

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6957833号
(P6957833)

(45) 発行日 令和3年11月2日(2021.11.2)

(24) 登録日 令和3年10月11日(2021.10.11)

(51) Int.Cl.	F I
FO1D 1/06 (2006.01)	FO1D 1/06
FO4D 29/44 (2006.01)	FO4D 29/44 S
	FO4D 29/44 X

請求項の数 13 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2018-550839 (P2018-550839)	(73) 特許権者	520200779
(86) (22) 出願日	平成29年3月29日 (2017. 3. 29)		エクセルギー インターナショナル エス . アール. エル.
(65) 公表番号	特表2019-513200 (P2019-513200A)		イタリア, オルジャーテ オローナ (
(43) 公表日	令和1年5月23日 (2019. 5. 23)		ヴァレーゼ), 21057, ヴィア
(86) 国際出願番号	PCT/IB2017/051783		サンタ リタ, 14
(87) 国際公開番号	W02017/168334	(74) 代理人	100107456
(87) 国際公開日	平成29年10月5日 (2017. 10. 5)		弁理士 池田 成人
審査請求日	令和2年3月26日 (2020. 3. 26)	(74) 代理人	100162352
(31) 優先権主張番号	102016000032690		弁理士 酒巻 順一郎
(32) 優先日	平成28年3月30日 (2016. 3. 30)	(74) 代理人	100123995
(33) 優先権主張国・地域又は機関	イタリア (IT)		弁理士 野田 雅一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 軸方向推力補償付きラジアルターボ機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

軸方向推力補償付きラジアルターボ機械であって、
 固定ケーシング(3)と、
 中心軸(X-X)の周りで前記固定ケーシング(3)内に配置された複数の同心の主要羽根付きリング(9', 9'', 9''', 9'''')と、
 前記中心軸(X-X)の周りで前記固定ケーシング(3)内に配置された複数の同心の補助羽根付きリング(15', 15'', 15''')と、
 を備え、
 前記補助羽根付きリング(15', 15'', 15''')は、前記主要羽根付きリング(9', 9'', 9''', 9'''')と径方向で交互にされ、
 前記主要羽根付きリング(9', 9'', 9''', 9'''')の羽根(19)および前記補助羽根付きリング(15', 15'', 15''')の羽根(19)は、作動流体の為に径方向通路(16)を区切り、
 ロータディスク(6, 6')および前記ロータディスク(6, 6')と一体の回転シャフト(4, 4', 4'')を備える少なくとも一つのロータ(2, 2')は、前記固定ケーシング(3)内で前記中心軸(X-X)の周りを回転可能であり、前面(7, 7)で、前記主要羽根付きリング(9', 9'', 9''', 9'''')を担持し、
 前記主要羽根付きリング(9', 9'', 9''', 9'''')および補助羽根付きリング(15', 15'', 15''')は、異なる圧力において、複数の同心の前方主要チャンバ(30

10

20

、33、35、36)をロータディスク(6、6')で区切り、

前記同心の前方主要チャンバ(30、33、35、36)は、前記ロータディスク(6、6')の前方領域(A_{1f}、A_{2f}、A_{3f})によって区切られ、

複数の同心後方環状主要チャンバ(41'、41''、41'''、41''''')は、各々が、前記前方主要チャンバ(30、33、35、36)と同一圧力で、それぞれの前方主要チャンバ(30、33、35、36)と流体連通するが、前記ロータディスク(6、6')の後面(8、8')および前記固定ケーシング(3)の間で区切られ、

前記同心の後方環状主要チャンバ(41'、41''、41'''、41''''')は、前記ロータディスク(6、6')の後方環状領域(A_{1p}、A_{2p}、A_{3p}、A_{4p}；A'_{4p})によって区切られ、

前記後方環状領域(A_{1p}、A_{2p}、A_{3p}、A_{4p}；A'_{4p})の全てが、補償領域(A_{4p}、A'_{4p})と呼ばれる一つの前方領域を除いて、それぞれの前方領域(A_{1f}、A_{2f}、A_{3f})と同一であり、前記補償領域(A_{4p}、A'_{4p})は、前記シャフトに作用する外部圧力の推力を少なくとも部分的に補償するように構成されている、ターボ機械。

【請求項2】

ラジアルシール(31)が、作動流体の軸方向の流れを防止する為に、主要羽根付きリング(9'、9''、9'''、9''''')および径方向最外部の補助羽根付きリング(15'、15''、15''')の間に入れられ、前記主要羽根付きリング(9'、9''、9'''、9''''')および径方向最内部の補助羽根付きリング(15'、15''、15''')の間に、動作流体の為に、それぞれの軸方向通路(29'、29''、29'''、29''''')が区切られ、前記作動流体の為に前記軸方向通路(29'、29''、29'''、29''''')が前記径方向通路(16)と交差し、それぞれの前方主要チャンバ(30、33、35、36)と流体連通する、請求項1に記載のターボ機械。

【請求項3】

複数の同心主要密封リング(40'、40''、40'''、40''''')が前記ロータディスク(6、6')の後面(7、7')に配置され、前記主要密封リング(40'、40''、40'''、40''''')は、前記固定ケーシング(3)と共に、前記後方環状主要チャンバ(41'、41''、41'''、41''''')を区切る、請求項1または2に記載のターボ機械。

【請求項4】

各々の後方環状主要チャンバ(41'、41''、41'''、41''''')は、前記ロータディスク(6、6')内に形成された少なくとも一つのダクト(43、44、45、46)を通してそれぞれの前記前方主要チャンバ(30、33、35、36)と流体連通している、請求項1～3のいずれか一項に記載のターボ機械。

【請求項5】

前記ダクト(43、44、45、46)は、前記中心軸(X-X)に対して実質的に平行に延びている、請求項4に記載のターボ機械。

【請求項6】

前記補償領域(A_{4p}、A'_{4p})は、前記後方環状領域(A_{1p}、A_{2p}、A_{3p}、A_{4p}、A'_{4p})の径方向最外部である、請求項1に記載のターボ機械。

【請求項7】

前記径方向最外部の前記主要羽根付きリング(9''''')は、前記ロータディスク(6、6')の周縁部に配置され、前記シャフト(4、4'、4'')の前記補償領域(A_{4p}、A'_{4p})は、それぞれの前記前方領域(A_{4f})および前記回転シャフト(4、4'、4'')の横断領域(A_a)の間の差に等しい、請求項6に記載のターボ機械。

【請求項8】

前記ロータディスク(6、6')の周縁部は、前記径方向最外部の主要羽根付きリング(9''''')を越えて径方向に延び、前記補償領域(A'_{4p})は、それぞれの前記前方領域(A_{4f})と係数の合計に等しく、前記係数は、前記回転シャフト(4、4'、4'')の横断領域(A_a)および外部圧力(P_{atm})の関数である、請求項6に記載のターボ機

10

20

30

40

50

械。

【請求項 9】

合成の軸方向の力を完全に相殺するために、前記補償領域は、

$$A'_{4p} = A_{4f} + A_a * (P_{out} - P_{atm}) / (P_4 - P_{out})$$
 に等しい、請求項 8 に記載のターボ機械。

【請求項 10】

たった一つのロータ(2)があり、対になった径方向に隣接した主要羽根付きリング(9', 9'', 9''', 9''')及び補助羽根付きリング(15', 15'', 15''')が、前記ロータディスク(6)で前記前方主要チャンバ(33, 35, 36)の一つを区切り、前記固定ケーシング(3)で、補助前方チャンバ(32, 34, 37, 38)を区切り、前記前方主要チャンバ(33, 35, 36)および補助前方チャンバ(32, 34, 37, 38)は、それぞれの前記軸方向通路(29', 29'', 29''', 29''')によって相互に接続されている、請求項 2 に記載のターボ機械。

【請求項 11】

第 1 ロータ(2')および第 2 ロータ(2'')を備える、請求項 2 に記載のターボ機械であって、前記第 1 ロータ(2')は、第 1 ロータディスク(6')を備え、前記第 1 ロータディスク(6')は、前面(7')で、同心の前記主要羽根付きリング(9', 9'', 9''', 9''')を担持し、前記第 2 ロータ(2'')は、第 2 ロータディスク(6'')を備え、前記第 2 ロータディスク(6'')は、前面(7'')で、同心の前記補助羽根付きリング(15', 15'', 15''')を担持し、対になった径方向に隣接した羽根付きリング(9', 9'', 9''', 9''', 15', 15'', 15''')は、前記第 1 ロータディスク(6')で前記前方主要チャンバ(33, 35, 36)の一つを区切り、前記第 2 ロータディスク(6'')で補助前方チャンバ(34, 37, 38)を区切り、前記前方主要チャンバ(33, 35, 36)および補助前方チャンバ(34, 37, 38)は、それぞれの軸方向通路(29', 29'', 29''', 29''')によって相互に接続されている、ターボ機械。

