

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7566881号
(P7566881)

(45)発行日 令和6年10月15日(2024.10.15)

(24)登録日 令和6年10月4日(2024.10.4)

(51)国際特許分類	F I			
F 0 2 B 37/18 (2006.01)	F 0 2 B 37/18	E		
F 0 2 B 39/00 (2006.01)	F 0 2 B 39/00	E		

請求項の数 3 (全10頁)

(21)出願番号	特願2022-511530(P2022-511530)	(73)特許権者	000000099 株式会社 I H I 東京都江東区豊洲三丁目1番1号
(86)(22)出願日	令和2年12月21日(2020.12.21)	(74)代理人	110000936 弁理士法人青海国際特許事務所
(86)国際出願番号	PCT/JP2020/047721	(72)発明者	岡本 峻 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 株式 会社 I H I 内
(87)国際公開番号	WO2021/199527	(72)発明者	井上 智裕 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 株式 会社 I H I 内
(87)国際公開日	令和3年10月7日(2021.10.7)	(72)発明者	照井 敏文 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 株式 会社 I H I 内
審査請求日	令和4年6月6日(2022.6.6)	(72)発明者	森田 功
審査番号	不服2023-16356(P2023-16356/J 1)		
審判請求日	令和5年9月27日(2023.9.27)		
(31)優先権主張番号	特願2020-65877(P2020-65877)		
(32)優先日	令和2年4月1日(2020.4.1)		
(33)優先権主張国・地域又は機関	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 タービン

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

タービンインペラを収容する収容部を有するハウジングと、
前記収容部と連通する第1タービンスクロール流路と、
前記収容部と連通し、前記第1タービンスクロール流路よりも体積が大きい第2タービンスクロール流路と、
前記第1タービンスクロール流路と連通する第1ポート、および、前記第2タービンスクロール流路と連通し、前記第1ポートより開口面積が小さい第2ポートを有する弁座と、
前記弁座と当接可能なバルブと、
前記バルブを保持するシャフトであって、当該シャフトは、前記第1ポートよりも前記第2ポートの近くに位置する、シャフトと、
を備えるタービン。

【請求項2】

前記シャフトは、前記第1ポートの中心、および、前記第2ポートの中心を結ぶ結線方向と交差する方向に回転中心軸を有する、請求項1に記載のタービン。

【請求項3】

前記第1タービンスクロール流路および前記第2タービンスクロール流路の各々は、エンジンと流体連通し、
前記エンジンから前記第1タービンスクロール流路を介して前記タービンインペラに到達するまでの排気流路の体積は、前記エンジンから前記第2タービンスクロール流路を介し

10

20

て前記タービンインペラに到達するまでの排気流路の体積より小さい、請求項 1 または 2 に記載のタービン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、タービンに関する。本出願は 2020 年 4 月 1 日に提出された日本特許出願第 2020 - 65877 号に基づく優先権の利益を主張するものであり、その内容は本出願に援用される。

【背景技術】

【0002】

過給機は、タービンを備える。タービンには、2つのタービンスクロール流路を備えるものがある。特許文献 1 には、2つのタービンスクロール流路に連通する2つのウェイトゲートポートについて開示がある。特許文献 1 には、2つのウェイトゲートポートを開閉するウェイトゲートバルブについて開示がある。特許文献 1 には、ウェイトゲートバルブを開いたとき、2つのウェイトゲートポートの実質的な通路面積を同一にすることについて開示がある。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】特開昭 63 - 21328 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

2つのタービンスクロール流路の体積（容積）は、互いに異なる場合がある。その場合、2つのタービンスクロール流路のうち体積の小さいタービンスクロール流路内の排気ガスの圧力は、体積の大きいタービンスクロール流路の排気ガスの圧力より高くなる。ウェイトゲートバルブが開かれ、2つのウェイトゲートポートの実質的な通路面積が同一である場合、2つのタービンスクロール流路内を流通する排気ガスの圧力差が低減されず、タービン性能が低下するおそれがある。

