

(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2005-299660
(P2005-299660A)

(43) 公開日 平成17年10月27日(2005.10.27)

(51) Int.Cl.⁷

FO1D 17/16

FO2B 37/24

F1

FO1D 17/16

FO2B 37/12

A

301Q

テーマコード(参考)

3G005

3G071

審査請求 未請求 請求項の数 18 O L 外国語出願 (全 26 頁)

(21) 出願番号 特願2005-112096 (P2005-112096)
 (22) 出願日 平成17年4月8日 (2005.4.8)
 (31) 優先権主張番号 0407978.6
 (32) 優先日 平成16年4月8日 (2004.4.8)
 (33) 優先権主張国 英国(GB)

(71) 出願人 594197193
 ホルセット・エンジニアリング・カンパニー・リミテッド
 Holset Engineering Co. Limited
 イギリス、エイチディ1・6アールエイ、
 ハッダーズフィールド、セント・アンドリュース・ロード(番地の表示なし)
 (74) 代理人 100084146
 弁理士 山崎 宏
 (74) 代理人 100100170
 弁理士 前田 厚司

最終頁に続く

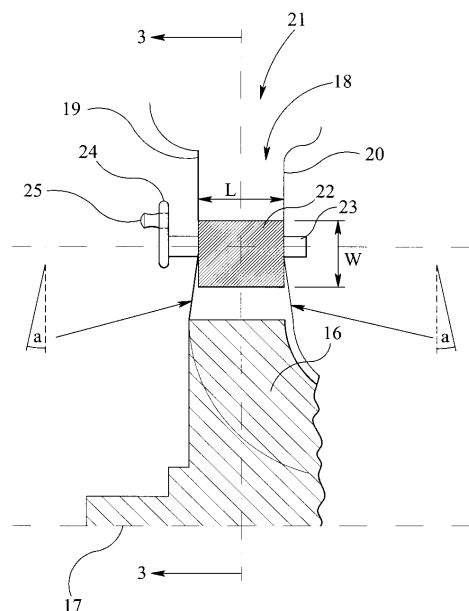
(54) 【発明の名称】可変形態ターピン

(57) 【要約】

【課題】 ターピンの効率を調整できる回転翼可変形態ターピンを提供する。

【解決手段】 環状入口18が対向環状側壁19, 20間に形成され、回転翼22が環状入口18内に取り付けられている可変形態ターピン。回転翼22は軸方向長さと前縁と後縁の間の弦長とを有する。回転翼22は、環状入口18の面積が最小と最大になるそれぞれ第1位置と第2位置との間で旋回可能である。環状側壁19, 20は、回転翼22が第1位置と上記第2位置との間で移動するとき、環状側壁19, 20と回転翼22の縁との間のクリアランスが変化する形状を有している。

【選択図】図4



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

タービンチャンバを形成するタービンハウジングを備え、上記タービンチャンバ内には、タービンホイールがタービン軸の周りに回転するように取り付けられ、

上記タービンチャンバは上記タービンハウジングの対向する環状側壁の間に形成された半径方向に延在する環状入口を有し、上記環状入口は上記環状側壁の間に形成された軸方向幅を有し、

上記入口内に設けられた環状配列の回転翼を備え、各翼は、上記入口に延在して上記環状入口の各側壁に隣接する弦翼縁間の軸方向長さを有し、各翼は前縁と後縁との間に形成された弦長とを有し、上記前縁と上記後縁とは、タービンを通る流れの方向に対してそれぞれ入口上流と入口下流とに延在し、

上記環状入口の有効断面積を調整するために、上記入口に延在する各旋回軸の周りに各翼を旋回させる手段を備え、各翼は入口面積が最小となる第1位置と入口面積が最大になる第2位置との間で旋回可能であり、

上記環状側壁の少なくとも1つは、上記翼が上記第1位置と上記第2位置との間の中間位置で移動するとき、上記側壁と、隣接する各翼の弦縁の少なくとも一部分との間のクリアランスが予め決められた様式で変化するように、形状化されていることを特徴とするタービン。

【請求項 2】

請求項1に記載のタービンにおいて、

上記少なくとも1つの環状側壁は、各翼が上記第1位置にあるときに各翼の上記壁と上記隣接する弦縁との間のクリアランスが最小であるように、形状化されていることを特徴とするタービン。

【請求項 3】

請求項1または2に記載のタービンにおいて、

上記少なくとも1つの環状側壁は、上記翼が上記第1位置にあるときに上記壁と上記隣接する各翼の弦縁との間のクリアランスが上記翼縁に沿って略一定であるように、形状化されていることを特徴とするタービン。

【請求項 4】

請求項1乃至3のいずれか1つに記載のタービンにおいて、

上記環状側壁または各環状側壁は、半径の減少と共に入口の軸方向幅が最小幅から最大幅に増大するように、形状化されていることを特徴とするタービン。

【請求項 5】

請求項4に記載のタービンにおいて、

半径の減少と共に増大する上記入口の軸方向幅の増大率が、上記半径の減少と共に変化することを特徴とするタービン。

【請求項 6】

請求項4または5に記載のタービンにおいて、

各翼が上記第1位置と上記第2位置との間の第1中間位置に在るとき、上記入口の軸方向幅は、各翼の上記後縁の半径方向位置に対応する半径方向位置から増大することを特徴とするタービン。

【請求項 7】

請求項4乃至6のいずれか1つに記載のタービンにおいて、

上記環状入口の軸方向幅の変化は、上記第1位置に在るときの各翼の上記後縁の半径方向の位置よりも小さい半径から始まることを特徴とするタービン。

【請求項 8】

請求項4乃至7のいずれか1つに記載のタービンにおいて、

上記側壁または各側壁は、上記環状入口の軸方向幅の変化を生じるように、線対称に形状化されていることを特徴とするタービン。

【請求項 9】

10

20

30

40

50

請求項 8 に記載のタービンにおいて、

上記環状側壁または各環状側壁は線対称なテーパーになっていることを特徴とするタービン。

【請求項 10】

請求項 9 に記載のタービンにおいて、

上記テーパーは直線状であることを特徴とするタービン。

【請求項 11】

請求項 9 に記載のタービンにおいて、

上記テーパーは非直線状であることを特徴とするタービン。

【請求項 12】

請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 つに記載のタービンにおいて、

上記少なくとも 1 つの環状側壁には各翼のための凹部が設けられ、上記凹部は上記環状壁の部材表面の一部分に形成され、上記各翼は上記第 1 位置と上記第 2 位置との間の移動時に上記凹部を掃行し、上記翼が上記凹部の位置に対応する上記第 1 位置と上記第 2 位置との中間位置に在るとき、上記凹部は上記隣接する翼弦縁の周りにガス漏洩通路を提供することを特徴とするタービン。