【請求項 12】

前記前方主要チャンバ(30, 33, 35, 36)は、略円筒状中央前方チャンバ(30)および複数の主要環状チャンバ(33, 35, 36)を備え、前記略円筒状中央前方チャンバ(30)は、前方円形領域(A-1f)を区切り、前記複数の主要環状チャンバ(33, 35, 36)は、前記円筒状中央前方チャンバ(30)の周りに配置され、各々が前方領域(A-2p, A-3p, A-4p, A'-4p)を区切る、請求項 1 ~ 11 のいずれか一項に記載のターボ機械。

【請求項 13】

前記ターボ機械が遠心力利用のラジアルタービンである、請求項 1 ~ 12 のいずれか一項に記載のターボ機械。

【発明の詳細な説明】

【発明の分野】

【0001】

本発明は、軸方向推力補償時のラジアルターボ機械に関する。本発明は、特に、ラジアルターボ機械において軸方向推力を釣り合わせる為のシステムおよび方法に関する。

【0002】

ラジアルターボ機械は、エネルギーを交換する流体の流れが、ターボ機械自体で完了される通路の少なくとも一部の為に径方向に向けられるターボ機械を意味する。その通路の径方向部分は、ロータディスク上に装着された複数の羽根付きロータリングと、場合によってはステータリングとによって区切られており、これらを通して、流体が、ターボ機械の回転軸に対して径方向に沿って優勢に移動する。

【0003】

「羽根付きリング」は、ターボ機械の中心軸から等距離に配置された複数の羽根を備える。羽根は、中心軸に対して平行または実質的に平行な後縁部と前縁部と共に延びている

。羽根付きリングは、（ターボ機械のケーシングに対して固定され、その羽根はステータ用の羽根である）ステータの機能、あるいは、（即ち、回転し、その羽根はロータ用の羽根であり、中心軸は回転軸である）ロータの機能を有することができる。

【0004】

本発明は、遠心力利用のラジアル（アウトフロー型）ターボ機械および求心力利用の（インフロー型）ターボ機械の両方に適用可能である。本発明は、駆動型ターボ機械（タービン）および作動型ターボ機械（圧縮機）の両方に適用可能である。好ましくは、本発明は膨張型タービンに関するが、これに限定されるものではない。好ましくは、本発明は単一ディスク又は2つの二重反転ディスクを備えたラジアルターボ機械に適用されるが、これに限定されるものではない。好ましくは、本発明は、電気エネルギーおよび/または機械エネルギーを生み出す為の膨張タービンに関するが、これに限定されるものではない。好ましくは、本発明は、蒸気ランキンサイクル又は有機ランキンサイクル（ORC）を経て、エネルギー生成装置に使用される膨張タービンに関するが、これに限定されるものではない。

10

【0005】

【発明の背景】

【0006】

ラジアルターボ機械では、当該機械の入口および放出出口の間に、作動流体の膨張/圧縮のため、ロータディスク上に圧力勾配が作られる。たとえば、遠心力利用のラジアルタービンにおいて、第1段を作る羽根は、機械の回転軸に最も近いので、最も高い圧力に晒される羽根であるが、最終段の羽根は最も遠く、最も低い圧力に晒される羽根である。

20

【0007】

さらに、ロータディスクの前面に作用する作動流体の圧力、ロータディスクの後に存在する圧力、ロータディスクと一体の回転シャフトに外部で作用する大気圧は、合成の軸方向の力を発生させる。この合成の軸方向の力は、転動体（例えば、玉軸受）に放出されるが、転動体は、回転シャフトを支え、（高い軸方向推力に耐えることが意図されない）回転シャフトの正しい機能を危うくする。

【0008】

この分野において、ロータディスクの前面に作用する作動流体の存在によって発生される軸方向推力を少なくとも部分的に釣り合わせるように構成されたシステムが知られている。

30

【0009】

公報US 997,629は、ロータ翼を担持する面の反対側にある回転ディスク面に配置されたラビリンスパッキンを備えた遠心力利用のラジアルタービンを図示する。ラビリンスパッキンは、ロータディスクに装着された環状ディスクに設置され、タービンケーシングに装着された他の環状ディスクに設置されている。パッキンは、環状ディスクが互いに密接に移動する場合、高圧蒸気の通過を可能にするが、これは、2つの環状ディスクが再び離れることを可能にする。全体のラビリンスパッキンは、グループに分けられ、各グループは、他のとは独立した自己バランスのとれたグループとして作用する。

40

【0010】

同一出願人名義の公報IT1405508は、前記膨張タービンにおける軸方向推力補償の為の膨張タービンおよび方法を図示する。このため、膨張タービンは、軸方向推力を直接検出するように軸方向の軸受に作用する能動的センサと、ロータ及びタービンケーシングの間で区切られた補償チャンバと、補償チャンバに補償流体を導入する為の手段と、作動するようにセンサ及び導入手段に接続された制御ユニットとを備え、検出された軸方向推力に応じて、補償チャンバへの補償流体の導入を調整する。

【0011】

【概要】

【0012】

この状況において、出願人は、既知のものより効果的で効率の良い軸方向推力を補償す

50

る為の方法およびシステムを提案する必要性に気づいた。

【0013】

出願人は、実際、従来技術において提案された解決策が推力を正確に補償できないこと、特に、ターボ機械のオン及び/又はオフのスイッチング過渡現象の間に補償できないこと、さらに/または、これらの解決策は、複雑なので、ほとんど信頼できず、一般的に非常に高価である点に留意した。

【0014】

特に、出願人が留意したことは、文献US997,629において提案された解決策が軸方向推力の釣り合いを精度良く制御できないことであり、これは、後方ラピンスパッキングにおける圧力の径方向分布が、たとえ、グループに分かれていても、知られておらず、ディスクの前面に、即ち、段を通して、作用する圧力に関連付けることができないからである。

10

【0015】

また、出願人が留意したことは、文献IT1405508において提案されたアクティブフィードバック制御システムのセットアップが困難であり、転動体を損傷するリスクを冒さないように一定の頻度でチェック/較正されなければならない点である。従って、前記アクティブ制御システムは、ほとんど信頼できないことに加えて、高価でもある。

【0016】

そのため、出願人は、以下の目的を設定した。

【0017】

「転動体に作用する軸方向の力を最小限に減少すること又は相殺さえすることを可能にする、ラジアルターボ機械における軸方向推力を釣り合わせる為のシステム及び方法を提案すること」

20

【0018】

「正確かつ信頼性の良い、ラジアルターボ機械における軸方向推力を釣り合わせる為のシステム及び方法を提案すること」

【0019】

「ラジアルターボ機械の機能を、部分的負荷の下での過渡現象中(たとえば、ターボ機械のスイッチングのオン及び/又はオフの間)でも、効率的に行うラジアルターボ機械における軸方向の推力を釣り合わせる為のシステム及び方法を提案すること」

30

【0020】

「この釣り合わせるシステム及び方法を組み込み、構造的に簡単なラジアルターボ機械を提案すること」

【0021】

「本質的に安全な釣り合わせるシステム及び方法を提案すること」

【0022】

出願人が発見したことは、前述した目的及び更に他の目的が、全ての段で作用する前記軸方向推力を個別に釣り合わせるができる本質的な形式の軸方向推力を釣り合わせるシステムを通じて達成可能であることである。特に、特定した目的及び更に他の目的は、各々が、それぞれのロータディスクの前方羽根付き面に置かれた、それぞれの環状チャンバに連結された全てのロータディスクの後面で区切られる環状チャンバが設けられたラジアルターボ機械によって実質的に達成され、各々の後方チャンバ内に作用する作動流体の圧力は、それぞれの前方チャンバ内の作動流体の圧力によって発生される軸方向推力を実質的に釣り合わせる。換言すると、本発明の目的は、ロータディスクの後部に圧力チャンバを作ることであり、これらの数は、同一ロータディスクの前面に作られるものと同一であり、これらが、同一圧力にもたらず。

40

【0023】

このシステムを採用するターボ機械は、軸方向で本質的に釣り合わされ、積極的な制御を必要としないターボ機械である。

【0024】

50

本願の説明および添付される特許請求の範囲において、形容詞「軸方向の」は、ターボ機械の回転軸「X - X」または羽根付きリングの中心軸に対して平行に向けられた方向を定めることを意味する。形容詞「径方向の」は、ターボ機械の回転軸「X - X」または羽根付きリングの中心軸から垂直に延びた径のように向けられた方向を定めることを意味する。形容詞「周囲の」は、ターボ機械の回転軸「X - X」または羽根付きリングの中心軸と同軸の周辺に接する方向を意味する。

【0025】

本願説明および添付された特許請求の範囲において、「実質的な軸方向の釣り合わせ」とは、ロータディスク及びシャフトによって形成された組立体に作用する（転動体に放出される）合成の軸方向の力がゼロまたは転動体からの問題がなく耐えられるような統一体の力（たとえば、160mm直径のシャフト、1500RPMの回転速度を備えた軸受に対して約10000N未満）であることを意味する。

