作動ガスが流入されるベーン先端部、さらに後端部における作動ガスの流れ角度の均一化については示されていない。

また、特許文献3においても、ベーン先端部におけるインシデンス角度（衝突角度）の均一化については示されているものの、ベーンの下流端部から流出してタービンロータの動翼に流入する流れ角の均一化までは開示されていない。

- [0012] そこで、本発明はこのような課題に鑑みてなされたものであり、タービンスクロールからノズルベーンへ流入する作動ガスのノズルベーン先端部における衝突損失の低減、およびノズルベーンの後端部における流出流れの均一化を行って、ノズルベーンおよび動翼における2次流れ損失を抑制してタービン効率を向上させることを目的とする。

課題を解決するための手段

- [0013] 本発明はかかる目的を達成するもので、渦巻状のスクロールの内側に周方向に複数個配置され、スクロールからタービンロータの動翼への作動ガスの流れを調整するノズルベーンを備えたラジアルタービンにおいて、前記ノズルベーンの入口前縁部の幅方向の両端部近傍を、幅方向の中央部よりも該ノズルベーンの圧力面側に膨出して前縁膨出部を形成し、入口前縁部の前縁翼角度を幅方向全域において前記ノズルベーンに流入する作動ガスのガス流入角度と一致するようにし、さらに、前記ノズルベーンの後縁部の幅方向の両端部近傍を、中央部よりも該ノズルベーンの圧力面側に膨出させた後縁膨出部を形成したことを特徴とする。
- [0014] かかる発明によれば、タービンスクロールからノズルベーンへ流入する作動ガスのノズルベーン先端部における衝突損失の低減が図れるとともに、ノズルベーンの後端部における流出流れの均一化がなされることによって、ノズルから動翼へ流入する作動ガスの流れの均一化によって、動翼による作動

損失の低減が図れて、タービン全体のタービン効率を向上できる。

- [0015] また、本発明において、好ましくは、前記幅方向の両端部近傍におけるノズルベーンの全長を前記幅方向の中央部における全長より長く形成するとよい。

このような構成を採用することによって、前縁膨出部が形成される幅方向の両端部分が延長して設けられて全長が長くなるため、隣接するそれぞれのノズルベーンの重なりによって形成されるスロートが形成される距離が確保され、その結果、スロートによる作動ガスの調整を十分行うことができる。すなわち、前縁膨出部においては翼角が立ち上がるため隣接するノズルベーン間の重なり距離が小さくなる傾向にあるが、本発明ではこのような隣接のノズルベーン間の重なり部の長さを確保できるようになる。

- [0016] また、本発明において、好ましくは、前記ノズルベーンがノズル長さの中間部を回転中心として回動可能に支持される可変式のノズルベーンからなり、隣設するノズルベーンの一方向のノズルベーンの前記前縁膨出部と他方のノズルベーンの前記後縁膨出部とが前記ノズルベーンを全閉状態の時に近接するように形成されるとよい。

このような構成を採用することによって、ノズルベーンの全閉時において、スロートを極力狭く設定することができ、タービン性能を低下させることがない。

- [0017] また、本発明において、好ましくは、前記ノズルベーンがノズル長さの中間部を回転中心として回動可能に支持される可変式のノズルベーンからなり、各ノズルベーンの回動軸近傍を連ねて形成される環状範囲内においてのみ、前記ノズルベーンの幅方向の両端部と側壁との隙間が、前記環状範囲外における前記両端部と前記側壁との隙間より狭く形成されているとよい。

- [0018] 可変式のノズルは、ノズル開度を可動とするため、ノズル端部と壁面の間に、クリアランス（隙間）が設けられている。このクリアランスを通過するガス（ノズルのスロートを通過せずに漏れるガス）は、速度エネルギーに変換されないため、ノズルクリアランスの損失が増大し、タービン効率が低下

する。

[0019] 従って、本発明では前記のような構成を採用することで、ノズルクリアランスの損失を防止することで、前記したノズルベーン先端部における衝突損失の低減およびノズルベーンの後端部における流出流れの均一化によるタービン効率を向上と合わされて、さらに効率向上が図れる。

[0020] また、本発明において、好ましくは、前記環状範囲はノズルベーンの開度が中間開度～小開度の範囲内において隣接するノズルベーンによってスロートが形成される領域であるとよい。

[0021] すなわち、ノズルクリアランスによる損失増大の傾向は、タービンロータの動翼に比べノズル部でのガス膨張が大きい領域であり、かつノズルクリアランスに対して、ノズル間のスロート面積の割合が小さくなる領域で、特に顕著になるため、タービン効率へのノズルの影響が大きくなるノズル開度の中間開度～小開度の範囲内において隣接するノズルベーンによってスロートが形成される領域であるとノズルクリアランスの損失防止が効果的に得られる。

[0022] また、本発明において好ましくは、前記ノズルベーンの入口前縁部において、幅方向の両端部近傍を、幅方向の中央部よりノズルベーンの圧力面側に約2度～13度の範囲で翼角度を立たせる方向に膨出するとよく、また、前記ノズルベーンの出口後縁部において、幅方向の両端部近傍を、幅方向の中央部よりノズルベーンの圧力面側に約2度～8度の範囲で翼角度を立たせる方向に膨出するとよい。

発明の効果

[0023] 本発明によれば、タービンスクロールからノズルベーンへ流入する作動ガスのノズルベーン先端部における衝突損失の低減およびノズルベーンの後端部における流出流れの均一化を行ってタービン動翼における衝突損失及び2次流れ損失を抑制してタービン効率を向上させることができる。

また、タービン効率へのノズルクリアランスの影響が大きくなるノズル開度の中間開度～小開度の範囲内において、ノズルクリアランスの寸法を小さく

して損失防止を行うことで、タービン効率をさらに向上させることができる。

図面の簡単な説明

[0024] [図1]第1実施形態を示すノズルベーンの全体図を示し、(A)が平面図、(B)が正面図、(C)が側面図である。(D)はノズルベーン前縁膨出部の形状、(E)はノズルベーン後縁膨出部の形状を示す。

