

【公報種別】特許法第 17 条の 2 の規定による補正の掲載

【部門区分】第 5 部門第 1 区分

【発行日】平成 18 年 12 月 7 日 (2006.12.7)

【公開番号】特開 2001-254601 (P2001-254601A)

【公開日】平成 13 年 9 月 21 日 (2001.9.21)

【出願番号】特願 2000-72438 (P2000-72438)

【国際特許分類】

F 0 1 C 1/344 (2006.01)

F 0 4 B 27/06 (2006.01)

F 0 4 C 18/344 (2006.01)

F 0 4 C 23/00 (2006.01)

【F I】

F 0 1 C 1/344 Z

F 0 4 B 27/06

F 0 4 C 18/344 3 5 1 Z

F 0 4 C 23/00 E

F 0 4 B 29/00

【手続補正書】

【提出日】平成 18 年 10 月 20 日 (2006.10.20)

【手続補正 1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【書類名】明細書

【発明の名称】回転式流体機械

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 少なくとも第 1 エネルギー変換手段および第 2 エネルギー変換手段を備え、

圧力エネルギーを有する作動流体を第 1、第 2 エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第 1、第 2 エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器 (4) として機能することが可能であり、

かつ機械エネルギーを第 1、第 2 エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第 1、第 2 エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械において、

前記第 1 エネルギー変換手段は、ロータチャンバ (14) の内部に回転自在に収容されたロータ (31) に放射状に形成されたシリンダ (39) と、このシリンダ (39) 内を摺動するピストン (41) とから構成され、前記第 2 エネルギー変換手段は、ロータ (31) から放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバ (14) の内周面に摺接するベーン (42) から構成されたことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項 2】 前記第 1 エネルギー変換手段は、ピストン (41) の往復運動と回転軸 (23) の回転運動とを相互に変換すると共に、前記第 2 エネルギー変換手段は、ベーン (42) の円周方向の移動と前記回転軸 (23) の回転運動とを相互に変換することを特徴とする、請求項 1 に記載の回転式流体機械。

【請求項 3】 前記回転軸 (23) はロータ (31) を支持することを特徴とする、請求項 2 に記載の回転式流体機械。

【請求項 4】 膨張器（４）として機能するときは前記第 1 エネルギー変換手段を通過した作動流体の全量が前記第 2 エネルギー変換手段を通過し、圧縮器として機能するときは前記第 2 エネルギー変換手段を通過した作動流体の全量が前記第 1 エネルギー変換手段を通過することを特徴とする、請求項 1 に記載の回転式流体機械。

【請求項 5】 膨張器（４）として機能するときはロータ（３１）の位相が 180°ずれた 2 個所で作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換し、圧縮器として機能するときはロータ（３１）の位相が 180°ずれた 2 個所で機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することを特徴とする、請求項 1 に記載の回転式流体機械。

【請求項 6】 少なくともピストン（４１）に連動するローラ（５９）を設け、このローラ（５９）をロータチャンバ（１４）を区画するケーシング（７）に形成した非円形の環状溝（６０）に係合させることにより、ピストン（４１）の往復運動とロータ（３１）の回転運動とを相互に変換することを特徴とする、請求項 1 に記載の回転式流体機械。

【請求項 7】 少なくともベーン（４２）に連動するローラ（５９）を設け、このローラ（５９）をロータチャンバ（１４）を区画するケーシング（７）に形成した非円形の環状溝（６０）に係合させることにより、ベーン（４２）の外周面とロータチャンバ（１４）の内周面との間隙を規制することを特徴とする、請求項 1 に記載の回転式流体機械。

【請求項 8】 ベーン（４２）およびピストン（４１）に連動するローラ（５９）を設け、このローラ（５９）をロータチャンバ（１４）を区画するケーシング（７）に形成した非円形の環状溝（６０）に係合させることにより、ピストン（４１）の往復運動とロータ（３１）の回転運動とを相互に変換すると共に、ベーン（４２）の外周面とロータチャンバ（１４）の内周面との間隙を規制することを特徴とする、請求項 1 に記載の回転式流体機械。

【請求項 9】 ロータ（３１）の回転軸をロータチャンバ（１４）の中心に一致させたことを特徴とする、請求項 6～請求項 8 の何れか 1 項に記載の回転式流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、膨張器あるいは圧縮器として使用可能な回転式流体機械に関する。

【0002】

【従来の技術】

特開昭 59-41602 号公報には二重マルチベーン型回転機械が記載されている。このものは、楕円形の外側カムリングと楕円形の内側カムリングとの間に円形のベーン支持リングを配置し、このベーン支持リングに半径方向に摺動自在に支持した複数のベーンの外端および内端を、それぞれ外側のカムリングの内周面および内側のカムリングの外周面に当接させたものである。従って、外側カムリングおよび内側カムリングに対してベーン支持リングが相対回転すると、外側カムリングおよびベーン支持リング間でベーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張器あるいは圧縮器として機能し、また内側カムリングおよびベーン支持リング間でベーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張器あるいは圧縮器として機能するようになっている。

【0003】

この二重マルチベーン型回転機械では、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した膨張器として使用したり、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した圧縮器として使用したり、外側および内側の回転機械の一方および他方をそれぞれ膨張器および圧縮器として使用したりすることができる。

【0004】

また特開昭 60-206990 号公報には膨張器あるいは圧縮器として使用可能なベーン型回転機械が記載されている。このものは、同心に配置した円形の外側カムリングと円形の内側カムリングとの間に円形の間シリンダを偏心させて配置し、この中間シリンダに半径方向に摺動自在に支持した複数のベーンの外端および内端を、それぞれ外側のカムリングの内周面および内側のカムリングの外周面に当接させたものである。従って、外側

