

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4409571号
(P4409571)

(45) 発行日 平成22年2月3日(2010.2.3)

(24) 登録日 平成21年11月20日(2009.11.20)

(51) Int.Cl.

F 1

F 16C 17/06 (2006.01)
F 16C 33/08 (2006.01)F 16C 17/06
F 16C 33/08

請求項の数 14 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2006-508147 (P2006-508147)
(86) (22) 出願日	平成16年4月8日(2004.4.8)
(65) 公表番号	特表2006-527336 (P2006-527336A)
(43) 公表日	平成18年11月30日(2006.11.30)
(86) 國際出願番号	PCT/EP2004/003766
(87) 國際公開番号	W02004/109132
(87) 國際公開日	平成16年12月16日(2004.12.16)
審査請求日	平成18年3月29日(2006.3.29)
(31) 優先権主張番号	0313134.9
(32) 優先日	平成15年6月7日(2003.6.7)
(33) 優先権主張国	英國(GB)
(31) 優先権主張番号	0313929.2
(32) 優先日	平成15年6月17日(2003.6.17)
(33) 優先権主張国	英國(GB)

(73) 特許権者 390039413
 シーメンス アクチエンゲゼルシヤフト
 S i e m e n s A k t i e n g e s e l
 l s c h a f t
 ドイツ連邦共和国 D-80333 ミュ
 ンヘン ヴィッテルスバッハ-プラッツ
 2
 W i t t e l s b a c h e r p l a t z
 2, D-80333 Muenchen
 , Germany
 (74) 代理人 100075166
 弁理士 山口巖

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 傾斜パッド軸受アセンブリ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

外側担体(12)と、

前記担体内に保持された複数の傾斜パッド(14)と、

円周上の所与の位置に該傾斜パッドを保持する対応する複数の保持ピン(50, 60, 70)であって、各々、前記対応する傾斜パッドの空洞(28, 62, 72)の側面(38, 68, 78)に当たるよう、前記外側担体中に固定されている複数の保持ピン(50, 60, 70)と

を備える傾斜パッドラジアル軸受アセンブリであって、

少なくとも1つの保持ピン(50, 60, 70)と、その対応する空洞(28, 62, 72)とは、各々使用時に、傾斜パッド軸受アセンブリおよび前記傾斜パッドの軸線に直角な平面内の前記保持ピン(50, 60, 70)と前記側面(38, 68, 78)との間の隙間(c)に関して、前記外側担体(12)の前記内面にある第1の場所(54, 64, 74)の方が、前記第1の場所に対して前記側面の半径方向内方の部分の対応するあらゆる場所よりも狭いよう形づくられており、そのために、前記保持ピン(50, 60, 70)と前記傾斜パッド(14)との間の接觸点(54, 54', 64, 64', 74, 74')が、使用時には前記外側担体(12)の前記内面にあり、前記傾斜パッド(14)が、前記外側担体(12)に関して周方向に移動することなく傾斜できることを特徴とする軸受アセンブリ。

【請求項 2】

10

20

前記保持ピン(50)が、傾斜パッドラジアル軸受アセンブリおよび前記傾斜パッドの軸線に直角な平面内に、テーパ付き断面を持つことを特徴とする請求項1記載の軸受アセンブリ。

【請求項3】

前記保持ピン(50)の前記断面の両側のテーパ角が等しいことを特徴とする請求項2記載の軸受アセンブリ。

【請求項4】

前記空洞(62、72)が、傾斜パッドラジアル軸受アセンブリおよび前記傾斜パッドの軸線に直角な平面内での寸法(d)に関し、前記第1の場所(64、74)の方が、前記第1の場所(64、74)に対して前記側面(68、78)の半径方向内方の部分の対応するあらゆる場所よりも狭いように形成されたことを特徴とする請求項1記載の軸受アセンブリ。10

【請求項5】

前記空洞(62)が、傾斜パッドラジアル軸受アセンブリ(10)および前記傾斜パッド(14)の軸線に直角な平面内に、テーパ付き断面を持つことを特徴とする請求項4記載の軸受アセンブリ。

【請求項6】

前記空洞(62)の前記断面の両側のテーパ角が等しいことを特徴とする請求項5記載の軸受アセンブリ。20

【請求項7】

前記保持ピン(50、60、70)と前記空洞(28、62、72)が、各々前記傾斜パッド(14)および傾斜パッドラジアル軸受アセンブリ(10)の軸方向(A、A')において細長いことを特徴とする請求項1から6の1つに記載の軸受アセンブリ。20

