

(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
2013年9月6日(06.09.2013)



(10) 国際公開番号
WO 2013/129407 A1

- (51) 国際特許分類:
F02B 37/24 (2006.01) *F01D 9/02* (2006.01)
F01D 1/14 (2006.01) *F01D 17/16* (2006.01)
F01D 5/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/054984
- (22) 国際出願日: 2013年2月26日(26.02.2013)
- (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 2012-043683 2012年2月29日(29.02.2012) 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: 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). 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). 富田 勲 (TOMITA, Isao); 〒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). 東條 正希 (TOJO, Masaki); 〒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). 永江 聡美 (NAGAE, Satomi); 〒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).

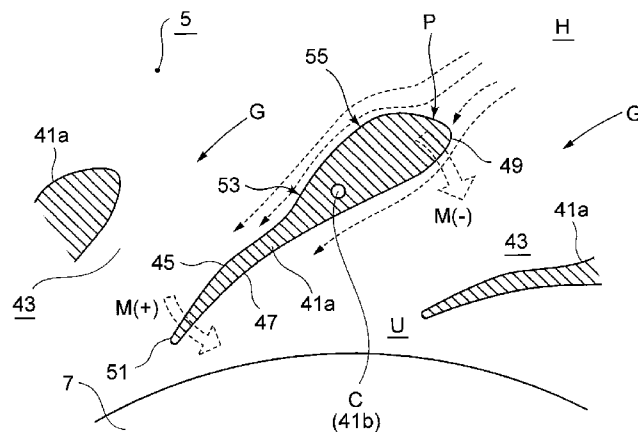
(74) 代理人: 誠真 I P 特許業務法人 (SEISHIN IP PATENT FIRM, P. C.); 〒1060032 東京都港区六本木3丁目16番13号アンバサダー六本木1003号 Tokyo (JP).

(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, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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.

[続葉有]

(54) Title: VARIABLE-CAPACITY TURBOCHARGER

(54) 発明の名称: 可変容量ターボチャージャ



(57) Abstract: The purpose of the present invention is to definitively and stably exert, in an opening direction, a moment for acting on a nozzle vane, increase safety when a variable-nozzle mechanism fails, and improve the control accuracy of a variable-nozzle mechanism in a variable-capacity turbocharger provided with a variable-nozzle mechanism. A variable-capacity turbocharger provided with nozzle vanes (41a) positioned at even intervals around the axis of rotation of a turbine wheel (7) so as to encircle the outer-circumferential side of the turbine wheel (7), and a variable-nozzle mechanism configured in a manner such that the blade angles of the nozzle vanes (41a) are adjustable, the variable-capacity turbocharger being characterized in that the blade cross-section at a right-angle to the nozzle axis (41b) of the nozzle vanes (41a) has a concavely bending recess (53) formed in one or more sections on a rear-edge (51) side and on a pressure-surface (45) side in relation to the rotation center (C), the front-edge (49) side in relation to the rotation center (C) forms a convex shape, and the surface shape on the pressure-surface (45) side substantially forms an S-shape with the position of the rotation center serving as the boundary thereof.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2013/129407 A1



(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), ユーロパ (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, 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 (条約第 19 条(1))

可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、ノズルベーンに作用するモーメントを開方向に確実かつ安定的に作用させて、可変ノズル機構の故障時の安全性を高めるとともに、可変ノズル機構の制御精度の向上を図ることを目的とし、タービンホイール 7 の外周側を囲むようにタービンホイール 7 の回転軸心回りに等間隔にノズルベーン 4 1 a を設け、該ノズルベーン 4 1 a の翼角が変化可能に構成される可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、前記ノズルベーン 4 1 a のノズル軸 4 1 b に直角方向の翼断面形状が、回動中心 C より後縁 5 1 側であって圧力面 4 5 側の少なくとも一部に凹状に湾曲した凹部 5 3 が設けられ、該回動中心 C より前縁 4 9 側は凸状に形成され圧力面 4 5 側の表面形状が前記回動中心の位置を境として略 S 字形状に形成されることを特徴とする。

明 細 書

発明の名称：可変容量ターボチャージャ

技術分野

[0001] 本発明は、エンジンなどの内燃機関に用いられる可変容量ターボチャージャに関し、特に、可変ノズル機構を構成する可変翼の翼形状に関する。

背景技術

[0002] 車両用内燃機関等に用いられる比較的小型の排気ターボ過給機では、エンジンからの排気ガスを、タービンハウジングに形成されたスクロール内に充填し、該スクロールの内周側に設けられた複数のノズルベーンに通して、該ノズルベーンの内周側に設けられたタービンロータに作用させる構造が採用されている。そして、複数のノズルベーンの翼角が変化可能に構成されている可変ノズル機構を備えた可変容量ターボ過給機は多く用いられている。

[0003] 図8は、可変ノズル機構付きの可変容量ターボチャージャの一例を示している。この図8は回転軸心Kに沿う部分断面図である。図に示すように、可変容量ターボチャージャ1には、タービンハウジング3が設けられており、このタービンハウジング3の上流側の外周部には渦巻き状にスクロール5が形成されている。一方、タービンハウジング3の内周部には、タービンホイール7が設けられている。タービンホイール7が取り付けられているタービンシャフト9は、回転中心が図中、回転軸心Kであり、コンプレッサ（図示省略）と同軸である。また、タービンシャフト9は、軸受11を介して軸受ハウジング13に回転自在に支持されている。

[0004] 軸受ハウジング13の背面には輪環状の凹部が形成され、この凹部にノズル15、ノズルマウント17およびノズルプレート18などを備えるノズルアセンブリである可変ノズル機構19が収納されている。このノズル15は、ノズルベーン15aとノズル軸15bを有している。ノズルベーン15aはタービンのラジアル方向の位置ではタービンホイール7の外周を囲むように、且つスクロール5の内周側に位置して回転軸心K回りに等間隔で複数

設けられている。また、ノズル軸 15 b は、軸受ハウジング 13 に固定されたノズルマウント 17 に可動中心 C 回りに回動可能に支持されている。そして、この可変ノズル機構 19 はリンク機構 21 を介してアクチュエータからの回動力を受けてノズルベーン 15 a の翼角が変化されるようになっている。