カムリングおよび内側カムリングに対して中間シリンダが相対回転すると、外側カムリングおよびベーン支持リング間でベーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張器あるいは圧縮器として機能し、また内側カムリングおよびベーン支持リング間でベーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張器あるいは圧縮器として機能するようになっている。

【 0 0 0 5 】

このベーン型回転機械では、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した膨張器として使用したり、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した圧縮器として使用したりできるほか、外側および内側の回転機械の一方を通過した作動流体を他方を通過させることにより、外側および内側の回転機械を直列に接続して２段膨張器あるいは２段圧縮器として作動させることができる。

【 0 0 0 6 】

また特開昭 6 4 - 2 9 6 7 6 号公報にはラジアルプランジャポンプが記載されている。このものは、円形のカムリングの内部に偏心して配置したロータに複数のシリンダを放射状の形成し、これらシリンダに摺動自在に嵌合するプランジャの先端をカムリングに内周面に当接させて往復動させることによりポンプとして作動させるようになっている。

【 0 0 0 7 】

【 発明が解決しようとする課題 】

ところで、前記特開昭 5 9 - 4 1 6 0 2 号公報、特開昭 6 0 - 2 0 6 9 9 0 号公報に開示されたものは半径方向の内外に配置された複数のベーン型回転機械を備えているが、ベーン型回転機械は圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる反面、ベーンの摺動部からの作動流体のリーク量が大きいために高効率化が難しいという問題がある。

【 0 0 0 8 】

また前記特開昭 6 4 - 2 9 6 7 6 号公報に開示されたラジアルプランジャポンプは、シリンダに摺動自在に嵌合するピストンで作動流体の圧縮を行うために作動流体のシール性が高く、高圧の作動流体を用いてもリークによる効率低下を最小限に抑えることができる反面、ピストンの往復運動を回転運動に変換するクランク機構や斜板機構が必要になって構造が複雑化するという問題がある。

【 0 0 0 9 】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、回転式流体機械においてピストン式のものを持つ利点とベーン式のものを持つ利点とを併せ持たせることを目的とする。

【 0 0 1 0 】

【 課題を解決するための手段 】

前記目的を達成するため請求項 1 に記載された発明によれば、少なくとも第 1 エネルギー変換手段および第 2 エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第 1、第 2 エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第 1、第 2 エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第 1、第 2 エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第 1、第 2 エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械において、前記第 1 エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第 2 エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するベーンから構成されたことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【 0 0 1 1 】

上記構成によれば、第 1 エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンと

から構成したので、高圧の作動流体のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するベーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第1エネルギー変換手段とベーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0012】

また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、前記第1エネルギー変換手段は、ピストンの往復運動と回転軸の回転運動とを相互に変換すると共に、前記第2エネルギー変換手段は、ベーンの円周方向の移動と前記回転軸の回転運動とを相互に変換することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0013】

上記構成によれば、第1エネルギー変換手段はピストンの往復運動と回転軸の回転運動とを相互に変換し、第2エネルギー変換手段はベーンの円周方向の移動と前記回転軸の回転運動とを相互に変換するので、回転軸からの外力の入力により第1、第2エネルギー変換手段で流体を圧縮し、また高圧流体の供給により第1、第2エネルギー変換手段で回転軸を駆動することができる。これにより第1、第2エネルギー変換手段で機械エネルギーを統合して出力し、あるいは第1、第2エネルギー変換手段で作動流体の圧力エネルギーを統合して出力することができる。

【0014】

また請求項3に記載された発明によれば、請求項2の構成に加えて、前記回転軸はロータを支持することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0015】

上記構成によれば、回転軸にロータを支持したので、ロータに設けたピストンおよびシリンダ、あるいはベーンにより発生した機械エネルギーを効率的に回転軸に出力することができ、また回転軸に機械エネルギーを入力するだけで、該回転軸に支持したロータに設けたピストンおよびシリンダ、あるいはベーンにより作動流体を効率的に圧縮することができる。

【0016】

また請求項4に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、膨張器として機能するときは前記第1エネルギー変換手段を通過した作動流体の全量が前記第2エネルギー変換手段を通過し、圧縮器として機能するときは前記第2エネルギー変換手段を通過した作動流体の全量が前記第1エネルギー変換手段を通過することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0017】

上記構成によれば、第1、第2エネルギー変換手段を直列に接続し、膨張器として機能するときは、先ず高圧の作動流体を第1エネルギー変換手段を通過させて圧力エネルギーの一部を機械エネルギーに変換し、その結果として圧力の低下した作動流体を更に第2エネルギー変換手段を通過させて圧力エネルギーの残部を機械エネルギーに変換することにより、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに効率的に変換することができる。逆に、圧縮器として機能するときは、機械エネルギーで回転軸を回転させて作動流体を第2エネルギー変換手段で圧縮し、その圧縮された作動流体を第1エネルギー変換手段で更に圧縮することにより、機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに効率的に変換することができる。

【0018】

また請求項5に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、膨張器として機能するときはロータの位相が180°ずれた2個所で作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換し、圧縮器として機能するときはロータの位相が180°ずれた2個所で機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することを特徴とする回転式流体機械が

提案される。

【 0 0 1 9 】

上記構成によれば、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する部分、あるいは機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換する部分がロータの位相が180°ずれた2個所に配置されるので、ロータに加わる荷重が偶力となって該ロータのスムーズな回転が可能になり、しかも吸気タイミングおよび排気タイミングの効率化を図ることができる。