【請求項8】

前記空洞(28、62、72)が、前記傾斜パッド(14)の軸方向の広がりの一部しか占有せず、かつ前記保持ピン(50、60、70)が、前記空洞(28、62、72)と一致した軸方向の寸法を持つことを特徴とする請求項1から7の1つに記載の軸受アセンブリ。

【請求項9】

前記保持ピン(50)の形状が、長方形のベースを持つピラミッド状であることを特徴とする請求項1から8の1つに記載の軸受アセンブリ。30

【請求項10】

前記保持ピン(50)の形状が、正方形のベースを持つピラミッド状であることを特徴とする請求項1から8の1つに記載の軸受アセンブリ。

【請求項11】

前記保持ピン(50)の形状が、切頭形のピラミッド状であることを特徴とする請求項9記載の軸受アセンブリ。

【請求項12】

前記保持ピン(50)の形状が、切頭形のピラミッド状であることを特徴とする請求項10記載の軸受アセンブリ。40

【請求項13】

前記保持ピン(50)の形状が、円錐形又は切頭円錐形であることを特徴とする請求項1から8の1つに記載の軸受アセンブリ。

【請求項14】

前記空洞(28、62、72)と前記保持ピン(50、60、70)を組み合わせたものが2つ以上、各傾斜パッド(14)上で、前記傾斜パッド(14)および傾斜パッドラジアル軸受アセンブリ(10)の軸方向(A、A')に揃えて設けられたことを特徴とする請求項1から13の1つに記載の軸受アセンブリ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、例えばガスタービン内のエンジンのロータを支持するのに使用される軸受に関する。特に本発明は、傾斜パッド(tilt pad)ラジアル軸受で傾斜パッドを保持するための機械的手段に関する。

【背景技術】**【0002】**

ガスタービンエンジンのロータ軸の軸受アセンブリは、分割され(半径方向に自動調心され)、外側担体で保持され、油圧潤滑され、かつ、傾斜パッド軸受として公知の平軸受タイプのものである。このような軸受は、ガスタービンエンジンが作動しているときに、高速および高負荷を受け、また軸受の摩耗が非常に僅かでも限度を外れると、エンジンに破壊的な影響を及ぼしかねない。このためエンジン停止の可能性があり、この種のエンジンでは、その停止は、通常、非常に費用のかかる問題である。それ故、エンジン寿命を考慮して、これら軸受が信頼できる働きをすることが是非必要である。10

【0003】

このような分割された平軸受構成では、該軸受アセンブリの外側担体に固定され、かつ分割片において、分割片端面又は分割片本体の内部穴や内部通路の側面に当たる保持ピンを用い、各分割片の周方向の動きを抑えることが一般的である。この保持ピンは、その全長にわたり平行な円形ピンでもよいが、公知の変形例は、円形のピン幹部上に回転槽円状の先端を付したピン用のものであって、球体の直径は、円形のピン幹よりも大きい。20

【0004】

軸受分割片と軸受外側担体との接触面では、分割片を、設計限度を超えて動かす腐食(fretting)摩耗が発生する可能性があり、従って軸受に関係するエンジン問題を生じ得る。この腐食は、分割片と担体との間の押圧力の下に、僅かな周方向の摺動動作に起因し、従来技術のピン設計ではこの摺動動作が生じていると考えられる。20

【0005】

本発明は、上記の摺動動作を減らし、腐食摩耗をも減らすことを目的とする。

【0006】

図1は、米国ウイスコンシン州のWaukesha Bearings社製の、TJシリーズ軸受等で公知の傾斜パッドラジアル軸受アセンブリ10を例示する。この軸受アセンブリを、図面の右側では完成品(10)として、また図面の左側では一部分分解したもの(10')として示す。各軸受アセンブリは、複数の傾斜パッド14が入った外側担体12を含む。孤立している傾斜パッドから、図面の右下に向かって、更に明らかに理解できるように、各々の傾斜パッド14は、中空円筒体の一断片として形づくられている。この傾斜パッドの外径Rは、外側担体12の内径R'よりやや小さい。このため傾斜パッドは、傾斜パッドの軸線Aと外側担体の軸線A'に平行なただ1つの直線接触領域に沿ってのみ、外側担体との接触を維持しながら、外側担体12内で揺動できる。一部分分解したアセンブリ10'から解る如く、外側担体12は、一方の軸方向に、傾斜パッドを保持するリップ16を含む。保持板18が、アセンブリ10'の軸方向の他端に取り付けられ、他方の軸方向に傾斜パッドを保持する。保持ピン20は、傾斜パッドを、円周上の所与の位置に保持する。方向A、A'は、傾斜パッド14と軸受10'の各々の軸方向を示す。30