[図2]第1実施形態のノズルベーンが周方向に配設され全閉状態を示す。

[図3]第2実施形態を示すノズルベーンの全体図を示し、(A)が平面図、(B)が正面図、(C)が側面図である。

[図4]第3実施形態を示す上半分の要部断面図である。

[図5](A)は第3実施形態の回転軸線に沿う上半分の要部断面図であり、(B)は(A)のF部の拡大説明図である。

[図6]ノズルベーンの入り口における3次元境界層の影響による流速の変化を示す作用説明図である。

[図7]本発明が適用されるラジアルタービンを示す上半分の要部断面図である。

[図8]本発明が適用されるラジアルタービンの回転軸線に沿う上半分の要部断面図である。

[図9]従来技術のノズルベーンの全体図を示す図1の対応図である。

発明を実施するための形態

[0025] 以下、本発明を図に示した実施形態を用いて詳細に説明する。

但し、この実施形態に記載されている構成部品の寸法、材質、形状、その相対配置などは特に特定の記載がない限り、この発明の範囲をそのみに限定する趣旨ではなく、単なる説明例にすぎない。

[0026] (第1実施形態)

図7、8に、可変ノズル式のラジアルタービン1を用いた過給機の一例の要部断面図を示す。図においてタービンケーシング2内には、渦巻状のスクロール3、内周側にガス出口通路5が形成されている。

また、タービンロータ 7 の外周に複数の動翼 9 が円周方向等間隔に固着されて構成されている。また、タービンロータ 7 はローターシャフト 11 によって同軸に固定された図示しないコンプレッサと接続されており、このローターシャフト 11 は軸受ケーシングに軸受で支持されている。

[0027] また、渦巻状のスクロール 3 の内側に周方向に複数個配置されて、スクロール 3 からのガス流 G をタービンロータ 7 の動翼 9 へ流入する角度を調整するノズルベーン 13 が設けられている。

この図 7、8 においては、ノズルベーン 13 は回転式のものを示し、図に示すノズルベーン 13 の本体に取り付けられた支持軸 15 を回転軸として回転可能になっている。

[0028] ノズルベーン 13 は、その本体部分は図 1 (A) の平面図に示すように、長方形状をしており、(B) に示す正面図においては翼形の断面形状を有している。そして、作動ガスが流入するノズルベーン 13 の入口前縁部 17 において、幅 W の両端部であるシュラウド側 19 の端部とハブ側 21 の端部の部分が、幅 W の中央部 W0 よりもノズルベーン 13 の圧力面側 13a (図 1 (B) の断面翼形状の背側) に膨出して、幅 W の両端側に前縁膨出部 25、25 を形成している。

そして、入口前縁部 17 の前縁翼角度 (前縁部の指向する角度) α が、幅 W の全域においてノズルベーン 13 に流入する作動ガスのガス流入角度 β (図 6 参照) と一致するようになっている。

[0029] さらに、ノズルベーンの出口後縁部 27 においても、幅 W の両端部であるシュラウド側 19 の端部とハブ側 21 の端部の部分が、幅 W の中央部 W0 よりもノズルベーン 13 の圧力面側 13a (図 1 (B) の断面翼形状の背側) に膨出して、幅 W の両端側 W1、W2 に後縁膨出部 29、29 を形成している。

ノズルベーン 13 の翼弦長 L に対して前縁側の L1 の部分に前縁膨出部 25 が形成され、後縁側 L2 の部分に後縁膨出部 29 が形成されている。

[0030] このようにノズルベーン 13 の入口前縁部 17 の幅方向の全域、および出

口後縁部 27 の幅方向全域において、作動ガスのノズルベーン 13 へのガス流入角度 β (図 6 参照) と一致するようにシュラウド側 19 およびハブ側 21 の端部を膨出させている。

[0031] 具体的には、図 6 において、通路の幅方向 (Z 方向) の中央部のガス流入角度 β_1 と、壁側つまりハブ側及びシュラウド側のガス流入角度 β_2 とでは、壁側のガス流入角度 β_2 の方が大きくなる。これに対応するように、ノズルベーン 13 の幅 W の中央部 W_0 の前縁翼角度 α_1 が β_1 に一致するように設定され、幅 W の両端側 W_1 、 W_2 の前縁翼角度 α_2 が β_2 に一致するように設定されている。

従って、ノズルベーン 13 の入口前縁部 17 の前縁翼角度 α が、幅 W の全域においてノズルベーン 13 に流入する作動ガスのガス流入角度 β と一致するようになっているため、タービンスクロールからノズルベーンへ流入する作動ガスのノズルベーン先端部における衝突損失を低減できる。

[0032] また、出口後縁部 27 の幅方向全域においても、作動ガスのノズルベーン 13 へのガス流入角度 β (図 6 参照) と略一致させるようにシュラウド側 19 およびハブ側 21 の端部を膨出させている。このため、ノズルベーン 13 の後端部における流出流れの均一化によって、すなわち、ノズルベーン 13 から流出した作動ガスの動翼 9 への周方向流入位置が流路の幅方向で均一化する (中央部とシュラウド側およびハブ側との動翼 9 への周方向流入位置のずれを近づけるようにする) ことによって、動翼 9 による作動損失の低減が図れて、タービン全体のタービン効率を向上できる。

[0033] なお、前縁膨出部 25、25、及び、後縁膨出部 29、29 の形成領域は、図 1 (A) ~ (C) に示すように、幅 W 方向において、両側の W_1 、 W_2 をそれぞれ 15 ~ 20 % 程度の範囲に形成するとよい。これは図 6 に示すように境界層が形成される領域に相当させたものであり、この領域では境界層による影響でガス流入角度 β が大きくなる傾向に対応させてある。

[0034] また、ノズルベーン 13 の前縁膨出部 25 の膨出量 $\Delta \alpha$ については、幅方向の両端部近傍を、幅方向の中央部よりノズルベーンの圧力面側に $\Delta \alpha =$ 約

2度～13度の範囲で翼角度を立たせる方向に膨出するとよく、また、ノズルベーン13の後縁膨出部29の膨出量 $\Delta\beta$ については、幅方向の両端部近傍を、幅方向の中央部よりノズルベーンの圧力面側に $\Delta\beta$ ＝約2度～8度の範囲で翼角度を立たせる方向に膨出するとよい（図1（B）参照）。この膨出量 $\Delta\alpha$ 、 $\Delta\beta$ については、試験結果またはシミュレーション算出結果を基に設定している。

