

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6458676号
(P6458676)

(45) 発行日 平成31年1月30日(2019.1.30)

(24) 登録日 平成31年1月11日(2019.1.11)

(51) Int.Cl.

F 1

F02B 37/18	(2006.01)	F 02 B	37/18	D
F02B 39/00	(2006.01)	F 02 B	37/18	E
F02B 37/22	(2006.01)	F 02 B	37/18	C

F 02 B	39/00	T
	37/22	

請求項の数 9 (全 18 頁)

(21) 出願番号

特願2015-152581 (P2015-152581)

(22) 出願日

平成27年7月31日 (2015.7.31)

(65) 公開番号

特開2016-61288 (P2016-61288A)

(43) 公開日

平成28年4月25日 (2016.4.25)

審査請求日

平成30年2月5日 (2018.2.5)

(31) 優先権主張番号

特願2014-186804 (P2014-186804)

(32) 優先日

平成26年9月12日 (2014.9.12)

(33) 優先権主張国

日本国 (JP)

(73) 特許権者 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(74) 代理人 100080045

弁理士 石黒 健二

(74) 代理人 100124752

弁理士 長谷 真司

(72) 発明者 柳田 悅豪

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

(72) 発明者 山口 雅史

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

審査官 齊藤 公志郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】バルブ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回動操作されるバルブアーム(12)と、このバルブアームの先に支持される開閉バルブ(13)とを備え、

前記開閉バルブによって排気ガスの通過孔(9、31)を開閉するバルブ装置において、前記開閉バルブは、閉弁時に前記通過孔の周囲のバルブシート(A)に着座する弁体(16)と、前記バルブアームに支持されるバルブ側組付部(18)とを備えるものであり、

前記弁体のうち、閉弁時に前記バルブシートに接する面をシール面(B)とし、

閉弁時に前記バルブアームと前記開閉バルブが接する接触面のうち、最も前記シール面に近い面を閉弁時接触面(C)とし、

前記シール面から前記閉弁時接触面までの厚み寸法を $h \times$ とし、

前記弁体の厚み寸法を h_1 とした場合、

前記弁体には、前記バルブアームの一部を収容するアーム挿入部()が設けられていて、

$$h \times < h_1$$

の関係を満足するものであり、

当該バルブ装置は、前記開閉バルブが前記バルブシートの排気上流側へ移動することで開弁する内開弁タイプであり、

前記開閉バルブによって開閉される開閉通路(8)を流れる排気ガスの流れ方向を流速

10

20

方向(Z)とした場合、

前記バルブシートは、前記流速方向に対して斜めに設けられており、

前記流速方向に対する前記バルブシートの傾き角度()は、60度以下に設けられていることを特徴とするバルブ装置。

【請求項2】

回動操作されるバルブアーム(12)と、このバルブアームの先に支持される開閉バルブ(13)とを備え、

前記開閉バルブによって排気ガスの通過孔(9、31)を開閉するバルブ装置において、

前記開閉バルブは、閉弁時に前記通過孔の周囲のバルブシート(A)に着座する弁体(16)と、前記バルブアームに支持されるバルブ側組付部(18)とを備えるものあり、

前記弁体のうち、閉弁時に前記バルブシートに接する面をシール面(B)とし、

閉弁時に前記バルブアームと前記開閉バルブが接する接触面のうち、最も前記シール面に近い面を閉弁時接触面(C)とし、

前記シール面から前記閉弁時接触面までの厚み寸法を h_x とし、

前記弁体の厚み寸法を h_1 とした場合、

前記弁体には、前記バルブアームの一部を収容するアーム挿入部()が設けられていて、

$$h_x < h_1$$

10

の関係を満足するものであり、

当該バルブ装置は、前記開閉バルブが前記バルブシートの排気上流側へ移動することで開弁する内開弁タイプであり、

前記開閉バルブによって開閉される開閉通路(8)を流れる排気ガスの流れ方向を流速方向(Z)とした場合、

前記バルブシートは、前記流速方向に対して斜めに設けられており、

前記通過孔には、排気ガスの上流側に向かって拡径するテーパ面()が設けられていることを特徴とするバルブ装置。

【請求項3】

回動操作されるバルブアーム(12)と、このバルブアームの先に支持される開閉バルブ(13)とを備え、

前記開閉バルブによって排気ガスの通過孔(9、31)を開閉するバルブ装置において、

前記開閉バルブは、閉弁時に前記通過孔の周囲のバルブシート(A)に着座する弁体(16)と、前記バルブアームに支持されるバルブ側組付部(18)とを備えるものあり、

前記弁体のうち、閉弁時に前記バルブシートに接する面をシール面(B)とし、

閉弁時に前記バルブアームと前記開閉バルブが接する接触面のうち、最も前記シール面に近い面を閉弁時接触面(C)とし、

前記シール面から前記閉弁時接触面までの厚み寸法を h_x とし、

前記弁体の厚み寸法を h_1 とした場合、

前記弁体には、前記バルブアームの一部を収容するアーム挿入部()が設けられていて、

$$h_x < h_1$$

30

の関係を満足するものであり、

前記弁体には、前記バルブアームが挿入配置されるアーム溝(20)が設けられており、

前記アーム溝は、前記弁体において外径方向へ伸びて設けられており、

前記アーム溝に前記バルブアームが挿入配置されたことで、前記バルブアームに対して前記弁体の回転が規制されていることを特徴とするバルブ装置。

40

50

【請求項 4】

回動操作されるバルブアーム（12）と、このバルブアームの先に支持される開閉バルブ（13）とを備え、

前記開閉バルブによって排気ガスの通過孔（9、31）を開閉するバルブ装置において、

前記開閉バルブは、閉弁時に前記通過孔の周囲のバルブシート（A）に着座する弁体（16）と、前記バルブアームに支持されるバルブ側組付部（18）とを備えるものであり、

前記弁体のうち、閉弁時に前記バルブシートに接する面をシール面（B）とし、

閉弁時に前記バルブアームと前記開閉バルブが接する接触面のうち、最も前記シール面に近い面を閉弁時接触面（C）とし、

前記シール面から前記閉弁時接触面までの厚み寸法を h_x とし、

前記弁体の厚み寸法を h_1 とした場合、

前記弁体には、前記バルブアームの一部を収容するアーム挿入部（）が設けられていて、

$$h_x < h_1$$

の関係を満足するものであり、

前記弁体の中央には、前記シール面とは反対側から前記シール面の方に向かって円筒状に窪む窪みが設けられ、前記バルブ側組付部は、円柱棒状に設けられて前記窪みの内側で、前記窪みと同軸に前記シール面とは反対側に突出しており、