【請求項 13】

請求項 1 2 に記載のタービンにおいて、

各凹部は同一の大きさと形状を有していることを特徴とするタービン。

【請求項 14】

請求項 1 2 または 1 3 に記載のタービンにおいて、

上記タービンの軸に対する円周方向における各凹部の幅は、上記タービンの軸に対する半径と共に変化することを特徴とするタービン。

【請求項 15】

請求項 1 2 乃至 1 4 のいずれか 1 つに記載のタービンにおいて、

各凹部の軸方向深さは、上記タービンの軸に対する半径と共に変化することを特徴とするタービン。

【請求項 16】

請求項 1 2 乃至 1 5 のいずれか 1 つに記載のタービンにおいて、

各凹部は上記各環状側壁の半径方向領域に限定され、上記限定半径方向領域は、各翼が上記第 1 位置と上記第 2 位置との間の第 1 中間位置に在るときの各翼の後縁の半径方向位置と、各環状側壁部材の内側半径方向縁との間に形成されていることを特徴とするタービン。

【請求項 17】

請求項 1 2 乃至 1 6 のいずれか 1 つに記載のタービンにおいて、

上記環状側壁の両方が上記凹部を備えていることを特徴とするタービン。

【請求項 18】

添付の図 4 と 5 に関連する請求項 1 乃至 1 7 のいずれか 1 つに記載の可変形態タービン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、可変形態タービンに関し、特に、内燃機関用ターボチャージャに用いるのに適した形式のタービンに関する。さらに具体的には、本発明は、排ガス再循環 (EGR) システムを有する内燃機関用ターボチャージャに利点を付与する。

【背景技術】

【0002】

一般に、タービンはチャンバを形成するタービンハウジングを備え、上記チャンバ内にはタービンホイールが取り付けられている。タービンチャンバは環状入口通路を有する。上記通路は、タービンホイールの外周の周辺に配置され、環状の入口チャンバ (渦巻室)

10

20

30

40

50

によって包囲されている。出口通路は上記タービンチャンバからタービンホイールの回転軸に沿って延在する。

【0003】

可変形態タービンは、可変形態の入口通路を有し、周知になっている。汎用型可変形態タービンでは、入口通路の一壁は、移動可能な壁部材によって形成され、一般に「ノズルリング」と称されている。上記移動可能壁部材の位置は、入口通路の幅を制御するために、上記入口通路の対向する壁に対して調整可能になっている。上記入口通路の幅つまりタービンの形態は、タービンを貫流するガスの量が減少するときは、入口通路の幅を減少させるように変化して、ガス速度つまりタービンの効率を維持している。

【0004】

ノズル翼と称される翼にノズルリングを設けることによってタービン効率を改善することは、周知である（同様に、固定形態タービンに固定ノズル翼を設けることも周知である）。上記ノズル翼は、タービンホイールの回転方向に向かって入口通路を貫流するガスを検出するために、入口通路に延在する。

【0005】

もう1つの汎用可変形態タービンは「回転翼（スイング翼）」型である。このタービンは、タービン入口通路に配置された移動可能翼を備える。上記各翼は、それぞれ入口に延在してタービンの軸に平行な軸の周りに（円周方向に測って翼長の約半分の所で略位置調整される）、旋回可能である。翼作動機構は、各翼に結合されて設けられ、各翼を一体に動かすようにして変位できる。この動きによって、流入ガスの利用可能断面領域およびタービンホイールへのガス近接角の制御が可能となる。例えば、ホイールに対して翼弦が略半径方向となるように翼を方向付けることは、隣接する翼間の間隔を増大させ、したがって、タービンの「喉」と称される通路の流れ断面積を増大させる。一方、ホイールに対して翼弦が略円周方向に延在するように翼を旋回させると、隣接する翼間の隙間（スペース）が減少し、したがって、タービンの喉を減少させる。所定の翼角に対して、喉部の大きさと入口通路に延在する翼の一定軸長さとの積によって流量が決まる。

【0006】

回転翼ターボチャージャでは、典型的には、各翼が旋回軸上に取り付けられ、上記旋回軸は入口壁を貫いて突出し、入口外側のクランクすなわちレバーを支えている。各翼の上記クランクはアクチュエータリングに結合されている。上記アクチュエータリングは、入口の外側、翼クランクの近傍でターボチャージャハウジング周辺に延在している。一般に、アクチュエータリングはユニオンリングと呼ばれる。ユニオンリングは、直接翼クランクに結合されるか、或いは結合部品間の相対運動をさせるリンクによって翼クランクに結合される。従来技術においては、欧州特許出願第1197637号に開示された可撓性リンク装置を含む様々な異なる作動機構および結合装置が提案されている。

【0007】

可変形態タービンは、今や通常、ターボチャージャに含まれる。ターボチャージャは大気圧以上の圧力（ブースト圧）で内燃機関の吸入口に空気を供給するための周知な装置である。従来型ターボチャージャは基本的に排ガス駆動のタービンホイールを備え、上記タービンホイールはタービンハウジング内の回転可能なターボシャフトの一端に取り付けられる。タービンホイールの回転によって、圧縮機ハウジング内のターボシャフトの一端に取り付けられた圧縮機ホイールを回転させる。圧縮機ホイールは、圧縮空気をエンジンの吸気マニホールドに供給する。通常、ターボシャフトはジャーナル軸受とスラスト軸受によって支持される。上記ジャーナル軸受とスラスト軸受は、タービンと圧縮機ホイールハウジングとの間に接続された中央軸受ハウジング内に配置されている。

【0008】

タービン開発の目的が、一般的に、利用可能な排ガス圧から最大ブースト圧を引き出すために、或いは、最小排気マニホールド背圧に対して所要のブースト圧を得るために、タービン効率を最大化することにあるので、ターボチャージャに可変形態タービンを使用することは特に重要となる。例えば、回転翼型可変形態タービンでは、タービンに供給され

10

20

30

40

50

る排ガス量が比較的少ないと、タービンホイールに到達するガスの速度は、隣接翼間の喉部を狭小にすることによって、効率的なタービン作動を保証するレベルに維持できる。喉部が所定のガス流量に対して狭小になるにつれて、タービン入口通路を通過するガスの速度は増大する。逆に、タービンに供給されるガスの量が比較的大きいとき、タービンホイールに到達するガスの速度は、翼間の喉の幅を広げることによって、減少させることができる。これは背圧を減少させ、同時にエンジンに供給されるブースト充填空気の圧力を減少させる。このため、出力や燃料効率あるいは汚染物質排出の最適範囲内で、エンジンを動かし続けることができる。

【特許文献1】欧州特許出願第1197637号

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

最近、或る適用例では、タービン効率の最大化が作動上問題となると認識されている。例えば、タービンが、排ガス再循環（EGR）システム付き内燃機関に用いられるターボチャージャに含まれる場合、高いピーク効率は不利となる。EGRシステムでは、エンジンの排気物を減少させるために、排気マニホールドから採取された排ガスの一部は、エンジンの吸入マニホールドに再導入して、排ガスを更に燃焼させる。最新の高効率可変形態型タービン設計では、吸入マニホールドのブースト圧は、排ガスマニホールドの排ガス圧を超えていて、入口マニホールドに排ガスを再導入させるためには、例えばEGRポンプを必要とする等、厄介な状況が生じる。排ガスマニホールドの高い圧力は、回転翼タービンのノズルを閉塞して喉部を減少させることによって得られる。しかし、これは、高効率タービンの場合、生成されるブースト圧が増大するので、いっそう高い入口マニホールド圧力となる。このことは、結果的に、エンジンシリンダ圧力が許容限界値に近づいたり越えたりすることがある。