【0005】

本開示の目的は、タービン性能の低下を抑制可能なタービンを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記課題を解決するために、本開示の一態様に係るタービンは、タービンインペラを収容する収容部を有するハウジングと、収容部と連通する第1タービンスクロール流路と、収容部と連通し、第1タービンスクロール流路よりも体積が大きい第2タービンスクロール流路と、第1タービンスクロール流路と連通する第1ポート、および、第2タービンスクロール流路と連通し、第1ポートより開口面積が小さい第2ポートを有する弁座と、弁座と当接可能なバルブと、バルブを保持するシャフトであって、当該シャフトは、第1ポートよりも第2ポートの近くに位置する、シャフトと、を備える。

【0007】

シャフトは、第1ポートの中心、および、第2ポートの中心を結ぶ結線方向と交差する方向に回転中心軸を有してもよい。

【0008】

第1タービンスクロール流路および第2タービンスクロール流路の各々は、エンジンと流体連通し、エンジンから第1タービンスクロール流路を介してタービンインペラに到達するまでの排気流路の体積は、エンジンから第2タービンスクロール流路を介してタービンインペラに到達するまでの排気流路の体積より小さくてもよい。

【発明の効果】

【0009】

10

20

30

40

50

本開示によれば、タービン性能の低下を抑制することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】図1は、エンジンシステム1の概略構成図である。

【図2】図2は、図1のII-II線断面図である。

【図3】図3は、図2のIII矢視図である。

【図4】図4は、本実施形態の弁座とバルブ機構との配置関係を説明するための図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下に添付図面を参照しながら、本開示の一実施形態について詳細に説明する。実施形態に示す寸法、材料、具体的な数値等は、理解を容易とするための例示にすぎず、特に断る場合を除き、本開示を限定するものではない。なお、本明細書および図面において、実質的に同一の機能、構成を有する要素については、同一の符号を付することにより重複説明を省略する。また本開示に直接関係のない要素は図示を省略する。

10

【0012】

図1は、エンジンシステム1の概略構成図である。図1に示すように、エンジンシステム1は、エンジン10と、過給機TCとを含む。エンジン10の詳細については後述する。

【0013】

過給機TCは、過給機本体20を備える。図1に示す矢印L方向を過給機TCの左側として説明する。図1に示す矢印R方向を過給機TCの右側として説明する。過給機本体20は、ベアリングハウジング22と、タービンハウジング(ハウジング)24と、コンプレッサハウジング26とを含む。

20

【0014】

ベアリングハウジング22の左側には、締結機構28によってタービンハウジング24が連結される。締結機構28は、例えば、Gカップリングで構成される。ベアリングハウジング22とタービンハウジング24は、締結機構28によってバンド締結される。ベアリングハウジング22の右側には、締結ボルト30によってコンプレッサハウジング26が連結される。過給機TCのうち、タービンハウジング24側は、タービンTとして機能する。過給機TCのうち、コンプレッサハウジング26側は、コンプレッサCとして機能する。

30

【0015】

ベアリングハウジング22には、収容孔22aが形成される。収容孔22aは、ベアリングハウジング22を過給機TCの左右方向に貫通する。収容孔22aには、軸受32が配される。図1では、軸受32の一例としてフルフローティング軸受を示す。ただし、軸受32は、セミフローティング軸受や転がり軸受など、他のラジアル軸受であってもよい。収容孔22aには、シャフト34の一部が配される。シャフト34は、軸受32によって回転可能に支持される。シャフト34の左端部には、タービンインペラ36が設けられる。タービンインペラ36は、タービンハウジング24内に回転可能に収容される。シャフト34の右端部には、コンプレッサインペラ38が設けられる。コンプレッサインペラ38は、コンプレッサハウジング26内に回転可能に収容される。