[0005] 図 8 の A-A 矢視断面を示す図 9 に示す。図 9 のように、ノズルベーン 15 a は隣り合うノズルベーン 15 a との間にノズルスロット 23 を形成し、該ノズルスロット 23 からタービンホイール 7 へ排気ガス G が流入し、ノズルスロット 23 はその流路の開度がノズルベーン 15 a のノズル軸 15 b の回動により制御される。排気ガスの小流量時にはノズルスロット 23 を閉じる方向へ、また、排気ガスの大流量時にはノズルスロット 23 を開く方向へと回動制御される。

[0006] また、図 9 に示すように、ノズルベーン 15 a とそのノズルベーン間に形成されるノズルスロット 23 とを挟んで、外周側のスクロール 5 側は駆動流体として送り込まれた排気ガス G により高圧側 H となり、内周側のタービンホイール 7 側は低圧側 U となっている。

従って、高圧側 H に接するノズルベーン 15 a の圧力面 25 にかかる静圧と、低圧側 U に接する負圧面 27 にかかる静圧の圧力差によって、ノズルベーン 15 a にはノズル軸 15 b を回動中心としてノズルベーン 15 a の前縁 29 側においては、ノズルスロット 23 の閉方向のモーメント M (−) を発生させ、後縁 31 側においては開方向モーメント M (+) が発生する。

[0007] 前縁 29 側に働く静圧による閉方向のモーメント M (−) と後縁 31 側に働く開方向モーメント M (+) とのバランスが変動して、ノズルベーン 15 a に働くモーメントの方向が入れ替わると、可変ノズル機構 19 を作動するリンク機構 21 等が有するバックラッシュによってヒステリシスが生じ、それによってノズル制御の精度に問題を生じる。また、閉方向モーメント M (−) が強い場合には、万一、可変ノズル機構 19 のアクチュエータ等駆動系の故障が起きた場合は、ノズル流路が閉鎖され、可変ノズル機構 19 の作動

が停止するという問題があった。

- [0008] このような問題に対して、ベーンの上面、下面の形状を工夫して、ベーンの上下面に作用する作動流体の圧力によるノズルベーンに作用する回転モーメントを調整するものとして、特表２００９－５１７５７８号公報（特許文献１）、特開２００３－２５４０７４号公報（特許文献２）を挙げることができる。

先行技術文献

特許文献

- [0009] 特許文献１：特表２００９－５１７５７８号公報
特許文献２：特開２００３－２５４０７４号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0010] 低速度でのタービン効率を向上するためにノズルベーンの翼長を延長することが考えられるが、このような場合、翼長の延長に対して回動中心位置を前縁側に移動すれば、開方向のモーメントを強めることができるようになるが、回動中心の位置を変えると駆動リンク機構の変更が必要になり、設計変更が大掛かりになる。このため、ノズルベーンの回動中心位置を変えずに翼長の延長に対しても十分なブレードの開方向のモーメントが得られるようにする必要がある。

また、ノズルベーンに働くモーメントの方向が入れ替わると、可変ノズル機構のコントロールにヒステリシスを生じノズル制御の精度及び安定性に問題を生じやすいため、モーメント特性に優れたブレード形状にする必要がある。

- [0011] 前記特許文献１には、図１０に示すようにブレード０１に開方向のモーメントを発生させるためにブレード０１の断面中心線０２を波上に形成することが開示されている。ブレード０１は断面下側０３及び断面上側０５によって画定され、それらの間をブレード前縁からブレード後縁まで延在する断面中

心線 02 を備え、ブレード 01 の断面中心線 02 の輪郭が、2 つの対向する波腹 02 A、02 B を伴う波形状であり、X-Y 座標系でプロットすると、前記断面中心線 02 の第 1 の波腹 02 A が、前記ブレード前縁 07 で始まり、該前縁 07 と X 軸を通過する断面中心線 02 のゼロ通過点との間では負の Y 値を有する範囲 09 であり、第 2 の波腹 02 B が、前記 X 軸を通過する前記断面中心線 02 の前記ゼロ通過点から前記ブレード後縁 011 まで、常に正の Y 値を有する範囲 013 とすることが開示されている。

[0012] しかし、ブレード上側の後縁 011 側の範囲は、常に正の Y 値を有する範囲 013 となっており、すなわち凸状に湾曲する形状になっている。このため、このブレード上側の後縁 011 側においては、隣接のブレードとの間に形成されるノズルスロートの流路が縮小されてノズルスロートを流れる排ガスの流速が速くなり静圧が低下して後縁を押し下げる力が減少し、ブレードの開方向のモーメントが充分得られ難い。

[0013] また、特許文献 2 には、図 11 に示すように、ノズルベーン 020 の前縁 021 から所定の距離 Q にわたり負圧面 022 側を切削して翼厚を薄くした形状とすることが示され、ノズルベーン 020 の負圧面 022 の前縁 021 側の変更形状部 023 に面するノズルスロートが拡大されて、それによってノズルスロートにおける駆動流体の流速が遅くなり、静圧が上昇することとなり、前縁を押し上げる力が増加し、前縁 021 側に働く閉方向のモーメントを減少させることが示されている。

しかし、ノズルベーン 020 の負圧面 022 の前縁 021 側の形状を調整するものであり、圧力面側の後縁側を調整することは開示されていない。また負圧面側の形状を調整するため圧力面側の形状変化に比べてノズルベーンのモーメントへの影響は効果的には得られない。

[0014] そこで、本発明は前記課題に鑑みてなされたものであり、可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、ノズルベーンの形状を低速効率向上のために延長してもノズルベーンに作用するモーメントを開方向に确实かつ安定的に作用させて、可変ノズル機構の故障時の安全性を高めるとと

もに、可変ノズル機構の制御精度の向上を図ることを目的とする。

課題を解決するための手段

- [0015] 上記課題を解決するため、本発明は、タービンハウジングに形成されたスクロールの内周側であって、タービンホイールの外周側を囲むようにタービンホイールの回転軸心回りに等間隔にノズルベーンを設け、該ノズルベーンの翼角が変化可能に構成される可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、前記ノズルベーンの回動中心軸に直角方向の翼断面形状が、該回動中心より後縁側であって圧力面側の少なくとも一部に凹状に湾曲した凹部が設けられ、該回動中心より前縁側は凸状に形成され圧力面側の表面形状が前記回動中心の位置を境として略S字形状に形成されることを特徴とする。
- [0016] かかる発明によれば、前記ノズルベーンの回動中心軸に直角方向の翼断面形状が、該回動中心より後縁側であって圧力面側の少なくとも一部に凹状に湾曲した凹部が設けられているため、隣のノズルベーンとの間に形成されるノズルスロートの流路面積が拡大して排ガスの流れが減速し静圧が上昇することによって、すなわち、ノズルベーンに作用する負荷を増やして回動中心より後縁側の圧力面側に、ノズルベーンを開方向に作用するモーメントを増大する。
- [0017] また、該回動中心より前縁側は凸状に形成され圧力面側の表面形状が前記回動中心の位置を境として略S字形状に形成されるため、後縁側の前記凹部によって負荷を増やして圧力を増大させるとともに、前縁側に形成される凸状の部分によって、ノズルスロート内の排ガスの流れは、転向角度の増大によって、およびノズルスロートの流路面積の減少によって圧力が低下する。その結果、ノズルベーンを開方向に作用するモーメントを増大することができる。
- [0018] 以上より、ノズルベーンに作用するモーメントを開方向に確実に作用させて、可変ノズル機構の故障時の安全性を高めることができるとともに、常にノズルベーンに開側のモーメントを掛けるようにできるため、ノズルベーンに