なお、この前縁膨出部25の膨出量 $\Delta\alpha$ は、通路の幅方向（Z方向）の中央部のガス流入角度 β_1 と、壁側つまりハブ側及びシュラウド側のガス流入角度 β_2 との差に相当するものである。

[0035] また、前縁膨出部25の膨出形状は、図1（C）に示すように、両端部の位置で最も突出しており、中央部W0に向かうように滑らかに低下している。

（D）はノズルベーン前縁膨出部の形状を示し、 α_2 は、前縁膨出部25の前縁点25dとノズルベーン13の支持軸15の回転中心P1とを結ぶノズル前縁中心線25cと、動翼9の回転中心P2を中心として前縁点25dを通る円弧の前縁点25dにおける接線25bとのなす角度である。

（E）はノズルベーン後縁膨出部の形状を示し、 γ_2 は、後縁膨出部29の後縁点29dとノズルベーン13の支持軸15の回転中心P1とを結ぶノズル後縁中心線29cと、動翼9の回転中心P2を中心として後縁点29dを通る円弧の後縁点29dにおける接線29bとのなす角度である。

また、前記 α_2 及び γ_2 はノズルベーン13を閉じたときに隙間が開かないように対応する形状にもなっている。

[0036] 従って、図2に示すように、隣接して設けられるノズルベーン13、13間の前縁膨出部25と後縁膨出部29とが、互に対応する形状からなっているため、ノズルベーン13の全閉時において、近接することができる。従って、ノズルベーン13の全閉時において、隣接するノズルベーン13、13間に形成されるスロートSを極力狭くすることができ、タービン性能を向上できる。

[0037] 以上の第1実施形態によれば、タービンスクロール3からノズルベーン13へ流入する作動ガスのノズルベーン13の入口前縁部（先端部）17における衝突損失の低減が図れるという作用効果と、ノズルベーン13の出口後縁部（後端部）27における流出流れの均一化がなされることによって、ノズルベーン13から動翼9へ流入する作動ガスの均一化が得られるという作用効果とが重なりあって、ノズルベーン13による作動ガス流の流れの損失低減と、動翼9による作動損失の低減が図れて、タービン全体のタービン効率を向上できる。

[0038] （第2実施形態）

次に、図3を参照して、第2実施形態について説明する。この第2実施形態は、入口前縁部17の部分を翼の長さ方向に延ばしたものである。その他の構成は第1実施形態と同様である。

[0039] 図3のように、ノズルベーン33の入口前縁部17の部分を長さ方向にL'だけ延ばして延長部31を有した前縁膨出部26を形成している。

この延長部31は、図3（A）の平面図より、シュラウド側19およびハブ側21の端面部を最も伸ばし、そこから徐々に中央部W0に向かって低下していく形状をしている。幅W方向において、両側のW1、W2は、それぞれ15～20％程度の範囲において形成するとよい。これは図1（C）の説明と同様に、図6に示す境界層が形成される領域に相当させたものであり、この領域にでは境界層による影響でガス流入角度 β が大きくなる傾向に対応させるためである。

また、翼弦長 L_a に対して前縁側のL3の部分に前縁膨出部26が形成され、後縁側L2の部分に後縁膨出部29が形成されている。

[0040] 第2実施形態によれば、幅W方向の両端部近傍のノズル長さを中央部W0より長く形成するため、隣接するノズルベーン33、33との重なり部分の長さが確保されて、スロートSの形成範囲を短くすることがないため、隣接するノズルベーン33間を流れる作動ガスの流速の低下が防止される。

すなわち、前縁膨出部26においては翼角 α を立ち上げ、さらに後縁膨出

部 2 9 においても翼角 γ が立ち上がるため、隣接するノズルベーン 3 3 間の重なり部分においてスロート S が形成されるノズルベーンの長さ方向の距離を確保できない問題が生じるおそれがあるが、本実施形態ではこのような重なり部の長さを確保できる。

[0041] なお、第 2 実施形態としては前縁膨出部 2 6 の部分だけを延長した例を説明したが、後縁膨出部 2 9 の部分も延長するようにしてもよく、このように前縁側と後縁側を共に延長することで、隣接するノズルベーンの重なり部分の長さが一層確保されるので、スロート部分の長さが確保されて作動ガスの調整低下が防止される。

[0042] (第 3 実施形態)

次に図 4、5 を参照して、第 3 実施形態について説明する。

この第 3 実施形態は、第 1、2 実施形態にさらにノズルクリアランスからのガス漏れを防止してタービン効率を向上させるものである。

[0043] 図 5 に示すように、可変式ノズルは、ノズル開度を可動とするため、ノズル端部と壁面の間に、クリアランス（ノズルクリアランス）1 2 が設けられている。このノズルクリアランス 1 2 を通過するガス（ノズルのスロートを通過せずに漏れるガス）は、速度エネルギーに変換されないため、ノズルクリアランス 1 2 の損失が増大し、タービン効率が低下する。

[0044] 従って、第 3 実施形態では、図 4、5 に示すように、ノズルベーン 1 3 がノズル長さの中間部を回転中心として回動可能に支持する支持軸 1 5 の近傍を連ねて形成される環状範囲 K 内においては、ノズルベーン 1 3 の端部と側壁 3 7 との間に形成される隙間がノズルクリアランス 1 2 より小さいノズルクリアランス 3 9 が形成され、環状範囲 K 外においてはノズルクリアランス 1 2 によって形成されている（図 5（B）参照）。

[0045] そして、環状範囲 K はノズルベーン 1 3 の開度が中間開度～小開度のときに隣接するノズルベーンによってスロートが形成される領域に形成される。すなわち、ノズルクリアランス損失 $\Delta\eta$ は、ノズルクリアランス面積／スロート面積に比例するため、ノズルクリアランス 1 2 による損失増大の傾向は

、タービンロータ 7 の動翼 9 に比べノズル部でのガス膨張が大きい領域であり、かつノズルクリアランス 1 2 に対して、ノズル間のスロート面積の割合が小さくなる領域において特に顕著になる。

このため、タービン効率へのノズルクリアランスの影響が大きくなるノズル開度の中開度～小開度の範囲内において、ノズルクリアランスを狭めて隙間 3 9 とすることによって、ノズルクリアランス損失の低減を効果的に得られる。

