

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2010-65681

(P2010-65681A)

(43) 公開日 平成22年3月25日 (2010.3.25)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO2B 37/013 (2006.01)	FO2B 37/00 3O1B	3G005
FO2B 37/00 (2006.01)	FO2B 37/00 3O1F	
	FO2B 37/00 3O1H	

審査請求 未請求 請求項の数 11 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2009-188857 (P2009-188857)	(71) 出願人	500124378 ボーグワーナー・インコーポレーテッド アメリカ合衆国ミシガン州 48326- 2872, オーバーン・ヒルズ, ハムリン ・ロード 3850
(22) 出願日	平成21年8月18日 (2009.8.18)	(74) 代理人	100093861 弁理士 大賀 真司
(31) 優先権主張番号	61/095,866	(74) 代理人	100129218 弁理士 百本 宏之
(32) 優先日	平成20年9月10日 (2008.9.10)	(72) 発明者	アンダーソン・ジー・ウィリアム アメリカ合衆国 ミシガン州 48386 ホワイト・レイク クロス・ロード 4 076
(33) 優先権主張国	米国 (US)		

最終頁に続く

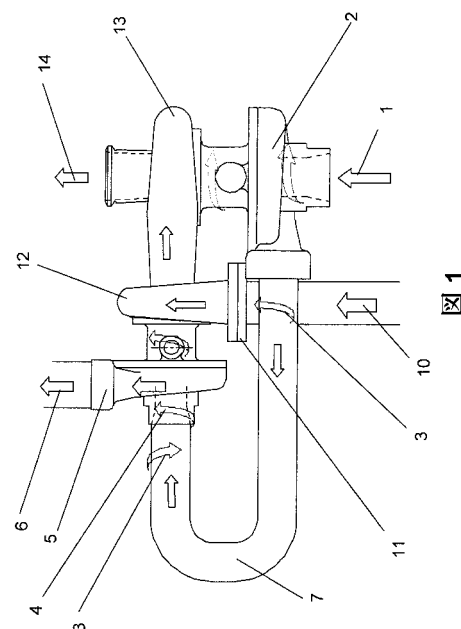
(54) 【発明の名称】 受動的予旋回の逆方向回転のためのターボチャージャ連結

(57) 【要約】

【課題】 受動的予旋回の逆方向回転のためのターボチャージャ連結を提供する。

【解決手段】 高圧 (HP) および低圧 (LP) 段を備えたターボチャージャを、LPコンプレッサの出口と、HPコンプレッサの入口との間の流体連通を提供する導管内の旋回が第2段コンプレッサによって第2段コンプレッサホイールの回転方向とは逆方向に受入れられるように、設計する。これは、入口案内翼などの翼を必要とすることなく行われるので、非常に効率的であると共に、流れの障害および励振がない。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

a. 低圧 (L P) コンプレッサ (2) およびこの L P コンプレッサに機械的に連結された L P タービン (13) を含む L P ターボチャージャ段と、

b. 高圧 (H P) コンプレッサ (15) およびこの H P コンプレッサに機械的に連結された H P タービン (22) を含む H P ターボチャージャ段と、

c. 前記 L P コンプレッサは出口を有し、前記 H P コンプレッサは入口を有し、第 1 の回転方向に駆動されるように調整されたコンプレッサホイールと、

d. 前記 L P コンプレッサの出口と、前記 H P コンプレッサの入口との間の流体連通を提供する導管 (7) と、

を含むターボチャージャ組立体であって、

前記第 1 ターボチャージャコンプレッサが、前記第 2 ターボチャージャコンプレッサの入り口に対して、前記第 2 ターボチャージャコンプレッサホイールの回転方向に反対向きの方に予旋回をもたらしように選択される、ターボチャージャ組立体。

【請求項 2】

前記導管がその長さに沿ってほぼ一定の断面積を有する、請求項 1 に記載のターボチャージャ組立体。

【請求項 3】

前記導管がいかなる内部翼またはブレードをも含まない、請求項 1 に記載のターボチャージャ組立体。

【請求項 4】

前記 H P コンプレッサが可変入口案内翼を含まない、請求項 1 に記載のターボチャージャ組立体。

【請求項 5】

前記 H P コンプレッサが、そのコンプレッサの入口に、回転するコンプレッサインペラに対する流入空気の衝突角度を変えるように調整された可変入口案内翼を有する、請求項 1 に記載のターボチャージャ組立体。

【請求項 6】

前記 L P および H P ターボチャージャが直列に配置される、請求項 1 に記載のターボチャージャ組立体。

【請求項 7】

前記第 1 および第 2 ターボチャージャが並列に配置される、請求項 1 に記載のターボチャージャ組立体。

【請求項 8】

前記 L P および H P ターボチャージャが調節型の 2 段構成である、請求項 1 に記載のターボチャージャ組立体。

【請求項 9】

前記 L P および H P ターボチャージャがシーケンシャル型の構成である、請求項 1 に記載のターボチャージャ組立体。

【請求項 10】

低圧 (L P) コンプレッサホイールおよびハウジングを備えた低圧 L P コンプレッサと、高圧 (H P) コンプレッサホイールおよびハウジングを備えた H P コンプレッサとを含む 2 段コンプレッサ組立体の高圧コンプレッサの入口に予旋回を付与する方法であって、前記方法が、

— H P コンプレッサホイールの回転方向を決定するステップと、

— L P コンプレッサ段の流出物が旋回を生成するように渦巻き室がディフューザ面の回りを回転することを含む、前記 L P コンプレッサのハウジングを設計するステップと、