【 0 0 2 0 】

また請求項6に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、少なくともピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ピストンの往復運動とロータの回転運動とを相互に変換することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【 0 0 2 1 】

上記構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、膨張器として機能する場合にはピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、圧縮器として機能する場合にはロータの回転運動をピストンの往復運動に変換することができる。

【 0 0 2 2 】

また請求項7に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、少なくともベーンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ベーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【 0 0 2 3 】

上記構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するベーンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ベーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【 0 0 2 4 】

また請求項8に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、ベーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ピストンの往復運動とロータの回転運動とを相互に変換すると共に、ベーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【 0 0 2 5 】

上記構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するベーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、膨張器として機能する場合にはピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、圧縮器として機能する場合にはロータの回転運動をピストンの往復運動に変換することができる。しかもローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ベーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【 0 0 2 6 】

また請求項9に記載された発明によれば、請求項6～請求項8の何れか1項の構成に加えて、ロータの回転軸をロータチャンバの中心に一致させたことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【 0 0 2 7 】

上記構成によれば、ロータの回転軸がロータチャンバの中心に一致しているので、ロータに偏荷重が加わるのを防止してロータの回転に伴う振動を防止することができる。

【 0 0 2 8 】

尚、実施例の出力軸 2 3 は本発明の回転軸に対応し、実施例のシリンダ部材 3 9 は本発明のシリンダに対応する。

【 0 0 2 9 】

【 発明の実施の形態 】

図 1 において、内燃機関 1 の廃熱回収装置 2 は、内燃機関 1 の廃熱、例えば排気ガスを熱源として、高圧状態の液体、例えば水から温度上昇を図られた高圧状態の蒸気、つまり高温高圧蒸気を発生する蒸発器 3 と、その高温高圧蒸気の膨張によって出力を発生する膨脹器 4 と、その膨脹器 4 から排出される、前記膨脹後の、温度および圧力が低下した蒸気、つまり降温降圧蒸気を液化する凝縮器 5 と、凝縮器 5 からの液体、例えば水を蒸発器 3 に加圧供給する供給ポンプ 6 とを有する。

【 0 0 3 0 】

膨脹器 4 は特殊な構造を有するもので、次のように構成される。

【 0 0 3 1 】

図 2 ~ 図 5 において、ケーシング 7 は金属製第 1、第 2 半体 8, 9 より構成される。両半体 8, 9 は、略楕円形の凹部 1 0 を有する主体 1 1 と、それら主体 1 1 と一体の円形フランジ 1 2 とよりなり、両円形フランジ 1 2 を金属ガスケット 1 3 を介し重ね合わせることで略楕円形のロータチャンバ 1 4 が形成される。また第 1 半体 8 の主体 1 1 外面は、シェル形部材 1 5 の深い鉢形をなす主体 1 6 により覆われており、その主体 1 6 と一体の円形フランジ 1 7 が第 1 半体 8 の円形フランジ 1 2 にガスケット 1 8 を介して重ね合わせられ、3 つの円形フランジ 1 2, 1 2, 1 7 は、それらの円周方向複数箇所においてボルト 1 9 によって締結される。これにより、シェル形部材 1 5 および第 1 半体 8 の両主体 1 1, 1 6 間には中継チャンバ 2 0 が形成される。

【 0 0 3 2 】

両半体 8, 9 の主体 1 1 は、それらの外面に外方へ突出する中空軸受筒 2 1, 2 2 を有し、それら中空軸受筒 2 1, 2 2 に、ロータチャンバ 1 4 を貫通する中空の出力軸 2 3 の大径部 2 4 が軸受メタル（または樹脂製軸受）2 5 を介して回転可能に支持される。これにより出力軸 2 3 の軸線 L は略楕円形をなすロータチャンバ 1 4 における長径と短径との交点を通る。また出力軸 2 3 の小径部 2 6 は、第 2 半体 9 の中空軸受筒 2 2 に存する孔部 2 7 から外部に突出して伝動軸 2 8 とスプライン結合 2 9 を介して連結される。小径部 2 6 および孔部 2 7 間は 2 つのシールリング 3 0 によりシールされる。

【 0 0 3 3 】

ロータチャンバ 1 4 内に円形のロータ 3 1 が収容され、その中心の軸取付孔 3 2 と出力軸 2 3 の大径部 2 4 とが嵌合関係にあって、両者 3 1, 2 4 間にはかみ合い結合部 3 3 が設けられている。これによりロータ 3 1 の回転軸線は出力軸 2 3 の軸線 L と合致するので、その回転軸線の符号として「L」を共用する。

【 0 0 3 4 】

ロータ 3 1 に、その回転軸線 L を中心に軸取付孔 3 2 から放射状に延びる複数、この実施例では 1 2 個のスロット状空間 3 4 が円周上等間隔に形成されている。各空間 3 4 は、円周方向幅が狭く、且つロータ 3 1 の両端面 3 5 および外周面 3 6 に一連に開口するように、両端面 3 5 に直交する仮想平面内において略 U 字形をなす。

【 0 0 3 5 】

各スロット状空間 3 4 内に、同一構造の第 1 ~ 第 1 2 ペーンピストンユニット U 1 ~ U 1 2 が、次のように放射方向に往復動自在に装着される。略 U 字形の空間 3 4 において、その内周側を区画する部分 3 7 に段付孔 3 8 が形成され、その段付孔 3 8 に、セラミック（またはカーボン）よりなる段付形シリンダ部材 3 9 が嵌入される。シリンダ部材 3 9 の小径部 a 端面は出力軸 2 3 の大径部 2 4 外周面に当接し、その小径孔 b が大径部 2 4 外周面に開口する通孔 c に連通する。またシリンダ部材 3 9 の外側に、その部材 3 9 と同軸上