10

【0026】

より具体的には、独立した態様によると、本発明は、軸方向推力補償付きのラジアルターボ機械に関するが、これは、固定ケーシングと、中心軸周りで固定ケーシング内に配置された複数の同心の主要羽根付きリングと、前記中心軸周りで固定ケーシング内に配置された複数の同心の補助羽根付きリングと、を備え、同心の補助羽根付きリングは、同心の主要羽根付きリングと径方向で交互になっており、前記主要羽根付きリングの羽根及び前記補助羽根付きリングの羽根は、作動流体用径方向通路を区切り、少なくとも一つのロータは、ロータディスクと、ロータディスクと一体の回転シャフトとを備え、中心軸周りを固定ケーシング内で回転可能であり、ロータディスクは、前面で、主要羽根付きリングを担持し、前記主要羽根付きリング及び補助羽根付きリングは、ロータディスクと共に、異なる圧力で、複数の同心の前方チャンバを区切り、複数の同心の後方環状主要チャンバは、各々が、それぞれの前方主要チャンバと流体連通しており、前記前方主要チャンバと同一の圧力で、ロータディスクの後面および固定ケーシングの間で区切られ、後方環状主要チャンバの一つ、好ましくは各々を区切るロータディスクの後方環状領域は、それぞれの前方主要チャンバを区切る前記ロータディスクの前方領域に等しい又は実質的に等しく、各々の後方環状主要チャンバ内の作動流体の圧力によって作用される力は、それぞれの前方主要チャンバ内の作動流体の圧力によって作用される力を実質的に釣り合わせる。

20

【0027】

出願人は、この方法において、ディスクの前面に作用する軸方向推力と同一ディスクの後面に作用する軸方向推力とを実質的に釣り合わせることによってロータディスクを釣り合わせることが可能であることを確かめた。この釣り合わせは、中心軸と同心の全ての領域で個別に行われる。

30

【0028】

以下、本発明の更なる態様を説明する。

【0029】

一態様において、前方主要チャンバは、前方円形領域を定める略円筒状中央前方チャンバと、中央円形チャンバの周りに配置された、各々が前方環状領域を定める複数の主要環状チャンバとを備える。

40

【0030】

一態様において、径方向シールは、作動流体の軸方向の流れを防止する為に、主要羽根付きリングおよび径方向最外部補助羽根付きリングの間に入れられる。

【0031】

一態様において、前記主要羽根付きリングおよび径方向最内部補助羽根付きリングの間で、それぞれの作動流体用軸方向通路が区切られている。

【0032】

一態様において、各々の主要羽根付きリングは、それぞれの径方向に隣接した補助羽根付きリングと共に、ターボ機械の径方向の段を定める。

【0033】

50

一態様において、径方向シールは、径方向に隣接した段の間に入れられ、同一の段の各々の主要羽根付きリング及び補助羽根付きリングは、それぞれの作動流体用軸方向通路を区切っている。

【0034】

一態様において、それぞれの作動流体用軸方向通路は、径方向に隣接した段の間で区切られ、径方向シールが、同一の段の各々の主要羽根付きリング及び補助羽根付きリングの間に入れられている。

【0035】

一態様において、前記作動流体用軸方向通路は、径方向通路と交差し、径方向通路およびそれぞれの主要前方環状チャンバと流体連通している。

10

【0036】

換言すると、径方向シールは、羽根付きリングの全ての間を設定されず、2枚の羽根付きリング毎に設定されている。径方向シールが存在しない場合、中心軸に対して軸方向に平行に延びている前述した軸方向通路が定められる。羽根から離れてくる流体は、一部が、軸方向通路に入り、それぞれの前方主要チャンバおよびそれぞれの後方環状主要チャンバを満たす。これが可能にすることは、2つの連続した主要羽根付きリングの間に（漏れ減少の為に）シールを有し、前方チャンバおよび後方チャンバを釣り合わせる為に「利用可能な」圧力を常に有することである。

【0037】

一態様において、複数の同心の主要密封リングがロータディスクの後面に配置され、前記密封リングは、固定ケーシングと共に、後方環状主要チャンバを区切っている。

20

【0038】

一態様において、各々の後方環状主要チャンバは、それぞれの前方主要チャンバに置かれている。一態様において、各々おn後方環状主要チャンバは、ロータディスク内に形成された少なくとも一つのダクトを通して、それぞれの前方主要チャンバと流体連通している。好ましくは、前記ダクトは、中心軸に対して実質的に平行に延びている。

【0039】

一態様において、後方環状領域の全ては、（シャフトの補償領域と呼ばれる）一つの例外を除き、それぞれの前方領域と同一であり、シャフトの前記補償領域は、後方環状補償チャンバに対応する。それぞれの前方領域と同一の後方環状領域は、本質的に補償される。シャフトの補償領域は、全体的または部分的に、更に後述されるように、シャフトに作用する外部圧力の推力を補償する。

30

【0040】

一態様において、後方環状補償チャンバは、外部/大気圧に最も近い圧力を持つチャンバである。

【0041】

一態様において、後方環状補償チャンバは、径方向最外部である。

【0042】

異なる態様において、後方環状補償チャンバは、径方向最内部である。

【0043】

一態様において、径方向最外部主要羽根付きリングは、ロータディスクの周縁部近くに置かれている。

40

【0044】

一態様において、シャフトの補償領域は、それぞれの前方領域および以下の関係に従う回転シャフトの横断面領域の差に等しい。

【0045】

$$i) A_{4p} = A_{4f} - A_a$$

【0046】

この方式において、合成の軸方向の力は、完全に釣り合わされないが減少され、補償チャンバ内の圧力および外部/大気圧の差の関数である。前記合成の軸方向の力は、以下の

50

関係に従うシャフトの横断面領域の関数でもある。

【 0 0 4 7 】

$$i \ i) \text{ 合力} = A_a * (P \ 4 - P_atm)$$

【 0 0 4 8 】

この合力は、特に、有機流体の為の（即ち、好ましくは高分子量の有機流体を用いて作動するように構成された）ラジアルタービンにおいて一般に使用される玉軸受によって容易に「耐えられる」。典型的な圧力値において、合力は、最大でも数千ニュートンである。そのような合成の力は、一般の玉軸受によって、問題なく耐えられる。

【 0 0 4 9 】

さらに、合成の力は、ほとんど以下の係数と無関係である。

10

【 0 0 5 0 】

- 入力圧力

【 0 0 5 1 】

- ターボ機械の負荷

【 0 0 5 2 】

- 作動流体、すなわちサイクルの形式

【 0 0 5 3 】

- ターボ機械の段数

【 0 0 5 4 】

- 段の反応度

20

【 0 0 5 5 】

本発明は、以下のことが可能であることになる。

【 0 0 5 6 】

- 軸受、より一般的には、転動体の寿命の増加

【 0 0 5 7 】

- 本質的に安全な（フェイルセーフ）ターボ機械の提供

【 0 0 5 8 】

- 柔軟な解決策の提供

【 0 0 5 9 】

- 様々な設計条件に合わせて自己調整バランスの提供

30

【 0 0 6 0 】

- 設計外の条件に対して自己調整バランスの提供

【 0 0 6 1 】

一態様において、シャフトの補償領域は、それぞれの前方領域と、回転シャフトの横断面領域および外部ノ大気圧の関数である係数との合計に等しい。この方式において、少なくとも設計条件の下で、合成の軸方向の力を完全に相殺することが可能である。

【 0 0 6 2 】

一態様において、合成の軸方向の力を完全に相殺するため、シャフトの補償領域は、次式に等しい。

【 0 0 6 3 】

40

$$i \ i \ i) \ A' _4 p = A _4 f + A_a * (P \ 4 - P_{out})$$

【 0 0 6 4 】

換言すると、合成の軸方向の力が完全に釣り合わされない場合（ $A _4 f - A_a$ ）と比較すると、シャフトの補償領域は、以下に等しい追加領域によって増加される。

【 0 0 6 5 】

$$i \ v) \ A \ 5 _f = A_a * (P \ 4 - P_{out})$$

【 0 0 6 6 】

$$v) \ A' _4 p = A _4 p + A \ 5 _f$$

【 0 0 6 7 】

そのため、関係式 $i \ i \ i)$ が得られる。

50

【 0 0 6 8 】

一態様において、前記追加領域は、径方向最外部シールの直径、即ち、径方向最外部の後方環状補償チャンバの直径を増加することによって得られる。ロータディスクの外径における追加領域は、（遊びの圧力に依存するが）最終ロータの直径に対して数ミリメートルの増加を一般に必要とするので、達成するのが容易であり、実質的な制限が無い。この構成において、ロータディスクの周縁部は、径方向最外部主要羽根付きリングを越えて径方向に延びている。