働くモーメントの方向が入れ替わることで、可変ノズル機構のコントロールにヒステリシスを生じノズル制御の精度に問題が生じることも解消される。

[0019] また、本発明において好ましくは、前縁部分に流入する排ガスが衝突して排ガス流が前縁部分でよどむよどみ点において、該排ガス流の衝突によって前記ノズルベーンは前記回動中心周りに閉じる方向のモーメントが低減するように前記よどみ点の翼面の傾斜角度が翼設定されるとよい。

[0020] このように構成することによって、前記の圧力面側の形状によるノズルベーンのモーメント特性の改善のみならず、排ガス流の衝突によるエネルギーをノズルベーンが閉方向に作用するモーメントを低減するように作用することによって、一層ノズルベーンの開方向のモーメントを確実に作用させて、可変ノズル機構の故障時の安全性を高めることができるとともに、常にノズルベーンに開側のモーメントを掛けることができる。

[0021] また、本発明において好ましくは、前記よどみ点と前記回動中心とを結ぶ線に対する翼面の接線方向の傾斜角度を、前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向で前記回動中心から前縁までの距離を1としたとき、0.7以上の位置において30度より大きく設定するとよい。

[0022] このように設定することで、排ガス流の衝突によってノズルベーンが閉方向に作用するモーメントを低減して、開方向のモーメントを確実に作用させ強めることができる。

[0023] また、本発明において好ましくは、前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向で前記回動中心から前縁までの距離の $1/2$ における翼厚さYと、前記翼弦長方向で前記回動中心から後縁までの距離の $1/2$ における翼厚さXとの比T ($T = Y/X$) が2を超えるように前縁側の翼厚が厚く設定されて圧力面側の形状が前記略S字形状に形成されるとよい。

[0024] このように、前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向で前記回動中心から前縁までの距離の $1/2$ における翼厚さYと、前記翼弦長方向で前記回動中心から後縁までの距離の $1/2$ における翼厚さXとの比T ($T = Y/X$) が2を超えるように前縁側の翼厚が厚く設定されて圧力面側の形状が前記略S字形状に

形成することによって、前述したようにノズルスロット内の排ガスの流れの轉向角度の増大を生じるとともに、ノズルスロットの流路面積の減少によって前縁の圧力面側の圧力が低下して、その結果、ノズルベーンを開方向に作用するモーメントが効果的に得られる。

[0025] また、本発明は、タービンハウジングに形成されたスクロールの内周側であって、タービンホイールの外周側を囲むようにタービンホイールの回転軸心回りに等間隔にノズルベーンを設け、該ノズルベーンの翼角が変化可能に構成される可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、前記ノズルベーンの回動中心軸に直角方向の翼断面形状が、該回動中心より前縁側は凸状に形成され、前縁部分に流入する排ガスが衝突して排ガス流が前縁部分でよどむよどみ点において、該排ガス流によって前記ノズルベーンは前記回動中心周りに閉じる方向のモーメントが低減するように前記よどみ点の翼面の傾斜角度が前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向に対して立てて形成されたことを特徴とする。

[0026] かかる発明によれば、ノズルベーンの回動中心軸に直角方向の翼断面形状が、該回動中心より前縁側は凸状に形成され、前縁部分に流入する排ガスが衝突して排ガス流が前縁部分でよどむよどみ点において、該排ガス流によって前記ノズルベーンは前記回動中心周りに閉じる方向のモーメントが低減するよう前記よどみ点の翼面の傾斜角度が前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向に対して立ちあがるように形成するため、排ガス流によってノズルベーンが開方向に作用するモーメントが生じて、ノズルベーンの開方向のモーメントを確実に作用させて、可変ノズル機構の故障時の安全性を高めることができるとともに、常にノズルベーンに開側のモーメントを掛けるようにできるようになり、ノズルベーンに働くモーメントの方向が入れ替わることで、可変ノズル機構のコントロールにヒステリシスを生じノズル制御の精度に問題が生じることも解消される。

発明の効果

[0027] 以上記載のごとく本発明によれば、可変ノズル機構を備えた可変容量ター

ボチャージャにおいて、ノズルベーンの形状を低速効率向上のために延長してもノズルベーンに作用するモーメントを開方向に確実にかつ安定的に作用させて、可変ノズル機構の故障時の安全性を高めるとともに、可変ノズル機構の制御精度の向上を図ることができる。

図面の簡単な説明

[0028] [図1]第1実施形態におけるノズルベーンの断面形状と圧力作用の説明図である。

[図2]第1実施形態におけるノズルベーンの断面形状の説明図である。

[図3]第1実施形態におけるモーメント特性の従来形状との比較グラフである。

[図4]ノズルベーンの中空構造の説明図である。

[図5]第2実施形態におけるノズルベーンの断面形状の説明図である。

[図6]第2実施形態における回転中心からよどみ点までの距離と翼面の傾斜角度との関係を示すグラフである。

[図7]第3実施形態におけるノズルベーンの断面形状の説明図である。

[図8]可変容量ターボチャージャにかかる全体構成図である。

[図9]図8のA-A矢視断面図である。

[図10]従来技術を示すノズルベーンの断面形状図である。

[図11]従来技術を示すノズルベーンの断面形状図である。

発明を実施するための形態

[0029] 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、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。

[0030] (第1実施形態)

図8は、可変ノズル機構付きの可変容量ターボチャージャの一例を示している。この図8は回転軸心Kに沿う部分断面図である。図に示すように、可変容量ターボチャージャ1には、タービンハウジング3が設けられており、