40

【0016】

コンプレッサハウジング26には、吸気口40が形成される。吸気口40は、過給機TCの右側に開口する。吸気口40は、不図示のエアクリーナに接続される。ベアリングハウジング22とコンプレッサハウジング26の間には、ディフューザ流路42が形成される。ディフューザ流路42は、空気を加圧する。ディフューザ流路42は、シャフト34の径方向(以下、単に径方向という)の内側から外側に向けて環状に形成される。ディフューザ流路42は、径方向の内側において、コンプレッサインペラ38を介して吸気口40に連通している。

【0017】

また、コンプレッサハウジング26には、コンプレッサスクロール流路44が形成され

50

る。コンプレッサスクロール流路 44 は、環状に形成される。コンプレッサスクロール流路 44 は、例えば、コンプレッサインペラ 38 よりも径方向の外側に位置する。コンプレッサスクロール流路 44 は、エンジン 10 の不図示の吸気口、および、ディフューザ流路 42 と連通している。コンプレッサインペラ 38 が回転すると、吸気口 40 からコンプレッサハウジング 26 内に空気が吸気される。吸気された空気は、コンプレッサインペラ 38 の翼間を流通する過程において、加圧加速される。加圧加速された空気は、ディフューザ流路 42 およびコンプレッサスクロール流路 44 で加圧される。加圧された空気は、不図示の吐出口から流出し、エンジン 10 の吸気口に導かれる。

【0018】

タービンハウジング 24 には、吐出流路 46 が形成される。吐出流路 46 は、過給機 TC の左側に開口する。吐出流路 46 は、不図示の排気ガス浄化装置に接続される。タービンハウジング 24 には、タービンインペラ 36 を収容する収容部 S が形成される。収容部 S は、吐出流路 46 の上流側（図 1 中、右側）に位置する。収容部 S は、吐出流路 46 と連通する。吐出流路 46 は、タービンインペラ 36 の回転軸方向（以下、単に回転軸方向という）に延在する。

10

【0019】

タービンハウジング 24 には、第 1 タービンスクロール流路 48 と、第 2 タービンスクロール流路 50 とが形成される。第 1 タービンスクロール流路 48 および第 2 タービンスクロール流路 50 は、収容部 S よりも径方向外側に位置する。第 1 タービンスクロール流路 48 および第 2 タービンスクロール流路 50 は、収容部 S と連通する。

20

【0020】

図 1 に示すように、第 2 タービンスクロール流路 50 の流路断面積は、第 1 タービンスクロール流路 48 の流路断面積よりも大きい。そのため、第 2 タービンスクロール流路 50 の体積（容積）は、第 1 タービンスクロール流路 48 の体積（容積）よりも大きい。ただし、第 1 タービンスクロール流路 48 および第 2 タービンスクロール流路 50 は、これに限定されず、第 1 タービンスクロール流路 48 の流路断面積が、第 2 タービンスクロール流路 50 の流路断面積よりも大きくてもよい。つまり、第 1 タービンスクロール流路 48 の体積（容積）は、第 2 タービンスクロール流路 50 の体積（容積）よりも大きくてもよい。

【0021】

第 1 タービンスクロール流路 48 および第 2 タービンスクロール流路 50 は、軸方向に並んで形成される。第 2 タービンスクロール流路 50 は、第 1 タービンスクロール流路 48 よりもベアリングハウジング 22 側に位置する。第 1 タービンスクロール流路 48 と第 2 タービンスクロール流路 50 との間には、隔壁 52 が形成される。隔壁 52 は、第 1 タービンスクロール流路 48 と第 2 タービンスクロール流路 50 とを軸方向に区画する。