前記バルブアームには、前記開閉バルブを支持するアーム側組付部（17）が設けられ、このアーム側組付部は円筒形状に設けられ、

前記バルブ側組付部の外周と前記窪みの内壁と間が前記アーム挿入部として利用され、前記アーム側組付部が前記アーム挿入部にて前記バルブ側組付部の周囲に外嵌されており、

前記バルブ側組付部は、前記弁体とは別体に設けられて前記窪みの底で前記弁体に結合していることを特徴とするバルブ装置。

【請求項 5】

請求項4に記載のバルブ装置において、

前記バルブ側組付部には、前記アーム側組付部の抜止めを行う抜止フランジ（21）が一体に設けられていることを特徴とするバルブ装置。

【請求項 6】

回動操作されるバルブアーム（12）と、このバルブアームの先に支持される開閉バルブ（13）とを備え、

前記開閉バルブによって排気ガスの通過孔（9、31）を開閉するバルブ装置において、

前記開閉バルブは、閉弁時に前記通過孔の周囲のバルブシート（A）に着座する弁体（16）と、前記バルブアームに支持されるバルブ側組付部（18）とを備えるものであり、

前記弁体のうち、閉弁時に前記バルブシートに接する面をシール面（B）とし、

閉弁時に前記バルブアームと前記開閉バルブが接する接触面のうち、最も前記シール面に近い面を閉弁時接触面（C）とし、

前記シール面から前記閉弁時接触面までの厚み寸法を h_x とし、

前記弁体の厚み寸法を h_1 とした場合、

前記弁体には、前記バルブアームの一部を収容するアーム挿入部（）が設けられていて、

$$h_x < h_1$$

の関係を満足するものであり、

前記弁体には、前記シール面とは異なる側に、当該弁体の強度を高めるリブ（22）が設けられており、

10

20

30

40

50

前記弁体において前記リブが形成される面は、凸形の略円錐形状を呈するカバー（23）によって覆われていることを特徴とするバルブ装置。

【請求項7】

請求項1または請求項2に記載のバルブ装置において、

前記開閉通路は、常に排気ガスが通過可能な常開通路（7）と並んで設けられており、前記開閉バルブが前記通過孔を閉じることにより、排気ガスが前記常開通路のみに流れ、

前記開閉バルブが前記通過孔を開くことにより、排気ガスが前記常開通路と前記開閉通路の両方へ流れることを特徴とするバルブ装置。

【請求項8】

10

請求項1～請求項7のいずれか1つに記載のバルブ装置において、

前記弁体は、前記シール面とは異なる側の面が凸形の円錐形状または凸形の球面形状に設けられていることを特徴とするバルブ装置。

【請求項9】

請求項1～請求項8のいずれか1つに記載のバルブ装置において、

前記バルブアームの先には、前記バルブ側組付部を支持するアーム側組付部（17）が設けられており、

前記弁体の厚み方向における前記アーム挿入部の寸法X1は、

前記弁体の厚み方向における前記アーム側組付部の寸法X2より大きく設けられていることを特徴とするバルブ装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、排気ガスの通過孔を開閉するバルブ装置に関するものであり、例えばターボチャージャに用いて好適な技術に関する。

なお、以下では、説明の便宜上、閉弁状態の開閉バルブが開弁する回動方向を「上」、その逆を「下」と称して説明するが、この上下方向はもちろん天地方向を示すものではない。

【背景技術】

【0002】

30

(従来技術)

アームにより回動操作されるバルブ装置の一例を図7（b）を参照して説明する。なお、従来技術で用いる符号は、後述する実施例と同一機能物に同一符号を付したものである。

図7（b）に示すバルブ装置は、回動操作されるバルブアーム12の先に開閉バルブ13を支持する。

開閉バルブ13は、略円板形状を呈する弁体16と、バルブアーム12に支持される箇所であるバルブ側組付部18とを一体に設けたものであり、バルブ側組付部18は円柱棒状の軸形状を呈する。

【0003】

40

(従来技術の問題点)

開閉バルブ13の高さ寸法Hは、弁体16の厚み寸法h1に、バルブ側組付部18の高さ寸法h2を加算した寸法になる。

開閉バルブ13の高さ寸法Hは、バルブ装置の小型化や、開弁時の圧損低減等を目的として短縮化が求められる。即ち、弁体16の厚み寸法h1の薄型化と、バルブ側組付部18の高さ寸法h2の短縮化とが求められる。

【0004】

しかし、閉弁時には、弁体16の中央に閉弁荷重が加わるため、弁体16には外周側が反る方向の応力が生じる。このため、弁体16の強度を確保するために、弁体16の薄型化が困難になっている。

50

即ち、「弁体16の厚み寸法h1」と「バルブ側組付部18の高さ寸法h2」が上下方向に加算される2段構造では、開閉バルブ13の高さ寸法Hの短縮化が困難であり、開閉バルブの偏平化と、弁体の高強度化の両立が達成できない。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2013-204495号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

本発明は、上記問題点に鑑みて成されたものであり、その目的は、開閉バルブの偏平化と、弁体の高強度化の両立が可能なバルブ装置の提供にある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明のバルブ装置は、弁体に設けたアーム挿入部にアームの一部を収容して、弁体の厚み寸法h1と、バルブ側組付部の高さ寸法h2とを、上下方向にオーバーラップさせる。これにより、弁体の高強度化のために「弁体の厚み寸法h1」を大きく設けても「開閉バルブの高さ寸法H」を短縮できる。

即ち、本発明により、開閉バルブの偏平化と、弁体の高強度化の両立を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】ターボチャージャの断面図である。

【図2】流路切替バルブの開閉状態を示すタービンハウジングの断面図である。

【図3】流路切替バルブの開閉状態を示すタービンハウジングを排気ガスの入口側から見た図である。

【図4】タービンハウジングに支持される流路切替バルブの説明図である。

【図5】開閉バルブを斜め方向から見た流路切替バルブの説明図である。

【図6】開閉バルブを断面にした流路切替バルブの説明図である。

【図7】実施例1の開閉バルブと従来技術の開閉バルブの比較説明図である。

【図8】流速方向に対するバルブ角と開閉バルブの投影面積の関係を示すグラフである。

【図9】開閉バルブの断面図である。

【図10】開閉バルブの断面図である。

【図11】開閉バルブの断面図である。

【図12】ウエストゲートバルブに本発明を適用したター ボチャージャの断面図である。

【図13】開閉バルブの断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

以下において発明を実施するための形態を、図面に基づいて詳細に説明する。

【実施例】

【0010】

本発明をター ボチャージャに適用した実施例を説明する。なお、以下で開示する実施例は、具体的な一例を開示するものであって、本発明が実施例に限定されることは言うまでもない。