【 0 0 6 9 】

一態様において、各々の主要羽根付きリング及び補助羽根付きリングは、中心軸から等距離に配置され、互いに軸方向に離間された2つの同心リング（根元リング、周回リング）によって共に接合された複数の羽根を備える。羽根は、中心軸に対して平行または実質的に平行な、それらの前縁部および後縁部を備えた前記2つのリングの間に延びている。羽根付きリングは、（ターボ機械のケーシングに対して固定され、その羽根はステータ用の羽根である）ステータの機能または（回転し、その羽根がロータ用の羽根であり、中心軸が回転軸である）ロータの機能を有することができる。

10

【 0 0 7 0 】

一態様において、各々の主要羽根付きリング及び補助羽根付きリングは、連結リングを備え、連結リングは、根元リングに直接連結され、それぞれの第1ロータディスク又は第2ロータディスクに一端部が接合されている。

【 0 0 7 1 】

一態様において、連結リングは、弾性降伏、すなわち、ターボ機械が負荷を受けるとき、温度（回転する場合には更に遠心力）の関数として、連結リングの径方向の変形を可能にする。

20

【 0 0 7 2 】

一態様において、径方向シールは、羽根付きリングに属する根元リングの径方向内面または径方向外面、または、羽根付きリングに属する周回リングの径方向内面または径方向外面に配置される。径方向シールは、単一直径に設定されている。

【 0 0 7 3 】

一態様において、径方向シールは、根元リング及び周回リングの径方向内面又は径方向外面に装着された密封要素を備え、これらの径方向内面又は径方向外面は、隣接した周回リング及び根元リングの径方向外面又は径方向内面と共働する。

30

【 0 0 7 4 】

一態様において、各々の主要密封リングは、連結リングによって固定ケーシングに連結された根元リングを備える。

【 0 0 7 5 】

一態様において、ロータディスクは、複数の環状突起を備え、これらの環状突起は、中心軸と同軸であり、各々が、それぞれの主要密封リングに作動するように結合されている。

【 0 0 7 6 】

一態様において、径方向シールは、全ての主要密封リングの根元リングおよびそれぞれの環状突起の間に入れられている。

40

【 0 0 7 7 】

一態様において、一つだけのロータがあり、対の径方向に隣接した羽根付きリングは、ロータディスクと共に主要前方環状チャンバを区切り、固定ケーシングと共に補助前方環状チャンバを区切り、前記主要前方環状チャンバ及び補助前方環状チャンバは、それぞれの軸方向通路によって相互に接続されている。

【 0 0 7 8 】

一態様において、同心の補助羽根付きリングは、固定ケーシングに固定されている。

【 0 0 7 9 】

ターボ機械は、単一ロータディスクを備えたラジアル型のターボ機械であり、前記ロー

50

タディスクには、軸方向推力を釣り合わせる為の後方環状主要チャンバが設けられる。

【0080】

異なる態様において、ターボ機械は、第1ロータおよび第2ロータを備える。

【0081】

第1ロータは、第1ロータディスクと、この第1ロータディスクと一体の第1回転シャフトとを備え、中心軸の周りを固定ケーシング内で回転可能であり、第1ロータディスクは、前面で、同心の主要羽根付きリングを担持する。第2ロータは、第2ロータディスクと、この第2ロータディスクと一体の第2回転シャフトとを備え、中心軸の周りを固定ケーシング内で回転可能であり、第2ロータディスクは、前面で、同心の補助羽根付きリングを担持する。

10

【0082】

一態様において、第1ロータ及び第2ロータは、二重反転である。ターボ機械は、二重反転ラジアル型のターボ機械であり、両方のディスクには、軸方向推力を釣り合わせる為の後方チャンバ（主要および補助）が設けられている。

【0083】

一態様において、対の径方向に隣接した羽根付きリングは、第1ロータディスクと共に主要前方環状チャンバを区切っており、第2ロータディスクと共に補助前方環状チャンバを区切っており、前記主要前方環状チャンバおよび補助前方環状チャンバは、それぞれの軸方向通路によって相互に接続されている。

【0084】

一態様において、複数の同心の主要密封リングは、第1ロータディスクの後面に配置され、前記主要密封リングは、固定ケーシングと共に、複数の後方環状主要チャンバを区切り、各々の後方環状主要チャンバは、第1ロータディスク内に形成された少なくとも一つのダクトを通して、それぞれの前方主要チャンバと流体連通しており、後方環状主要チャンバの一つを区切っている第1ロータディスクの後方環状領域は、それぞれの前方主要チャンバを区切っている前記第1ロータディスクの前方環状領域と等しく、各々の後方環状主要チャンバ内の作動流体の圧力によって作用される力は、それぞれの前方主要チャンバ内の作動流体の圧力によって作用される力を実質的に釣り合わせる。

20

【0085】

先の態様に従う一態様において、複数の同心の補助密封リングは、第2ロータディスクの後面に配置され、前記補助密封リングは、固定ケーシングと共に、複数の補助後方環状リングを区切り、各々の補助後方環状チャンバは、第2ロータディスク内に形成された少なくとも一つのダクトを通して、それぞれの補助前方環状チャンバと流体連通しており、補助後方環状チャンバの一つを区切る第2ロータディスクの後方環状領域は、それぞれの補助前方環状チャンバを区切る前記第2ロータディスクの前方環状領域と等しいので、各々の補助後方環状チャンバ内の作動流体の圧力によって作用される力は、それぞれの補助前方環状チャンバ内の作動流体の圧力によって作用される力を実質的に釣り合わせる。

30

【0086】

一態様において、ラジアルターボ機械は、遠心力を利用する。異なる態様において、ラジアルターボ機械は、求心力を利用する。

40

【0087】

一態様において、ラジアルターボ機械は、タービンである。異なる態様において、ラジアルターボ機械は、圧縮機である。

【0088】

一態様において、ラジアルターボ機械は、有機流体、好ましくは、高分子量の有機流体を用いて作動するように構成されている。通常、ORC（有機ランキンサイクル）サイクル/システムにおける有機流体の膨張の為に使用されるタービンにおいて、（通常、約0.5～1.5バールから成る）出口および最終段の作動流体の圧力は、大気圧に最も近い。そのため、シャフトの補償領域として、（最終段に正確に置かれた）最外部後方環状チャンバの領域を選択することが得策である。この選択が可能にすることは、以下に詳細に

50

説明されるように、第1径方向最外部羽根付きリングがロータディスクの周縁部近くに置かれる場合、合成の軸方向の力を最小に減少することが可能であること、あるいは、ロータディスクの直径を僅かに増加させることによって前記合成の軸方向の力を相殺することが可能であることである。

【0089】

異なる態様において、ラジアルターボ機械は、蒸気で作動するように構成される。

【0090】

追加の特徴および利点は、好ましいが限定されない、本発明に従う軸方向推力補償付きラジアルターボ機械の実施形態の詳細な説明から明らかになる。

【図面の簡単な説明】

10

【0091】

以下、添付図面を参照して、説明するが、これらは例示的なものであり、限定的でない目的のためにのみ提供される。

【図1】図1は、本発明に従う軸方向推力補償付きラジアルターボ機械の子午線断面を図示する。

【図2】図2は、図1のターボ機械の変形例を図示する。

【図3】図3は、図1のターボ機械の異なる実施形態を図示する。

【図4】図4は、先の図のようなターボ機械の羽根付きリングの一部分の斜視図である。

【図5】図5は、図1のターボ機械における合成の軸方向の力を図示するグラフである。

【図6】図6は、図2のターボ機械における合成の軸方向の力を図示するグラフである。

20

【詳細な説明】

【0092】

前述した図面を参照して、参照符合1は、全体において、軸方向推力補償付きのラジアルターボ機械を示す。

【0093】

図1に図示されたラジアルターボ機械1は、遠心力を利用した単一ロータ付きラジアル型膨張タービンである。たとえば、タービン1は、有機ランキンサイクル(ORC)型の、たとえば、熱源として地熱資源を活用する発電プラント分野で使用可能である。

【0094】

タービン1は、固定ケーシング3を備え、その中にロータが収容され、ロータ2は回転できるようにになっている。このため、ロータ2は、しっかりとシャフト4に連結され、シャフト4は、(シャフト4およびロータ2の回転軸と一致する)中心軸「X-X」に沿って伸び、適した軸受5によって固定ケーシング3内で支持されている。ロータ2は、ロータディスク6を備え、ロータディスク6は、前述したシャフト4に直接連結され、前面7と反対側の後面8を有する。前面7は複数の突出した主要羽根付きリング9(ロータ型)を支持し、これらは、中心軸「X-X」と同心かつ同軸なので、ロータディスク6と共に回転する。