30

【0022】

タービンハウジング 24 には、第 1 バイパス流路 54 と、第 2 バイパス流路 56 と、バルブ機構 58 とが設けられる。第 1 バイパス流路 54 は、その一端において第 1 タービンスクロール流路 48 と連通し、他端に第 1 ウェイストゲートポート（第 1 ポート）54a を有する。第 2 バイパス流路 56 は、その一端において第 2 タービンスクロール流路 50 と連通し、他端に第 2 ウェイストゲートポート（第 2 ポート）56a を有する。また、タービンハウジング 24 は、第 1 ウェイストゲートポート 54a および第 2 ウェイストゲートポート 56a が開口する弁座 VS を備える。

40

【0023】

バルブ機構 58 は、ウェイストゲートバルブ（バルブ）58a と、シャフト 58b と、アクチュエータ 58c とを含む。ウェイストゲートバルブ 58a は、弁座 VS と当接可能に構成され、弁座 VS と接触または弁座 VS から離隔することができる。ウェイストゲートバルブ 58a が弁座 VS と接触したとき、第 1 ウェイストゲートポート 54a および第 2 ウェイストゲートポート 56a が閉塞される。ウェイストゲートバルブ 58a が弁座 VS から離隔したとき、第 1 ウェイストゲートポート 54a および第 2 ウェイストゲートポ

50

ート56aが開放される。

【0024】

シャフト58bは、ウェイトゲートバルブ58aに接続され、ウェイトゲートバルブ58aを保持する。シャフト58bは、不図示のプッシュにより回転中心軸O回りに回転可能に支持される。

【0025】

アクチュエータ58cは、リンク機構58d(図1中、破線)を介してシャフト58bを回転させる。アクチュエータ58cによりシャフト58bが回転されることで、ウェイトゲートバルブ58aが弁座VSと近接または離隔する方向に移動される。

【0026】

エンジン10は、第1気筒Eaと、第2気筒Ebと、第3気筒Ecと、第4気筒Edとを備える。各気筒Ea、Eb、Ec、Edでは、コンプレッサCを介して供給される空気と燃料との混合気が燃焼される。各気筒Ea、Eb、Ec、Edの燃焼タイミングは、互いに異なる。例えば、燃焼タイミングは、第1気筒Ea 第3気筒Ec 第4気筒Ed 第2気筒Ebの順である。混合気の燃焼により生じた排気ガスは、各気筒Ea、Eb、Ec、Edの各排気ポート12a、12b、12c、12dから排出される。本実施形態では、エンジン10が4つの気筒を備える例について説明するが、これに限定されず、例えば、エンジン10は、6つの気筒を備えてもよい。

【0027】

タービンハウジング24とエンジン10の間には、エキゾーストマニホールド60が設けられる。エキゾーストマニホールド60は、エンジン10とタービンハウジング24とを接続する。

【0028】

エキゾーストマニホールド60には、第1合流路62(図1中、二点鎖線)と、第2合流路64(図1中、二点鎖線)とが形成される。第1合流路62は、第2気筒Ebの排気ポート(第1排気ポート)12b、および、第3気筒Ecの排気ポート(第1排気ポート)12cと連通する。また、第1合流路62は、タービンハウジング24の第1タービンスクロール流路48と連通する。第1合流路62は、第2気筒Ebおよび第3気筒Ecから排気ポート12b、12cを介して排出された排気ガスを合流させ、排気ガスを第1タービンスクロール流路48に導く。

【0029】

第2合流路64は、第1気筒Eaの排気ポート(第2排気ポート)12a、および、第4気筒Edの排気ポート(第2排気ポート)12dと連通する。また、第2合流路64は、タービンハウジング24の第2タービンスクロール流路50と連通する。第2合流路64は、第1気筒Eaおよび第4気筒Edから排気ポート12a、12dを介して排出された排気ガスを合流させ、排気ガスを第2タービンスクロール流路50に導く。