20

【0010】

タービンの効率は、質量流、圧力、温度などのタービンの瞬間的運転状態に依って変化する。上記問題を考慮すると、或る運転状態の下では、タービンの効率を減少させることができ、特にEGR流を機能させることができ、有益となる。出願人の欧州特許出願第1353040号は、上述のノズルリング型可変形態タービンに関して、この問題に取り組んでいる。具体的には、移動可能なノズルリングによって支持されるノズル翼は、低流状態および最大流状態での効率に重大な影響を与えることなく、ピーク効率が減少する形状になっている。

30

【0011】

上述した問題や不利益に対処するために、タービン効率を調整できる回転翼可変形態タービンを提供することが、本発明の目的である。

【課題を解決するための手段】

【0012】

本発明によると、タービンチャンバを形成するタービンハウジングを備え、上記タービンチャンバ内には、タービンホイールがタービン軸の周りに回転するように取り付けられ、

40

上記タービンチャンバは上記タービンハウジングの対向する環状側壁の間に形成された半径方向に延在する環状入口を有し、上記環状入口は上記環状側壁の間に形成された軸方向幅を有し、

上記入口内に設けられた環状配列の回転翼を備え、各翼は、入口に延在して上記環状入口の各側壁に隣接する弦翼縁間の軸方向長さを有し、各翼は前縁と後縁との間に形成された弦長とを有し、上記前縁と上記後縁とは、タービンを通る流れの方向に対してそれぞれ入口上流と入口下流とに延在し、

上記環状入口の有効断面積を調整するために、上記入口に延在する各旋回軸の周りに各翼を旋回させる手段を備え、各翼は入口面積が最小となる第1位置と入口面積が最大になる第2位置との間で旋回可能であり、

50

上記環状側壁の少なくとも1つは、上記翼が上記第1位置と上記第2位置との間の中間位置で移動するとき、上記側壁と、隣接する各翼の弦縁の少なくとも一部分との間のクリアランスが予め決められた様式で変化するように、形状化されていることを特徴とするタービンが提供される。

【発明を実施するための最良の形態】

【0013】

本発明の特定実施例が、単なる一例として、添付の図面を参照してここに説明される。

【0014】

図1は、固定形態タービン付きのターボチャージャの軸方向断面であり、ターボチャージャの基本構成部品を示す。ターボチャージャは、中央軸受ハウジング3を介して、圧縮機2に結合されたタービン1を備える。タービン1は、タービンホイール5を収容するタービンハウジング4を備える。同様に、圧縮機2は、圧縮機ホイール7を収容する圧縮機ハウジング6を備える。タービンホイール5と圧縮機ホイール7とは、共通ターボシャフト8の両端に取り付かれている。上記共通ターボシャフト8は、軸受ハウジング3内の軸受アセンブリ9に支持されている。

10

【0015】

タービンハウジング4には、排ガス入口10と排ガス出口11とが設けられている。上記入口10は、流入する排ガスを環状の入口チャンバすなわち渦巻室12に導く。上記渦巻室12は、タービンホイール5を取り囲むと共に、半径方向に延在する環状入口通路13を介して、タービンホイール5に連通している。タービンホイール5の回転は、圧縮機ホイール7を回転させ、軸方向入口14を介して空気を引き込むと共に、環状出口渦巻室15を介して圧縮空気をエンジンの吸込口(図示せず)に供給する。

20

【0016】

図2と図3を参照すると、これらは従来型回転翼タービンの一部を概略的に示したものである。この従来型回転翼タービンは、タービンハウジング内の軸17の周りに、回転可能なタービンホイール16を備えている。上記タービンハウジングは環状入口通路18を有し、上記環状入口通路18は、対向するタービンハウジング壁19, 20の間に形成されている。上記各タービンハウジング壁19, 20はタービン軸17に垂直な平面の中には存在する。排ガスは、入口渦巻室21から入口通路18を介してタービンホイール16に流れる。

30

【0017】

入口通路18内には、環状に配列された翼22が取り付かれている。上記翼22の各々は、入口壁19, 20を貫いて突出した一体型翼アクスル23と共に形成されている。上記翼アクスル23の一端はクランク24を形成する。アクスル23上の翼22の回転を制御するために、クランク24に取り付られたピン25に、アクチュエータ(図示せず)を結合してもよい。従来の装置では、典型的には、アクチュエータはユニオンリングと称されるリングを備えて、ユニオンリングの回転によって、全ての翼が同時に制御される。ユニオンリングの動きは、空気圧アクチュエータや電気アクチュエータを含む様々な形態のアクチュエータによって制御される。本発明の理解と無関係なものは、当業者に周知なものであり、その詳細な説明を省略する。

40

【0018】

図2では、全開位置(すなわち、最大喉部幅)における翼22が示されている。上記全開位置では、翼22は略半径方向に延在する。図2に示す平面図では、各翼22は、軸方向長さLと弦幅Wとを有する略矩形である。図2に示すように、入口通路18を形成するハウジング壁19, 20と翼縁との間のクリアランス(隙間)を最小にするために、翼22が環状入口通路18の軸方向幅に略等しい長さを有することには、独創性はない。これは、タービン効率に有害な翼縁周りのガス漏れを最小化するためである。

【0019】

図3を参照すると、図3は円周方向の隣接する2つの翼22を示す。実線で示された翼は、入口(すなわち喉部)断面が相対的に大きい位置にあり、破線で示された翼は喉部断

50

面が相対的に小さい位置にある。図3に示された2つの位置は、完全閉塞位置と完全開放位置の間にある。翼が閉塞位置にあるとき、すなわち、図2に示すタービンの軸に対して、翼が略円周方向に延在するとき、喉部は最小になることがわかる。また、翼が開放位置にあるとき、すなわち、略半径方向にあるとき、喉部は最大になるということがわかる。翼22が完全開放位置と完全閉塞位置との間で旋回するとき、翼縁は、入口通路壁1920の半径方向に延在する部分を掃行する。

【0020】

周知なように、使用時の瞬間作動状態に対して、翼22の位置を適切に調整することにより、タービンへのガス流を最適化できる。また、翼が閉塞位置から開放位置に移るとき、タービンの固有特性によって、効率が増大することも周知の事実となっている。しかし、このことは、例えば、効率が高くなり過ぎて、排ガス再循環（EGR）流を駆動できなくなる場合があって、上述した問題を引き起す可能性がある。

【0021】

図4を参照すると、図4は、図2と3に示された従来型回転翼タービンアセンブリの変形例として、本願発明の第1実施例を示す。図2と3の特徴に対応する図4の特徴は、同一参照番号によって識別されている。これからわかるることは、この発明の図示された実施例は、環状入口通路18を形成する環状ハウジング壁19, 20が翼22の旋回半径近傍の半径から半径方向にテーパー（先細り）になっている点で、図2の実施例と異なっていることである。このため、入口通路の軸方向幅は、半径の減少と共に増大する。このテーパーは線対称になっていて、テーパーが各翼22の領域で同一になっている。この効果は、開放位置と閉塞位置の間で翼が旋回するときに、環状側壁119, 18と翼22の隣接縁との間のクリアランス（隙間）を変化させることである。すなわち、翼が略円周方向に延在して閉塞位置にある場合、クリアランスは、最小であり、各翼の前縁から後縁の翼縁沿に、略一定である（各翼の前縁は、入口通路18を貫流するガスの方向に対して上流側の入口通路18に延在する）。しかし、各翼22が開放位置に向かって旋回するとき、各翼の後縁は入口通路18のテーパー領域を掃行し始めて、翼と通路側壁19, 20の間のクリアランスが増大する。この効果は、翼が開放位置に向かって移動するときに、タービンの効率が、一定のクリアランスを維持する従来型タービンに比べて、減少することである。したがって、この構造により、概述した従来型回転翼タービン設計の問題を回避することができる。