30

【0095】

固定ケーシング3は、前壁10および後壁11を備え、前壁10は回転ディスク6の前面7の反対側に位置し、後壁11は、ロータディスク6の後面8の反対側に置かれる。前壁10は、開口を有し、その開口は、作動流体の為に軸方向入口12を定める。軸方向入口12は、中心軸「X-X」に置かれ、円形であり、同一軸「X-X」と同心である。固定ケーシング3は、作動流体の為に螺旋状通路13を更に有し、これは、ロータ2に関して周辺の径方向外部位置に置かれ、固定ケーシング3の出口(図示せず)と流体連通している。螺旋状通路13は、固定ケーシング3の周辺部分14によって区切られている。

40

【0096】

前壁10は、突出した複数の補助羽根付きリング(ステータ型(15))を支持し、これらは、同心であり、中心軸「X-X」と同軸になっている。補助羽根付きリング15は、前壁10の内面からケーシング3の内側に向かって、更に、ロータディスク6に向かって延び、主要羽根付きリング9とは径方向で交互になっており、作動流体の為に径方向膨張

50

通路 16 を定めるが、作動流体は、軸方向入口 12 を通って入り、螺旋状通路 13 に入って、その後、前述した出口（図示せず）を通って固定ケーシング 3 を出るまで、ロータディスク 2 の周辺に向かって径方向に移動するときに膨張する。

【 0 0 9 7 】

主要羽根付きリング 9 および補助羽根付きリング 15 は、それらの寸法および一部の寸法比を除いて、全て、同様の構造を有する。以下、図 4 を参照して、主要羽根付きリング 9 の構造を説明する。

【 0 0 9 8 】

図 4 の主要羽根付きリングは、同様の寸法及び互いに軸方向に離間した根元リング 17 と、中心軸「X - X」と同軸の周回リング 18 とを備える。羽根 19 は、中心軸「X - X」から等距離に配置され、根元リング 17 および周回リング 18 によって、互いに接合されている。羽根 19 は、前記 2 つのリング 17, 18 の間に延び、それらの前縁 20 及び後縁 21 は、中心軸「X - X」に対して平行または実質的に平行になっている。図示されたターボ機械 1 は、作動流体が径方向から外側に向かって移動する遠心力利用のラジアルタービンであることから、全ての羽根 19 の前縁 20 は径方向内側に向けられ、すなわち、中心軸「X - X」に向けられ、後縁 21 は、径方向外側に向けられる。

【 0 0 9 9 】

主要羽根付きリング 9 は、連結リング 22 を備え、連結リング 22 は、根元リング 17 から軸方向に延び、同様に、中心軸「X - X」と同軸になっている。図 4 から分かるように、連結リング 22 は、根元リング 17 より非常に小さい径方向の厚さを有し、たとえば、根元リング 17 の厚さの約 10 分の 1 に等しい厚さを有する。連結リング 22 の一つの環状端 23 には、ロータディスク 6 の前面との連結の為に一種の脚部が設けられている。連結リング 22 の（根元リング 17 と比べて）減少した厚さは、連結リング 22 に弾性降伏、すなわち、（温度および遠心力の関数として）連結リング 22 がタービン 1 の負荷を受けるとき、その径方向の変形を可能にする。

【 0 1 0 0 】

図 1 に図示されたタービン 1 は、デフレクタ 24 またはノーズを備え、これらは、中心軸「X - X」に沿って固定ケーシング内に置かれ、軸方向入口 12 に面する。デフレクタ 24 は、軸方向入口 12 付近に位置する固定ケーシング 3 の内壁と共に連結ダクト 25 を区切り、接続ダクト 25 は、軸方向入口 12 を径方向膨張通路 16 で接続する。デフレクタ 24 は、軸方向入口 12 に向けられた凸面を持つ隆起ディスクプロファイルを有する。

【 0 1 0 1 】

デフレクタ 24 の径方向周辺部分は、一連のステータ羽根 26 を担持し、一連のステータ羽根 26 は、中心軸「X - X」の周りに、中心軸「X - X」から等距離に配置される。前記ステータ羽根 26 は、固定ケーシング 3 の管状部分およびデフレクタ 24 の径方向周辺部分の間で延び、それらの前縁および後縁は、中心軸「X - X」に対して平行または実質的に平行になっている。前記ステータ羽根 26 は、接続用ダクト 25 内に置かれ、タービン 1 に入る流体が合う径方向膨張通路 16 の最初の固定羽根である。

【 0 1 0 2 】

前述したステータ羽根 26 に対して径方向の外部位置に置かれるのは、第 1 主要ロータ羽根付きリング 9 であり、ロータディスク 6 に対して径方向最内部のものである。第 1 主要ロータ羽根付きリング 9 のロータ羽根 19 は、デフレクタ 24 に固定されたステータ羽根 26 の位置に対応した位置にセットされ、それらは、共に、タービン 1 の第 1 段を形成する。

【 0 1 0 3 】

図 1 及び図 2 に見られるように、第 1 主要ロータ羽根付きリング 9 の根元リング 17 の径方向内面およびデフレクタ 24 の径方向周辺部分の径方向外面 27 の間で、更に、第 1 主要ロータ羽根付きリング 9 の周回リング 18 の径方向内面および子知恵ケーシング 3 の管状部分の径方向外面 28 の間で、第 1 軸方向通路 29'、即ち、中心軸「X - X」に対して平行に軸方向に延びる環状容積が区切られている。第 1 軸方向通路 29' には何もシ

10

20

30

40

50

ールが設定されず、第1軸方向通路29'は、径方向膨張通路16と交差している。そのため、ステータ羽根26から離れる流体は、自由に第1軸方向通路29'を満たす。第1軸方向通路29'は、ステータ羽根26の出口圧力にある。

【0104】

凸状の面の反対側のデフレクタ24の一面は、ロータディスク6に向けられ、ロータディスク6の前面7の径方向内側部分および第1主要ロータ羽根付きリング9'で、前述した第1軸方向通路29'と流体連通している略円筒状中央前方チャンバ30を区切る。そのため、前記略円筒状中央前方チャンバ30は、同様に、ステータ羽根26の出口圧力にある。

【0105】

第1補助ステータ羽根付きリング15'は、第1主要ロータ羽根付きリング9'に対して径方向外部位置に置かれている。第1補助ステータ羽根付きリング15'のステータ羽根19は、径方向最内部の第1主要ロータ羽根付きリング9'のロータ羽根19の位置に対応した位置にセットされている。

【0106】

図1および図2から分かるように、第1主要ロータ羽根付きリング9'の根元リング17の径方向外面および第1補助ステータ羽根付きリング15'の周回リング18の径方向内面の間、さらに、第1主要ロータ羽根付きリング9'の周回リング18の径方向外面および第1補助ステータ羽根付きリング15'の根元リング17の径方向外面の間には、径方向シール31があり、これは、第1段の羽根19から離れる作動流体の通過を防止する。

【0107】

径方向シール31は、隣接した周回リング18及び根元リング17の径方向外面と協働する根元リング17及び周回リング18の径方向内面に装着された密封要素を備える。密封要素は、たとえば、それらを支持する表面から径方向に突出する環状壁であり、反対側の表面をグレージングまたは接触させる。説明された径方向シール31は、単一直径にセットされる。

【0108】

第1主要ロータ羽根付きリング9'の末端の軸方向端部、または、より正確には、前記第1主要ロータ羽根付きリング9'の周回リング18の先端面は、固定ケーシング3の前壁10の内面から離間されている。前記先端面は、前壁10の一部分と共に、更に、第1補助ステータ羽根付きリング15'と共に、第1補助前方環状チャンバ32を区切っている。

【0109】

第1補助ステータ羽根付きリング15'の末端軸方向端部、または、より正確には、前記第1補助ステータ羽根付きリング15'の周回リング18の先端面は、ロータディスク6の前面7から離間されている。前記先端面は、ロータディスク6の前面7の一部分、第1主要ロータ羽根付きリング9'、第2主要ロータ羽根付きリング9''と共に、第1主要前方環状チャンバ33を区切っている。ロータディスク6の前面7の前述した部分は、ロータディスク6の前方環状領域を定める。

【0110】

第2主要ロータ羽根付きリング9''は、第1補助ステータ羽根付きリング15'に対して径方向外部位置に置かれ、第2主要ロータ羽根付きリング9''のロータ羽根19は、第1補助ステータ羽根付きリング15'の羽根19の位置に対応した位置にセットされ、それらは、共に、タービン1の第2段を形成する。

【0111】

図1及び図2から分かるように、第2主要ロータ羽根付きリング9''の根元リング17の径方向内面および第1補助ステータ羽根付きリング15'の周回リング18の径方向外面の間、さらに、第1ロータ羽根付きリング9'の周回リング18の径方向内面および第1補助ステータ羽根付きリング15'の根元リング17の径方向外面の間、第2軸