【0030】

なお、第1合流路62は、エンジン10の各気筒Ea、Eb、Ec、Edのうち内側に配された2つの気筒Eb、Ecに接続される。また、第2合流路64は、エンジン10の各気筒Ea、Eb、Ec、Edのうち外側に配された2つの気筒Ea、Edに接続される。そのため、第2合流路64は、第1合流路62よりも流路長が長くなる。したがって、第2合流路64の体積は、第1合流路62の体積より大きくなる。ただし、第1合流路62及び第2合流路64は、これに限定されず、例えば、第1合流路62が外側に配された2つの気筒Ea、Edに接続され、第2合流路64が内側に配された2つの気筒Eb、Ecに接続されてもよい。つまり、第1合流路62の体積が、第2合流路64の体積より大きくてもよい。

【0031】

第1タービンスクロール流路48および第2タービンスクロール流路50に導かれた排気ガスは、タービンインペラ36の翼間を介して吐出流路46に導かれる。排気ガスの流過程において、タービンインペラ36が回転する。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 2 】

タービンインペラ 3 6 の回転力は、シャフト 3 4 を介してコンプレッサインペラ 3 8 に伝達される。上記のとおり、空気は、コンプレッサインペラ 3 8 の回転力によって加圧されて、エンジン 1 0 の吸気口に導かれる。

【 0 0 3 3 】

図 2 は、図 1 の I I - I I 線断面図である。図 2 では、シャフト 3 4 の軸方向に垂直かつ第 2 タービンスクロール流路 5 0 を通る平面で、タービンハウジング 2 4 を切断した図を示す。なお、図 2 では、後述する第 1 ガス流入口 7 0 および第 2 ガス流入口 7 2 を重複して表示している。また、図 2 では、タービンインペラ 3 6 を円で示す。図 3 は、図 2 の I I I 矢視図である。

10

【 0 0 3 4 】

図 2 および図 3 に示すように、タービンハウジング 2 4 には、第 1 ガス流入口 7 0 と、第 2 ガス流入口 7 2 が形成される。第 1 ガス流入口 7 0 および第 2 ガス流入口 7 2 は、タービンハウジング 2 4 の外部に開口する。第 1 ガス流入口 7 0 には、第 1 合流路 6 2 が接続される。第 1 ガス流入口 7 0 は、第 1 合流路 6 2 と第 1 タービンスクロール流路 4 8 とを連通させる。第 2 ガス流入口 7 2 には、第 2 合流路 6 4 が接続される。第 2 ガス流入口 7 2 は、第 2 合流路 6 4 と第 2 タービンスクロール流路 5 0 とを連通させる。

【 0 0 3 5 】

図 3 に示すように、第 1 ガス流入口 7 0 の開口面積は、第 2 ガス流入口 7 2 の開口面積よりも小さい。図 2 に示すように、タービンハウジング 2 4 には、2 つの舌部 7 4、7 6 が形成される。図 2 では、2 つの舌部 7 4、7 6 を重複して表示している。舌部 7 6 は、第 2 タービンスクロール流路 5 0 の下流部 5 0 a に設けられる。舌部 7 6 は、第 2 タービンスクロール流路 5 0 の下流部 5 0 a と上流部 5 0 b とを仕切る。舌部 7 4 は、舌部 7 6 と同様、第 1 タービンスクロール流路 4 8 の下流部に設けられ、下流部と上流部とを仕切る。

20

【 0 0 3 6 】

2 つの舌部 7 4、7 6 は、タービンインペラ 3 6 の回転方向の位置が互いに同じである。このように、タービン T は、所謂ツインスクロールタービンである。

【 0 0 3 7 】

上述したように、本実施形態のタービン T は、体積の異なる 2 つのタービンスクロール流路を備える。2 つのタービンスクロール流路の体積が異なる場合、2 つのタービンスクロール流路のうち体積の小さいタービンスクロール流路内の排気ガスの圧力は、体積の大きいタービンスクロール流路の排気ガスの圧力より高くなる。

30

【 0 0 3 8 】

本実施形態では、第 1 タービンスクロール流路 4 8 の体積が第 2 タービンスクロール流路 5 0 の体積よりも小さいため、第 2 タービンスクロール流路 5 0 の排気ガスの圧力よりも、第 1 タービンスクロール流路 4 8 の排気ガスの圧力の方が高くなる。