【0022】

タービン効率への厳密な効果は、テーパーの角度（a）や側壁19, 20のテーパー開始半径といった特徴を変えることによって、調整することができる。例えば、テーパーが図4に図示されたものよりも小さい半径で始まる場合、テーパーが効率に影響を及ぼし始めるには、翼22を開放位置に向かってさらに回転しなければならない。同様に、所定のテーパー開始半径に対するテーパー角は、翼と側壁との間の最大のクリアランスに影響を及ぼし、したがって、効率に最大の影響を及ぼす。

【0023】

図4の側壁19, 20は直線的に先細りになっているが、（軸方向断面図において側壁19, 20のテーパー部が湾曲するように）半径の減少と共にテーパーの度合を増減させることによって、翼が開放位置に向かって回転する際に、効率に影響を及ぼす度合を変化させることができる。テーパー角は、最初増大し次に減少するのが適切な場合、或いは、その逆が適切な場合がある。

【0024】

側壁19, 20の各々は必ずしも同じ様なテーパーである必要はないことがわかる。例えば、所望するタービン効率への効果に依って、側壁20と側壁19とは異なる角度のテーパーでもよく、また、異なる半径開始点を有するテーパーであってもよい。同様に、側壁19, 20の両方をテーパーにする必要はないことがわかる。側壁19, 20の1つのみをテーパーにし、もう一方はタービンの軸に垂直な平面内に延在させることによって、必要な効率の減少が得られる場合がある。

10

20

30

40

50

【0025】

本発明の別の実施例が、図2または図3に示された従来型回転翼タービンの変形例として、図5に図示されている。図5は、図3の断面図に対応する軸方向図である。図5では、適用可能な場合、図3と同一の参照番号が使用されている。この本発明の実施例では、入口通路壁19, 20は、テーパーになっていない。各入口通路壁19, 20は、図2と図3に示す従来型タービンのように、軸17に垂直な平面内に在る。しかし、翼22の弦縁と入口通路壁19との間に存在する可変クリアランスは、側壁内の凹部即ちポケットの形成によって成る。上記翼22が開位置と閉位置との間で移動するとき、上記翼22は上記ポケットを掃行する。図5に示すように、完全閉位置では、各翼22の後縁は各ポケットから離れている。しかし、各翼22が開放位置に向かって移動すると、翼22は、各ポケット26の半径方向外側の先端部を掃行し始める点に到達する。これにより、翼の縁部周辺に、漏洩経路が効果的に開かれる。すなわち、少なくとも翼22の縁部に沿って、翼22と壁19の間のクリアランスが増大する。

【0026】

翼と側壁の間のクリアランスへの影響、つまり、タービン効率への影響は、ポケット26を適切に配置および形状化することによって調整できる。例えば、特定の翼位置に対して、所定半径でのポケット26の外周幅と軸方向深さは、翼22と側壁19の間のクリアランスの効果的な増大を決定する（すなわち、翼縁周辺の漏洩流路の有効サイズを確定する）。したがって、タービン効率に対する所望の効果は、ポケット26の適切な寸法と配置によって成し遂げられる。例えば、各翼22と側壁19間のクリアランスの増大効果は、図5に示すように、初期の相対的閉塞翼位置で最大となり、翼が完全開放位置に移動するにつれて減少する。図4の実施例に関連して述べた入口通路壁をテーパー状にすることによって、同一効果を得るのはいっそう困難である。

【0027】

図5の実施例は、ポケット26が入口通路18の一方の側壁のみに形成されているが、同じ様なポケットが他方の側壁20においても形成され得ることがわかる。また、各側壁に形成されたポケットは、もう一方の側壁に形成されたポケットと、位置、寸法、形状が相対的に異なっていてもよいことが理解される。

【0028】

上述した上記本発明の特定実施例に対する更なる変更は、当業者にとって容易に想到である。

【図面の簡単な説明】

【0029】

【図1】ターボチャージャの基本構成要素を示す固定形態タービン付きターボチャージャの軸方向断面図である。

【図2】従来型回転翼可形態タービンの一部分の軸方向概略断面図である。

【図3】上記回転翼アセンブリの軸方向の図を示す図2の3-3線断面である。

【図4】本発明の第1実施例による図2と図3の上記回転翼タービンの変形例を概略的に示す。

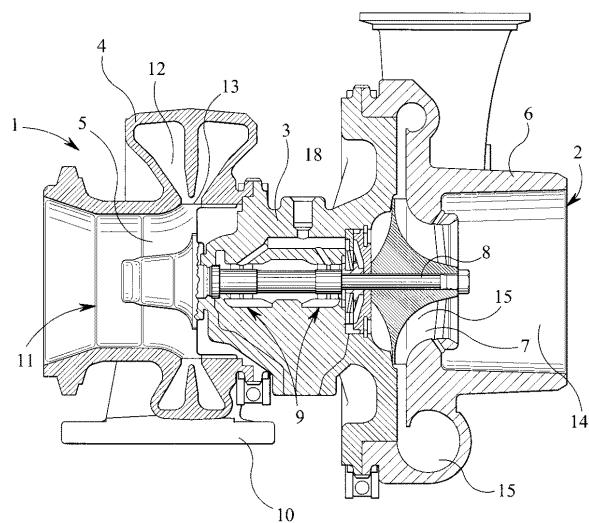
【図5】本発明の第2実施例による図2と図3の上記回転翼タービンの変形例を概略的に示す。