[0046] 従って、前記第 1 実施形態、および第 2 実施形態のノズルベーン 1 3 の前縁膨出部 2 5、2 6 および後縁膨出部 2 9 の形成に加えて、第 3 実施形態のノズルクリアランス 1 2 の寸法調整構造を付加することによって、タービン効率をさらに向上させることができる。

産業上の利用可能性

[0047] 本発明によれば、タービンスクロールからノズルベーンへ流入する作動ガスのノズルベーン先端部における衝突損失の低減およびノズルベーンの後端部における流出流れの均一化を行ってノズルベーンおよび動翼での 2 次流れ損失を抑制して、タービン効率を向上させることができ、さらにタービン効率へのノズルクリアランスの影響が大きくなるノズル開度の中開度～小開度の範囲内において、ノズルクリアランスの寸法を小さくして損失防止を行うことで、タービン効率をさらに向上させることができるので、過給機（排気ターボチャージャ）、小型ガスタービン、膨脹タービン等のラジアルタービンへ用いることに適している。

符号の説明

[0048] 1 ラジアルタービン
2 タービンケーシング
3 スクロール
7 タービンロータ
9 動翼
1 2、3 9 ノズルクリアランス

- 1 3 ノズルベーン
- 1 7 入口前縁部
- 2 5、2 6 前縁膨出部
- 2 7 出口後縁部
- 2 9 後縁膨出部
- 3 1 延長部
- α 前縁翼角度
- β ガス流入角度
- γ 後縁翼角度
- W 幅
- W O 幅の中央部
- K 環状範囲
- L、L a 翼弦長
- S スロート

請求の範囲

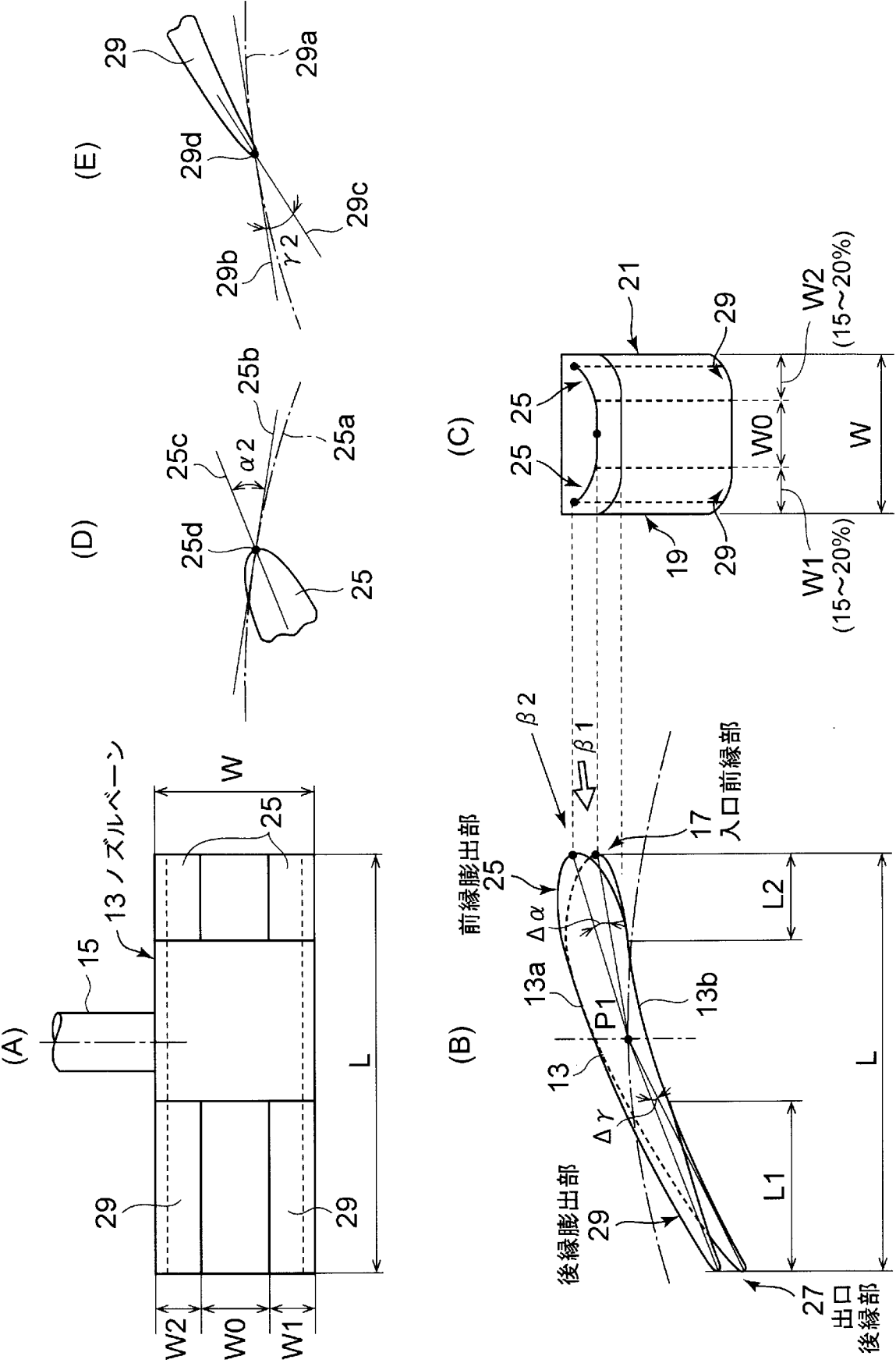
- [請求項1] 渦巻状のスクロールの内側に周方向に複数個配置され、スクロールからタービンロータの動翼への作動ガスの流れを調整するノズルベーンを備えたラジアルタービンにおいて、
- 前記ノズルベーンの入口前縁部の幅方向の両端部近傍を、幅方向の中央部よりも該ノズルベーンの圧力面側に膨出して前縁膨出部を形成し、入口前縁部の前縁翼角度を幅方向全域において前記ノズルベーンに流入する作動ガスのガス流入角度と一致するようにし、さらに、前記ノズルベーンの後縁部の幅方向の両端部近傍を、中央部よりも該ノズルベーンの圧力面側に膨出させた後縁膨出部を形成したことを特徴とするラジアルタービン。
- [請求項2] 前記幅方向の両端部近傍におけるノズルベーンの全長を前記幅方向の中央部における全長より長く形成したことを特徴とする請求項1記載のラジアルタービン。
- [請求項3] 前記ノズルベーンがノズル長さの中間部を回転中心として回動可能に支持される可変式のノズルベーンからなり、隣設するノズルベーンの一方向のノズルベーンの前記前縁膨出部と他方のノズルベーンの前記後縁膨出部とが前記ノズルベーンを全閉状態の時に近接するように形成されたことを特徴とする請求項1または2記載のラジアルタービン。
- [請求項4] 前記ノズルベーンがノズル長さの中間部を回転中心として回動可能に支持される可変式のノズルベーンからなり、各ノズルベーンの間を回転軸近傍を連結して形成される環状範囲内においてのみ、前記ノズルベーンの幅方向の両端部と側壁との隙間が、前記環状範囲外における前記両端部と前記側壁との隙間より狭く形成されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか一項に記載のラジアルタービン。
- [請求項5] 前記環状範囲はノズルベーンの開度が中間開度～小開度の範囲内において隣接するノズルベーンによってスロットが形成される領域であ