このタービンハウジング3の上流側の外周部には渦巻き状にスクロール5が形成されている。一方、タービンハウジング3の内周部には、タービンホイール7が設けられている。タービンホイール7が取り付けられているタービンシャフト9は、回転中心が図中、回転軸心Kであり、コンプレッサ（図示省略）と同軸である。また、タービンシャフト9は、軸受11を介して軸受ハウジング13に回転自在に支持されている。

[0031] 軸受ハウジング13の背面には輪環状の凹部が形成され、この凹部にノズル15、ノズルマウント17およびノズルプレート18などを備えるノズルアセンブリである可変ノズル機構19が収納されている。このノズル15は、ノズルベーン15aとノズル軸15bを有している。ノズルベーン15aはタービンのラジアル方向の位置ではタービンホイール7の外周を囲むように、且つスクロール5の内周側に位置して回転軸心K回りに等間隔で複数設けられている。また、ノズル軸15bは、軸受ハウジング13に固定されたノズルマウント17に可動中心C回りに回動可能に支持されている。そして、この可変ノズル機構19はリンク機構21を介してアクチュエータからの回動力を受けてノズルベーン15aの翼角が変化されるようになっている。

以上の第1実施形態の可変容量ターボチャージャの全体構成の説明は従来技術として説明した構造と同様である。

[0032] 次に本実施形態のノズルベーン41aについて説明する。図8のA-A矢視断面であって、ノズルベーンが本実施形態のものを図1に示す。

図1のように、ノズルベーン41aは隣り合うノズルベーン41aとの間にノズルスロット43を形成し、該ノズルスロット43からタービンホイール7へ排気ガスGが流入し、ノズルスロット43はその流路の開度がノズルベーン41aのノズル軸41bの回動により制御される。排気ガスの小流量時にはノズルスロット43を閉じる方向へ、また、排気ガスの大流量時にはノズルスロット43を開く方向へと回動制御される。

[0033] また、図1に示すように、ノズルベーン41aとその間に形成されるノズ

ルスロート43とを挟んで、外周側のスクロール5側は駆動流体として送り込まれた排気ガスGにより高圧側Hとなり、内周側のタービンホイール7側は低圧側Uとなっている。

従って、高圧側Hに接するノズルベーン41aの圧力面45にかかる静圧と、低圧側Uに接する負圧面47にかかる静圧の圧力差によって、ノズルベーン41aにはノズル軸41bを回動中心としてノズルベーン41aの前縁49側においては、ノズルスロート43の閉方向のモーメントM(−)を発生させ、後縁51側においては開方向モーメントM(+)が発生する。

[0034] 図2に、ノズル軸41bの回動中心Cを通り、前縁49と後縁51とを結ぶ翼弦長Lの方向に並行に横軸Xと、横軸Xに対して直角方向に縦軸Yをとってその座標系において、ノズルベーン41aの断面形状を表わす。

[0035] 圧力面45側の少なくとも一部、本実施形態では図のように、後縁までの距離を1とした場合に、回動中心Cから約0.5までの範囲に凹状に湾曲した凹部53が設けられている。そして、回動中心Cを境にして、前縁49側は凸状に形成されている。そして、圧力面45側の表面形状は、前記回動中心Cの位置を境として略S字形状(図2の太点線で示すS字形状)に形成されている。

[0036] このように、凹状に湾曲した凹部53が設けられているため、隣のノズルベーンとの間に形成されるノズルスロート43の流路面積が拡大して排ガスの流れが減速し静圧が上昇することによって、回動中心Cより後縁51側の圧力面45側に、ノズルベーン41aを開方向に作用するモーメントM(+)が作用する。

[0037] この凹部53の形成範囲は0.7まで、または0.9まで形成するようにしてもよいが、この凹部53の範囲は長いと凹部53によって流速を減速して負荷を増やして静圧を増大させる作用が薄れるため0.5の範囲内に形成するのが好ましい。

[0038] また、回動中心Cより前縁49側は凸状に形成された凸部55によって圧力面側の表面形状が前記回動中心Cの位置を境として略S字形状に形成され

るため、後縁 5 1 側の凹部 5 3 によって負荷を増やして圧力を増大させるとともに、前縁 4 9 側に形成される凸状の凸部 5 5 によって、ノズルスロート 4 3 内の排ガスの流れは、転向角度の増大、およびノズルスロート 4 3 の流路面積の減少によって圧力が低下する。その結果、ノズルベーン 4 1 a を開方向に働くモーメントが作用する。

[0039] 本実施形態によれば、後縁 5 1 側の凹部 5 3 および前縁 4 9 側の凸部 5 5 による略 S 字形状の圧力面 4 5 の形状によって、ノズルベーン 4 1 a に作用するモーメントを開方向に確実に作用させて、可変ノズル機構 1 9 の故障時の安全性を高めることができるとともに、常にノズルベーン 4 1 a に開側のモーメントを掛けるようにできるため、ノズルベーン 4 1 a に働くモーメントの方向が入れ替わることで、可変ノズル機構 1 9 をコントロールするリンク機構 2 1 等が有するバックラッシュによるヒステリシスによってノズル制御の精度に問題を生じることも解消される。

[0040] 図 3 に、モーメント特性の比較グラフを示す。従来形状の場合（実線で示す）に比べて、本実施形態の形状（点線で示す）の方が、低流量側から高流量側の全域に亘って、開方向に作用するモーメント $M (+)$ が増大していることが分かる。

なお横軸が排ガス流量で、縦軸がモーメントの大きさである。またプラス側とマイナス側とは、モーメントの方向が反転することを示しており、大流量側でモーメントの反転が見られるがほぼ全域で一方向のモーメントとなることが示されている。

[0041] なお、本実施形態のような前縁 4 9 側の翼厚が厚いノズルベーン 4 1 a は、中実部材で形成すると重量およびコスト増大を招く問題があるため、図 4 (A) に示すようにノズルベーン 5 7 のように中空構造として、重量低減および材料費低コスト化できる。精密鋳造によって製造するとよい。

また、図 4 (B) に示すノズルベーン 5 9 のように板金製にすることで、板金を折り曲げ溶接等によって簡単に組み立てることで容易に形成できる。

[0042] (第 2 実施形態)

次に、図 5、6 を参照して、第 2 実施形態について説明する。

第 2 実施形態は、図 5 に示すように前縁 49 部の翼面の形状について、よどみ点における翼面の傾斜角度を設定するものである。

[0043] 図 5 のように、前縁 49 の部分に流入する排ガスは、翼面に衝突して排ガス流が前縁 49 部分によどむよどみ点 P において、排ガス流の衝突エネルギーによってノズルベーン 41 a は回動中心 C の周りに閉じる方向のモーメント M (－) が低減するようによどみ点 P の翼面の傾斜角度 γ が設定されている。