— 前記 L P コンプレッサにおいて生成された前記旋回が前記 H P コンプレッサの入口に達するように、前記 L P コンプレッサの出口を前記 H P コンプレッサの入口に連結するス

10

20

30

40

50

テップと、
を含み、

前記高圧コンプレッサの入口に達する前記旋回の回転方向が、前記高圧コンプレッサのコンプレッサホイールの回転方向と逆方向である、方法。

【請求項 11】

前記 L P および H P コンプレッサが、それぞれ、2 段ターボチャージャ組立体の L P および H P タービンに関連付けられる、請求項 10 に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ターボチャージャの使用可能な性能曲線の範囲を、ターボチャージャの設計をさらに複雑にすることなく、または、ターボチャージャの製造コストをさらに上げることなく改善することに関する。これは、低圧コンプレッサと、高圧コンプレッサとの間の流体連結管内における固有の空気流れの旋回が、高圧コンプレッサにおけるコンプレッサホイールの回転方向に反対向きになるように、直列のターボチャージャを意図的に設計または方位付けることによってなされる。

【背景技術】

【0002】

ターボチャージャの使用は、米国では、ディーゼルエンジンの製造においては 1954 年以降、ガソリンエンジンにおいては 1960 年代以降広く普及してきた。ターボチャージャはいくつかの理由から用いられる。例えば、出力密度を増大し、従って所定の出力定格に対するエンジンサイズを縮小することがその理由の 1 つである。これによって、重量に関わる車両の動力的性能が向上し、前面の空気力学的面積が縮小する。ターボチャージャは、また、CO、CO₂ および NO_x を排出する際に望ましい低下を伴うエンジンの燃焼効率の増進によって排出物質規制に適合するために、エンジンおよび車両のメーカーによって用いられる。

【0003】

正常に給気されるエンジンが排気中に存在するエネルギーを喪失する場合、ターボ過給されるエンジンは、このエネルギーを用いてターボチャージャのタービンホイールを非常に高速の R P M で駆動することによって、このエネルギーを回収する。タービンホイールはコンプレッサホイール (27) に機械的に連結され、そのコンプレッサホイールが駆動されて同じ R P M で回転する。各段のコンプレッサおよびタービンは、いくつかの構成要素、すなわち、流入口、シュラウド、インペラ (またはホイール)、ディフューザ、渦巻き室および流出口から構成されるものとして表現できる。コンプレッサホイールは、ターボチャージャのタービンに機械的に連結され、それによって駆動される。コンプレッサカバー (2) 内部に配置されるコンプレッサホイールは、空気を軸方向に吸い込んで、ホイールの高い回転速度によってその空気を加速し、同時に空気の方向を半径方向に変換し、その空気を、高速度の形の高運動エネルギーをもって、半径方向にコンプレッサ段のディフューザ部分の中に強制的に送り込む。ディフューザの機能は、空気の高速度を圧力および温度に変換することによって、極力多くの運動エネルギーを回収することにある。ディフューザの幾何学的形状は、通常、一方の側ではコンプレッサのバックプレートによって画定され、もう一方の側ではコンプレッサハウジングのディフューザ形状領域によって画定される。拡散帯は、続いて、ディフューザから空気を集める渦巻き室に繋がっている。渦巻き室の機能は、設計の意図に応じて、拡散したり、一定速度であったり、あるいは場合によっては加速することである。ディフューザはコンプレッサの流出口と連通している。

【0004】

ターボチャージャは、特定の目標ブースト圧力で操作するように設計され、通常、ブースト圧力または圧力比の要件があるレベルを超えると、空気力学的限界および材料限界に達してしまう。例えば、単一のターボチャージャの自然な使用可能限界は約 4.3 の圧力

10

20

30

40

50

比である。より高い圧力比を達成するには、いくつかの選択肢がある。

【0005】

材料限界が存在する場合の1つの選択肢は、コンプレッサのインペラをアルミニウムからチタンに変更することであり、これによって、コンプレッサインペラの温度能力および低サイクル疲労（LCF）寿命が共に向上する。

【0006】

圧力比が用途に十分でない場合の業界において採用される1つの方法は、図4に示すように、コンプレッサホイール（27）の流出側における翼形ディフューザ（26）の使用である。これは、圧縮空気とコンプレッサホイールとディフューザ部分の翼との温度上昇と結び付いて、使用可能な性能曲線の範囲が狭められるという負の効果を有する。翼およびインペラブレード両者の励振の悪化、従って高サイクル疲労（HCF）は、翼形ディフューザを使用する場合の深刻な問題である。

【0007】

通常用いられるもう1つの方法は直列のコンプレッサ構成である。この構成においては、第1段コンプレッサまたは低圧（LP）コンプレッサからの流出空気は、第2段コンプレッサまたは高圧（HP）コンプレッサの吸気側に供給され、その第2段コンプレッサにおいて、ガスが再度圧縮されてより高い圧力を発生させる。この構成においては、空気は、多くの理由からしばしば段間において中間冷却される。この理由のいくつかは、空気密度の増大、熱力学的改善、あるいは低コスト材料を有効に使用できることである。直列の構成は、いくつかの形態を取ることができる。調節型2段ターボチャージャは、コンプレッサ段を直列構成として有することができる一方、タービンは、直列、並列、シーケンシャル型、または調節型のいずれかである。調節型の構成によって、タービンは、バイパス弁の位置に応じて、直列構成または並列構成のいずれかとすることができる。