【符号の説明】

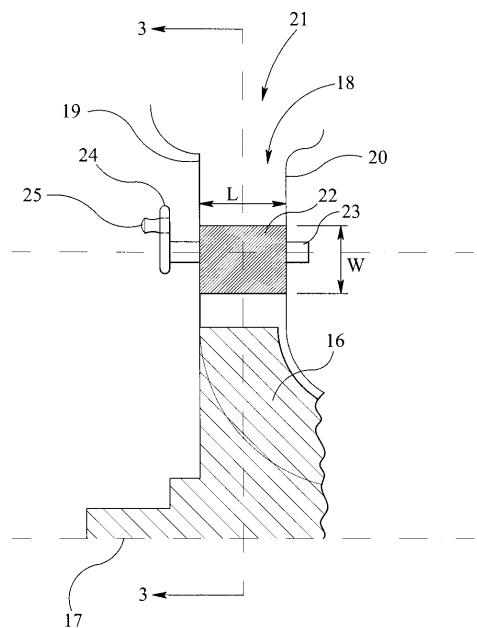
【0030】

- 4 タービンハウジング
- 16 タービンホイール
- 17 タービンの軸
- 18 環状入口
- 22 回転翼
- 26 凹部

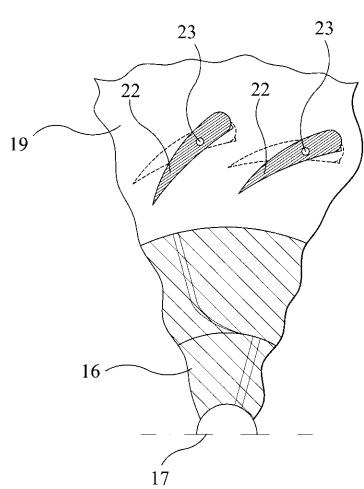
【図1】



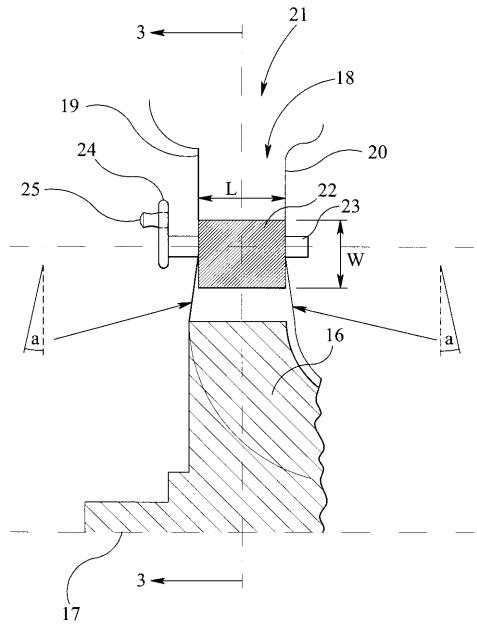
【図2】



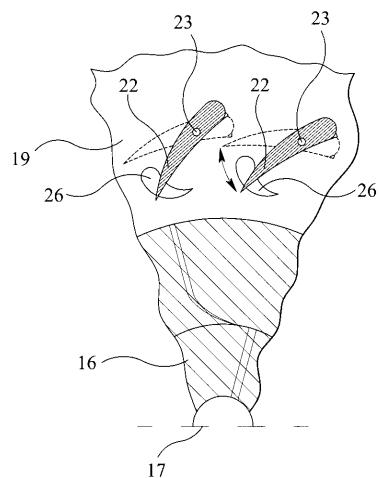
【図3】



【図4】



【図5】



フロントページの続き

(72)発明者 スティーブ・ギャレット

イギリス、エイチディ 1・6 アールエイ、ハッダーズフィールド、セント・アンドリュース・ロード、ホルセット・エンジニアリング・カンパニー・リミテッド内

(72)発明者 ジョン・パーカー

イギリス、エイチディ 1・6 アールエイ、ハッダーズフィールド、セント・アンドリュース・ロード、ホルセット・エンジニアリング・カンパニー・リミテッド内

F ターム(参考) 3G005 EA04 EA14 EA16 GA04

3G071 AA02 AB06 BA27 DA01

【外国語明細書】

VARIABLE GEOMETRY TURBINE

The present invention relates to a variable geometry turbine, and in particular to a turbine of a type suitable for use in a turbocharger for an internal combustion engine. More particularly still, the invention provides advantages in turbochargers intended for internal combustion engines which have an exhaust gas re-circulation (EGR) system.

Turbines generally comprise a turbine housing defining a chamber within which a turbine wheel is mounted. The turbine chamber an annular inlet passageway arranged around the periphery of the turbine wheel and surrounded by an annular inlet chamber (volute). An outlet passageway extends from the turbine chamber, generally along the axis of rotation of the turbine wheel.

Variable geometry turbines, having a variable geometry inlet passageway, are well known. In one common type of variable geometry turbine, one wall of the inlet passageway is defined by a moveable wall member, generally termed "nozzle ring", the position of which relative to a facing wall of the inlet passageway is adjustable to control the width of the inlet passageway. The inlet passageway width, and thus the geometry of the turbine, is varied so that as the volume of gas flowing through the turbine decreases the inlet passageway width may also be decreased to maintain gas velocity and hence turbine efficiency.

It is also well known to improve turbine efficiency by providing the nozzle ring with vanes, referred to as nozzle vanes, which extend across the inlet passageway so as to deflect gas flowing through the inlet passageway towards the direction of rotation of the turbine wheel (similarly it is known to provide fixed geometry turbines with fixed nozzle vanes).

Another common form of variable geometry turbine is the "swing vane" type. This comprises an array of moveable vanes located in the turbine inlet passageway, each vane being pivotable about a respective axis extending across the inlet parallel to the turbine axis (and generally aligned with a point approximately half way along the vane length - measured circumferentially). A vane actuating mechanism is provided which is linked to each of the vanes and is displaceable in a manner which causes each of the vanes to move in unison, such a movement enabling the cross-sectional

area available for the incoming gas, and also the angle of approach of the gas to the turbine wheel, to be controlled. For instance, orientating the vanes so that their chords are generally radial to the wheel increases the spacing between adjacent vanes, thus increasing the cross-sectional flow area of the passageway – referred to as the turbine “throat”. On the other hand, pivoting the vanes so that their chords extend generally circumferentially to the wheel reduces the space between adjacent vanes thus reducing the turbine throat. The product of the throat dimension and the fixed axial length of the vanes extending across the inlet passageway, determines the flow rate for any given vane angle.

In swing vane turbochargers typically each vane is mounted on a pivot axle, the axle projecting through a wall of the inlet and supporting outside the inlet a crank or lever. The crank of each vane is coupled to an actuator ring which extends around the turbocharger housing generally outside the inlet but adjacent the vane cranks. The actuator ring is generally referred to as a unison ring. The unison ring is coupled either directly to the vane cranks or by links which provide for relative movement between interconnected components. Various different actuating mechanisms, and linking arrangements, have been proposed in the prior art, including a flexible link arrangement disclosed in the current applicants European patent application 1197637.

Variable geometry turbines are now commonly included in turbochargers which are well known devices for supplying air to the intake of an internal combustion engine at pressures above atmospheric (boost pressures). A conventional, turbocharger essentially comprises an exhaust gas driven turbine wheel mounted on one end of a rotatable turbo shaft within a turbine housing. Rotation of the turbine wheel rotates a compressor wheel mounted on the other end of the turbo shaft within a compressor housing. The compressor wheel delivers compressed air to the engine intake manifold. The turbo shaft is conventionally supported by journal and thrust bearings, including appropriate lubricating systems, located within a central bearing housing connected between the turbine and compressor wheel housings.

The use of variable geometry turbines in turbochargers has become particularly important as the general thrust of turbine development has been to maximise turbine efficiency, either to extract the maximum boost pressure from the exhaust gas pressure available, or to achieve a required boost pressure for a minimum

exhaust manifold back pressure. For instance, in a swing vane type variable geometry turbine, when the volume of exhaust gas being delivered to the turbine is relatively low the velocity of the gas reaching the turbine wheel can be maintained at a level which ensures efficient turbine operation by narrowing the throat width between adjacent vanes. As the throat is narrowed, for any given volume of gas flow, the velocity of the gas passing through the turbine inlet passageway increases. Conversely, when the volume of gas delivered to the turbine is relatively high the velocity of the gas reaching the turbine wheel can be reduced by opening the throat width between vanes. This reduces the back pressure on the engine whilst simultaneously reducing the pressure of the boost charge air delivered to the engine and thus keep it operating in its optimum range with regard to power output, fuel efficiency, or pollutant emissions.