すなわち、よどみ点 P と回動中心 C とを結ぶ線に対する翼面の接線方向の傾斜角度 γ を、前縁 49 と後縁 51 とを結ぶ翼弦長 L の方向と平行に前記回動中心 C から前縁 49 までの距離 Z を 1 としたとき、 $Z > 0.7$ の位置において γ が 30° より大きく設定される。

[0044] 特に、傾斜感度 γ を Z に応じて段階的に設定するとよい。つまり、 $Z > 0.7$ で $\gamma > 30^\circ$ 、 $Z > 0.8$ で $\gamma > 35^\circ$ 、 $Z > 0.9$ で $\gamma > 40^\circ$ 、 $Z > 0.95$ で $\gamma > 50^\circ$ のように設定するとよい。

[0045] このように、傾斜角度 γ を Z が 0.7 を超える範囲において設定するのは、よどみ点 P はノズルベーン 41 a の回動に伴って移動するが、Z が略 0.7 を越える範囲においてよどみ点 P が生じることに対応している。

[0046] また、各 Z 位置における傾斜角度 γ の設定は、試験結果を基になされたものであり、図 6 に示すように傾斜角度 γ を有するノズルベーンの形状を基に設定されたものであり、距離 Z に応じて段階的な角度設定がなされることで、排ガス流の衝突によってノズルベーンが閉方向に作用するモーメントを低減することによって、一層、ノズルベーンの開方向のモーメントを確実に作用させて、可変ノズル機構の故障時の安全性を高めることができるとともに、常にノズルベーンに開側のモーメントを掛けるようにできるようになる。

[0047] 図 6 は、点線が従来のオリジナル形状を示し、実線が本実施形態の閉じる方向のモーメントが低減するようによどみ点 P の翼面の傾斜角度 γ が設定された供試体を示し、距離 Z の各区間において、望ましい傾斜角度 γ の領域が

矢印で示す範囲として設定されている。

[0048] なお、この図6においてモーメント特性が改善されたものとして説明した実施形態のノズルベーンの形状は、前記第1実施形態で説明した後縁51側に凹部53が設けられ形状であるが、本第2実施形態の傾斜角度 γ の設定についてだけでも勿論モーメント特性の改善は得られる。

[0049] (第3実施形態)

次に、図7を参照して、第3実施形態について説明する。

第3実施形態は、図7に示すように前縁49と後縁51とを結ぶ翼弦長 L の方向で回転中心 C から後縁51までの距離 L_1 の $1/2$ における翼厚さ X と、前記翼弦長 L の方向で回転中心 C から前縁49までの距離 L_2 の $1/2$ における翼厚さ Y との比 T ($T=Y/X$) を設定するものである。

[0050] 図7のように、前縁49と後縁51とを結ぶ翼弦長 L 方向において、回転中心 C から前縁49までの距離の $1/2$ における翼厚さ Y と、翼弦長 L 方向において、回転中心 C から後縁51までの距離の $1/2$ における翼厚さ X との比 T ($T=Y/X$) が2を超えるように前縁49側の翼厚が厚く凸部55が設けられるように設定されている。その結果、圧力面45側の形状が、第1実施形態で説明した後縁51側の凹部53と繋がって、略S字形状に形成される。

これによって、前述したようにノズルスロット43内の排ガスの流れの轉向角度が増大し、およびノズルスロット43の流路面積の減少によって圧力が低下し、その結果、ノズルベーン41aを開方向に作用するモーメントが確実に生じる。

[0051] なお、 T ($T=Y/X$) の値は、2を超えるように設定されるのが好ましいが、6を超えるようだと前縁49側が厚くなりすぎ、前縁49側と後縁51側との重量バランスが不均衡となり、ノズルベーン41aの回転が不安定となるとともに、ノズルスロット43内の排ガス流れに対しても流路抵抗が生じるようになる。

また、以上の第1実施形態～第3実施形態は適宜組み合わせて実施しても

よい。

産業上の利用可能性

[0052] 本発明によれば、可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、ノズルベーンの形状を低速効率向上のために延長してもノズルベーンに作用するモーメントを開方向に確実かつ安定的に作用させて、可変ノズル機構の故障時の安全性を高めるとともに、可変ノズル機構の制御精度の向上を図ることができるので、車両用内燃機関等に用いられる比較的小型の排気ターボチャージャへの利用に適している。

請求の範囲

- [請求項1] タービンハウジングに形成されたスクロールの内周側であって、タービンホイールの外周側を囲むようにタービンホイールの回転軸心回りに等間隔にノズルベーンを設け、該ノズルベーンの翼角が変化可能に構成される可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、
- 前記ノズルベーンの回動中心軸に直角方向の翼断面形状が、該回動中心より後縁側であって圧力面側の少なくとも一部に凹状に湾曲した凹部が設けられ、該回動中心より前縁側は凸状に形成され圧力面側の表面形状が前記回動中心の位置を境として略S字形状に形成されることを特徴とする可変容量ターボチャージャ。
- [請求項2] 前縁部分に流入する排ガスが衝突して排ガス流が前縁部分でよどむよどみ点において、該排ガス流の衝突によって前記ノズルベーンは前記回動中心周りに閉じる方向のモーメントが低減するように前記よどみ点の翼面の傾斜角度が翼設定されていることを特徴とする請求項1記載の可変容量ターボチャージャ。
- [請求項3] 前記よどみ点と前記回動中心とを結ぶ線に対する翼面の接線方向の傾斜角度を、前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向で前記回動中心から前縁までの距離を1としたとき、0.7以上の位置において30度より大きく設定されていることを特徴とする請求項2記載の可変容量ターボチャージャ。
- [請求項4] 前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向で前記回動中心から前縁までの距離の $1/2$ における翼厚さYと、前記翼弦長方向で前記回動中心から後縁までの距離の $1/2$ における翼厚さXとの比 T ($T=Y/X$) が2を超えるように前縁側の翼厚が厚く設定されて圧力面側の形状が前記略S字形状に形成されることを特徴とする請求項1記載の可変容量ターボチャージャ。
- [請求項5] タービンハウジングに形成されたスクロールの内周側であって、タ

ービンホイールの外周側を囲むようにタービンホイールの回転軸心回りに等間隔にノズルベーンを設け、該ノズルベーンの翼角が変化可能に構成される可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、