【0011】

[実施例1]

図1～図8を参照して実施例1を説明する。

ター ボチャージャは、車両走行用のエンジンに搭載される。

【0012】

ター ボチャージャは、エンジンから排出される排気ガスのエネルギーによって、エンジ

10

20

30

40

50

ンに吸い込まれる吸気を加圧する過給器である。

ターボチャージャは、エンジンから排出された排気ガスによって回転駆動されるタービン羽根車1と、このタービン羽根車1を収容する渦巻形状のタービンハウジング2とを備える。

また、ターボチャージャは、タービン羽根車1の回転力により駆動されて吸気通路内の吸気を加圧するコンプレッサ羽根車3と、このコンプレッサ羽根車3を収容する渦巻形状のコンプレッサハウジング4とを備える。

さらに、ターぼチャージャは、タービン羽根車1の回転をコンプレッサ羽根車3に伝達するシャフト5と、このシャフト5を高速回転自在に支持するセンターハウジング6とを備える。

10

【0013】

そして、ターぼチャージャは、タービンハウジング2、コンプレッサハウジング4、センターハウジング6を、Vバンド、スナップリング、ボルト等の結合手段を用いて軸方向に結合して構成される。

タービンハウジング2の内部には、排気ガスをタービン羽根車1へ向けて吹き付ける第1、第2排気スクロール7、8が独立して設けられている。

【0014】

第1排気スクロール7は、エンジンから排出された排気ガスを旋回させ、旋回させた排気ガスをタービン羽根車1の排気上流部へ向けて吹き付ける環状の排気出口を有する。

第2排気スクロール8は、エンジンから排出された排気ガスを第1排気スクロール7と同一方向へ旋回させ、旋回させた排気ガスをタービン羽根車1の途中部位へ向けて吹き付ける環状の排気出口を有する。

20

【0015】

第1排気スクロール7の排気上流部は、タービンハウジング2の排気入口と常に連通しており、排気ガスが常時第1排気スクロール7に供給される。

一方、第2排気スクロール8の排気上流部は、タービンハウジング2に形成された流路切替孔9を介して第1排気スクロール7の排気ガス上流域に連通する。そして、この流路切替孔9は、流路切替バルブ10によって開閉される。

【0016】

流路切替バルブ10は、図2に示すように、タービンハウジング2の内部で、且つ第1排気スクロール7と第2排気スクロール8の排気ガスの分流箇所に形成された空間の内部で回動する。そして、流路切替バルブ10が流路切替孔9の開閉および開度調整を行うことで、第2排気スクロール8に供給する排気ガス量をコントロールする。

30

【0017】

具体的には、流路切替バルブ10が流路切替孔9を閉じることで小容量が達成され、流路切替バルブ10が流路切替孔9を開くことで大容量が達成される。

【0018】

流路切替バルブ10は、アクチュエータを介して制御装置により作動が制御される。

制御装置は、エンジンの運転状態（例えば、エンジン回転数とアクセル開度等）から目標空気量を算出し、算出した目標吸気量から目標過給圧を算出する。そして、算出した目標過給圧とエンジン回転数等の関係から流路切替バルブ10の開度を算出し、目標開度が得られるように流路切替バルブ10を制御する。

40

【0019】

次に、流路切替バルブ10の具体例を説明する。なお、流路切替孔9は通過孔の一例であり、流路切替バルブ10はバルブ装置の一例である。

流路切替バルブ10は、タービンハウジング2の外部から回動操作される回動軸11と、この回動軸11と一緒に回動するバルブアーム12と、このバルブアーム12の先に組み付けられる開閉バルブ13とを備える。

【0020】

回動軸11は、図4に示すように、タービンハウジング2に支持される軸受14を介し

50

て回動自在に支持される。この回動軸 11 は、タービンハウジング 2 の外部に組み付けられる外部アーム 15 を介してアクチュエータに回動操作される。

回動軸 11 におけるタービンハウジング 2 の外側には、外部アーム 15 が固定される。この外部アーム 15 は、回動軸 11 の回動中心から径方向外側へ延びる部材である。この外部アーム 15 がアクチュエータに回動操作されることで回動軸 11 が回動する。

【0021】

回動軸 11 におけるタービンハウジング 2 の内側には、バルブアーム 12 が一体に設けられている。

このバルブアーム 12 は、回動軸 11 の回動中心から径方向外側へ延びる回動アームである。そして、回動軸 11 が回動することで、バルブアーム 12 の先端に支持される開閉バルブ 13 が円弧を描いて回動する。10

【0022】

開閉バルブ 13 は、バルブアーム 12 の先端に組み付けられる。そして、バルブアーム 12 が回動することで、開閉バルブ 13 が回動して流路切替孔 9 を開閉する。

開閉バルブ 13 は、閉弁時に流路切替孔 9 の周囲のバルブシート A に着座して流路切替孔 9 を塞ぐ略円板状の弁体 16 と、開閉バルブ 13 においてバルブアーム 12 に支持されるバルブ側組付部 18 とを備える。

【0023】

バルブシート A は、タービンハウジング 2 により形成されるものであり、流路切替孔 9 の周囲に形成される平面部である。20

バルブ側組付部 18 は、後述するアーム側組付部 17 に組み付けられて、バルブアーム 12 に支持される箇所である。

一方、バルブアーム 12 には、開閉バルブ 13 を支持するアーム側組付部 17 が設けられる。このアーム側組付部 17 には、上述したバルブ側組付部 18 が組み付けられて、開閉バルブ 13 を支持する。

【0024】

ここで、高温の排気ガスに晒されるバルブアーム 12 と開閉バルブ 13 との結合箇所には、熱膨張差を吸収する隙間が設けられる。具体的に、バルブアーム 12 の先端に設けられるアーム側組付部 17 と、開閉バルブ 13 の中央箇所に設けられるバルブ側組付部 18 との間には、バルブアーム 12 に対して開閉バルブ 13 を所定量の移動や傾きを許容するための隙間が設けられる。30