It has recently been recognised that maximising turbine efficiency can lead to operational problems in some applications. For example, if the turbine is to be included in a turbocharger intended for use with an internal combustion engine having an exhaust gas re-circulation (EGR) system, high peak efficiency can be disadvantageous. In an EGR system a portion of the exhaust gas taken from the exhaust manifold is re-introduced into the inlet manifold of the engine for further combustion with a view to reducing engine emissions. With modern highly efficient variable geometry turbine designs the boost pressure at the inlet manifold can often exceed the exhaust gas pressure at the exhaust manifold making the re-introduction of exhaust gas to the inlet manifold problematical, for instance requiring dedicated EGR pumps etc. A high exhaust manifold pressure can be brought about by closing down the nozzles of a swing vane turbine to decrease the throat. However, with a highly efficient turbine this can result in an even higher inlet manifold pressure due to the increase in boost pressure that is generated. This can result in engine cylinder pressures approaching or exceeding acceptable limits.

The efficiency of the turbine varies depending upon the instantaneous running conditions of the turbine, including mass flow, pressure and temperature. In view of the above problems, it has been recognised that under some operating conditions it is beneficial to reduce the efficiency of the turbine, in particular to drive EGR flow. The applicant's European patent application 1353040 addresses this problem in relation to

a variable geometry turbine of the nozzle ring type mentioned above. Specifically, nozzle vanes carried by the moveable nozzle ring are profiled so that peak efficiency is reduced without any significant effect on the efficiency at low flow and maximum flow conditions.

It is an object of the present invention to provide a swing vane variable geometry turbine in which turbine efficiency is tailored to address problems and disadvantages mentioned above.

According to the present invention there is provided a variable geometry turbine comprising:

a turbine housing defining a turbine chamber within which a turbine wheel is mounted for rotation about a turbine axis;

the turbine chamber having a radially extending annular inlet defined between facing annular side walls of the turbine housing, the annular inlet having an axial width defined between said annular side walls;

an annular array of swing vanes mounted within the inlet, each vane having an axial length extending across the inlet between chordal vane edges lying adjacent respective annular side walls of the annular inlet, and a chordal length defined between leading and trailing vane edges extending across the inlet upstream and downstream respectively having regard to direction of flow through the turbine;

means for pivoting each vane about a respective pivot axis extending across the inlet to adjust the effective cross-section area of the annular inlet, each vane being pivotable between a first position in which the area of the inlet is a minimum and a second position in which the area of the inlet is a maximum;

wherein at least one of said annular side walls is configured so that clearance between said side wall and at least a portion of the adjacent chordal edge of each vane varies in a predetermined manner as the vane moves between positions intermediate said first and second vane positions.

Specific embodiments of the present invention will now be described, by way of example only, with reference to the accompanying drawings, in which:

Figure 1 is an axial cross-section through a turbocharger with a fixed geometry turbine which illustrates the basic components of a turbocharger;

Figure 2 is a schematic axial cross-section through part of a conventional swing vane variable geometry turbine;

Figure 3 is a section taken on the line 3-3 of Figure 2 showing an axial view of the swing vane assembly;

Figure 4 schematically illustrates a modification of the swing vane turbine of Figures 2 and 3 and in accordance with a first embodiment of the present invention; and

Figure 5 schematically illustrates a modification of the swing vane turbine of Figures 2 and 3 in accordance with a further embodiment of the present invention.

Figure 1 is an axial cross-section through a typical turbocharger with a fixed geometry turbine which illustrates the basic components of a turbocharger. The turbocharger comprises a turbine 1 joined to a compressor 2 via a central bearing housing 3. The turbine 1 comprises a turbine housing 4 which houses a turbine wheel 5. Similarly, the compressor 2 comprises a compressor housing 6 which houses a compressor wheel 7. The turbine wheel 5 and compressor wheel 7 are mounted on opposite ends of a common turbo shaft 8 which is supported on bearing assemblies 9 within the bearing housing 3.

The turbine housing 4 is provided with an exhaust gas inlet 10 and an exhaust gas outlet 11. The inlet 10 directs incoming exhaust gas to an annular inlet chamber, i.e. volute 12, surrounding the turbine wheel 5 and communicating therewith via a radially extending annular inlet passageway 13. Rotation of the turbine wheel 5 rotates the compressor wheel 7 which draws in air through an axial inlet 14 and delivers compressed air to the engine intake (not shown) via an annular outlet volute 15.

Referring to Figures 2 and 3, these schematically illustrate part of conventional swing vane turbine comprising a turbine wheel 16 rotatable about an axis 17 within a turbine housing having an annular inlet passageway 18 defined between facing annular turbine housing walls 19 and 20 each of which lies in a plane normal to the turbine axis 17. Exhaust gases flow to the turbine wheel 16 from an inlet volute 21 via the inlet passageway 18.

Mounted within the inlet passageway 18 is an annular array of vanes 22 each of which is formed with a respective integral vane axle 23 that projects through the

inlet walls 19 and 20, and one end of which defines a crank 24. An actuator (not shown) may be coupled to a pin 25 mounted on the crank 24 so as to control rotation of the vane 22 on the axle 6. In conventional arrangements the actuator will typically comprise a ring, referred to as a unison ring, rotation of which controls pivoting of all vanes simultaneously. Movement of the unison ring may be controlled by various forms of actuator, including pneumatic and electric actuators. Such details, which are not relevant to an understanding of the present invention, will be well known to the skilled person and will not be described.

In Figure 2 the illustrated vane 22 is shown in a fully open position (i.e. maximum throat width) in which it extends substantially radially. In plan view as shown in Figure 2 each vane 22 is substantially rectangular having an axial length L and a chordal width W . As shown in Figure 2, it is conventional for the vanes 22 to have a length substantially equal to the axial width of the annular inlet passage 18 in order to minimise clearance between vane edges and the housing walls 19 and 20 defining the inlet passageway 18. This is to minimise gas leakage around the edges of the vanes which is detrimental to turbine efficiency.

Referring to Figure 3, this shows two circumferentially adjacent vanes 22, each vane being shown in full line in one position in which the available cross section of the inlet (i.e. throat) is relatively large, and in dotted lines in an alternative position in which the throat is relatively small. The two positions shown in Figure 3 lie somewhere between fully closed and fully open positions. It will be appreciated that the throat will be at a minimum when the vanes are in a closed position, i.e. extending substantially circumferentially, and will be a maximum when the vanes are in a fully open position, i.e. extending substantially radially with respect to the axis of the turbine as shown in Figure 2. As the vanes 22 pivot between the fully open and fully closed positions, the vane edges sweep across radially extending portion of the inlet passageway walls 19 and 20.