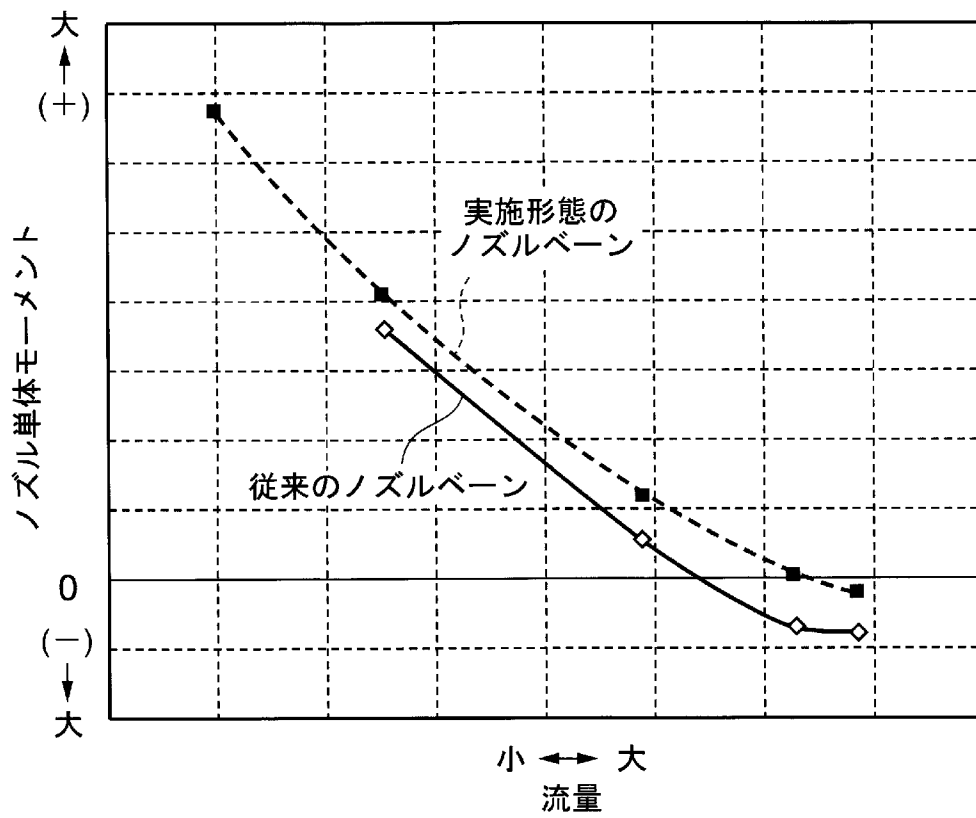
前記ノズルベーンの回動中心軸に直角方向の翼断面形状が、該回動中心より前縁側は凸状に形成され、前縁部分に流入する排ガスが衝突して排ガス流が前縁部分でよどむよどみ点において、該排ガス流によって前記ノズルベーンは前記回動中心周りに閉じる方向のモーメントが低減するように前記よどみ点の翼面の傾斜角度が前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向に対して立てて形成されたことを特徴とする可変容量ターボチャージャ。

補正された請求の範囲
[2013年7月9日 (09.07.2013) 国際事務局受理]

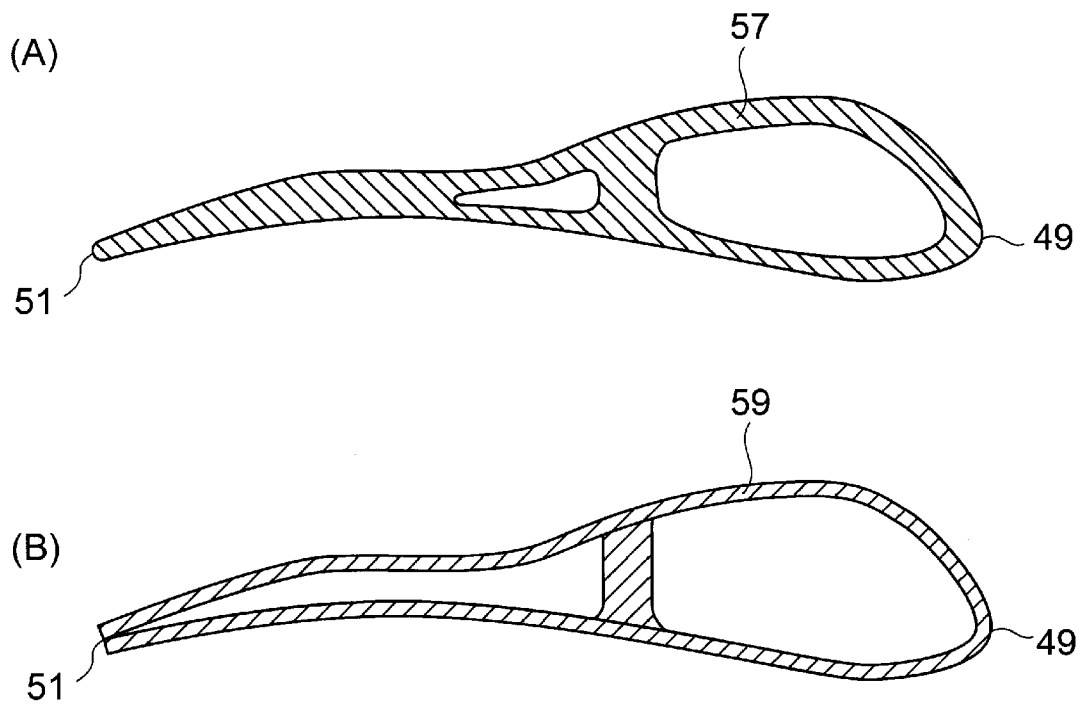
- [請求項 1] タービンハウジングに形成されたスクロールの内周側であって、タービンホイールの外周側を囲むようにタービンホイールの回転軸心回りに等間隔にノズルベーンを設け、該ノズルベーンの翼角が変化可能に構成される可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、
- 前記ノズルベーンの回動中心軸に直角方向の翼断面形状が、該回動中心より後縁側であって圧力面側の少なくとも一部に凹状に湾曲した凹部が設けられ、該回動中心より前縁側は凸状に形成され圧力面側の表面形状が前記回動中心の位置を境として略S字形状に形成されることを特徴とする可変容量ターボチャージャ。
- [請求項 2] (補正後) 前縁部分に流入する排ガスが衝突して排ガス流が前縁部分でよどむよどみ点において、該排ガス流の衝突によって前記ノズルベーンは前記回動中心周りに閉じる方向のモーメントが低減するように前記よどみ点の翼面の傾斜角度が設定されていることを特徴とする請求項 1 記載の可変容量ターボチャージャ。
- [請求項 3] 前記よどみ点と前記回動中心とを結ぶ線に対する翼面の接線方向の傾斜角度を、前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向で前記回動中心から前縁までの距離を 1 としたとき、0.7 以上の位置において 30 度より大きく設定されていることを特徴とする請求項 2 記載の可変容量ターボチャージャ。
- [請求項 4] 前縁と後縁とを結ぶ翼弦長方向で前記回動中心から前縁までの距離の $1/2$ における翼厚さ Y と、前記翼弦長方向で前記回動中心から後縁までの距離の $1/2$ における翼厚さ X との比 T ($T = Y/X$) が 2 を超えるように前縁側の翼厚が厚く設定されて圧力面側の形状が前記略S字形状に形成されることを特徴とする請求項 1 記載の可変容量ターボチャージャ。
- [請求項 5] (補正後) タービンハウジングに形成されたスクロールの内周側であって、タービンホイールの外周側を囲むようにタービンホイールの回転軸心回りに等間隔にノズルベーンを設け、該ノズルベーンの翼角が変化可能に構成される可変ノズル機構を備えた可変容量ターボチャージャにおいて、