【0008】

直列または調節型のターボチャージャのパッケージ化は、すでに高密度収納されているアンダーフードの環境において、2つのターボ用として用いられる外被が通常単一ターボの外被と予期されるので特に難しい。タービン背圧、流量およびコンプレッサのブースト圧力レベルを変化させるために、通常、特定のターボチャージャとその相手側との両者におけるタービン流量を制御する弁またはバイパスが存在するので、タービンハウジングは相互にきわめて近接して配置しなければならない。調節型またはシーケンシャル型のターボチャージャ構成においては、多くの場合、良好なターボ応答を提供する小型のタービンハウジングおよびタービンホイールを備えた1つのターボと、次に、運転範囲の最高端（ガスの高容積流量）への十分なブースト圧力を提供する一大型のタービンハウジングおよびタービンホイールを備えたより大きなターボチャージャとが設けられる。タービンが互いに近くにあるので、コンプレッサも一般的に非常に近接している。コンプレッサ段は各ターボにおけるタービン段に機械的に結合される。この近接した連結によって、高圧段に繋がるコンプレッサ配管の厳しい「U」曲りに伴う問題が多発することが多い。近接連結は、また、下流側コンプレッサブレードの励振を悪化させる。あらゆるバイパス弁またはブースト圧力調整弁もパッケージの中に組み込まなければならない。この構成のターボは、資本コストを低く抑えかつ全体としての部品点数を最小化するために、通常、他の用途にも用いられる在庫型ターボである。ターボ過給に対する第一義的な採用根拠は、車両の動力学的特性を改善するために出力密度を増大させ、それによってエンジンサイズを縮小することにあるので、ターボをさらに追加することは、空間的な観点から非常に難しい。

【0009】

ターボチャージャは、コンプレッサホイール（またはインペラ）およびハウジングと、タービンホイールおよびハウジングと、軸受ハウジングとから構成される。これらの構成要素にスラスト軸受を加えたものが、ターボチャージャとして組み立てられ、一方向の回転においてのみ作動する。反対向きの回転方向を有するターボチャージャを製造するには、これら6つの構成要素のそれぞれを、逆方向回転用として特別に設計かつ製作しなければならない。製作および組み立ての誤差を避けるために、製品のその他の部分から分離しな

10

20

30

40

50

ければならない。また、ターボチャージャを間欠的に再製作する必要性を考慮すると、すべてのターボチャージャモデルを同一方向の回転とすることがコスト的に効率的でかつ合理的であるということが、ターボチャージャ製造業において現実的であると認められる。回転方向は、ターボチャージャメーカの中で異なるであろうが、各メーカは、その生産範囲内において1つの回転方向を維持する傾向がある。

【0010】

ターボチャージャの性能は、圧力比と効率と性能曲線の範囲とを含むいくつかのパラメータによって測定される（典型的なコンプレッサの性能曲線の図7参照）。これらのパラメータは密接に関連しているので、1つのパラメータを、他の2つに影響を及ぼすことなく変化させることは不可能である。

10

【0011】

圧力比は、コンプレッサから流出する空気の圧力のコンプレッサへの流入空気圧力に対する比（ P_2 / P_1 ）であり、性能曲線のY軸（55）に示される。組み合わせ型または直列ターボの場合は、全圧力比は、高圧ターボから流出する空気の圧力の低圧ターボのコンプレッサへの流入空気圧力に対する比である。圧力比は、図7のコンプレッサ性能曲線のY軸として表現される。

【0012】

コンプレッサ段の全（圧力）対静（圧力）効率の測定は、コンプレッサ効率表現のための最も代表的な方法である。最も簡単な形においては、これは、流出圧力の流入圧力に対する比を、流出温度の流入温度に対する比で除したものである。ターボチャージャの効率は、性能曲線のエンジン運転領域における等効率のアイランド（74）として、コンプレッサの性能曲線上に表現される。全圧力対静圧力効率は、次式、すなわち、

20

【数1】

$$\eta = \frac{(P_2/P_{01})^{(k-1)/k} - 1}{(T_2/T_{01}) - 1}$$

によって計算される。但し、 P_2 / P_{01} は、比熱比のオーダーに対して有効な等エントロピー仕事の尺度であり、 T_2 / T_{01} は実際になされた仕事の尺度である。

30

【0013】

典型的なターボチャージャの性能曲線の範囲は、性能曲線の左側および右側の境界として表現される。左側の境界は図7のサージングライン（71）である。これは試験によって生成されるラインである。各速度ライン（73）において、サージング点が検出され、記録され、続いて内挿されて全性能曲線となる。サージング点（図7において、一定の速度ライン（73）がサージングライン（71）と交差する各サージングライン上の点として表現される）においては、振動性の流動挙動によって流れの障害が生じる。サージング条件においては、流れがブレードの吸引側表面から離れ、流れがブレードに接しかつ離れるために振動する流れの不安定が生じる。サージング条件は搭載条件によって変化するの

40

【0014】

右側の境界は図7のチョークライン（75）である。このラインは、空気流れが音速に達するために生じる効率の急激な低下が存在する領域における各速度ライン上に、効率の最小値（多くの場合65%）を選択することによって生成される。チョーク領域においては、ターボは円滑に作動するが、圧力比（Y軸（55）に示される）および効率は低下し、温度が上昇する。