In use, the gas flow to the turbine can be optimised for instantaneous operating conditions via appropriate adjustment of the positioning of the vanes 22 as is well known. It is also well known that as the vanes move from the closed position towards the open position there is an increase in efficiency due to inherent characteristics of the turbine. This can lead to problems as mentioned above with efficiency in some

cases becoming too high to drive EGR flow for example. The present invention overcomes this problem by providing an inlet structure designed to reduce turbine efficiency for at least some vane positions, as compared with a conventional arrangement described above.

Referring now to Figure 4, this illustrates a first embodiment of the present invention as a modification of the conventional swing vane turbine assembly illustrated in Figures 2 and 3. Features of Figure 4 corresponding to features of Figures 2 and 3 are identified by the same reference numerals. From this it should be apparent that the illustrated embodiment of the invention differs from that of Figure 2 in that the annular housing walls 19 and 20 defining the annular inlet passageway 18 are radially tapered from a radius close to that of the pivot radius of the vanes 22, so that the axial width of the inlet passage increases with decreasing radius. The tapering is axisymmetric so that the tapering is the same in the region of each vane 22. The effect of this is to vary the clearance between the annular side walls 19 and 18 and adjacent edges of the vanes 22 as they pivot between open and closed positions. That is, with the vanes in a closed position, extending substantially circumferentially, the clearance will be at a minimum and substantially constant along vane edges from the leading edge to the trailing edge of each vane (the leading edge of each vane being the edge extending across the inlet passageway 18 upstream relative to the direction of gas flow through the inlet passageway 18). However, as each vane 22 is pivoted towards an open position, the trailing edge of each vane will begin to sweep across the tapered region of the inlet passageway 18 so that the clearance between the vane and the passageway sidewalls 19 and 20 increases. The effect of this is to reduce the efficiency of the turbine as the vanes move further towards the open position as compared with a conventional turbine in which the clearance remains constant. This arrangement thus avoids the problems outlined above in relation to conventional swing vane turbine designs.

It will be appreciated that the precise effect on the turbine efficiency can be tailored by varying such features as the angle of taper (α) and the radius at which the side walls 19 and 20 begin to taper. For instance, if the tapering begins at a radius smaller than that illustrated in Figure 4, the vanes 22 will have to swing further towards the open position before the tapering begins to affect efficiency. Similarly,

for a given radius at which the taper begins, the angle of taper will effect the maximum clearance between the vane 22 and sidewalls 19 and 20 and thus the maximum effect on efficiency.

Whereas the sidewalls 19 and 20 of Figure 4 taper linearly, it is possible to vary the rate at which efficiency is affected as the vanes swing towards the open position by increasing or decreasing the rate of taper with decreasing radius (so that the tapered portions of the side walls 19 and 20 are curved in axial cross-section). In some cases it may be appropriate for the angle of taper to first increase and then decrease, or vice versa.

It will be appreciated that each of the sidewalls 19 and 20 need not necessarily taper in the same way, for instance side wall 19 could taper at a different angle, and from a different radial starting point, than sidewall 20 depending on the desired effect on the efficiency of the turbine. Similarly, it will be appreciated that it may not be necessary to taper both sidewalls 19 and 20 but that the required reduction in efficiency could in some cases be achieved through tapering only one of the sidewalls 19 and 20, the other extending in a plane normal to the axis of the turbine.

A further embodiment of the present invention is illustrated in Figure 5, again as a modification of the conventional swing vane turbine illustrated in Figures 2 and 3. Figure 5 is an axial view corresponding to the cross-sectional view of Figure 3 and the same reference numerals are used in Figure 5 as in Figure 3 where appropriate. With this embodiment of the invention the inlet passageway walls 19 and 20 are not tapered, but rather each lie in a plane normal to the axis 17 as with the conventional turbine of Figures 2 and 3. However, a varying clearance between vane 22 chordal edges and the inlet passageway side wall 19 is achieved by forming indentations, or pockets, 26 in the side wall 19 across which vanes 22 sweep as they move between open and closed positions. As illustrated in Figure 5, in the fully closed position the trailing edge of each vane 22 is clear of the respective pocket 26. However, as each vane 22 moves towards an open position a point is reached at which the vane 22 begins to sweep across a radially outer extremity of a respective pocket 26 which thereby effectively opens up a leakage path around the portion of the edge of the blade, i.e. increasing the clearance between the vane 22 and the wall 19 along at least a portion of the edge of the vane 22.

The effect on the vane/side wall clearance, and thus turbine efficiency, can be tailored by appropriate positioning and profiling of the pockets 26. For instance, the circumferential width, and axial depth, of a pocket 26 at any given radius will determine the effective increase in clearance between a vane 22 and the side wall 19 for any particular vane position (i.e. determining the effective size of the leakage flow path around the vane edges). Accordingly, any desired effect on turbine efficiency can be achieved through appropriate dimensioning and positioning of the pockets 26. For instance, as shown in Figure 5, the effect on the increase in clearance between each vane 22 and the side wall 19 will initially be a maximum at a relatively closed vane position, decreasing to a minimum as the vane moves to the fully open position. It would be more difficult to achieve the same effect by tapering of the inlet passageway walls as described in relation to the embodiment of Figure 4.

Whereas the embodiment of Figure 5 has pockets 26 formed in one side wall only of the inlet passageway 18, it will appreciated that similar pockets may also be formed in the other side wall 20 and that the pockets formed in each side wall may differ in relative position, dimension and shape to those formed in the other side wall.

Further modifications to the particular embodiments of the invention described above will be readily apparent to the appropriately skilled person

CLAIMS

1. A variable geometry turbine comprising:

a turbine housing defining a turbine chamber within which a turbine wheel is mounted for rotation about a turbine axis;

the turbine chamber having a radially extending annular inlet defined between facing annular side walls of the turbine housing, the annular inlet having an axial width defined between said annular side walls;

an annular array of swing vanes mounted within the inlet, each vane having an axial length extending across the inlet between chordal vane edges lying adjacent respective annular side walls of the annular inlet, and a chordal length defined between leading and trailing vane edges extending across the inlet upstream and downstream respectively having regard to direction of flow through the turbine;

means for pivoting each vane about a respective pivot axis extending across the inlet to adjust the effective cross-section area of the annular inlet, each vane being pivotable between a first position in which the area of the inlet is a minimum and a second position in which the area of the inlet is a maximum;

wherein at least one of said annular side walls is configured so that clearance between said side wall and at least a portion of the adjacent chordal edge of each vane varies in a predetermined manner as the vane moves between positions intermediate said first and second vane positions.

2. A turbine according to claim 1, wherein said at least one annular side wall is configured so that the clearance between the wall and the adjacent chordal edge of each vane is a minimum when each vane is in said first position.

3. A turbine according to claim 1 or claim 2, wherein said at least one annular side wall is configured so that the clearance between the side wall and the adjacent chordal edge of each vane is substantially constant along the vane edge when the vanes are in said first position.