10

20

30

40

50

方向通路29''、即ち、中心軸「X-X」に対して平行な軸方向に延びる環状容積が区切られている。第1軸方向通路29''には何もシールが設定されず、第2軸方向通路29''は、径方向膨張通路16と交差している。そのため、第1補助ステータ羽根付きリング15'の羽根19から離れる流体は、自由に第2軸方向通路29''を満たす。第2軸方向通路29''は、第1補助ステータ羽根付きリング15'の羽根の出口圧力にあり、第1前方主要チャンバ33と流体連通しているため、同一圧力にある。

【0112】

第2主要ロータ羽根付きリング9''の末端の軸端部、または、より正確には、前記第2主要ロータ羽根付きリング9''の周回リング18の先端面は、固定ケーシング3の前壁10の内面から離間されている。前記先端面は、前壁10の一部と共に、更に、第1補助ステータ羽根付きリング15'と共に、第2補助前方環状チャンバ34を区切っている。第2軸方向通路29''は、第2補助前方環状チャンバ34とも流れ連通している。

10

【0113】

タービン1は、第2補助ステータ羽根付きリング15''、第3主要ロータ羽根付きリング9''、第3補助ステータ羽根付きリング15'''、第4主要ロータ羽根付きリング9'''を備える。それらの構造は、前述した構造と実質的に同一である。

【0114】

径方向シール31は、第3主要ロータ羽根付きリング9'''および第3補助ステータ羽根付きリング15'''の間、さらに、第2主要ロータ羽根付きリング9''および第2補助ステータ羽根付きリング15''の間に設定されている。そのため、区切られているのは、第2主要前方環状チャンバ35、第3主要前方環状チャンバ36、第3補助前方環状チャンバ37、第4補助前方環状チャンバ38である。第3軸方向通路29'''は、第2主要前方環状チャンバ35を第3補助前方環状チャンバ37と連通するように置くので、両方は同一圧力である。第4軸方向通路29''''は、第3主要前方環状チャンバ36を第4補助前方環状チャンバ38と連通するように置くので、両方は同一圧力である。

20

【0115】

各々の主要前方環状チャンバ33、35、36は、ロータディスク6の、それぞれの前方環状領域に対応する。実質的に円筒状中央前方チャンバ30は、ロータディスク6の前方円形領域に対応する。

【0116】

タービン1は、径方向外部密封リング39を更に備え、径方向外部密封リング39は、前壁10の内面からケーシング3の内側に向かって延び、第4主要ロータ羽根付きリング9''''の周回リング18を囲んでいる。径方向外部密封リング39は、羽根付きではないが、連結リング22によって固定ケーシング3に連結された根元リング17の構造を有する。径方向シール31は、径方向外部密封リング39および第4主要ロータ羽根付きリング9''''の周回リング18の間に入れられ、第4補助前方環状チャンバ38から螺旋状通路13への流体の直接通過を防止し、すなわち、第4主要ロータ羽根付きリング9''''の羽根19を流体が迂回することを防止する。

30

【0117】

タービン1は、3つの同心の主要密封リング40'、40''、40'''、40''''を更に備え、これらは、ロータディスク6の後面8に配置されている。主要密封リング40'、40''、40'''、40''''は、固定ケーシング3と共に、4つの後方環状主要チャンバ41'、41''、41'''、41''''を区切っている。

40

【0118】

より具体的には、全ての主要密封リング40'、40''、40'''、40''''は、径方向外部密封リング39と構造的に類似しているため、連結リング22によって固定ケーシング3に連結された根元リング17を備える。径方向シール31は、全ての主要密封リング40'、40''、40'''、40''''の根元リング17及び、ロータディスク6に一体化され、中心軸「X-X」と同軸の、それぞれの環状突起42'、42''、42'''、42''''の間に入れられている。

50

【 0 1 1 9 】

第1後方環状主要チャンバ4 1'は、ロータディスク6の後面8の第1環状領域、固定ケーシング3の後壁1 1の第1環状部分、第1径方向最内部後方密封リング4 0'、シャフト4によって区切られる。ロータディスク6を通過する(図1には一つだけが見える)複数の第1ダクト4 3は、第1後方環状主要チャンバ4 1'を略円筒状前方チャンバ3 0との流体連通に置く。そのため、第1補助前方環状チャンバ3 2、第1軸方向通路2 9'、略円筒状前方チャンバ3 0、第1後方環状チャンバ4 1'は、全て、同一圧力「P 1」である。

【 0 1 2 0 】

第2後方環状主要チャンバ4 1''は、ロータディスク6の第2後方環状領域、第1後方密封リング4 0'、第2後方密封リング4 0''、固定ケーシング3の後壁1 1の第2環状部分によって区切られている。中心軸「X - X」と平行なロータディスク6を通過する(図1に一つしか見えない)複数の第2ダクトは、第2後方環状主要チャンバ4 1''を第1主要前方環状チャンバ3 3と流体流通に置く。そのため、第2補助前方環状チャンバ3 4、第2軸方向通路2 9''、第2後方環状主要チャンバ4 1''、第1主要前方環状チャンバ3 3は、全て、同一圧力「P 2」である。

【 0 1 2 1 】

第3後方環状主要チャンバ4 1'''は、ロータディスク6の第3後方環状領域、第2後方密封リング4 0''、第3後方密封リング4 0'''、固定ケーシング3の後壁1 1の第3環状部分によって区切られている。中心軸「X - X」に対して平行であるロータディスク6を通過する(図1には一つだけが見える)複数の第3ダクト4 5は、第3後方環状主要チャンバ4 1'''を第2主要環状チャンバ3 5との流体連通に置く。そのため、第3補助前方環状チャンバ3 7、第3軸方向通路2 9'''、第3後方環状主要チャンバ4 1'''、第2主要前方環状チャンバ3 5は、全てが同一の第3圧力「P 3」である。

【 0 1 2 2 】

第4後方環状主要チャンバ4 1''''は、ロータディスク6の第4後方環状領域、第3後方密封リング4 0'''、第4後方密封リング4 0''''、固定ケーシング3の後壁1 1の第4環状部分によって区切られている。中心軸「X - X」に対して平行であるロータディスク6を通過する(図1には一つだけが見える)複数の第4ダクト4 6は、第4後方環状主要チャンバ4 1''''を第3主要前方環状チャンバ3 6と流体連通に置く。そのため、第4補助前方環状チャンバ3 8、第4軸方向通路2 9''''、第4後方環状主要チャンバ4 1''''、第3主要前方環状チャンバ3 6は、全てが同一の第4圧力「P 4」である。

【 0 1 2 3 】

入口圧力「P in」で軸方向入口1 2を通過して入る作動流体は、ステータ羽根2 6を通過した後、第1圧力「P 1」を有する。前記第1圧力「P 1」は、(推力 $F_{1f} = P_1 * A_{1f}$ を発生させ)ロータディスク6の第1前方領域「A_{1f}」に作用するが、これは、ロータディスク6の前方円形領域と第1主要ロータ羽根付きリング9'の周回リング1 8の先端面の領域との合計に等しい。

【 0 1 2 4 】

第1圧力「P 1」は、前記ロータディスク6の第1後方環状領域「A_{1p}」に作用し、反対推力 $F_{1p} = P_1 * A_{1p}$ を発生させる。前記第1後方環状領域「A_{1p}」は、ロータディスク6の後面8の領域に等しく、これは、第1後方環状主要チャンバ4 1'に属し、シャフト4を囲んでいる。第1前方領域「A_{1f}」は、第1後方環状領域「A_{1p}」と等しいので、合成の推力はゼロになる($F_{1f} = F_{1p}$)。

【 0 1 2 5 】

膨張径方向通路1 6に沿って続けると、作動流体は、第1主要羽根付きリング9'の羽根1 9および第1補助羽根付きリング1 5'の羽根1 9を通過する。第1補助羽根付きリング1 5'のちょうど下流側で、作動流体は、第2圧力「P 2」を有する。前記第2圧力「P 2」は、推力 $F_{2f} = P_2 * A_{2f}$ を発生させる。第2前方環状領域「A_{2f}」は、第2主要ロータ羽根付きリング9''の周回リング1 8の先端面と、第1前方主要チャンバ

10

20

30

40

50

33内に含まれるロータディスク6の前面7の環状領域および前記ロータディスク6に向けられた第1主要ロータリング9'の根元リング17の先端面の領域の間の差との合計に等しい。

【0126】

同一の第2圧力「P2」は、前記ロータディスク6の第2後方環状領域「A_{2p}」に作用し、反対推力 $F_{2p} = P_2 * A_{2p}$ を発生させる。前記第2後方環状領域「A_{2p}」は、第2後方環状主要チャンバ41''に属するロータディスク6の後面8の領域に等しい。第2前方領域「A_{2f}」は、第2後方環状領域「A_{2p}」と等しいので、合成の推力はゼロになる($F_{2f} = F_{2p}$)。