前記ノズルベーンの回動中心軸に直角方向の翼断面形状が、該回動中心より前縁側の圧力面側に凸状に形成された凸部を有し、前縁部分に流入する排ガスが衝突して排ガス流が前縁部分でよどむよどみ点において、該排ガス流によって前記ノズルベーンは前記回動中心周りに閉じる方向のモーメントが低減するように前記よどみ点の翼面の傾斜角度が形成されたことを特徴とする可変容量ターボチャージャ。

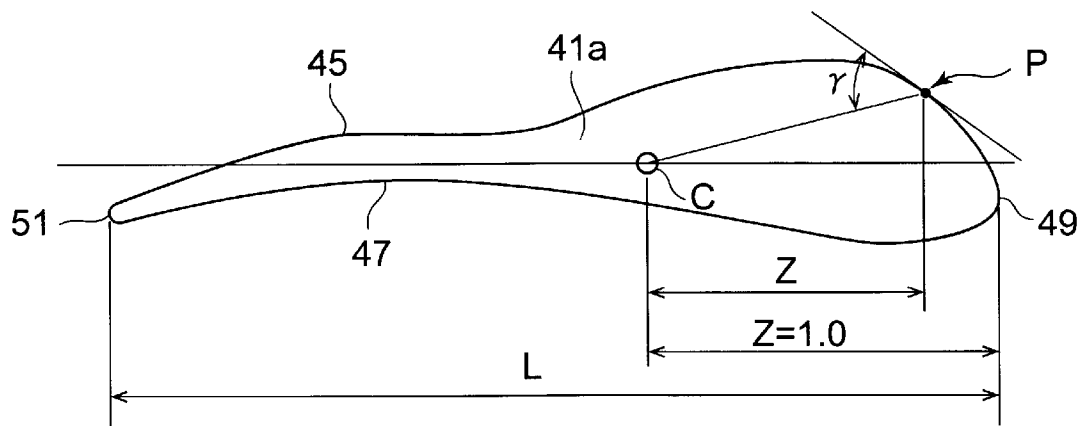
[図3]



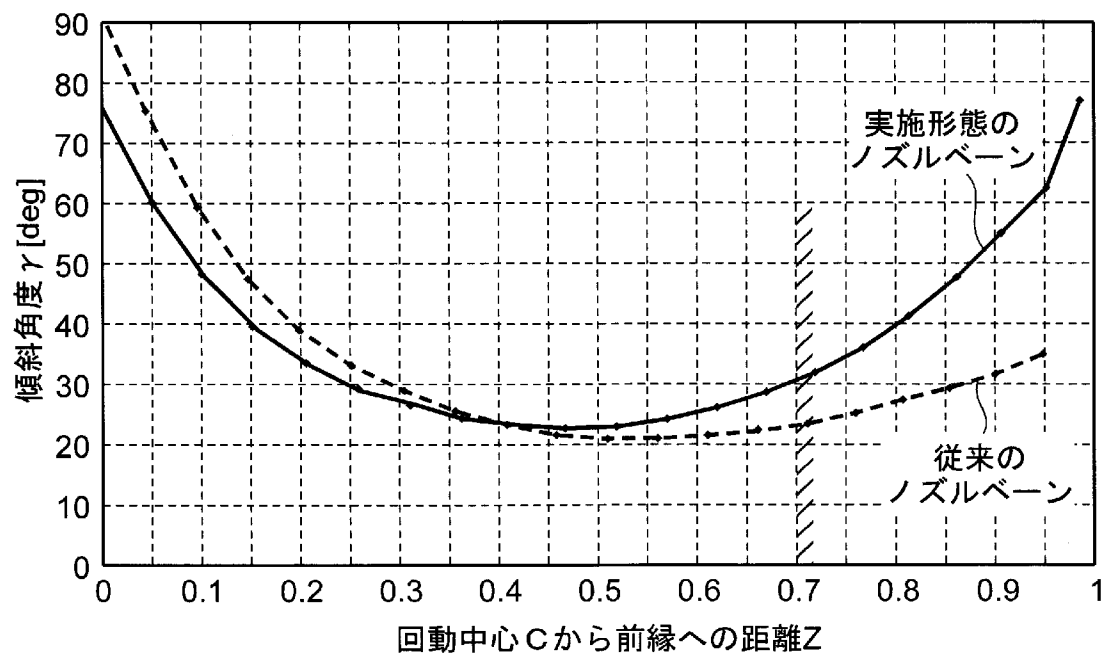
[図4]



[図5]



[図6]



[図7]