【0025】

アーム側組付部 17 とバルブ側組付部 18 の組付け構造は、限定するものではないが、理解補助のために一例を開示する。

バルブ側組付部 18 は、弁体 16 の中央部から上方へ突出する円柱棒状の軸形状を呈する。

一方、アーム側組付部 17 は、軸形状を呈するバルブ側組付部 18 の周囲に外嵌される円筒形状を呈する。

なお、この実施例 1 では、略円盤状の弁体 16 と軸形状のバルブ側組付部 18 が一体に設けられる。40

【0026】

バルブ側組付部 18 の上部には、アーム側組付部 17 の抜止を行うリング円板形状のワッシャ 19 が結合される。

バルブ側組付部 18 とワッシャ 19 の結合手段は、溶接技術やカシメ技術など種々適用可能なものであり、限定するものではないが、具体的な一例としてカシメ技術を採用する。

【0027】

バルブ側組付部 18 の上端には、ワッシャ 19 内に挿し入れられる小径の凸軸 18a が形成される。

そして、凸軸 18a をワッシャ 19 内に挿し入れ、凸軸 18a の先端部をカシメること50

で、ワッシャ19がバルブ側組付部18に結合され、アーム側組付部17がバルブ側組付部18に組付けられる。なお、カシメ部18bは、ワッシャ19の上面より上方へ突出するが、偏平な球面形状に設けられることで、排気ガスが極力抵抗なく円滑に流れるように設けられる。

【0028】

以下では、弁体16の厚み寸法を h_1 とする。

バルブ側組付部18の軸寸法を h_2 とする。

弁体16のうち、閉弁時にバルブシートAに接する面をシール面Bとする。

閉弁時にバルブアーム12と開閉バルブ13が接する接触面のうち、最もシール面Bに近い面を閉弁時接触面Cとする。

シール面Bから閉弁時接触面Cまでの厚み寸法を h_x とする。

【0029】

弁体16は、その上面にアーム12の一部を収容するアーム挿入部を設けている。具体的に、アーム挿入部は、アーム側組付部17の一部または全部を内側に収容配置するように設けられている。

即ち、アーム挿入部によって、弁体16の厚み寸法 h_1 と、バルブ側組付部18の高さ寸法 h_2 とを、上下方向にオーバーラップさせて「 $h_x < h_1$ 」の関係を満足するよう設けられている。このように設けることで、厚み寸法 h_x が、弁体16の厚み寸法 h_1 より小さく設けられる。

【0030】

ここで、弁体16に形成されるアーム挿入部の形状は、限定するものではなく、アーム側組付部17とバルブ側組付部18の組付構造に左右されるものである。

具体的に、この実施例1のアーム挿入部は、円筒形状を呈するアーム側組付部17を、隙間を介して収容するものであり、上方に開口するリング状の溝形状を採用する。

なお、耐熱金属（例えば、Ni基を含む合金等）よりなる弁体16に、アーム挿入部および後述するアーム溝20を形成する手段は限定するものではなく、冷間鍛造等による鍛造技術や切削技術など種々適用可能なものである。

【0031】

(実施例1の効果1)

この実施例1の流路切替バルブ10は、上述したように、弁体16の上面にアーム側組付部17を収容配置するアーム挿入部を設けて「 $h_x < h_1$ 」の関係を満足するよう設けられる。

即ち、弁体16の厚み寸法 h_1 と、バルブ側組付部18の高さ寸法 h_2 とを、アーム挿入部を用いて上下方向にオーバーラップさせている。このため、弁体16の高強度化のために「弁体16の厚み寸法 h_1 」を大きく設けても、「開閉バルブ13の高さ寸法H」を短縮することができる。

これにより、弁体16の高強度化と開閉バルブ13の偏平化の両立を達成できる。

【0032】

また、開閉バルブ13の偏平化を達成することにより、流路切替バルブ10の開弁時には、図2(b)に示すように、排気ガスの流れ方向（一例として上流側）から見た開閉バルブ13の投影面積を小さくすることができる。このため、第1排気スクロール7および第2排気スクロール8に向かう排気ガス流の圧力損失を低減することができる。

【0033】

特に、この実施例1の流路切替バルブ10は、開閉バルブ13が流路切替孔9の上流側で回動操作される。そして、全開時には、図2(b)に示すように、第1排気スクロール7と第2排気スクロール8を区画する隔壁2aと、偏平化が図られた開閉バルブ13とが、排気ガスの流れ方向に沿って一列に並ぶように設けられる。

このため、全開時には、流路抵抗を極めて小さく抑えることができ、第1排気スクロール7と第2排気スクロール8のそれぞれに向かう排気ガス流の圧力損失を極めて小さくできる。

10

20

30

40

50

【0034】

(実施例1の効果2)

第1排気スクロール7は常開通路に相当し、第2排気スクロール8は開閉通路に相当する。

第2排気スクロール8は、上述したように、第1排気スクロール7と並んで設けられる。即ち、第1排気スクロール7と第2排気スクロール8が並列に設けられている。

そして、開閉バルブ13が流路切替孔9を閉じることにより、排気ガスが第1排気スクロール7のみに流れる。また、開閉バルブ13が流路切替孔9を開くことにより、排気ガスが第1排気スクロール7と第2排気スクロール8の両方へ流れる。

【0035】

10

この実施例1の流路切替バルブ10は、上述したように、開閉バルブ13がバルブシートAの排気上流側へ移動することで開弁する内開弁タイプである。

以下では、流路切替バルブ10によって開閉される第2排気スクロール8を流れる排気ガスの流れ方向を流速方向Zとする。具体的には、図2(b)に示すように、開閉バルブ13の開き角度が最大の時に、流路切替孔9の略中心を通って第2排気スクロール8の流路中心に向かう排気ガスの流れ方向を流速方向Zとしている。

【0036】

20

この実施例1では、バルブシートAを流速方向Zに対して斜めに設けている。具体的には、図2(b)に示すように、「回動軸11に近い側のバルブシートA」より「回動軸11から離れた側のバルブシートA」が排気上流側となるようにバルブシートAを傾斜させている。

【0037】

このように設けることで、小さいバルブ開度であっても、排気ガスの流れ方向から見た開閉バルブ13の投影面積を小さくすることができる。このため、タービン羽根車1に向かう排気ガス流の圧力損失を低減できる。

このことを具体的に説明する。流路切替バルブ10のバルブストローク角度は、搭載箇所やアクチュエータ等の制約により90度に設定できない場合が多い。なお、バルブストローク角度は、全閉から最大開き角に至る開閉バルブ13の回動角である。