ることを特徴とする請求項 4 記載のラジアルタービン。

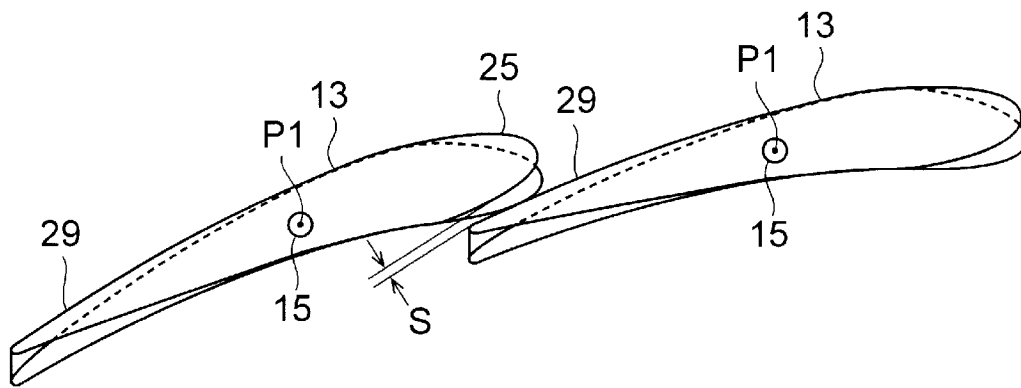
[請求項 6] 前記ノズルベーンの入口前縁部において、幅方向の両端部近傍を、幅方向の中央部よりノズルベーンの圧力面側に 2 度～13 度の範囲で翼角度を立たせる方向に膨出したことを特徴とする請求項 1 記載のラジアルタービン。

[請求項 7] 前記ノズルベーンの出口後縁部において、幅方向の両端部近傍を、幅方向の中央部よりノズルベーンの圧力面側に 2 度～8 度の範囲で翼角度を立たせる方向に膨出したことを特徴とする請求項 1 記載のラジアルタービン。

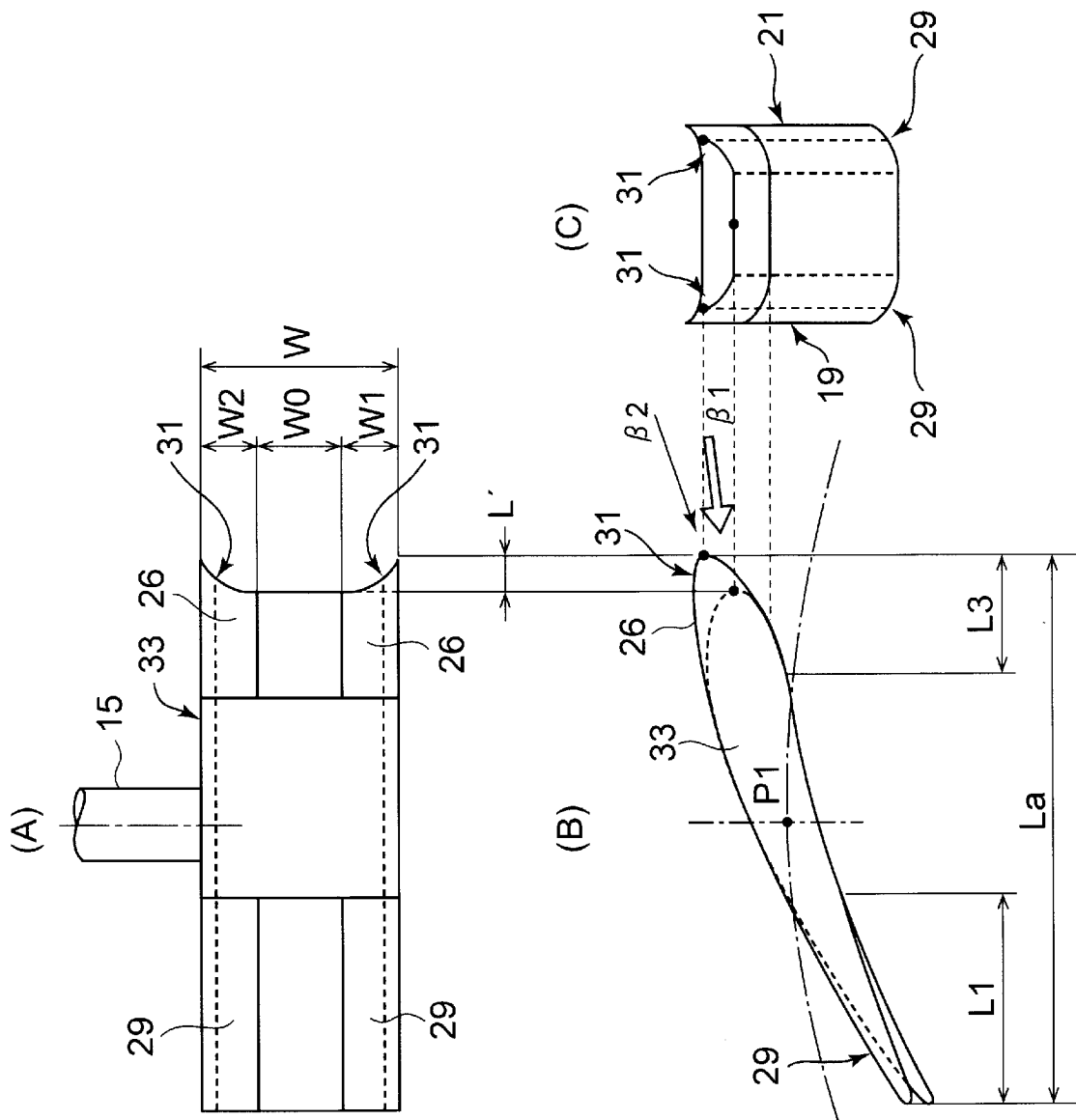
[図1]