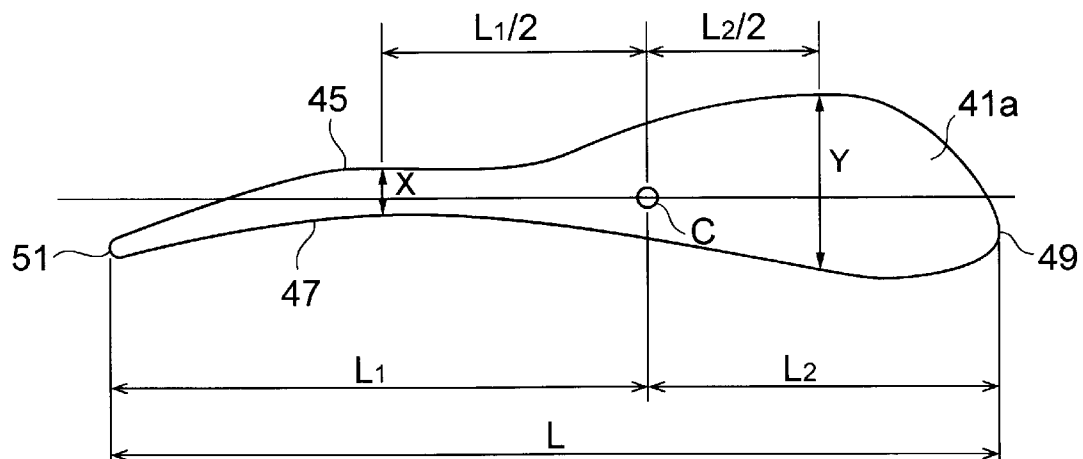
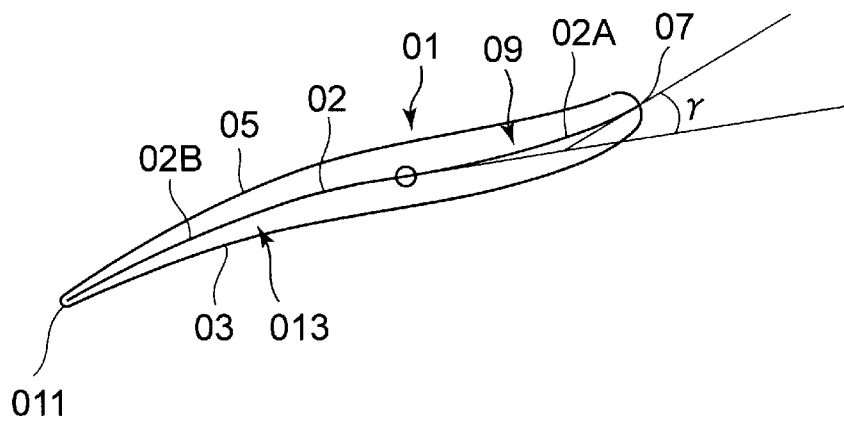
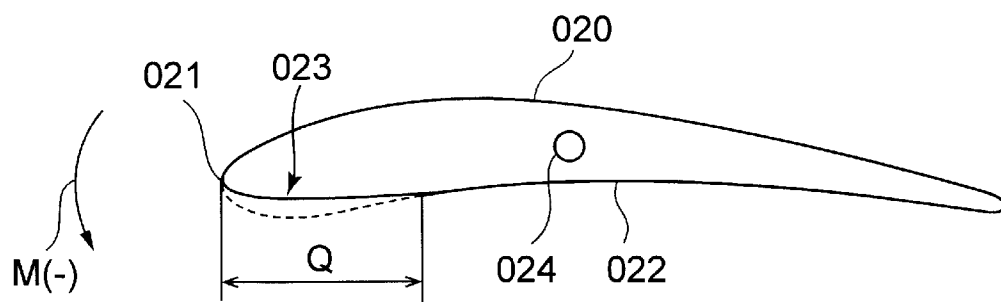


Figure 1 is a schematic diagram showing a curved surface 7. A curved line 23 is drawn above the surface. Three elongated, hatched regions 15a are positioned above the surface. The central region 15a is labeled with 25, 27, 31, and C (15b). It is flanked by regions 15a on the left and right. Arrows G and H point towards the regions, and an arrow U points away. Labels M(+) and M(-) are also present.

[図10]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/054984

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02B37/24(2006.01)i, F01D1/14(2006.01)i, F01D5/04(2006.01)i, F01D9/02
(2006.01)i, F01D17/16(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)

F02B37/24, F01D1/14, F01D5/04, F01D9/02, F01D17/16

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	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2003-254074 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 10 September 2003 (10.09.2003), paragraphs [0037], [0040], [0043]; fig. 1, 6 (Family: none)	5
A	JP 2009-74542 A (Toyota Central Research and Development Laboratories, Inc.), 09 April 2009 (09.04.2009), paragraphs [0049] to [0051]; fig. 4 (Family: none)	1-4
A	JP 2009-215990 A (IHI Corp.), 24 September 2009 (24.09.2009), paragraphs [0020] to [0027]; fig. 1 (Family: none)	1-4

☒ 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
25 April, 2013 (25.04.13)

Date of mailing of the international search report
14 May, 2013 (14.05.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/054984

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 2011-509371 A (Continental Automotive GmbH), 24 March 2011 (24.03.2011), fig. 4, 5 & US 2010/0296924 A1 & EP 2245275 A & WO 2009/086959 A1 & DE 102008004014 A & KR 10-2010-0110867 A & CN 101910565 A	1-4
A	JP 2005-351241 A (Toyota Motor Corp.), 22 December 2005 (22.12.2005), fig. 2, 3 (Family: none)	5

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F02B37/24(2006.01)i, F01D1/14(2006.01)i, F01D5/04(2006.01)i, F01D9/02(2006.01)i,
F01D17/16(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. F02B37/24, F01D1/14, F01D5/04, F01D9/02, F01D17/16

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 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 年

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

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	JP 2003-254074 A (三菱重工業株式会社) 2003.09.10, 【0037】, 【0040】, 【0043】, 第1,6図 (ファミリーなし)	5
A	JP 2009-74542 A (株式会社豊田中央研究所) 2009.04.09, 【0049】 - 【0051】, 第4図 (ファミリーなし)	1-4
A	JP 2009-215990 A (株式会社 I H I) 2009.09.24, 【0020】 - 【0027】, 第1図 (ファミリーなし)	1-4

☒ 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

2 5 . 0 4 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

1 4 . 0 5 . 2 0 1 3

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)

橋本 しのぶ

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

3 T

3 5 1 7

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 2011-509371 A (コンチネンタル オートモーティヴ ゲゼルシ ャフト ミット ベシュレンクテル ハフツング) 2011.03.24, 第 4, 5 図 & US 2010/0296924 A1 & EP 2245275 A & WO 2009/086959 A1 & DE 102008004014 A & KR 10-2010-0110867 A & CN 101910565 A	1-4
A	JP 2005-351241 A (トヨタ自動車株式会社) 2005.12.22, 第 2, 3 図 (ファミリーなし)	5