そこで、流路切替バルブ10のバルブストローク角度が90度に満たない場合であっても、バルブシートAを流速方向Zに対して斜めに設けることで、流路切替バルブ10の開弁時における開閉バルブ13の投影面積を小さくできる。

【0038】

また、この実施例1では、図2(a)に示すように、開閉バルブ13がバルブシートAに着座する全閉時であっても、偏平に設けた開閉バルブ13が斜めになる。

このため、全閉時であっても開閉バルブ13の上流側の排気ガスを第1排気スクロール7へスムーズに導くことができる。その結果、全閉時であっても第1排気スクロール7に流入する排気ガス流の圧力損失を小さくする効果が得られる。

【0039】

(実施例1の効果3)

この実施例1では、流速方向Zに対するバルブシートAの傾き角度を60度以下に設ける。

ここで、「流速方向Zに対する開閉バルブ13のバルブ角」と「流速方向Zから見た開閉バルブ13の投影面積」の関係は、図8に示すようにsin関数で表される。

即ち、「流速方向Zから見た開閉バルブ13の投影面積」は、「流速方向Zに対する開閉バルブ13のバルブ角」がおよそ60度以下で小さくなる。

【0040】

ここで、この実施例1では、傾き角度を60度以下に設けることで、開閉バルブ13の開度が微小開度(例えば、10度前後等)であっても「流速方向Zから見た開閉バルブ13の投影面積」を小さくできる。

即ち、バルブ開度が微小開度であっても、開閉バルブ13の投影面積を小さくすること

40

50

で、排気ガス流の圧力損失を低減できる。

【0041】

(実施例1の効果4)

この実施例1の流路切替孔9には、排気ガスの上流側に向かって拡径するテープ面₁を設けている。このテープ面₁は、断面が直線の円錐面であっても良いし、断面が曲線のテープ曲面であっても良い。なお、テープ曲面を採用する場合は、曲率半径が大きいことが望ましい。

【0042】

具体的な一例として、この実施例1のテープ面₁は、断面が直線の円錐面を採用する。
テープ面₁の広がり角度は限定するものではないが、テープ面₁が流速方向Zに対して略平行、もしくは平行以上の広がり角度に設けることが望ましい。

このように、流路切替孔9にテープ面₁を設けることにより、バルブシートAを流速方向Zに対して斜めに設けても、流路切替孔9に流入した排気ガスが流路切替孔9で剥離する現象を回避できる。

【0043】

この効果を、テープ面₁を設けない場合と比較して説明する。

テープ面₁を設けない場合、バルブシートAに対する流路切替孔9の内壁の角度は90度に設けられる。この場合、バルブシートAを流速方向Zに対して斜めに設けると、特に回転軸11から離れた箇所では、バルブシートAの前後で排気ガスの曲がり角度が大きくなり、流路切替孔9の内壁付近で排気ガスの剥離現象が生じてしまう。

【0044】

これに対し、テープ面₁を設けることにより、流路切替孔9の入口における排気ガスの流れをスムーズにできる。具体的には、テープ面₁を設けることにより、回転軸11から離れた箇所における排気ガスの流れを、流速方向Zに対して略平行にできる。これにより、剥離現象の発生を防いで、第2排気スクロール8に流入する排気ガス流の圧力損失を低減できる。

【0045】

この実施例1では、好ましい一例として、テープ面₁を切削加工によって設けている。テープ面₁を切削する切削工具の回転軸は、図2(b)中的一点鎖線に示すように、流路切替孔9の入口の中心を通り、且つバルブシートAに垂直である。このため、テープ面₁は、切削工具の回転軸を中心とした対称形状に設けられる。

このように、テープ面₁を切削加工によって設けることによって、テープ面₁の上流端がバルブシートAの適切な位置で、且つ適切な径の真円で開口する。これにより、閉弁時ににおけるバルブシートAとシール面Bの重なり幅の寸法精度を向上でき、弁体16の大径化を防ぐことができる。即ち、弁体16の大型化を防ぐことにより、圧力損失の低減を図ることができる。

【0046】

上記を他の製造技術と比較して説明する。

鋳造技術でテープ面₁を形成することが考えられる。この場合、テープ面₁の加工精度が悪化する。具体的には、バルブシートAに対するテープ面₁の開口精度が悪化する。

この場合は、バルブシートAとシール面Bの重なり寸法を確保する手段として、弁体16を大径化する必要が生じる。このように弁体16を大径化すると、圧力損失が大きくなってしまう。

なお、この実施例1では、テープ面₁を切削加工で設けているが、もちろん加工方法を限定するものではない。

【0047】

(実施例1の効果5)

この実施例1の弁体16は、図7(a)に示すように、シール面Bとは異なる側の面が、凸形の円錐形状または凸形の球面形状に設けられる。即ち、弁体16の外径側が薄く設けられるとともに、中央側に向かって徐々に厚く設けられる。

10

20

30

40

50

具体的な一例として、この実施例 1 では、凸形の球面形状を採用する。なお、凸形の球面形状は、外側に向かって膨出する球面である。

このように、弁体 16 の上面を凸形の球面形状に設けることで、弁体 16 の表面に沿つて排気ガスが滑らかに流れる。その結果、弁体 16 の表面において排気ガスの流れの剥離が抑えられため、開弁時における排気ガス流の圧力損失を小さく抑えることができる。

【0048】

(実施例 1 の効果 6)

この実施例 1 の弁体 16 には、図 4、図 5 に示すように、バルブアーム 12 が挿入配置されるアーム溝 20 が設けられる。このアーム溝 20 は、アーム挿入部 から外径方向へ延びる溝であり、アーム溝 20 とバルブアーム 12 との間には、熱膨張差を許容する隙間が設けられる。10

このように、弁体 16 にアーム溝 20 を設けて、そのアーム溝 20 の内側にバルブアーム 12 を収容配置することで、バルブアーム 12 に対する弁体 16 の回転範囲が狭い角度範囲内に規制される。即ち、アーム溝 20 にバルブアーム 12 を挿入配置することで、バルブアーム 12 に対して弁体 16 の回転を規制する。

【0049】

バルブアーム 12 に対して弁体 16 が回転すると、摩耗やチャタリングが生じる懸念がある。そこでこの実施例 1 では、アーム溝 20 を設けてバルブアーム 12 に対する弁体 16 の回転を規制するため、摩耗やチャタリングを防ぐことができる。