4. A turbine according to any preceding claim, wherein the or each annular side wall is configured so that the axial width of the inlet increases from a minimum width to a maximum width with decreasing radius.
5. A turbine according to claim 4, wherein the rate of increase in axial width of the inlet with decreasing radius varies with decreasing radius.
6. A turbine according to claim 4 or claim 5, wherein the axial width of the inlet increases from a radial position corresponding to the radial position of the trailing edge of each vane when each vane is at a first intermediate position between said first and second positions.
7. A turbine according to anyone of claims 4 to 6, wherein the variation in axial width of the annular inlet begins at a radius smaller than the radial position of the trailing edge of each vane when in said first position.
8. A turbine according to anyone of claims 4 to 7, wherein the or each side wall is axisymmetrically contoured to produce said variation in axial width of the annular inlet.
9. A turbine according to claim 8, wherein the or each annular side wall is axisymmetrically tapered.
10. A turbine according to claim 9, wherein said taper is linear.
11. A turbine according to claim 9, wherein said taper is non-linear.
12. A turbine according to any one of claims 1 to 3, wherein said at least one annular side wall is provided with a respective indentation for each vane, the indentation being formed in a portion of the surface of the annular wall member across which the respective vane sweeps in moving between said first and second positions, the indentation providing a gas leakage path around the adjacent vane

chordal edge when the vane is at positions intermediate said first and second position corresponding to the location of the indentation.

13. A turbine according to claim 12, wherein each indentation has the same size and shape.

14. A turbine according to claim 12 or 13, wherein the width of each indentation in a circumferential direction relative to the axis of the turbine varies with radius relative to the axis of the turbine.

15. A turbine according to any one of claims 12 to 14, wherein the axial depth of each indentation varies with radius relative to the axis of the turbine.

16. A turbine according to any one of claims 12 to 15, wherein each indentation is confined to a radial region of the respective annular side wall defined between the radial position of the trailing edge of each vane when each vane is a first intermediate position between said first and second positions, and an inner radial edge of the respective annular wall member.

17. A turbine according to any one of claims 12 to 16, wherein both of said annular side walls are provided with said indentations.

18. A variable geometry turbine, substantially as hereinbefore described, with reference to accompanying Figures 4 and 5.

ABSTRACT

A variable geometry turbine comprises a turbine housing (4) defining a turbine chamber within which a turbine wheel (16) is mounted for rotation about a turbine axis (17). The turbine chamber has a radially extending annular inlet (18) defined between facing annular side walls (19,20) of the turbine housing, the annular inlet (18) having an axial width defined between the annular side walls (19,20). An annular array of swing vanes (22) is mounted within the inlet (18), each vane (22) having an axial length (L) extending across the inlet (18) between chordal vane edges lying adjacent respective annular side walls of the inlet (18), and a chordal length (W) defined between leading and trailing vane edges extending across the inlet (18). Means (24,25) are provided for pivoting each vane (22) about a respective pivot axis (23) extending across the inlet to adjust the effective cross-section area of the annular inlet. Each vane is pivotable between a first position in which the area of the inlet (18) is a minimum and a second position in which the area of the inlet (18) is a maximum. At least one of said annular side walls (18,19) is configured so that clearance between the side wall and at least a portion of the adjacent chordal edge of each vane (22) varies in a predetermined manner as the vane moves between positions intermediate the first and second vane positions.

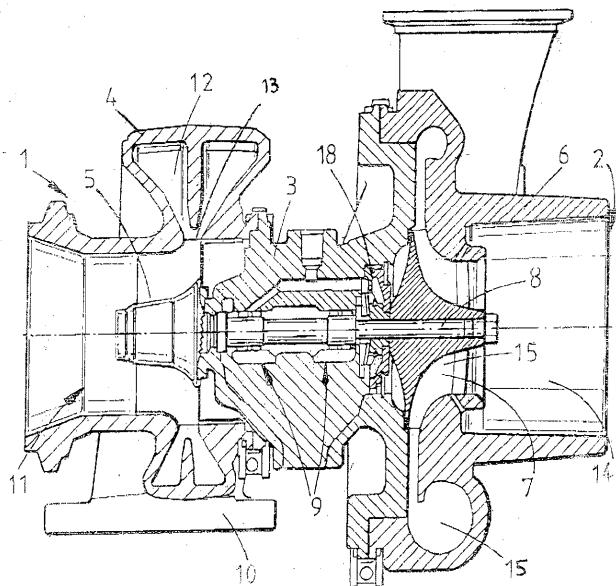


FIG. 1

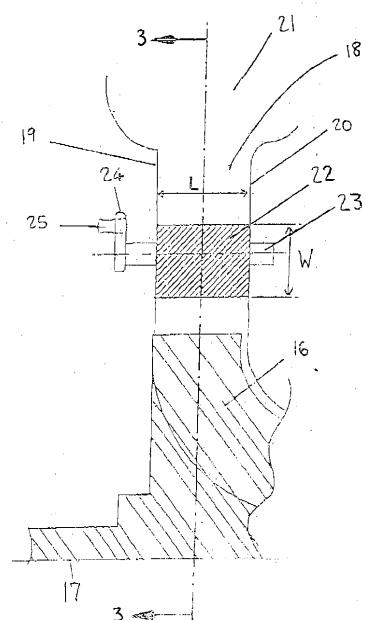


FIG. 2

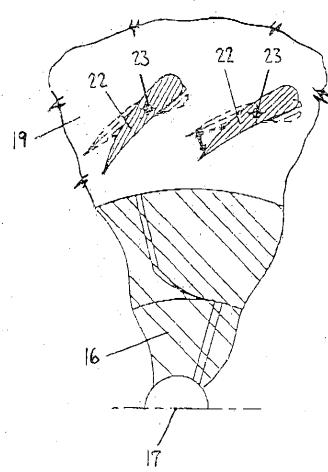


FIG. 3

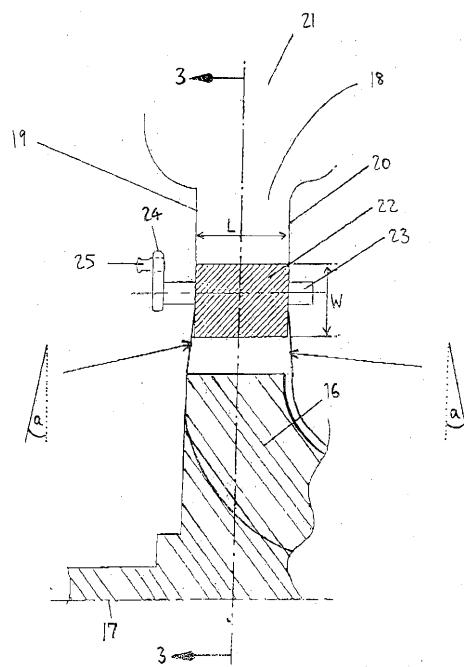


FIG. 4

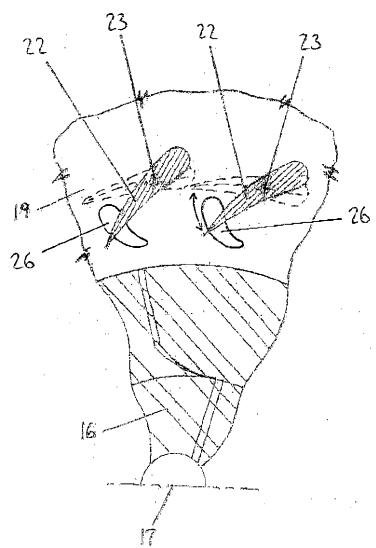


FIG. 5