【0007】

図2は、動作中の図1のシステムを詳細に示す。傾斜パッドラジアル軸受アセンブリで支持されるタービンモータのロータ(図示せず)は、矢印22で示す如く、反時計回りの方向に回転する。このロータと傾斜パッド14との間に作用する摩擦により、傾斜パッド14が、保持ピン20に押し当たる。傾斜パッド14は、ロータの回転速度や不つり合い力等の要因に応じて、動作中に傾斜しがちである。傾斜パッド14は、実線で示す位置から、点線で示す位置に向かい傾斜する。傾斜パッド14の前縁24は、保持ピン20で抑えられ、従って位置24'を取ることができず、より的確には、最初の位置24から半径方向外向きに移動した等価位置24''、但しロータの回転方向22と反対方向に、位置24'に対して外側担体12の周りを周方向に移動した等価位置24''を得ねばならない。4050

前縁 24 を位置 24' に置くような位置迄傾斜パッド 14 を移動させることは、単なる揺動運動であって、傾斜パッド 14 と外側担体 12との間に、全く摩擦運動をもたらさないことになるが、傾斜パッド 14 を保持ピン 20 で保持し、かつ前縁 24 が位置 24" を取る位置を、傾斜パッド 14 に無理に取らせることから、傾斜パッド 14 は、外側担体 12 の円周の周りに、Df で示す距離だけ相対的な摩擦移動を起こすことになる。

【0008】

後のロータの動作時に、傾斜パッド 14 は傾斜して、24 に示す位置迄戻さねばならない。不つり合いの軸により、傾斜パッド 14 は、一回転する毎に一回、前後に揺動することになり、これは、ガスタービンでは、約 17000 回 / 分である。この場合も、傾斜パッド 14 は、外側担体 12 上で、但し反対方向に、距離 Df だけ摩擦移動を起こすことになる。距離 Df は、一般に短く、一例では 8.7 μm と計算されてきた。しかしこのような摩擦運動で生ずる摩耗は、この摩擦移動の繰返し回数と、一般に傾斜パッド 14 と外側担体 12との間に加わる大きい機械負荷を考慮してかなり大きくなる。保持ピン 20 は、図 1 に示すものに類した円筒形ピンであるか、軸方向 A' に細長いものである。

10

【0009】

図 4 は、傾斜パッド 14 が、傾斜パッド 14 の外面に形成された空洞 28 内に保持ピン 30 を位置づけて、傾斜パッド 14 が周方向の動きを抑えられるという点で、図 1 に示すものとは異なる別タイプの公知の傾斜パッドラジアル軸受アセンブリを詳細に示す。この例では、保持ピン 30 上に、張出し頭部を設けている。この張出し頭部は、円筒形ピン上で、球状又は回転楕円状である。代替的に、この張出し頭部は、軸方向に細長いピン 30 上で円筒形であってもよい。

20

【0010】

使用時には、傾斜パッドラジアル軸受アセンブリで支えられるタービンモータのロータ(図示せず)は、反時計回りの方向 22 に回転する。ロータと傾斜パッド 14との間に作用する摩擦のため、空洞 28 の内面は、接触点 34 にて保持ピン 30 に押し当たる。傾斜パッド 14 は、ロータの回転速度や不つり合い力等の要因に応じ、動作中に傾斜しがちである。傾斜パッド 14 は、実線で示す位置から、点線で示す位置に向かって傾斜する。傾斜パッド 14 の空洞 28 の後縁 38 は、保持ピン 30 で抑えられ、従って位置 34' を取ることができず、より的確には、ロータの回転方向 22 と反対の方向に、外側担体 12 の周りに周方向に移動した等価位置 34" を得ねばならない。後後縁 38 を位置 34' に置くような位置迄傾斜パッド 14 を移動させることは、単なる揺動運動であって、傾斜パッド 14 と外側担体 12との間には全く摩擦運動を起こさないが、傾斜パッド 14 を保持ピン 30 で保持し、かつ後縁 38 が位置 34" を取る位置を、傾斜パッド 14 に無理に取せるという事実から、傾斜パッド 14 は、外側担体 12 の円周の周りに、D'f で示す距離だけ相対的な摩擦移動を起こすことになる。