【0015】

コンプレッサ性能曲線の使用可能な操作条件はいくつかの方法によって拡大できる。

50

【0016】

コンプレッサ吸気側の領域におけるスロットまたは穿孔において、コンプレッサ再循環という特徴構造を加えると、ブレード上の失速を避けるためにホイールのインデューサを通る有効容積流量を増大することによって、サージングの開始が遅らされ、サージングラインが左側に移動する。この安定領域を拡大すると、効率が僅かに低下するが、通常、性能曲線の範囲の全体的な増大において得られるものである。再循環という特徴構造を加えることによって、また、サージングをさらに突然開始させる傾向が高まる。再循環抽出方式の大きな欠点は、非常にかん高く耳障りな、高圧で高振幅のノイズであることが多い。このノイズの周波数は、全ブレードの数にRPMのターボ速度を乗じたもの（7個の完全ブレードコンプレッサホイールの場合、この周波数は7Nである）であり、例えば13KHzである。この問題は、多くの場合、再循環流れ方式を行うことよりもさらに複雑な方法によって解決される。米国特許第5,399,064号明細書（Church他）は、再循環空洞の中に挿入される一種のマフラを利用する。また、別の米国特許第6,623,239号明細書（Sahay）は、反射コーンを利用して、かん高く耳障りな周波数が流入ダクトを通して伝達されるのを防止する。

10

【0017】

回転するコンプレッサインペラに対する流入空気の衝突角度を変えるために、可変入口案内翼（inlet guide vane: IGV）がコンプレッサの入口に設けられる。図8においては、コンプレッサへの空気流れ（1）が、コンプレッサカバーの入口に収納されるIGV（81）によって方向変換され、それによって、コンプレッサカバー内部に一般的な回転を付与するように流入流れのベクトルが変えられ、従って、コンプレッサホイールがその入口においてこの回転を見るようになっている。米国特許第6,994,518号明細書（Simon）、米国特許第3,922,108号明細書（Benisek）および米国特許第7,083,379号明細書（Nikpour）を参照されたい。これらの翼は、流入空気が、順回転方向または逆回転方向のいずれかにおいて、回転するコンプレッサホイールにある角度で衝突するように、流入空気に旋回を導入するために操作できる。この技術を用いると、ターボチャージャの性能曲線の操作包絡線における使用可能領域を、静的性能曲線の左側または右側に動かすことができる。IGVが、コンプレッサインペラの回転方向とは逆方向に流入旋回を与えると、全サージングラインは右側に動き、チョーク流れは僅かに左側に動き、圧力比は増大する。これは、サージング余裕を減少させるが、最高効率のアイランドが、より高い質量流量の側、すなわちコンプレッサ性能曲線の右側に移動する結果を伴う。IGVをもう一方の方向（回転方向）に回転し得ることによって、サージング余裕が得られ、チョーク流れには僅かな低下が見られ（ベンチマーク全域にわたって）、圧力比は、コンプレッサによってなされる仕事量が減少するので低下する。IGVまたは予旋回翼の技術的な欠点は、コンプレッサホイールに対する流れを最大化するためにコンプレッサホイールのブレードをできる限り薄くするので、コンプレッサホイールのブレードが高サイクル疲労（HCF）問題に敏感になるという点である。コンプレッサホイールおよび入口の前面に配置される構造物または障害物は、存在する可能性のあるあらゆるブレードの周波数条件を悪化させるが、これによって結果的に、入口案内翼がコンプレッサホイールブレードの励振にいかなる増大をも確実にもたらさないようにするため、多くの品質保証作業を遂行しなければならない。これらの励振は、通常コンプレッサホイールブレードのHCF破損をもたらす。当然ながら、コンプレッサホイールブレードにとって厄介な同じ問題—障害および励振—は、入口案内翼にとっても問題である。個々の入口案内翼は、「障害」および「励振」の理由からそれらを非常に精巧なものにしなければならないので、それ自体として非常に製造コストが高い。調整可能な入口案内翼は、制御および操作機構（82）をも上記の基準に適合するように全く精巧かつコンパクトに仕上げなければならないので、非常に高価になる。

20

30

40

【発明の概要】

【課題を解決するための手段】

【0018】

50

空気が、コンプレッサの入口に軸方向に流入し、接線方向および半径方向の速度の組み合わせをもってコンプレッサホイールから強制的に排出され、速度から圧力に変換されるようにディフューザを通して送気され、渦巻き室回りのすべての点において集められてコンプレッサの流出口に送り込まれると、この空気は、質量体として、コンプレッサ流出口の中心線の方

【0019】

コンプレッサ段からのあらゆるオイル流路を検証するための排出物質低減実験において、オイル流路の開始を確認するために清澄なプラスチックチューブを用いた。発明者らは、オイルが存在すると、この実験の透明なコンプレッサ流出口において、オイル流れがらせんを描いていることを見て驚いた。これは意外なことであった。実際、本発明者の1人を含む本願の譲受人によって最近出願された特許出願（米国仮特許出願第60／981, 271号明細書（R u b y他））では、そこに引用された先行技術と、その出願に表現されるコンパクトな入口の設計とが、回転成分を全く含まない平行流れを示していた。

【0020】

このオイル流れのらせんは、空気流れに対して接線方向の速度（「旋回」として知られる）が幾分残っていることを示していた。発明者らは、これが、一部は、車両上の空間的制約に対してコンプレッサハウジングの外被を縮小するために渦巻き室がディフューザ面の回りを回転する幾何学的形状形成法によるものであり、一部は、コンプレッサホイールの回転方向によるものであると推察した。