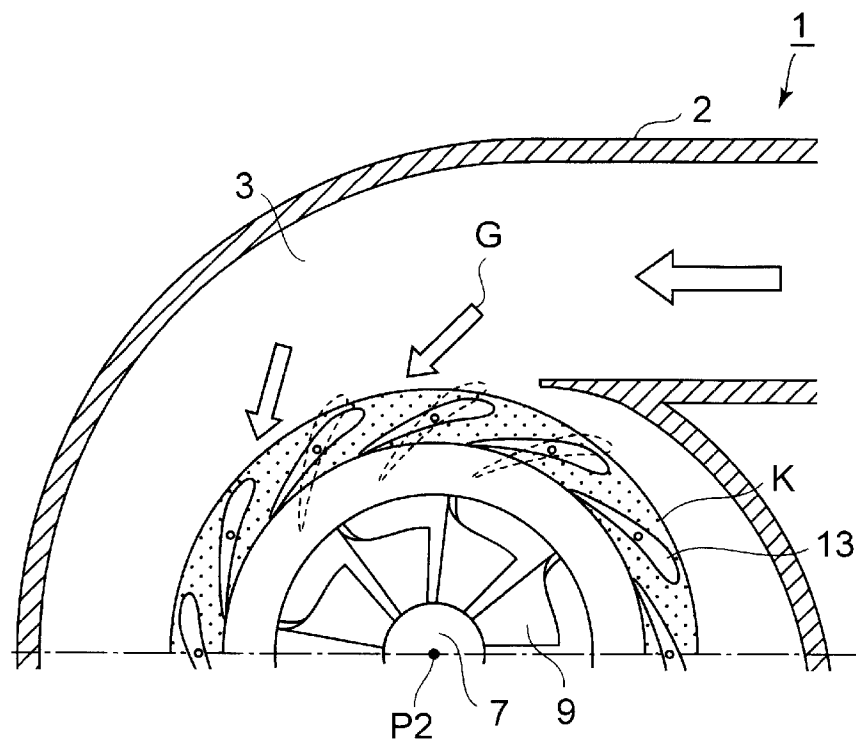
[図2]



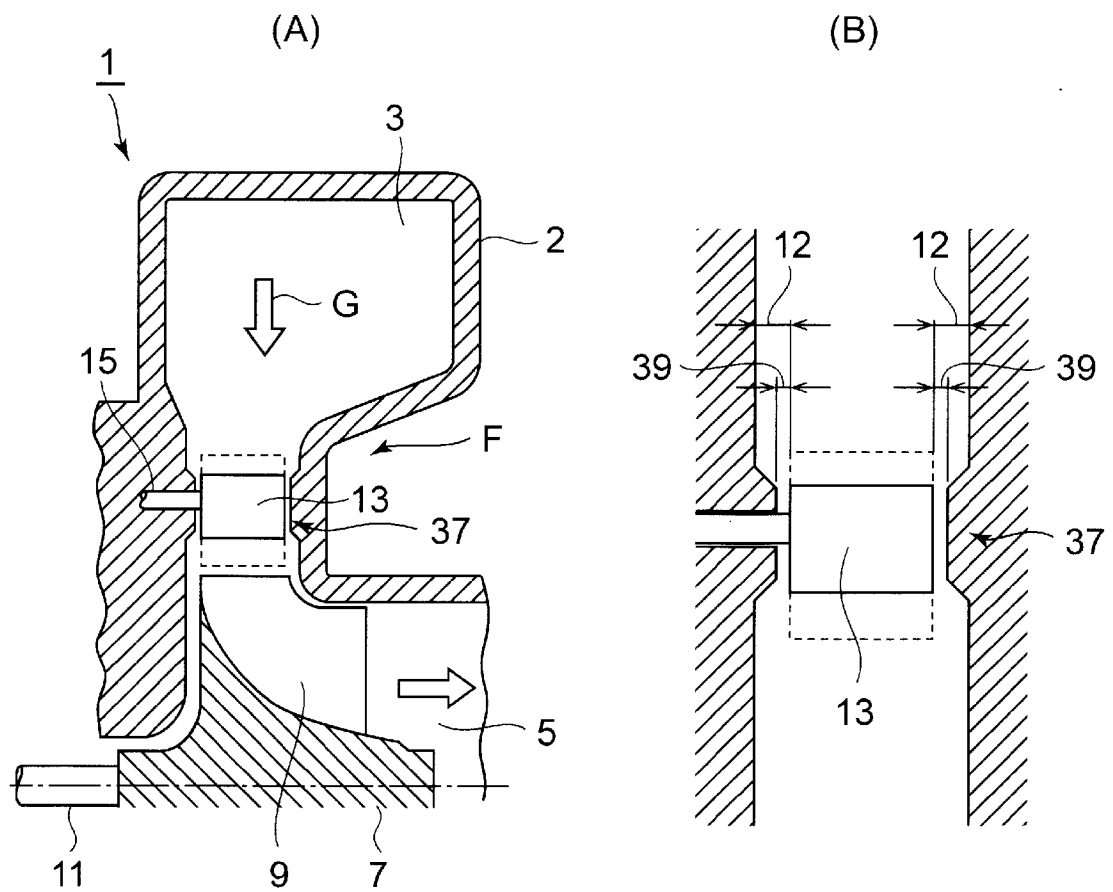
[図3]