【0127】

作動流体は、第2主要羽根付きリング9''の羽根19および補助羽根付きリング15''の羽根19を通過する。第2補助羽根付きリング15''のちょうど下流側で、作動流体は第3圧力「P3」を有する。前記第3圧力「P3」は、推力 $F_{3f} = P_3 * A_{3f}$ を発生させる。第3前方環状領域「A_{3f}」は、第3主要ロータ羽根付きリング9'''の周回リング18の先端面の領域と、第2前方主要チャンバ35に含まれるロータディスク6の前面7の環状領域および前記ロータディスク6に向けられた第2主要ロータリング9''の根元リング17の先端面の領域の間の差との合計に等しい。

【0128】

同一圧力「P3」は、前記ロータディスク6の第3後方環状領域「A_{3p}」に作用し、反対推力 $F_{3p} = P_3 * A_{3p}$ を発生させる。前記第3後方環状領域「A_{3p}」は、第3後方環状主要チャンバ41'''に属するロータディスク6の後面8の領域に等しい。第3前方領域「A_{3f}」は、第3後方環状領域「A_{3p}」と等しいので、合成の推力はゼロになる($F_{3f} = F_{3p}$)。

【0129】

作動流体は、第3主要羽根付きリング9'''の羽根19および補助羽根付きリング15'''の羽根19を通過する。補助羽根付きリング15'''のちょうど下流側で、作動流体は、第4圧力「P4」を有する。前記第4圧力「P4」は、推力 $F_{4f} = P_4 * A_{4f}$ を発生させる。第4前方環状領域「A_{4f}」は、第4主要ロータ羽根付きリング9''''の周回リング18の先端面の領域と、第3前方主要チャンバ36に含まれるロータディスク6の前面7の環状領域および前記ロータディスク6に向けられた第3主要ロータリング9'''の根元リング17の先端面の領域の差との合計に等しい。

【0130】

同一の第4圧力「P4」は、前記ロータディスク6の第4後方環状領域「A_{4p}」に作用し、反対推力 $F_{4p} = P_4 * A_{4p}$ を発生させる。

【0131】

前記第4後方環状領域「A_{4p}」は、全体または部分的に、シャフト4に外側から作用する外部/大気圧 P_{atm} の推力を釣り合わせるように設計されている。第4後方環状主要チャンバ41''''は、シャフト4に作用する外部/大気圧 P_{atm} の軸方向推力補償の為にチャンバであり、第4後方環状領域「A_{4p}」は、シャフト4の補償領域である。

【0132】

図1の実施形態において、第4主要環状チャンバ41''''および第4後方環状領域「A_{4p}」は、ロータディスク6の最大直径によって制限される。留意されるように、実際、ロータディスク6の周縁部は、第4主要羽根付きリング9''''で終わっている。第4後方環状領域「A_{4p}」は、それぞれの前方環状領域「A_{4p}」及び以下の関係式に従う回転シャフト4の横断面領域「A_a」の間の差に等しい。 $A_{4p} = A_{4f} - A_a$

【0133】

第1前方領域、第2前方領域、第3前方領域に作用する力は、第1後方領域、第2後方領域、第3後方領域に作用する力によって釣り合わされるのが好ましいが($F_{1f} = F_{1p}$; $F_{2f} = F_{2p}$; $F_{3f} = F_{3p}$)、ロータディスク6によって形成されるロータ2に作用する合成の軸方向の力は、以下の合力と等しい。

10

20

30

40

50

【 0 1 3 4 】

$$\text{合力} = F_{4f} - F_{4p} - F_{\text{shaft}} =$$

【 0 1 3 5 】

$$(P_4 * A_{4f}) - (P_4 * A_{4p}) - P_{\text{atm}} * A_a =$$

【 0 1 3 6 】

$$P_4 * A_{4f} - P_4 * A_{4p} + P_4 * A_a - P_{\text{atm}} * A_a =$$

【 0 1 3 7 】

$$A_a * (P_4 - P_{\text{atm}})$$

【 0 1 3 8 】

そのため、合成の軸方向の力は、シャフトの領域と、最終ステータの外部圧力「 P_4 」及び大気圧 P_{atm} の差との関数になる。シャフトの直径 120 mm、大気圧が 101000 Pa と仮定すると、推力は、最低で、 $P_4 = 0$ パール絶対圧（真空下）のとき、1142 N に等しく、最大圧力が考慮されるときに最大になり、これは、ORC サイクルにおいて、通常、6 パール（絶対）を超えず（一般には 0.5 ~ 1.5 パール（絶対））であり、5640 N に等しい（図 5）。

10

【 0 1 3 9 】

図 2 の変形実施形態において、第 4 後方環状領域「 A'_{4p} 」は、第 4 主要羽根付きリング 9'''' を越えて径方向に延び、所定の設計条件（設計点）に対して合成の軸方向の力を全体的に相殺するものである。シャフト 4 の補償領域「 A'_{4p} 」は、それぞれの前方環状領域および係数の合計に等しいが、係数は、シャフト 4 の横断面領域と外部 / 大気圧「 P_{atm} 」との関数である。換言すると、シャフトの補償領域は、追加領域によって増加される。前記追加領域は、第 4 径方向最外部後方密封リング 40'''' の直径、すなわち、第 4 径方向最外部後方環状主要チャンバ 41'''' の直径を増加することによって得られる。

20

【 0 1 4 0 】

P_{out} を第 4 主要羽根付きリング 9'''' の出口圧力、すなわち、第 5 前方環状追加領域「 A_{5f} 」に作用する螺旋状通路 13 における出口圧力と呼ぶと、以下の場合に合力はゼロになる。

【 0 1 4 1 】

$$\text{合力} = F_{4f} + F_{5f} - F_{4p} - F_{\text{shaft}} = (P_4 * A_{4f}) + (P_{\text{out}} * A_{5f}) - (P_4 * A'_{4p}) - P_{\text{atm}} * A_a = 0$$

30

【 0 1 4 2 】

ここで、

【 0 1 4 3 】

$$A'_{4p} = A_{4p} + A_{5f}$$

【 0 1 4 4 】

さらに、

【 0 1 4 5 】

$$A_{4p} = A_{4f} - A_a$$

【 0 1 4 6 】

$$P_4 * A_{4f} + P_{\text{out}} * A'_{4p} - P_{\text{out}} * A_{4p} - P_4 * A'_{4p} - P_{\text{atm}} * A_a = 0$$

40

【 0 1 4 7 】

$$P_4 * A'_{4p} - P_{\text{out}} * A'_{4p} = P_4 * A_{4f} - P_{\text{out}} * A_{4p} - P_{\text{atm}} * A_a$$

【 0 1 4 8 】

$$A'_{4p} * (P_4 - P_{\text{out}}) = P_4 * A_{4f} - P_{\text{out}} * (A_{4f} - A_a) - P_{\text{atm}} * A_a$$

【 0 1 4 9 】

$$A'_{4p} * (P_4 - P_{\text{out}}) = A_{4f} * (P_4 - P_{\text{out}}) + A_a * (P_{\text{out}} - P_{\text{atm}})$$

【 0 1 5 0 】

そのため、所定の設計条件の為の合成の軸方向の力を全体的に相殺する第 4 後方環状領域「 A'_{4p} 」は、

50

【 0 1 5 1 】

$$A'_{4p} = A_{4f} + A_a * (P_{out} - P_{atm}) / (P_4 - P_{out})$$

【 0 1 5 2 】

または、換言すれば、

【 0 1 5 3 】

$$A_{5f} = A_a * (P_4 - P_{atm}) / (P_4 - P_{out})$$

【 0 1 5 4 】

設計が当該機械の高い放出圧力「P_{out}」（例えば15バール）を与える場合、さらに、最終ロータにおける膨張比1.2を仮定する場合（P₄ = 1.2 * P_{out}）、推力を排除する為に必要な領域「A_{5f}」は、次式になる。

【 0 1 5 5 】

$$A_{5f} = A_a * (18 - 1) / (18 - 15) = 5.66 * A_a$$

【 0 1 5 6 】

図6は、そのような領域、圧力15バール、合力の軸方向の力がゼロのものを図示する。そのような推力値は、有機膨張器で一般に使用される転がり軸受によって更に低くなり、「耐えられる」。実際、直径が120mm、大気圧が101000Paに等しく、最終ステータの設計出口圧力「P₄」が15バールに等しく、最終ロータの膨張比が1.2に等しいと仮定すると、推力は、「P₄」=0バール（絶対、真空下）で最低になり、-1142Nに等しく、通常は30バール（絶対）を越えない考慮されるべき最大圧力で最大になり、+1142Nに等しい。

【 0 1 5 7 】

2つの解決策を比較すると、第2解決策は、当該機械の放出圧力「P_{out}」が高いとき（>5バール（絶対））明らかな利点を有する。

【 0 1 5 8 】

図示されていない変形実施形態において、後方環状補償チャンバは、異なる径方向の位置、たとえば、径方向最内部に置かれる。好ましくは、後方環状補償チャンバは、外部/大気圧に最も近い圧力のチャンバである。