【 0 0 3 9 】

ウェイトゲートバルブ 5 8 a が弁座 V S から離隔し、2 つのウェイトゲートポート 5 4 a、5 6 a が開放されると、2 つのウェイトゲートポート 5 4 a、5 6 a から排気ガスが流出する。2 つのウェイトゲートポート 5 4 a、5 6 a から流出した排気ガスは、タービンインペラ 3 6 を迂回して吐出流路 4 6 に排出される。このとき、2 つのウェイトゲートポート 5 4 a、5 6 a の実質的な通路面積を同一にすると、2 つのタービンスクロール流路 4 8、5 0 内を流通する排気ガスの圧力差が低減されずに、タービン性能が低下するおそれがある。一般的に、タービンインペラ 3 6 に加わる圧力（排気ガスの圧力）が均等になるほど、タービン性能が向上する。

40

【 0 0 4 0 】

図 4 は、本実施形態の弁座 V S とバルブ機構 5 8 との配置関係を説明するための図である。図 4 に示すように、第 1 バイパス流路 5 4 の流路断面積は、第 2 バイパス流路 5 6 の流路断面積よりも大きい。換言すれば、第 2 バイパス流路 5 6 の流路断面積は、第 1 バイ

50

パス流路 5 4 の流路断面積より小さい。

【 0 0 4 1 】

また、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a の開口面積は、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a の開口面積よりも大きい。換言すれば、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a の開口面積は、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a の開口面積より小さい。

【 0 0 4 2 】

シャフト 5 8 b は、弁座 V S の中心 C 1 に対し第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a 側に配される。シャフト 5 8 b は、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a よりも第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a と反対側に配される。シャフト 5 8 b は、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a と第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a とが並ぶ配列方向と交差する方向に延在する回転中心軸 O を有する。具体的には、シャフト 5 8 b は、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a の中心 C 2、および、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a の中心 C 3 を結ぶ結線方向 D と交差する方向に延在する回転中心軸 O を有する。本実施形態では、シャフト 5 8 b は、弁座の中心 C 1、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a の中心 C 2、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a の中心 C 3 を結ぶ結線方向 D と交差する方向に延在する回転中心軸 O を有する。本実施形態では、回転中心軸 O が延在する方向は、結線方向 D (配列方向) と直交している。

【 0 0 4 3 】

これにより、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a および第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a の開放タイミングを異ならせることができる。つまり、ウェイストゲートバルブ 5 8 a は、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a および第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a を同時に開放しなくなる。さらに、回転中心軸 O から第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a までの距離と、回転中心軸 O から第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a までの距離とを異ならせることができる。本実施形態では、回転中心軸 O から第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a までの距離は、回転中心軸 O から第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a までの距離よりも大きい。

【 0 0 4 4 】

そのため、シャフト 5 8 b がウェイストゲートバルブ 5 8 a を弁座 V S から離隔する方向に回転すると、ウェイストゲートバルブ 5 8 a は、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a よりも第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a を先に開放する。これにより、ウェイストゲートバルブ 5 8 a は、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a から流出する流量を、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a から流出する流量よりも大きくすることができる。

【 0 0 4 5 】

また、上述したように、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a の開口面積は、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a の開口面積より大きい。そのため、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a および第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a が開放されたとき、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a から流出する排気ガスの流量は、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a から流出する排気ガスの流量よりも大きくなる。

【 0 0 4 6 】

また、上述したように、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a は、第 1 タービンスクロール流路 4 8 と連通し、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a は、第 2 タービンスクロール流路 5 0 と連通する。第 1 タービンスクロール流路 4 8 の体積は、第 2 タービンスクロール流路 5 0 の体積より小さく、したがって、第 1 タービンスクロール流路 4 8 中の排気ガスの圧力は、第 2 タービンスクロール流路 5 0 中の排気ガスの圧力よりも高くなる。