に位置するようにガイド筒 40 が配置される。そのガイド筒 40 の外端部は、ロータ 31 外周面に存する空間 34 の開口部に係止され、また内端部は段付孔 38 の大径孔 d に嵌入されてシリンダ部材 39 に当接する。またガイド筒 40 は、その外端部から内端部近傍まで相対向して延びる一対の長溝 e を有し、両長溝 e は空間 34 に面する。シリンダ部材 39 の大径シリンダ孔 f 内にセラミックよりなるピストン 41 が摺動自在に嵌合され、そのピストン 41 の先端部側は常時ガイド筒 40 内に位置する。

【0036】

図 2 および図 6 に示すように、ロータ 31 の回転軸線 L を含む仮想平面 A 内におけるロータチャンバ 14 の断面 B は、直径 g を相互に対向させた一対の半円形断面部 B1 と、両半円形断面部 B1 の両直径 g の一方の対向端相互および他方の対向端相互をそれぞれ結んで形成される四角形断面部 B2 とよりなり、略競技用トラック形をなす。図 6 において、実線示の部分が長径を含む最大断面を示し、一方、一部を 2 点鎖線で示した部分が短径を含む最小断面を示す。ロータ 31 は、図 6 に点線で示したように、ロータチャンバ 14 の短径を含む最小断面よりも若干小さな断面 D を有する。

【0037】

図 2 および図 7 ~ 図 10 に明示するように、ベーン 42 は略 U 字板形（馬蹄形）をなすベーン本体 43 と、そのベーン本体 43 に装着された略 U 字板形をなすシール部材 44 と、ベーンスプリング 58 とより構成される。

【0038】

ベーン本体 43 は、ロータチャンバ 14 の半円形断面部 B1 による内周面 45 に対応した半円弧状部 46 と、四角形断面部 B2 による対向内端面 47 に対応した一対の平行部 48 とを有する。各平行部 48 の端部側にコ字形の切欠き 49 と、それらの底面に開口する四角形の盲孔 50 と、各切欠き 49 よりも、さらに端部側に在って外方へ突出する短軸 51 とが設けられる。また半円弧状部 46 および両平行部 48 の外周部分に、外方に向って開口する U 字溝 52 が一連に形成され、その U 字溝 52 の両端部は両切欠き 49 にそれぞれ連通する。さらに半円弧状部 46 の両平面部分にそれぞれ欠円形断面の一対の突条 53 が設けられている。両突条 53 は、それらによる仮想円柱の軸線 L1 が、両平行部 48 間の間隔を 2 等分し、且つ半円弧状部 46 を周方向に 2 等分する直線に一致するように配置されている。また両突条 53 の内端部は両平行部 48 間の空間に僅か突出している。

【0039】

シール部材 44 は、例えば PTFE より構成されたもので、ロータチャンバ 14 の半円形断面部 B1 による内周面 45 を摺動する半円弧状部 55 と、四角形断面部 B2 による対向内端面 47 を摺動する一対の平行部 56 とを有する。また半円弧状部 55 の内周面側に一対の弾性爪 57 が、内方へ反るように設けられている。

【0040】

ベーン本体 43 の U 字溝 52 にシール部材 44 が装着され、また各盲孔 50 にベーンスプリング 58 が嵌め込まれ、さらに各短軸 51 にボールベアリング構造のローラ 59 が取付けられる。各ベーン 42 はロータ 31 の各スロット状空間 34 に摺動自在に収められており、その際、ベーン本体 43 の両突条 53 はガイド筒 40 内に、また両突条 53 の両側部分はガイド筒 40 の両長溝 e 内にそれぞれ位置し、これにより両突条 53 の内端面がピストン 41 の外端面と当接することができる。両ローラ 59 は第 1、第 2 半体 8, 9 の対向内端面 47 に形成された略楕円形の環状溝 60 にそれぞれ転動自在に係合される。これら環状溝 60 およびロータチャンバ 14 間の距離はそれらの全周に亘り一定である。またピストン 41 の前進運動をベーン 42 を介してローラ 59 と環状溝 60 との係合によりロータ 31 の回転運動に変換する。

【0041】

このローラ 59 と環状溝 60 との協働で、図 5 に明示するように、ベーン本体 43 の半円弧状部 46 における半円弧状先端面 61 はロータチャンバ 14 の内周面 45 から、また両平行部 48 はロータチャンバ 14 の対向内端面 47 からそれぞれ常時離間し、これによりフリクションロスの軽減が図られている。そして、2 条一対で構成されている環状溝 6

0により軌道を規制されるため、左右の軌道誤差によりローラ59を介してベーン42は軸方向に微小変位角の回転を生じ、ロータチャンバ14の内周面45との接触圧力を増大させる。このとき、略U字板形(馬蹄形)をなすベーン本体43では、方形(長方形)ベーンに比べてケーシング7との接触部の径方向長さが短いので、その変位量を大幅に小さくできる。また図2に明示するように、シール部材44において、その両平行部56は各ベーンスプリング58の弾発力によりロータチャンバ14の対向内端面47に密着し、特に両平行部56の端部とベーン42間を通しての環状溝60へのシール作用を行う。また半円弧状部55は、両弾性爪57がベーン本体43およびロータチャンバ14内の内周面45間で押圧されることによって、その内周面45に密着する。即ち、方形(長方形)ベーンに対し略U字板形のベーン42の方が変曲点を持たないので、密着が良好となる。方形ベーンは角部があり、シール性維持は困難となる。これによりベーン42およびロータチャンバ14間のシール性が良好となる。さらに熱膨脹にともない、ベーン42とロータチャンバ14は変形する。このとき方形ベーンに対し略U字形のベーン42は、より均一に相似形を持って変形するため、ベーン42とロータチャンバ14とのクリアランスのバラツキが少なく、シール性も良好に維持可能となる。