【0021】

この現象を確認した後、発明者らは、最初に、この旋回を打ち消すために、導管内に翼などの何らかの手段を装着することが必要であろうと考えた。発明者らは、次に、ターボチャージャの効率の改善という上記の問題に対処するために、この固有の旋回を利用することが現実的に可能であろうと想定した。発明者らは、エンジンが、直列のコンプレッサ段を備えた2つのターボチャージャによって給気される状況においては、組み付け構成において第2段のH Pターボチャージャコンプレッサに先行するL P段コンプレッサを、そのL Pコンプレッサ段の流出物が第2段H Pコンプレッサの回転方向とは逆方向に回転する旋回を生成するように選択することを仮定した。第1段のL Pコンプレッサを、そのコンプレッサの流出ガスの旋回方向が、第2段すなわちH Pコンプレッサに到着した時に高圧ターボチャージャコンプレッサの回転方向と反対方向になるように選択または設計することによって、L Pコンプレッサの出口の旋回の回転方向が、H Pコンプレッサの効率のアイランドを、性能曲線の右側、すなわち高質量流量領域に動かすであろう。これはH Pコンプレッサが高いエンジン速度で作動している領域であり、H Pコンプレッサは順方向の回転によってその性能が低下する可能性があるので、全ターボチャージャ組立体の効率が改善される結果が得られる。

【0022】

試験の結果、この考え方は、実際に、エンジンの作動点において、コンプレッサ性能曲線における効率を具体的に改善する結果をもたらすことが確定された。この方法の利点は、回転方向に基づくターボチャージャの選択および段配列を要する以外には、例えば入口案内翼などの追加の構成要素を必要としないので、ターボチャージャ組立体が経済的かつコンパクトなままであるという点において、直ちに認められた。

【0023】

次に、本発明を、図面に示した先行技術のターボチャージャおよび本発明の実施例を参照して説明する。

【図面の簡単な説明】

【0024】

【図1】L Pターボの回転と反対向きの回転方向を有するH Pターボ回転を備えた典型的な調節型2段ターボチャージャの平面図である。

【図2】基本的に図1と同じ構成であるが、L Pターボの回転と同じ回転方向を有するH Pターボ回転を備えた2段ターボチャージャである。

【図 3】案内翼が、入口旋回のベクトル三角形のコンプレッサインペラに対する方向をいかにして変え得るかを示す概略図である。

【図 4】翼形ディフューザ構成における翼のコンプレッサインペラに対する関係を示す概略図である。

【図 5】順方向回転の場合のサージングラインが左側に動いているコンプレッサの性能曲線である。

【図 6】逆方向回転の場合のサージングラインが右側に動いているコンプレッサの性能曲線である。

【図 7】簡略表現のコンプレッサ性能曲線である。

【図 8】入口案内翼形態の概略図である。

【図 9】コンパクトなコンプレッサハウジングにおいて渦巻き室がディフューザ面の回りを回転する幾何学的形状形成法を示す。

【発明を実施するための形態】

【0025】

ディフューザを通り、渦巻き室の中に流入する空気の流れは、拡散される空気の回転をいくらか生じさせる。この回転は、渦巻き室における膨張およびコンプレッサカバーの流出管を通して維持される。この空気の回転は、コンプレッサ段に対する効率の低下として測定される。回転がゼロであれば、測定される効率は高いであろうが、回転は常にいくらか存在し、それには損失が伴う。

【0026】

図 1 において、2 段ターボチャージャ設備は第 1 タービン段 (12) および第 2 タービン段 (13) を有する。エンジンからの排気ガス流れ (10) は、フート部 (11) から高圧 (HP) タービン段 (12) に流入し、最終的に、低圧 (LP) タービン段 (13) のエクスデューサから流れ (14) として流出する。この場合、排気流れの熱エネルギーは、両方のタービンホイールを駆動するエネルギーに変換される。タービンハウジングの渦巻き室およびホイールの幾何学的形状によって、排気流れからエネルギーが引き出される。ターボチャージャは、また、低圧 (LP) コンプレッサ段 (2) および高圧 (HP) コンプレッサ段 (5) を有する。HP コンプレッサおよび HP タービンは軸によって機械的に連結されており、その軸によって、タービンホイールがコンプレッサのインペラを駆動する。同様に、LP 段コンプレッサは、軸によって LP 段のタービンホイールに機械的に連結されており、その軸によって、タービンホイールがコンプレッサインペラを駆動する。フィルタからの空気流れ (1) は、LP コンプレッサ (2) の中に吸引され、圧縮されて、導管 (7) によって HP 段コンプレッサ (5) に供給される。HP コンプレッサ (5) において、空気流れ (1) は再圧縮され、続いて、HP 段コンプレッサ (5) によって、圧縮されかつ温度上昇した流れ (6) として排出される。この流れ (6) は、続いて、インタクーラを経由してエンジンに送られる。図 1 における LP コンプレッサ (2) は、コンプレッサを覗き込む方位において時計回りの方向に回転し、圧縮空気を生成する。この圧縮空気は、LP コンプレッサ (2) の流出口と HP コンプレッサ (5) とを流体接続する導管 (7) を通して LP コンプレッサ段から排出される。LP コンプレッサ (2) から排出される空気は、それに対する旋回成分 (3) を有する。この旋回は、いくらかの接線方向速度であり、その方向は矢印 (3) で示される。この方向は、コンプレッサ段の構成、特にコンプレッサハウジング内におけるディフューザおよび渦巻き室の方向と、コンプレッサホイールの回転方向およびカバーの方向との両者によって決定される。この旋回は、HP コンプレッサ (5) への入口において、コンプレッサ入口に向いた場合時計回りの方向 (3) にあるものとして見られる。HP コンプレッサ段 (5) におけるコンプレッサホイールは、反時計回りの方向 (4) に回転している。HP コンプレッサ (5) への入口において見られる旋回方向は、HP コンプレッサホイールの回転方向 (4) とは逆方向 (3) である。これを逆方向回転と呼称する。