【 0 0 4 7 】

第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a は、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a が第 2 タービンスクロール流路 5 0 から排出する排気ガスよりも多くの排気ガスを、第 1 タービンスクロール流路 4 8 から排出させることができる。そのため、2 つのタービンスクロール流路 4 8、5 0 内を流通する排気ガスの圧力差を低減することができ、タービン性能の低下を抑制することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 8 】

また、上述したように、エキゾーストマニホールド 6 0 内の第 2 合流路 6 4 の体積は、第 1 合流路 6 2 の体積より大きくなる。第 1 合流路 6 2 は、第 1 タービンスクロール流路 4 8 と連通し、第 2 合流路 6 4 は、第 2 タービンスクロール流路 5 0 と連通する。そのため、第 1 合流路 6 2 と第 1 タービンスクロール流路 4 8 とを合わせた排気流路の体積は、第 2 合流路 6 4 と第 2 タービンスクロール流路 5 0 とを合わせた排気流路の体積より小さくなる。つまり、エンジン 1 0 から第 1 タービンスクロール流路 4 8 を介してタービンインペラ 3 6 に到達するまでの排気流路の体積は、エンジン 1 0 から第 2 タービンスクロール流路 5 0 を介してタービンインペラ 3 6 に到達するまでの排気流路の体積より小さい。

【 0 0 4 9 】

このため、第 1 合流路 6 2 と第 1 タービンスクロール流路 4 8 とを合わせた排気流路内の圧力は、第 2 合流路 6 4 と第 2 タービンスクロール流路 5 0 とを合わせた排気流路内の圧力より大きくなる。

【 0 0 5 0 】

本実施形態では、第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a は、体積差を有する 2 つの排気流路のうち体積が小さい方の排気流路と連通し、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a は、2 つの排気流路のうち体積が大きい方の排気流路と連通している。つまり、第 1 合流路 6 2 および第 1 タービンスクロール流路 4 8 と、第 2 合流路 6 4 および第 2 タービンスクロール流路 5 0 とのうち体積の小さい方が、開口面積の大きい第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a と連通している。第 1 ウェイストゲートポート 5 4 a は、第 2 ウェイストゲートポート 5 6 a よりも多くの排気ガスを、体積が小さい方の排気流路から排出させることができる。そのため、2 つの排気流路内を流通する排気ガスの圧力差を低減することができ、タービン性能の低下を抑制することができる。

【 0 0 5 1 】

以上、添付図面を参照しながら本開示の一実施形態について説明したが、本開示はかかる実施形態に限定されない。当業者であれば、特許請求の範囲に記載された範疇において、各種の変更例または修正例に想到し得ることは明らかであり、それらについても当然に本開示の技術的範囲に属するものと了解される。

【 0 0 5 2 】

上述した実施形態では、過給機 T C のタービン T を例に挙げて説明した。しかし、過給機 T C 以外の装置に組み込まれたタービン T や、単体のタービン T が用いられてもよい。

【 0 0 5 3 】

上述した実施形態では、第 1 タービンスクロール流路 4 8 および第 2 タービンスクロール流路 5 0 が軸方向に区画されたツインスクロールタービンについて説明した。しかし、本開示は、これに限定されず、タービン T は、第 1 タービンスクロール流路 4 8 および第 2 タービンスクロール流路 5 0 が径方向に区画され、2 つの舌部 7 4、7 6 の位相が大凡 1 8 0 ° 異なる位置に配されるダブルスクロールタービンであってもよい。

【 0 0 5 4 】

上述した実施形態では、第 1 合流路 6 2 が第 1 タービンスクロール流路 4 8 に連通され、第 2 合流路 6 4 が第 2 タービンスクロール流路 5 0 に合流する例について説明した。しかし、本開示は、これに限定されず、第 1 合流路 6 2 は、第 2 タービンスクロール流路 5 0 に連通され、第 2 合流路 6 4 は、第 1 タービンスクロール流路 4 8 に連通されてもよい。