【0042】

ベーン本体43とロータチャンバ14の内周面との間のシール作用は、シール部材44自体のばね力と、シール部材44自体に作用する遠心力と、高圧側のロータチャンバ14からベーン本体43のU字溝52に浸入した蒸気がシール部材44を押し上げる蒸気圧とにより発生する。このように、前記シール作用は、ロータ31の回転数に応じてベーン本体43に作用する過度の遠心力の影響を受けないので、シール面圧はベーン本体43に加わる遠心力に依存せず、常に良好なシール性と低フリクション性とを両立させることができる。

【0043】

図2および図3において、出力軸23の大径部24は第2半体9の軸受メタル25に支持された厚肉部分62と、その厚肉部分62から延びて第1半体8の軸受メタル25に支持された薄肉部分63とを有する。その薄肉部分63内にセラミック(または金属)よりなる中空軸64が、出力軸23と一体に回転し得るように嵌着される。その中空軸64の内側に固定軸65が配置され、その固定軸65は、ロータ31の軸線方向厚さ内に収まるように中空軸64に嵌合された大径中実部66と、出力軸23の厚肉部分62に存する孔部67に2つのシールリング68を介して嵌合された小径中実部69と、大径中実部66から延びて中空軸64内に嵌合された薄肉の中空部70とよりなる。その中空部70の端部外周面と第1半体8の中空軸受筒21内周面との間にシールリング71が介在される。

【0044】

シェル形部材15の主体16において、その中心部内面に、出力軸23と同軸上に在る中空筒体72の端壁73がシールリング74を介して取付けられる。その端壁73の外周部から内方へ延びる短い外筒部75の内端側は第1半体8の中空軸受筒21に連結筒76を介して連結される。端壁73に、それを貫通するように小径で、且つ長い内管部77が設けられ、その内管部77の内端側は、そこから突出する短い中空接続管78と共に固定軸65の大径中実部66に存する段付孔hに嵌着される。内管部77の外端部分はシェル形部材15の孔部79から外方へ突出し、その外端部分から内管部77内に挿通された第1の高温高圧蒸気用導入管80の内端側が中空接続管78内に嵌着される。内管部77の外端部分にはキャップ部材81が螺着され、そのキャップ部材81によって、導入管80を保持するホルダ筒82のフランジ83が内管部77の外端面にシールリング84を介して圧着される。

【0045】

図2～図4および図11に示すように、固定軸65の大径中実部66に、第1～第12ベーンピストンユニットU1～U12のシリンダ部材39に、中空軸64および出力軸23に一連に形成された複数、この実施例では12個の通孔cを介して高温高圧蒸気を供給し、またシリンダ部材39から膨脹後の第1の降温降圧蒸気を通孔cを介して排出する回

転バルブVが次のように設けられている。

【0046】

図11には膨張器4の各シリンダ部材39に所定のタイミングで蒸気を供給・排出する回転バルブVの構造が示される。大径中実部66において、中空接続管78に連通する空間85から互に反対方向に延びる第1、第2孔部86, 87が形成され、第1、第2孔部86, 87は大径中実部66の外周面に開口する第1、第2凹部88, 89の底面に開口する。第1、第2凹部88, 89に、供給口90, 91を有するカーボン製第1、第2シールブロック92, 93が装着され、それらの外周面は中空軸64内周面に摺擦する。第1、第2孔部86, 87内には同軸上に在る短い第1、第2供給管94, 95が遊挿され、第1、第2供給管94, 95の先端側外周面に嵌合した第1、第2シール筒96, 97のテーパ外周面i, jが第1、第2シールブロック92, 93の供給口90, 91よりも内側に在ってそれに連なるテーパ孔k, m内周面に嵌合する。また大径中実部66に、第1、第2供給管94, 95を囲繞する第1、第2環状凹部n, oと、それに隣接する第1、第2盲孔状凹部p, qとが第1、第2シールブロック92, 93に臨むように形成され、第1、第2環状凹部n, oには一端側を第1、第2シール筒96, 97外周面に嵌着した第1、第2ベローズ状弾性体98, 99が、また第1、第2盲孔状凹部p, qには第1、第2コイルスプリング100, 101がそれぞれ収められ、第1、第2ベローズ状弾性体98, 99および第1、第2コイルスプリング100, 101の弾発力で第1、第2シールブロック92, 93を中空軸64内周面に押圧する。

【0047】

また大径中実部66において、第1コイルスプリング100および第2ベローズ状弾性体99間ならび第2コイルスプリング101および第1ベローズ状弾性体98間に、常時2つの通孔cに連通する第1、第2凹状排出部102, 103と、それら排出部102, 103から導入管80と平行に延びて固定軸65の中空部r内に開口する第1、第2排出孔104, 105とが形成されている。

【0048】

これら第1シールブロック92と第2シールブロック93といったように、同種部材であって、「第1」の文字を付されたものと「第2」の文字を付されたものとは、固定軸65の軸線に関して点対称の関係にある。

【0049】

固定軸65の中空部r内および中空筒体72の外筒部75内は第1の降温降压蒸気の通路sであり、その通路sは、外筒部75の周壁を貫通する複数の通孔tを介して中継チャンバ20に連通する。