また、弁体 16 の回転を規制する箇所が、排気ガスの流れ箇所に突出しない。このため、弁体 16 の回転を規制する箇所が圧力損失を増加させる不具合がない。即ち、弁体 16 の回転を規制する箇所が、排気ガスの流れ箇所に突出して剥離現象を招く不具合を回避できる。20

【0050】

(実施例 1 の効果 7)

ここで、図 7 (a) に示すように、弁体 16 の厚み方向におけるアーム挿入部 の寸法を X1 とし、弁体 16 の厚み方向におけるアーム側組付部 17 の寸法を X2 とする。

そして、この実施例 1 の流路切替バルブ 10 は、「 $X_2 < X_1$ 」の関係を満足するよう設けられる。即ち、アーム挿入部 の寸法 X1 が、アーム側組付部 17 の寸法 X2 より大きく設けられる。30

【0051】

これにより、弁体 16 にアーム側組付部 17 が「めり込んだ形状」に設けられる。換言すれば、弁体 16 にアーム側組付部 17 が埋没するように設けられる。

このため、図 2 (b) に示すように、弁体 16 の上端からアーム側組付部 17 が突出しないため、開弁時における排気ガス流の圧力損失を小さく抑えることができる。

【0052】

[実施例 2]

図 9 に基づいて実施例 2 を説明する。なお、以下において上記実施例 1 と同一符号は同一機能物を示すものである。また、以下では、実施例 1 に対する変更箇所のみを開示するものであり、以下の各実施例において説明していない箇所については先行して説明した実施例を採用するものである。40

この実施例 2 は、円柱棒状の軸形状を呈するバルブ側組付部 18 を、弁体 16 とは別体に設けて、バルブ側組付部 18 を弁体 16 に結合したものである。

【0053】

弁体 16 とバルブ側組付部 18 の結合手段は、溶接技術やカシメ技術など種々適用可能なものであり、限定するものではないが、具体的な一例としてカシメ技術を採用する。

弁体 16 の中心部には、上下方向に貫通した貫通穴 16 a が設けられる。具体的には、弁体 16 の中央箇所に設けた円筒状の窪みの中心に貫通穴 16 a が設けられる。

【0054】

一方、バルブ側組付部 18 の下部には、弁体 16 の貫通穴 16 a に挿し入れられる小径50

の凸軸 18 a が形成される。

そして、凸軸 18 a を貫通穴 16 a に挿し入れ、凸軸 18 a の下端をカシメることで、バルブ側組付部 18 が弁体 16 に結合される。なお、カシメ部 18 b は、弁体 16 の下面より下方へ突出するが、閉弁時であってもカシメ部 18 b は流路切替孔 9 の内側に存在するため、カシメ部 18 b がタービンハウジング 2 等に干渉する不具合は生じない。

【0055】

(実施例 2 の効果 1)

アーム側組付部 17 の内側に挿入されるバルブ側組付部 18 の円筒面の精度を高めることで、チャタリングの抑制効果が得られることが知られている。

そこで、バルブ側組付部 18 を別体で製作することで、バルブ側組付部 18 の円筒面の精度を比較的容易に高めることができることが可能になる。即ち、コストを抑えてバルブ側組付部 18 の円筒面精度を高めることができる。

10

【0056】

(実施例 2 の効果 2)

上記の実施例 1 では、弁体 16 の上面側に、比較的深いリング溝状のアーム挿入部 11 に設けている。このため、リング溝状のアーム挿入部 11 を有する弁体 16 を冷間鍛造技術で形成しようとすると、コストアップを招く不具合がある。

これに対し、この実施例 2 は、弁体 16 の中央に円筒状の窪みを形成し、その円筒状の窪みの中心に軸形状のバルブ側組付部 18 を結合する構成を採用して、バルブ側組付部 18 の周囲にリング溝形状のアーム挿入部 11 を形成する。このため、弁体 16 を冷間鍛造技術で設けることが容易になり、生産性を高めて、コストを抑えることができる。

20

【0057】

(実施例 2 の効果 3)

この実施例 2 のバルブ側組付部 18 には、バルブアーム 12 の先端部の抜止めを行う抜止フランジ 21 が一体に設けられる。この抜止フランジ 21 は、実施例 1 で示したワッシャ 19 の機能を果たすものであり、この実施例 2 では、ワッシャ 19 を廃止することができる。このため、部品点数を減らすことができるとともに、バルブ側組付部 18 とワッシャ 19 のカシメや溶接等を廃止することができ、生産性を高めて、コストを抑えることができる。

【0058】

30

なお、抜止フランジ 21 の外径寸法は、筒形状を呈するアーム側組付部 17 の内径寸法よりも大径に設けられるものである。

また、図 9 に示すように、抜止フランジ 21 の外径寸法が、アーム挿入部 11 の内径寸法よりも小径に設けられる場合は、抜止フランジ 21 の一部または全部が、アーム挿入部 11 の内側に収容されることが望ましいものである。

【0059】

[実施例 3]

図 10 に基づいて実施例 3 を説明する。

この実施例 3 の弁体 16 は、シール面 B とは異なる側に、弁体 16 の強度を高めるリブ 22 を設けたものである。

40

リブ 22 は、弁体 16 の上面に肉盛み部 23 を設けることで形成される。リブ 22 の形状や本数は限定されるものではなく、弁体 16 が軽量で、且つ所定の目標強度が保たれるよう設けられる。具体的な一例として、リブ 22 は、図 10 に示すように、環状に設けるものであっても良いし、図 10 とは異なり放射状に設けるものであっても良いし、あるいは環状と放射状とを組み合わせる形状であっても良い。

【0060】

(実施例 3 の効果 1)

弁体 16 にリブ 22 を設けることで弁体 16 の強度を保つことができるとともに、リブ 22 を形成する肉盛み部 23 により弁体 16 の軽量化を図り、弁体 16 の材料費を抑えることができる。

50

また、弁体16の軽量化により、弁体16が排気ガス流や車両振動などにより振動する際の慣性量を少なくすることができ、弁体16の振動による摩耗やチャタリングを軽減することができる。

【0061】

(実施例3の効果2)

この実施例3は、弁体16においてリブ22が形成される面が、凸形の円錐形状または凸形の球面形状を呈するカバー23によって覆われる。なお、具体的な一例は、実施例1と同様、凸形の球面形状を採用する。