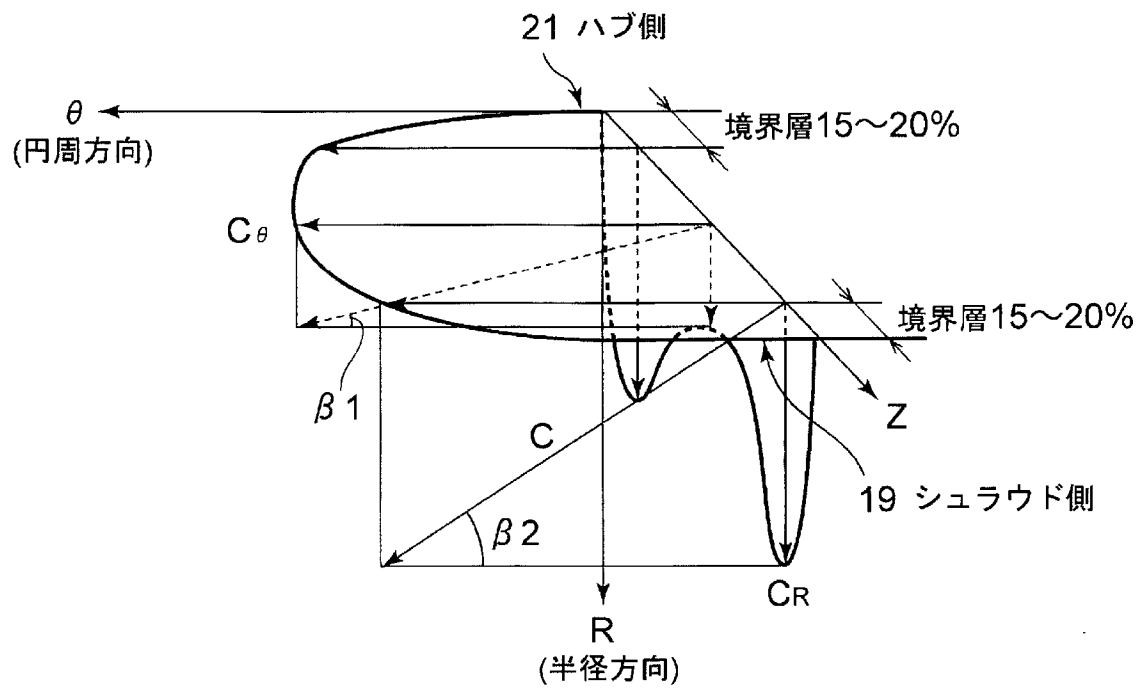
[図4]



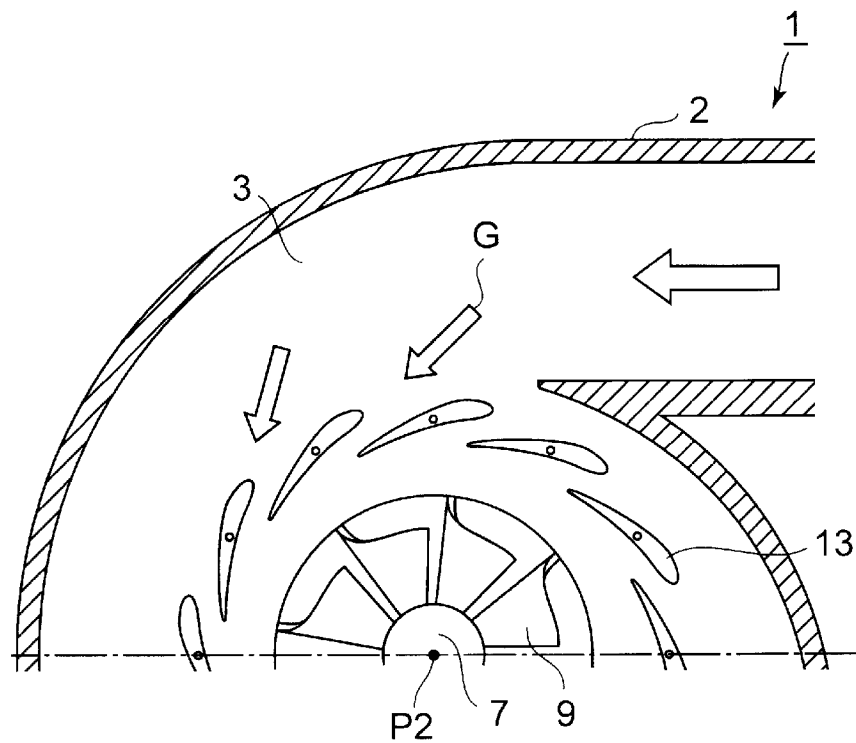
[図5]



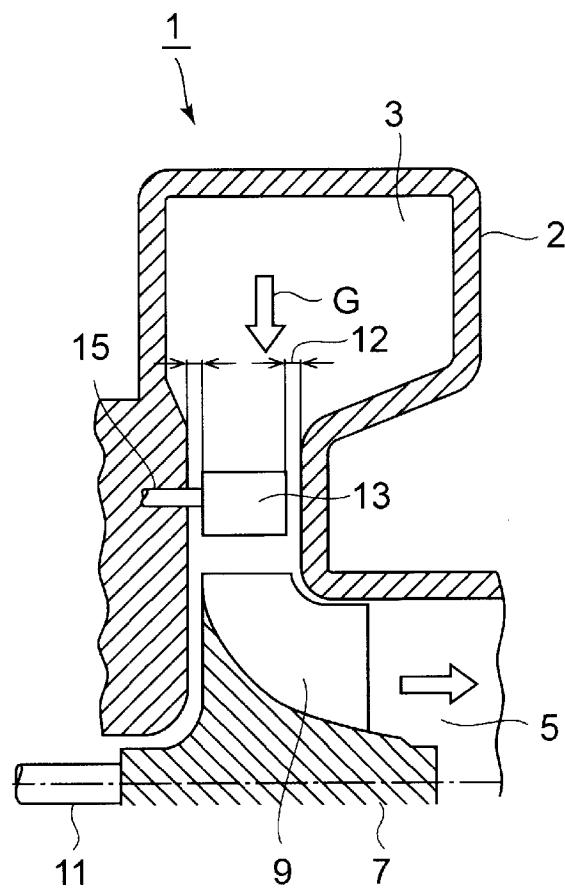
[図6]