【0050】

図2および図5に示すように、第1半体8の主体11外周部において、ロータチャンバ14の短径の両端部近傍に、半径方向に並ぶ複数の導入孔106よりなる第1、第2導入孔群107, 108が形成され、中継チャンバ20内の第1の降温降压蒸気がそれら導入孔群107, 108を経てロータチャンバ14内に導入される。また第2半体9の主体11外周部において、ロータチャンバ14の長径の一端部と第2導入孔群108との間に、半径方向および周方向に並ぶ複数の導出孔109よりなる第1導出孔群110が形成され、また長径の他端部と第1導入孔群107との間に、半径方向および周方向に並ぶ複数の導出孔109よりなる第2導出孔群111が形成される。これら第1、第2導出孔群110, 111からは、相隣る両ベーン42間での膨脹により、さらに温度および圧力が降下した第2の降温降压蒸気が外部に排出される。

【0051】

出力軸23等は水により潤滑されるようになっており、その潤滑水路は次のように構成される。即ち、図2および図3に示すように第2半体9の中空軸受筒22に形成された給水孔112に給水管113が接続される。給水孔112は、第2半体9側の軸受メタル25が臨むハウジング114に、またそのハウジング114は出力軸23の厚肉部分62に形成された通水孔uに、さらにその通水孔uは中空軸64の外周面母線方向に延びる複数

の通水溝 v (図 1 1 も参照) に、さらにまた各通水溝 v は第 2 半体 8 側の軸受メタル 2 5 が臨むハウジング 1 1 5 にそれぞれ連通する。また出力軸 2 3 の厚肉部分 6 2 内端面に、通水孔 u と、中空軸 6 4 および固定軸 6 5 の大径中実部 6 6 間の摺動部分とを連通する環状凹部 w が設けられている。

【 0 0 5 2 】

これにより、各軸受メタル 2 5 および出力軸 2 3 間ならびに中空軸 6 4 および固定軸 6 5 間が水により潤滑され、また両軸受メタル 2 5 および出力軸 2 3 間の間隙からロータチャンバ 1 4 内に進入した水によって、ケーシング 7 と、シール部材 4 4 および各ローラ 5 9 との間の潤滑が行われる。

【 0 0 5 3 】

図 4 において、ロータ 3 1 の回転軸線 L に関して点対称の関係にある第 1 および第 7 ペーンピストンユニット U 1 , U 7 は同様の動作を行う。これは、点対称の関係にある第 2 、第 8 ペーンピストンユニット U 2 , U 8 等についても同じである。

【 0 0 5 4 】

例えば、図 1 1 も参照して、第 1 供給管 9 4 の軸線がロータチャンバ 1 4 の短径位置 E よりも図 4 において反時計方向側に僅かずれており、また第 1 ペーンピストンユニット U 1 が前記短径位置 E に在って、その大径シリンダ孔 f には高温高圧蒸気は供給されておらず、したがってピストン 4 1 およびペーン 4 2 は後退位置に在るとする。

【 0 0 5 5 】

この状態からロータ 3 1 を僅かに、図 4 反時計方向に回転させると、第 1 シールブロック 9 2 の供給口 9 0 と通孔 c とが連通して導入管 8 0 からの高温高圧蒸気が小径孔 b を通じて大径シリンダ孔 f に導入される。これによりピストン 4 1 が前進し、その前進運動はペーン 4 2 がロータチャンバ 1 4 の長径位置 F 側へ摺動することによって、ペーン 4 2 を介して該ペーン 4 2 と一体のローラ 5 9 と環状溝 6 0 との係合によりロータ 3 1 の回転運動に変換される。通孔 c が供給口 9 0 からずれると、高温高圧蒸気は大径シリンダ孔 f 内で膨脹してピストン 4 1 をなおも前進させ、これによりロータ 3 1 の回転が続行される。この高温高圧蒸気の膨脹は第 1 ペーンピストンユニット U 1 がロータチャンバ 1 4 の長径位置 F に至ると終了する。その後は、ロータ 3 1 の回転に伴い大径シリンダ孔 f 内の第 1 の降温降圧蒸気は、ペーン 4 2 によりピストン 4 1 が後退させられることによって、小径孔 b 、通孔 c 、第 1 凹状排出部 1 0 2 、第 1 排出孔 1 0 4 、通路 s (図 3 参照) および各通孔 t を経て中継チャンバ 2 0 に排出され、次いで図 2 および図 5 に示すように、第 1 導入孔群 1 0 7 を通じてロータチャンバ 1 4 内に導入され、相隣る両ペーン 4 2 間でさらに膨脹してロータ 3 1 を回転させ、その後第 2 の降温降圧蒸気が第 1 導出孔群 1 1 0 より外部に排出される。

【 0 0 5 6 】

このように、高温高圧蒸気の膨脹によりピストン 4 1 を作動させてペーン 4 2 を介しロータ 3 1 を回転させ、また高温高圧蒸気の圧力降下による降温降圧蒸気の膨脹によりペーン 4 2 を介しロータ 3 1 を回転させることによって出力軸 2 3 より出力が得られる。

【 0 0 5 7 】

尚、実施例以外にも、ピストン 4 1 の前進運動をロータ 3 1 の回転運動に変換する構成として、ペーン 4 2 を介さず、ピストン 4 1 の前進運動を直接ローラ 5 9 で受け、環状溝 6 0 との係合で回転運動に変換することもできる。またペーン 4 2 もローラ 5 9 と環状溝 6 0 との協働により、前述の如くロータチャンバ 1 4 の内周面 4 5 および対向内端面 4 7 から略一定間隔で常時離間していればよく、ピストン 4 1 とローラ 5 9 、およびペーン 4 2 とローラ 5 9 との各々が格別に環状溝 6 0 と協働しても良い。