【 0 1 5 9 】

図示されていない変形実施形態において、それぞれの作動流体用軸方向通路は、径方向に隣接する段の間で区切られ、径方向シールは、同一の段の各々の主要羽根付きリングおよび補助羽根付きリングの間に入れられている。

【 0 1 6 0 】

図3は、更なる実施形態を図示する。図3の実施形態は、タービン1が二重反転型であることから、図1および図2の実施形態とは異なる。タービン1は、第1ロータ2'および第2ロータ2''を備える。第1ロータ2'は、第1ロータディスク6'および第1ロータディスク6'と一体の第1回転シャフト4'を備え、中心軸「X-X」の周りを固定ケーシング3内で回転可能である。第1ロータディスク6'は、前面7'で、主要同心羽根付きリング9', 9'', 9''', 9''''を担持する。

【 0 1 6 1 】

第2ロータ2''は、第2ロータディスク6''および第2ロータディスク6''と一体の第2回転シャフト4''を備え、第1ロータディスク6'に対して反対方向に、中心軸「X-X」の周りを固定ケーシング3内で回転可能である。

【 0 1 6 2 】

第2ロータディスク6''は、前面7''で、同心の補助羽根付きリング15', 15'', 15'''を担持し、これらは、同様に羽根付きロータリングである。特に、第1主要羽根付きリング9'は、径方向最内部位置に設定され、中心軸から径方向に離れるが、第1補助羽根付きリング15'、第2主要羽根付きリング9''、第2補助羽根付きリング15''、第3主要羽根付きリング9'''、第3補助羽根付きリング15'''、第4主要羽根付きリング9''''が追従する。径方向外部密封リング39は、第2ロータディスク6''の前面7''から延び、第4主要羽根付きリング9''''の周回リング18を囲む。

10

20

30

40

50

【0163】

略円筒状前方チャンバ30，環状前方主要チャンバ33，35，36，後方環状主要チャンバ41'，41''，41'''，41''''、第2補助通路29''、第3補助通路29'''、第4補助通路29''''、第2補助前方環状チャンバ34，第3補助前方環状チャンバ37，第4補助前方環状チャンバ38の構造は、図1及び図2のタービンの為に説明されたものと実質的に同一である。

【0164】

それらのタービンと異なり、図3のタービンは、第1軸方向通路29'を持たず、第1補助前方環状チャンバ32を持たない(他の3つの補助前方環状チャンバのみを有する)。

10

【0165】

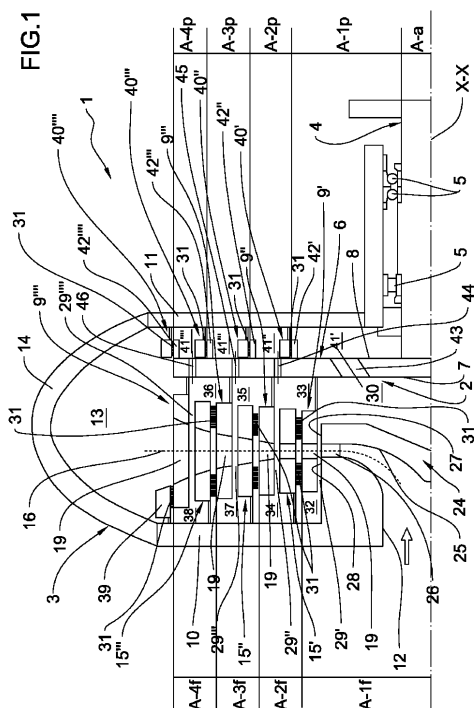
さらに、第2ロータディスク6''は、第1ロータディスク6'と同一の原理に従って、補助的に釣り合わされている。図3のタービン1は、実際、補助推力を釣り合わせる為に補助後方チャンバ47'，47''，47'''，47''''を有する。固定ケーシング3と一体の同心補助密封リング48，48，48，48と、第2ロータディスク6''と一体の補助環状突起49'，49''，49'''，49''''とは、前記補助後方チャンバ47'，47''，47'''，47''''を区切り、これらは、第2ロータディスク6''内に形成された、それぞれのダクト50，51，52，53を通して、それぞれの補助前方環状チャンバ34，37，38と連通している。

20

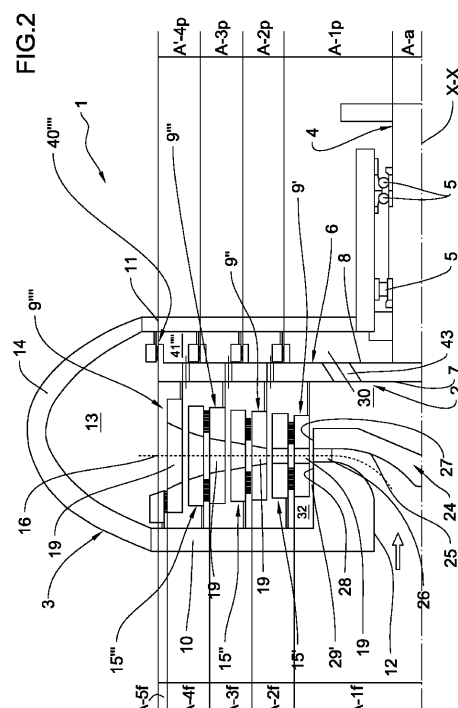
【0166】

他の図示しない変形実施形態において、ラジアルターボ機械は、求心力を利用するものでもよく、さらに/または、圧縮機でもよく、さらに/または蒸気で作動するように設計されてもよい。

【図1】

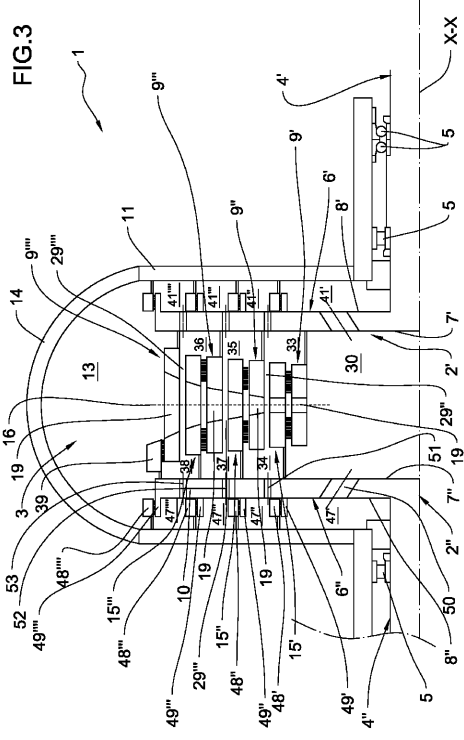


【図2】



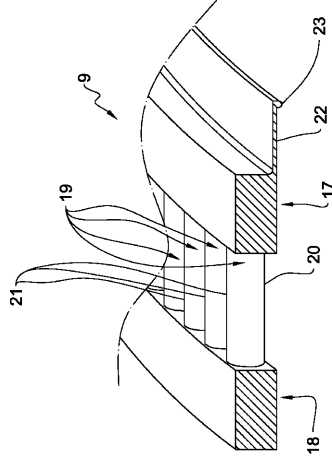
【 図 3 】

FIG.3



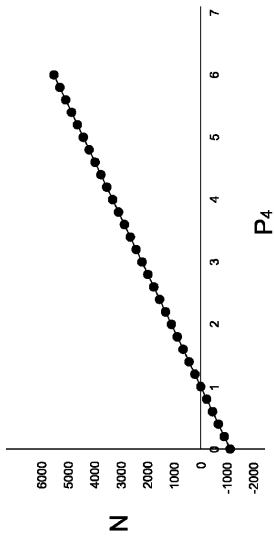
【 図 4 】

FIG.4



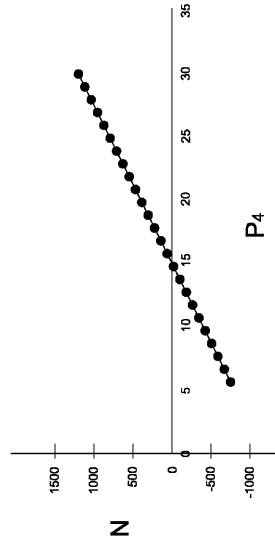
【 図 5 】

FIG.5



【 図 6 】

FIG.6



フロントページの続き

(72)発明者 スバダチーニ, クラウディオ
イタリア, 28925 ベルバニア スナ (ヴェルバーノ・クジオ・オッソラ), 58,
ヴィア トルベツコイ

(72)発明者 リッツィ, ダリオ
イタリア, 21050 ビズスキオ (ヴァレーゼ), 73, ヴィア マッツィーニ

審査官 高吉 統久

(56)参考文献 米国特許第02374671(US,A)
米国特許第02626501(US,A)
仏国特許発明第00376214(FR,A)
国際公開第2015/140711(WO,A1)
特開2006-144758(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F01D 1/06
F04D 29/44