弁体16の上面にカバー23を設けて、肉盛み部をカバー23で覆うことにより、カバー23の表面に沿って排気ガスが滑らかに流れる。このため、リブ22により排気ガスの流れが乱される不具合を回避できる。即ち、弁体16にリブ22を形成して弁体16の軽量化を図りつつ、カバー23を設けて、開弁時における排気ガス流の圧力損失を小さく抑えることができる。

【0062】

(実施例3の効果3)

この実施例3のカバー23は、実施例2で示した抜止フランジ21を兼ねるものであり、バルブ側組付部18の上端に一体に設けられるものである。このため、カバー23を独立して設ける必要がなく、部品点数の増加を抑えることができる。

即ち、部品点数を増加させることなくカバー23を設けることができる。

【0063】

[実施例4]

図11に基づいて実施例4を説明する。

この実施例4は、実施例1で示した弁体16にリブ22を設けたものであり、リブ22が形成された弁体16の上面を覆うカバー23がワッシャ19を兼ねるものである。

このように、ワッシャ19とカバー23が1部品で設けられるため、部品点数の増加を抑えることができる。即ち、部品点数を増加させることなくカバー23を設けることができる。

【0064】

[実施例5]

図12に基づいて実施例5を説明する。

上記実施例1～4では、ターボチャージャの流路切替バルブ10に本発明を適用する例を示した。

これに対し、この実施例5は、ターボチャージャのウエストゲートバルブ30に本発明を適用したものである。なお、ウエストゲートバルブ30によって開閉されるバイパス孔31は、通過孔の一例である。

【0065】

ウエストゲートバルブ30は、タービン羽根車1の排気上流側の排気ガスを、タービン羽根車1を迂回させて、タービン下流域へ導くためのバルブ装置である。

具体的に、タービンハウジング2には、タービン羽根車1の排気上流側の排気ガスを、タービン羽根車1を迂回させてタービン下流域へ導くバイパス孔31が設けられる。そして、このバイパス孔31が、本発明を適用したウエストゲートバルブ30によって開閉操作される。

【0066】

なお、ウエストゲートバルブ30を構成する主要部品は、流路切替バルブ10と略同様であり、図中に、実施例1と同一符合を付して説明を割愛する。

ウエストゲートバルブ30に本発明を適用したことにより、ウエストゲートバルブ30を構成する弁体16の高強度化と開閉バルブ13の偏平化の両立を達成できる。このため、本発明を適用したウエストゲートバルブ30によってターボチャージャの小型化が可能になる。

【産業上の利用可能性】

10

20

30

40

50

【0067】

上記の実施例では、内開弁タイプの流路切替バルブ10に本発明を適用する例を示したが、外開弁タイプの流路切替バルブ10に本発明を適用しても良い。この場合も、弁体16の高強度化と開閉バルブ13の偏平化の両立により、ターボチャージャの小型化が可能になる。

【0068】

上記の実施例では、ターボチャージャに用いられるバルブ装置に本発明を適用する例を示したが、用途を限定するものではない。具体的には、EGRクラークと排気バイパスの切替バルブや、排熱回収装置に用いられる排気切替バルブなど、排気ガスの通過孔を開閉する他のバルブ装置に適応しても良い。

10

【0069】

上記の実施例では、アーム側組付部17とバルブ側組付部18の組付構造は限定するものではなく、適宜変更可能なものである（例えば、図13参照）。

【0070】

上記の実施例では、アーム挿入部 をリング溝形状に設ける例を示したが、限定するものではない。具体的な一例として、図13に示すように、アーム挿入部 を穴形状に設けても良い。

【0071】

上記の実施例では、弁体16のシール面Bとは異なる側の面を凸形の球面形状に設けたが、球面に限定するものではない。具体的には、図13に示すように凸形の略円錐形状を採用して、弁体16を偏平な円錐形状に設けても良い。

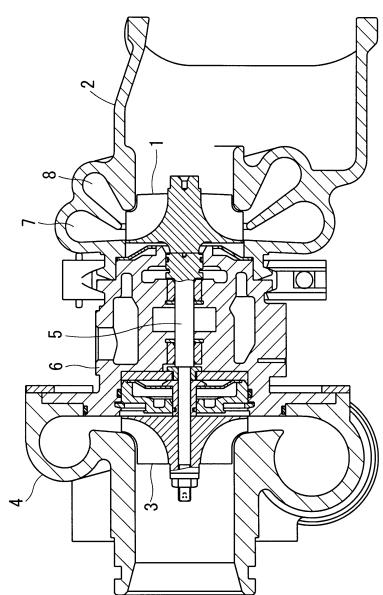
20

【符号の説明】**【0072】**

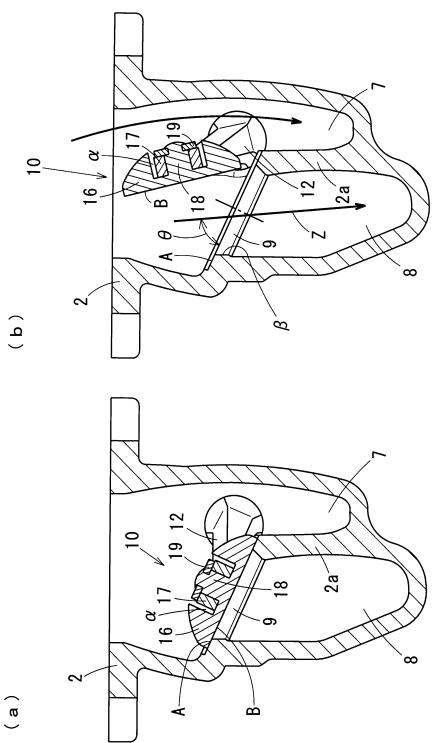
9 . . . 流路切替孔（通過孔）	10 . . . 流路切替バルブ（バルブ装置）
12 . . . バルブアーム	13 . . . 開閉バルブ
16 . . . 弁体	18 . . . バルブ側組付部
30 . . . ウエストゲートバルブ（バルブ装置）	
31 . . . バイパス孔（通過孔）	
A . . . バルブシート	B . . . シール面
C . . . 閉弁時接觸面	
h1 . . . 弁体の厚み寸法	
hx . . . シール面から閉弁時接觸面までの厚み寸法	