【 0 0 5 8 】

前記膨脹器 4 を圧縮機として使用する場合には、出力軸 2 3 によりロータ 3 1 を図 4 時計方向に回転させて、ペーン 4 2 により、流体としての外気を第 1 、第 2 導出孔群 1 1 0 , 1 1 1 からロータチャンバ 1 4 内に吸込み、このようにして得られた低圧縮空気を第 1 、第 2 導入孔群 1 0 7 , 1 0 8 から中継チャンバ 2 0 、各通孔 t 、通路 s 、第 1 、第 2 排

出孔 104, 105、第 1、第 2 凹状排出部 102, 103、通孔 c を経て大径シリンダ孔 f に供給し、またベーン 42 によりピストン 41 を作動させて低圧空気を高圧空気に変換し、その高圧空気を通孔 c、供給口 90, 91、および第 1、第 2 供給管 94, 95 を経て導入管 80 に導入するものである。

【0059】

以上説明した膨張器 4 では、シリンダ部材 39 およびピストン 41 から構成される第 1 エネルギー変換手段と、ベーン 42 から構成される第 2 エネルギー変換手段とが共通のロータ 31 に設けられており、直列に接続された第 1、第 2 エネルギー変換手段の協働により高温高圧蒸気のエネルギーを機械エネルギーとして出力軸 23 に取り出すようになっている。従って、第 1 エネルギー変換手段が出力する機械エネルギーと第 2 エネルギー変換手段が出力する機械エネルギーとをロータ 31 を介して自動的に統合することができ、ギヤ等の動力伝達手段を有する特別のエネルギー統合手段が不要となる。

【0060】

第 1 エネルギー変換手段は作動流体のシールが容易でリークが発生し難いシリンダ 39 およびピストン 41 の組み合わせからなるため、高温高圧蒸気のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。一方、第 2 エネルギー変換手段はロータ 31 に放射方向移動自在に支持したベーン 42 からなるため、ベーン 42 に加わる蒸気圧が直接ロータ 31 の回転運動に変換され、往復運動を回転運動に変換するための特別の変換機構が不要になって構造が簡略化される。しかも低圧で大流量の蒸気を効果的に機械エネルギーに変換し得る第 2 エネルギー変換手段を第 1 エネルギー変換手段の外周を囲むように配置したので、膨張器 4 全体の寸法をコンパクト化することができる。

【0061】

シリンダ 39 およびピストン 41 よりなる第 1 エネルギー変換手段は高温高圧蒸気を作動流体とした場合に圧力エネルギーおよび機械エネルギー間の変換効率が高く、またベーン 42 よりなる第 2 エネルギー変換手段は比較的到低温低圧の蒸気を作動流体とした場合でも圧力エネルギーおよび機械エネルギー間の変換効率が高いという特性を有している。従って、第 1、第 2 エネルギー変換手段を直列に接続し、先ず高温高圧蒸気を第 1 エネルギー変換手段を通過させて機械エネルギーに変換し、その結果として圧力の低下した第 1 の降温降圧蒸気を第 2 エネルギー変換手段を通過させて再度機械エネルギーに変換することにより、当初の高温高圧蒸気に含まれるエネルギーを余すところ無く有効に機械エネルギーに変換することができる。

【0062】

尚、本実施例の膨張器 4 を圧縮器として使用する場合でも、外部からの機械エネルギーでロータ 31 を回転させてロータチャンバ 14 に吸入した空気を、比較的到低温低圧の作動流体でも有効に作動する第 2 エネルギー変換手段で圧縮して昇温させ、その圧縮・昇温した空気を、比較的に高温高圧の作動流体により有効に作動する第 1 エネルギー変換手段で更に圧縮して昇温させることにより、機械エネルギーを圧縮空気の圧力エネルギー（熱エネルギー）に効率的に変換することができる。而して、シリンダ 39 およびピストン 41 よりなる第 1 エネルギー変換手段とベーン 42 よりなる第 2 エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0063】

またロータ 31 の回転軸線 L（つまり出力軸 23 の回転軸線 L）がロータチャンバ 14 の中心に一致しており、かつ図 4 および図 5 でロータ 31 を上下左右に 90°ずつ 4 分割したとき、回転軸線 L に対して点対称な右上の四半部と左下の四半部とで圧力エネルギーから機械エネルギーへの変換が行われるため、ロータ 31 に偏荷重が加わるのを防止して振動の発生を抑えることができる。即ち、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する部分、あるいは機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換する部分が、ロータ 31 の回転軸線 L を中心として 180°ずれた 2 個所に配置されるので、ロータ 31 に加わる荷重が偶力となってスムーズな回転が可能になり、しかも吸気タイミングおよ

び排気タイミングの効率化を図ることができる。

【0064】

而して、本実施例では内燃機関1の排気ガスの熱エネルギーで水を加熱して高温高压蒸気を発生する蒸発器3と、蒸発器3から供給された高温高压蒸気を一定トルクの軸出力に変換する膨張器4と、膨張器4が排出した降温降圧蒸気を液化する凝縮器5と、凝縮器5で液化された水を蒸発器3に供給する供給ポンプ6とから構成されるランキンサイクルにおいて、その膨張器4として容積型のものを採用している。この容積型の膨張器4は、タービンのような非容積型の膨張器に比べて、低速から高速までの広い回転数領域において高い効率でエネルギー回収を行うことが可能であるばかりか、内燃機関1の回転数の増減に伴う排気ガスの熱エネルギーの変化（排気ガスの温度変化や流量変化）に対する追従性や応答性にも優れている。しかも膨張器4を、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段と、ベーン42から構成される第2エネルギー変換手段とを直列に接続して半径方向内外に配置した二重膨張型としたので、膨張器4を小型軽量化してスペース効率の向上を図りながらランキンサイクルによる熱エネルギーの回収効率を更に向上させることができる。