【0027】

図 2 を参照すると、2 段ターボチャージャ設備が HP 段タービン (11) および LP 段

10

20

30

40

50

タービン（１３）を有する。ターボチャージャは、また、ＬＰ段コンプレッサ（２）およびＨＰ段コンプレッサ（１５）を有する。ＬＰコンプレッサおよびＬＰタービンは軸によって機械的に連結されており、その軸によって、タービンホイールがコンプレッサのインペラを駆動する。同様に、ＨＰ段コンプレッサは、軸によって機械的に連結されており、その軸によって、ＨＰ段タービンホイールがコンプレッサのインペラを駆動する。フィルタからの空気流れ（１）は、ＬＰ段コンプレッサ（２）の中に吸引され、圧縮されて、導管（７）によってＨＰ段コンプレッサ（５）に供給される。ＨＰ段コンプレッサ（５）において、空気流れ（１）は再圧縮され、続いて、ＨＰ段コンプレッサ（５）によって、圧縮されかつ温度上昇した流れ（６）として排出される。この流れ（６）は、続いて、イン
10 タクーラを経由してエンジンに送られる。ＬＰコンプレッサ（２）段は、コンプレッサを覗き込む方位において時計回りの方向に回転して、圧縮空気を生成する。この圧縮空気は、ＬＰコンプレッサ（２）の流出口とＨＰコンプレッサ（１５）とを流体接続する導管（７）を通してＬＰコンプレッサ段から排出される。ＬＰコンプレッサ（２）から排出される空気は、それに対する旋回成分（３）を有する。この旋回は接線方向速度であり、その方向は矢印（３）で示される。この方向は、コンプレッサ段におけるディフューザおよび渦巻き室の構成と、コンプレッサホイールの回転方向およびカバーの方向との両者によって決定される。この旋回は、ＨＰ段コンプレッサ（１５）への入口において、コンプレ
20 サ入口に向いた場合時計回りの方向（３）にあるものとして見られる。ＨＰ段タービン（２２）はエンジン排気マニホールドからの排気流れ（１０）によって駆動される。この排気流れ（１０）は、フート部（１１）からＨＰタービン段（２２）に流入し、最終的に、ＬＰタービン段（１３）のエキスデューサから流れ（１４）として流出する。この場合、排気流れの熱エネルギーは、両方のタービンホイールを駆動するエネルギーに変換される。タービンハウジングの渦巻き室およびホイールの幾何学的形状によって、排気流れからエネルギーが引き出される。このエネルギーが、タービンホイールを時計回りの方向（４）に回転させる。従って、ＨＰ段コンプレッサ（１５）のＨＰ段コンプレッサホイールは
30 ＨＰ段タービン（２２）内のＨＰ段のタービンホイールに機械的に連結されているので、ＨＰ段のコンプレッサホイールは、コンプレッサ入口に向いた場合、同じ時計回りの方向（４）に回る。ＨＰ段コンプレッサへの入り口において見られる旋回方向（３）は、ＨＰコンプレッサホイールの回転方向（４）と同じ方向にある。これを順方向回転と呼称する。順方向回転は、現代の直列ターボチャージャのコンプレッサ構成の標準的な方位から生じる。

【００２８】

図３を参照すると、この説明の便宜上、コンプレッサインペラが、反時計回りの回転（３４）において回転している。コンプレッサホイール（またはインペラ）への流入空気（３５）は、一般的に、コンプレッサホイールの回転軸に沿う一般的方向（３６）において、コンプレッサにダクトで導かれる。この方向は、インペラの回転方向（３２）（順方向回転）に表現される態様、あるいは、インペラの方向と逆方向（３１）（逆方向回転）に表現される態様でインペラに接近するようにベクトル化できる。回転がゼロの方向も記載されている（３３）。

【００２９】

図７は典型的なコンプレッサの性能曲線を表す。Ｙ軸（５５）は、発生したコンプレッサ段の圧力比である。Ｘ軸（５６）はコンプレッサ段のコンプレッサ流量を表す。水平に近いライン、例えば（７３）は、ターボチャージャの等速度ラインである。性能曲線のチョーク限界（７５）は、空気流れが音速に達するために生じる効率の急激な低下が存在する領域において、各速度ラインから効率の１つの値（多くの場合６５％）を選択することによって生成される。これは、任意に選ばれた値であるが、通常、ターボチャージャメーカーの性能曲線のすべてにわたって整合している。左側の境界（７１）はサージラインであり、これは試験によって発生するラインである。各速度ラインにおいて、サージ点が検出され、記録され、続いて内挿されて全性能曲線となる。サージ点においては、振動性の流動挙動によって流れの障害が生じる。サージ条件においては、流れがブ
40
50

レードの吸引側表面から離れ、流れがブレードに接しかつ離れるために振動する流れの不安定が生じる。

【0030】

図5はコンプレッサの性能曲線を表す。流入流れが順方向回転である場合は、サージングライン(51)は性能曲線の左側に動き(52)、圧力比(54, 54A)はほぼ同じままである。チョークライン(53)も左側に動くが、サージングラインが動く距離よりも短い。

【0031】

図6において、流入流れが逆方向回転である場合は、サージングライン(51)は僅かに性能曲線の右側に動き(62)、圧力比は、一定速度ライン(64)が高い位置(65)に動くことから分かるように増大する。そして、チョークライン(63)はほとんど固定されたままである。効率のアイランドはサージングラインと共に動くので、最高効率のアイランドは、エンジンが作動している性能曲線の領域に動く。