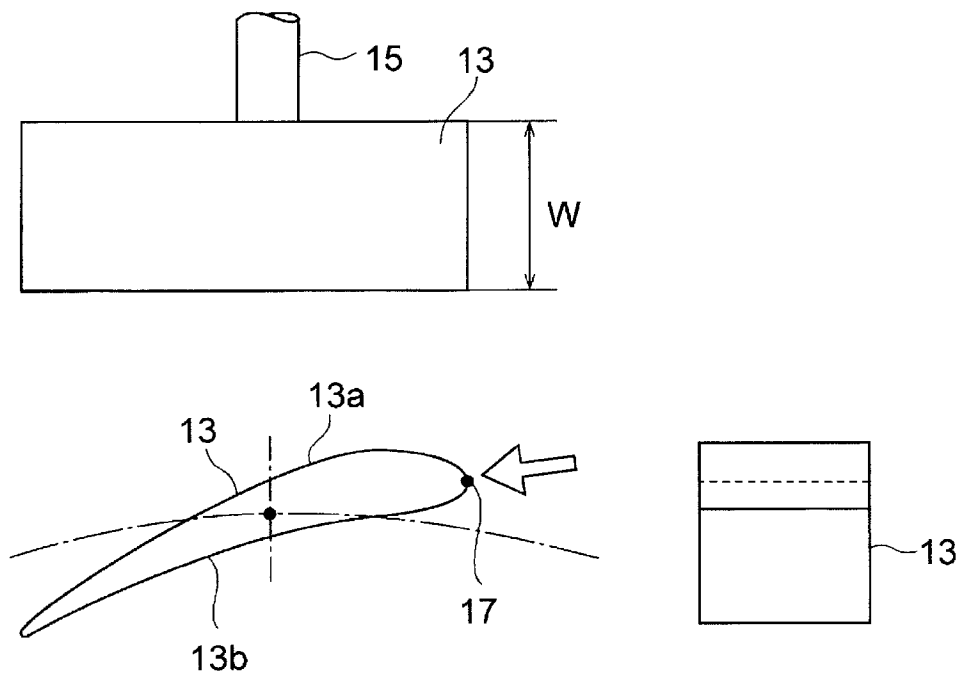
[図7]



[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/081123

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01D9/02(2006.01)i, F01D1/08(2006.01)i, F01D17/16(2006.01)i, F02B37/24(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)

F01D9/02, F01D1/08, F01D17/16, F02B37/24

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	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2000-18004 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 18 January 2000 (18.01.2000), abstract; paragraphs [0009] to [0017]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-7
Y	JP 2002-517666 A (Ebara Corp.), 18 June 2002 (18.06.2002), paragraphs [0028] to [0032], [0049]; fig. 1, 2, 10 & US 6491493 B1 & EP 1086298 A1 & WO 1999/064725 A1 & DE 69921320 T2 & CN 1308706 A	1-7

☒ 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
08 January, 2014 (08.01.14)

Date of mailing of the international search report
21 January, 2014 (21.01.14)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/081123

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 6-272504 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 27 September 1994 (27.09.1994), paragraphs [0002] to [0003], [0006] to [0007]; fig. 4, 5 (Family: none)	1-7
Y	JP 6-81603 A (Hitachi, Ltd.), 22 March 1994 (22.03.1994), paragraph [0009]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-7
Y	JP 8-109803 A (Toshiba Corp.), 30 April 1996 (30.04.1996), paragraphs [0015] to [0018]; fig. 1, 2 (Family: none)	1-7
Y	JP 8-21202 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 23 January 1996 (23.01.1996), paragraphs [0012] to [0013]; fig. 2 (Family: none)	2,3
Y	JP 2002-129966 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 09 May 2002 (09.05.2002), abstract; paragraphs [0017] to [0020]; fig. 3, 4 (Family: none)	3-5
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 104437/1983 (Laid-open No. 12630/1985) (Mitsubishi Motors Corp.), 28 January 1985 (28.01.1985), page 3, line 19 to page 5, line 7; fig. 1 to 3 (Family: none)	4,5

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F01D9/02(2006.01)i, F01D1/08(2006.01)i, F01D17/16(2006.01)i, F02B37/24(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. F01D9/02, F01D1/08, F01D17/16, F02B37/24

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

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

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2000-18004 A（三菱重工業株式会社）2000.01.18, 要約, 段落 0009-0017, 図 1-3（ファミリーなし）	1 - 7
Y	JP 2002-517666 A（株式会社荏原製作所）2002.06.18, 段落 0028-0032, 0049, 図 1, 2, 10 & US 6491493 B1 & EP 1086298 A1 & WO 1999/064725 A1 & DE 69921320 T2 & CN 1308706 A	1 - 7

☒ 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 8 . 0 1 . 2 0 1 4

国際調査報告の発送日

2 1 . 0 1 . 2 0 1 4

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）

稲葉 大紀

3 T

9 8 2 0

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
Y	JP 6-272504 A (三菱重工業株式会社) 1994. 09. 27, 段落 0002-0003, 0006-0007, 図 4, 5 (ファミリーなし)	1 - 7
Y	JP 6-81603 A (株式会社日立製作所) 1994. 03. 22, 段落 0009, 図 1-3 (ファミリーなし)	1 - 7
Y	JP 8-109803 A (株式会社東芝) 1996. 04. 30, 段落 0015-0018, 図 1, 2 (ファミリーなし)	1 - 7
Y	JP 8-21202 A (三菱重工業株式会社) 1996. 01. 23, 段落 0012-0013, 図 2 (ファミリーなし)	2, 3
Y	JP 2002-129966 A (三菱重工業株式会社) 2002. 05. 09, 要約, 段落 0017-0020, 図 3, 4 (ファミリーなし)	3 - 5
A	日本国実用新案登録出願 58-104437 号(日本国実用新案登録出願公 開 60-12630 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影した マイクロフィルム (三菱自動車工業株式会社) 1985. 01. 28, 第 3 頁 19 行-第 5 頁 7 行, 図 1-3 (ファミリーなし)	4, 5