【0065】

以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【0066】

例えば、実施例では回転式流体機械として膨張器4を例示したが、本発明は圧縮器としても適用することができる。

【0067】

また実施例の膨張器4では、先ず第1エネルギー変換手段であるシリンダ部材39およびピストン41に高温高压蒸気を供給した後に、それが降温降圧した第1の降温降圧蒸気を第2エネルギー変換手段であるベーン42に供給しているが、例えば、図2で示す第1エネルギー変換手段からの第1の降温降圧蒸気を排出する通孔tと、中継チャンバ20とを連通または非連通とし、更に中継チャンバ20にシェル型部材16を介して第2エネルギー変換手段に独立して蒸気を個別に供給可能とする手段を構成することにより、第1、第2エネルギー変換手段にそれぞれ温度および圧力の異なる蒸気を個別に供給しても良い。更に、第1、第2エネルギー変換手段のそれぞれ温度および圧力の異なる蒸気を個別に供給すると共に、第1エネルギー変換手段を通過して降温降圧した蒸気を更に第2エネルギー変換手段に供給しても良い。

【0068】

【発明の効果】

以上のように請求項1に記載された発明によれば、第1エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成したので、高压の作動流体のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するベーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第1エネルギー変換手段とベーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0069】

また請求項2に記載された発明によれば、第1エネルギー変換手段はピストンの往復運動と回転軸の回転運動とを相互に変換し、第2エネルギー変換手段はベーンの円周方向の移動と前記回転軸の回転運動とを相互に変換するので、回転軸からの外力の入力により第1、第2エネルギー変換手段で流体を圧縮し、また高压流体の供給により第1、第2エネルギー変換手段で回転軸を駆動することができる。これにより第1、第2エネルギー変換

手段で機械エネルギーを統合して出力し、あるいは第 1、第 2 エネルギー変換手段で作動流体の圧力エネルギーを統合して出力することができる。

【 0 0 7 0 】

また請求項 3 に記載された発明によれば、回転軸にロータを支持したので、ロータに設けたピストンおよびシリンダ、あるいはベーンにより発生した機械エネルギーを効率的に回転軸に出力することができ、また回転軸に機械エネルギーを入力するだけで、該回転軸に支持したロータに設けたピストンおよびシリンダ、あるいはベーンにより作動流体を効率的に圧縮することができる。

【 0 0 7 1 】

また請求項 4 に記載された発明によれば、第 1、第 2 エネルギー変換手段を直列に接続し、膨張器として機能するときは、先ず高压の作動流体を第 1 エネルギー変換手段を通過させて圧力エネルギーの一部を機械エネルギーに変換し、その結果として圧力の低下した作動流体を更に第 2 エネルギー変換手段を通過させて圧力エネルギーの残部を機械エネルギーに変換することにより、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに効率的に変換することができる。逆に、圧縮器として機能するときは、機械エネルギーで回転軸を回転させて作動流体を第 2 エネルギー変換手段で圧縮し、その圧縮された作動流体を第 1 エネルギー変換手段で更に圧縮することにより、機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに効率的に変換することができる。

【 0 0 7 2 】

また請求項 5 に記載された発明によれば、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する部分、あるいは機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換する部分がロータの位相が 180° ずれた 2 個所に配置されるので、ロータに加わる荷重が偶力となって該ロータのスムーズな回転が可能になり、しかも吸気タイミングおよび排気タイミングの効率化を図ることができる。

【 0 0 7 3 】

また請求項 6 に記載された発明によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、膨張器として機能する場合にはピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、圧縮器として機能する場合にはロータの回転運動をピストンの往復運動に変換することができる。

【 0 0 7 4 】

また請求項 7 に記載された発明によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するベーンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ベーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【 0 0 7 5 】

また請求項 8 に記載された発明によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するベーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、膨張器として機能する場合にはピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、圧縮器として機能する場合にはロータの回転運動をピストンの往復運動に変換することができる。しかもローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ベーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【 0 0 7 6 】

また請求項 9 に記載された発明によれば、ロータの回転軸がロータチャンバの中心に一致しているので、ロータに偏荷重が加わるのを防止してロータの回転に伴う振動を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

内燃機関の廃熱回収装置の概略図

【図 2】

図 5 の 2 - 2 線断面図に相当する膨脹器の縦断面図

【図 3】

図 2 の回転軸線周りの拡大断面図

【図 4】

図 2 の 4 - 4 線断面図

【図 5】

要部を拡大した図 2 の 5 - 5 線断面図

【図 6】

ロータチャンバおよびロータの断面形状を示す説明図

【図 7】

ペーン本体の正面図

【図 8】

ペーン本体の側面図

【図 9】

図 7 の 9 - 9 線断面図

【図 10】

シール部材の正面図

【図 11】

図 4 の回転軸線周りの拡大図

【符号の説明】

<u>7</u>	<u>ケーシング</u>
4	膨脹器
1 4	ロータチャンバ
2 3	出力軸（回転軸）
3 1	ロータ
3 9	シリンダ部材（シリンダ）
4 1	ピストン
4 2	ペーン
<u>5 9</u>	<u>ローラ</u>
<u>6 0</u>	<u>環状溝</u>