【 符号の説明 】

【 0 0 5 5 】

1 0 : エンジン 2 4 : タービンハウジング (ハウジング) 3 6 : タービンインペラ 4 8 : 第 1 タービンスクロール流路 (排気流路) 5 0 : 第 2 タービンスクロール流路 (排気流路) 5 4 a : 第 1 ウェイストゲートポート (第 1 ポート) 5 6 a : 第 2 ウェイストゲートポート (第 2 ポート) 5 8 a : ウェイストゲートバルブ (バルブ) 5 8 b : シャフト 6 2 : 第 1 合流路 (排気流路) 6 4 : 第 2 合流路 (排気流路) S : 収容部 T : タービン V S : 弁座

10

20

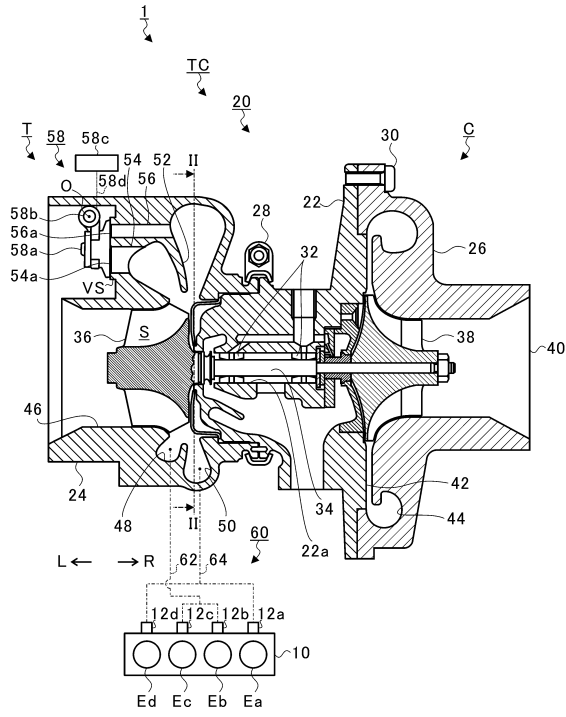
30

40

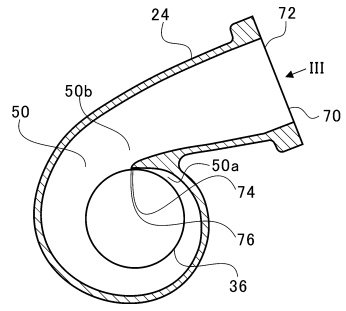
50

【図面】

【図 1】



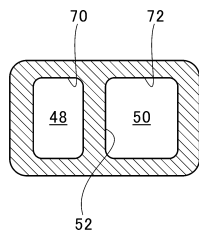
【図 2】



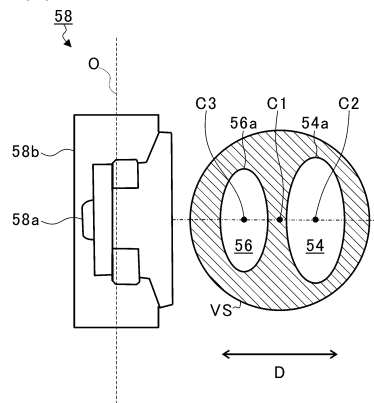
10

20

【図 3】



【図 4】



30

40

50

フロントページの続き

東京都江東区豊洲三丁目1番1号 株式会社IHI内

合議体

審判長 河端 賢

審判官 倉橋 紀夫

審判官 青木 良憲

- (56)参考文献 実開平1 - 174530 (JP, U)
特開2018 - 150842 (JP, A)
特開昭62 - 29723 (JP, A)
特開2009 - 281197 (JP, A)
実公平2 - 41310 (JP, Y2)
- (58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)
F02B 37/00 - 39/16