30

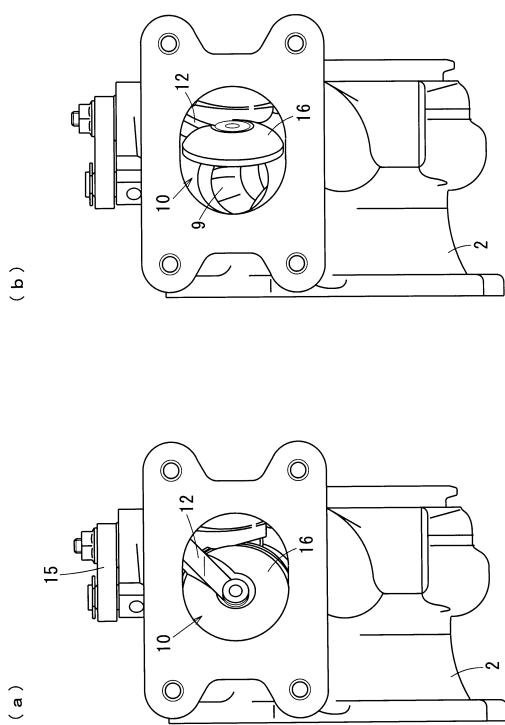
【図1】



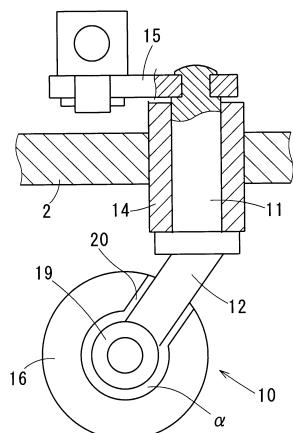
【図2】



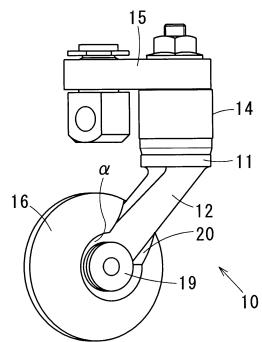
【図3】



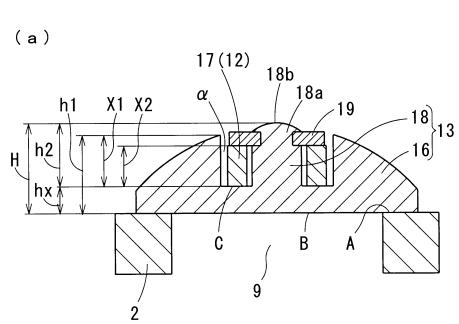
【図4】



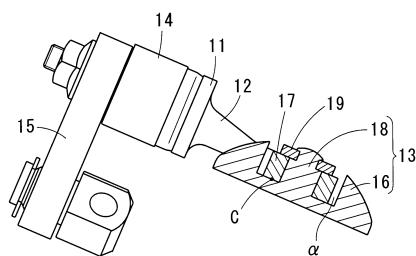
【図5】



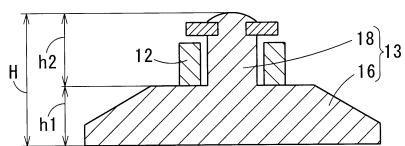
【図7】



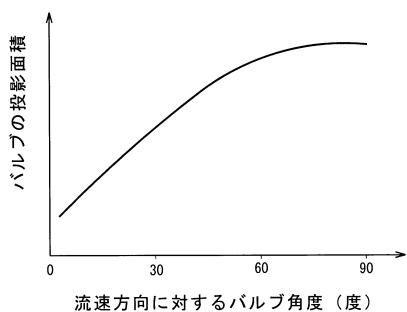
【図6】



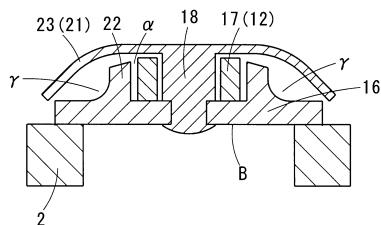
(b)



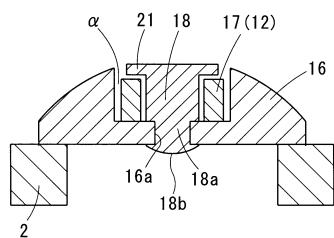
【図8】



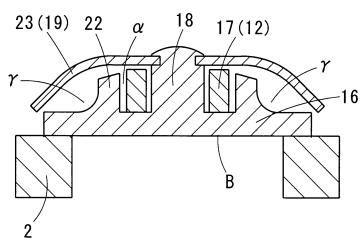
【図10】



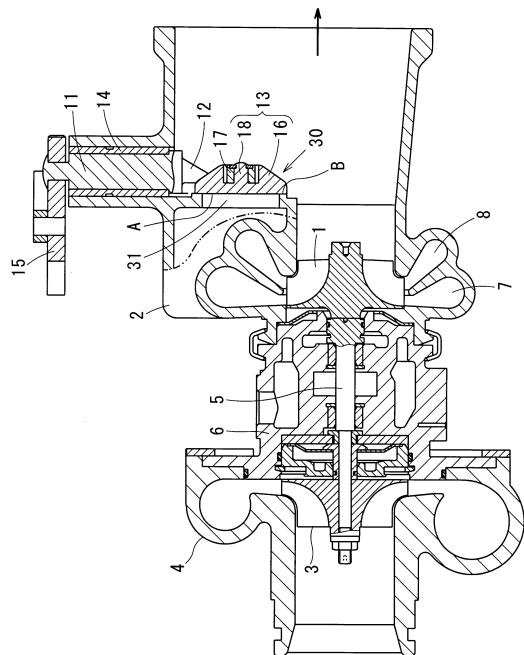
【図9】



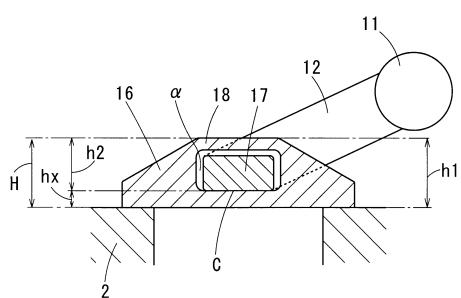
【図11】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

(56)参考文献 特表2013-519813(JP,A)
特開2000-110572(JP,A)
特開2011-144762(JP,A)
スウェーデン国特許発明第00520219(SE,C2)
独国特許発明第04439432(DE,C1)
実開昭60-131633(JP,U)
特公昭39-010793(JP,B2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 37/00-39/16
F02M 26/66、70
F01N 13/08
F16K 1/22