【0032】

ターボチャージャの場合、アンダーフードの環境において空間が常に厳しく、しかも、直列または調節型2段設備のように2つのターボチャージャが存在する場合は、空間の問題も一層厳しくなるので、発明者らは、この発見を利用し得るかどうかを見極めることを決心した。低圧ターボチャージャのコンプレッサの回転方向に注目し、(低圧コンプレッサに対して)逆方向の回転を有する高圧ターボチャージャのコンプレッサを選択または製作することによって、所与の圧力比およびターボ速度に対して質量流量が増大すると共に、効率のアイランドが性能曲線のより有用な部分に移動する。このため、全ターボ組立体の効率が、付加的なハードウェアを導入することなく改善される。

【0033】

本開示は任意の段数のターボチャージャを想定しているが、この場合、例えば、直列における次の段のそれぞれを交互方向に回転させることによって、各段は、次の下流側の段のコンプレッサに補足的な旋回回転を付与する。

【0034】

以上、本発明を説明してきたが、以下に特許請求の範囲について記載する。

【符号の説明】

【0035】

- 1 空気流れ
- 2 LPコンプレッサ段
- 3 旋回成分
- 4 コンプレッサホイール回転方向
- 5 HPコンプレッサ段
- 6 流れ
- 7 導管
- 10 排気ガス流れ
- 11 フート部
- 12 第1タービン段
- 13 第2タービン段
- 14 流れ
- 15 HPコンプレッサ
- 22 HPタービン
- 26 翼形ディフューザ
- 27 コンプレッサホイール
- 31 逆方向回転
- 32 順方向回転
- 33 ゼロ回転方向
- 34 反時計回りの回転

10

20

30

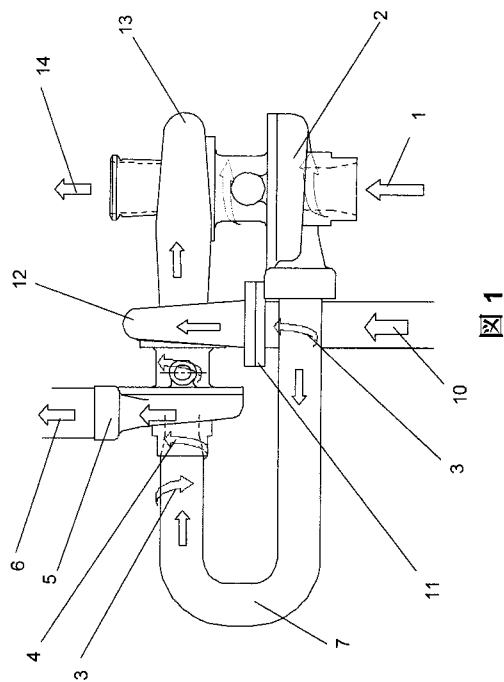
40

50

- 3 5 流入空気
- 3 6 一般的方向
- 5 1 サージングライン
- 5 2 サージングライン
- 5 3 チョークライン
- 5 4 圧力比
- 5 4 A 圧力比
- 5 5 Y 軸
- 5 6 X 軸
- 6 2 サージングライン
- 6 3 チョークライン
- 6 4 一定速度ライン
- 6 5 一定速度ライン
- 7 1 サージングライン
- 7 3 一定の速度ライン
- 7 4 等効率のアイランド
- 7 5 チョークライン
- 8 1 入口案内翼
- 8 2 制御および操作機構

10

【図 1】



【図 2】

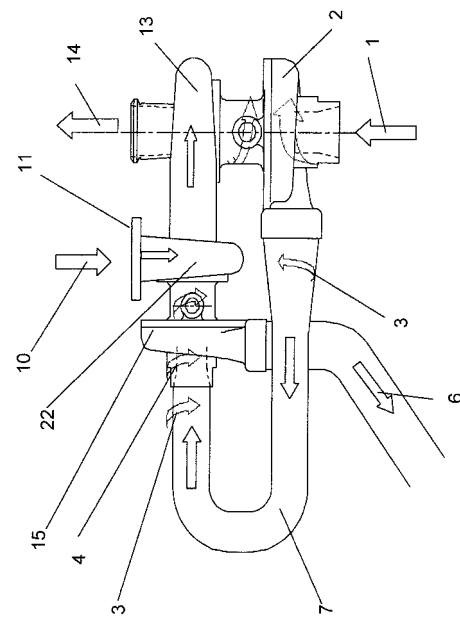


図 2
先行技術

【図 3】

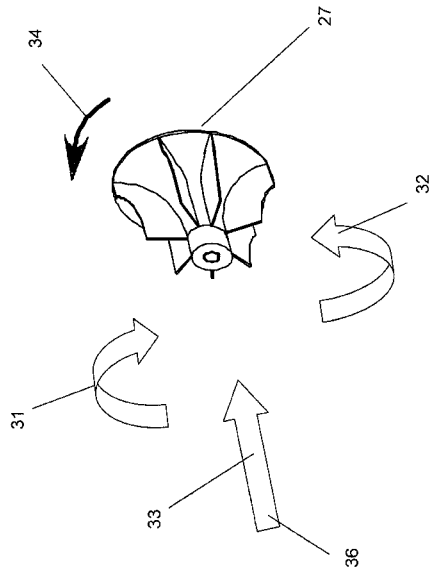


図 3
先行技術

【図 4】

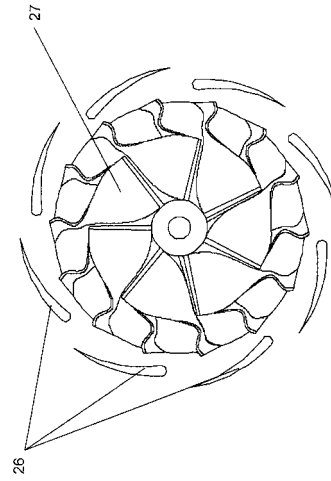


図 4
先行技術

【図 5】

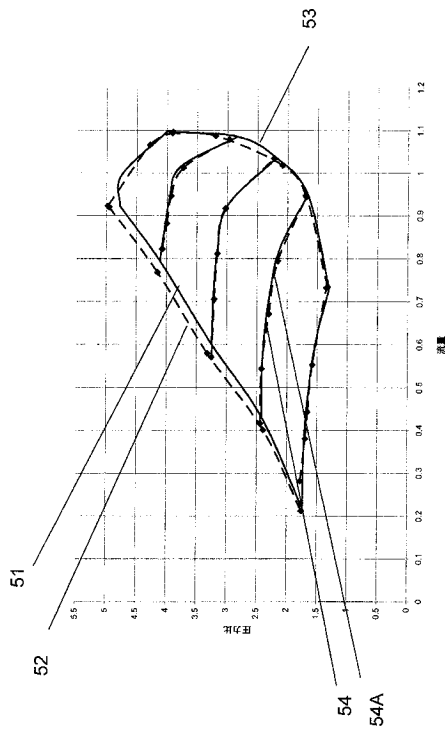


図 5

【図 6】

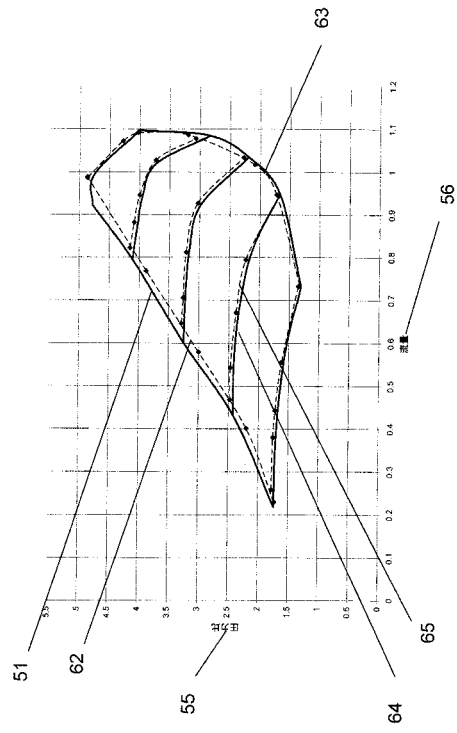


図 6

【図 7】

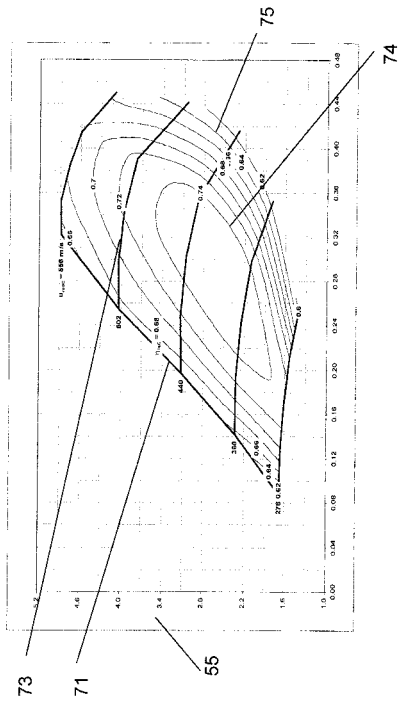


図 7
先行技術

【図 8】

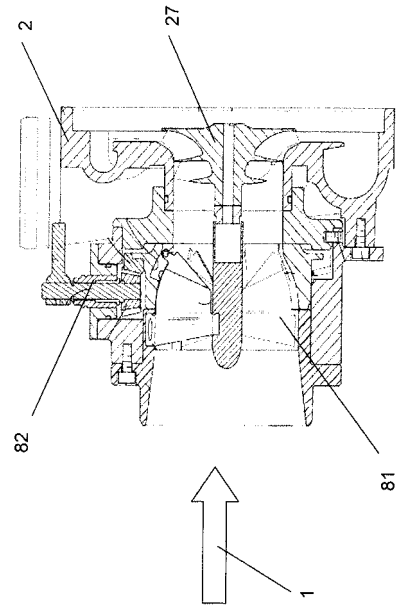


図 8
先行技術

【図 9】

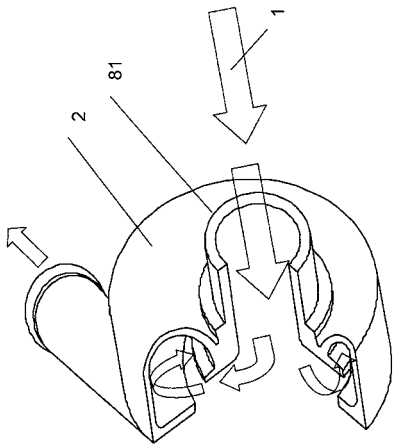


図 9
先行技術

フロントページの続き

(72)発明者 アンシェル・ポール

アメリカ合衆国 ノースカロライナ州 28803 アッシュビル ウインドワード・ドライブ 4
5

Fターム(参考) 3G005 EA16 EA23 EA25 FA05 GB01