30

【0011】

後で、ロータの動作時、傾斜パッド 14 は、傾斜させて位置 34 及戻さねばならない。この場合も、傾斜パッド 14 は、外側担体 12 上で、但し反対方向に距離 D'f だけ摩擦移動を起こすことになる。距離 D'f は一般に短く、一例では 3.6 μm と計算されてきた。しかし、かかる摩擦運動で生ずる摩耗は、摩擦移動の繰返し回数と、一般に傾斜パッド 14 と外側担体 12 の間に加わる大きい機械負荷とを考慮すると、かなり大きくなる。

40

【0012】

傾斜パッド 14 と外側担体 12 上で摩耗が発生する度合いは様々である。現在考えられる要因は、運転時間と、傾斜パッド 14 で実行されるスタートの回数、エンジン、軸受、傾斜パッドのタイプと設計、外側担体 12 と傾斜パッドの材料の硬さ、軸受の隙間、軸受の表面仕上げおよび全体システムの使用時の不つり合いと振動の度合いを含む。

【0013】

傾斜パッド 14 および / 又は外側担体 12 の摩耗の結果には、軸受の隙間の拡大が含まれ、これは、軸受の強さと減衰を減らし、かつ不つり合いと他の加振力に対する許容差を減らす。このように軸受の隙間が拡大すると、軸振動が増大する。更に傾斜パッド 14 お

50

より／又は外側担体 1 2 の摩耗により、補修費用が増え、かつ運転停止時間が長くなる。

【0014】

腐食に関し最も影響の大きい要因は、摩擦移動 D_f 、 $D'f$ （表面摺動）の幅である。他の要因として、材料の硬さ、表面仕上げ、接触圧力および施された潤滑材がある。図 3 A ~ 3 B は、比較のため、図 3 A の右側に図示した仕上げ面から、図 3 B に図示したものに類する腐食発生面への変化を示す。図 3 A と図 3 B は、同一の尺度ではない。

【発明の開示】

【課題を解決するための手段】

【0015】

本発明は、傾斜パッドラジアル軸受上での腐食摩耗の発生を軽減することを目的とし、外側担体、該担体内に保持された複数の傾斜パッドおよび円周上の所与の位置に傾斜パッドを保持する対応する複数の保持ピンであって、各々対応する傾斜パッドの空洞の側面に当たるよう、外側担体中に固定された保持ピンを含む傾斜パッドラジアル軸受アセンブリを提供する。少なくとも 1 つの保持ピンと、その対応する空洞は、各々使用時に、傾斜パッド軸受アセンブリの軸線に直角な平面内での保持ピンと上記空洞の側面との間の隙間に關して、外側担体の内面にある第 1 の場所の方が、第 1 の場所に対し上記側面の半径方向内方の部分の対応するあらゆる場所より狭いように形づくられる。使用時、保持ピンと傾斜パッドの間の接点は、外側担体のほぼ内面にある。よって、傾斜パッドは、事実上外側担体に対し周方向に移動することなく、傾斜できる。

【0016】

保持ピンは、傾斜パッド軸受アセンブリおよび傾斜パッドの軸線に直角な平面内に、テープ付き断面を持つ。この保持ピンの断面の両側のテープ角は等しい。

【0017】

この空洞は、傾斜パッド軸受アセンブリおよび傾斜パッドの軸線に直角な平面内での寸法に關して、第 1 の場所の方が、第 1 の場所に対し上記側面の半径方向内方の部分の対応するあらゆる場所より狭いように形づくられる。

【0018】

この空洞は、傾斜パッド軸受アセンブリと傾斜パッドの軸線に直角な平面内に、テープ付き断面を持つ。空洞の断面の両側におけるテープ角は等しい。

【0019】

保持ピンと空洞は、各々傾斜パッドと傾斜パッド軸受アセンブリの軸方向に細長い。

【0020】

空洞は、傾斜パッドの軸方向の広がりの一部しか占有せず、かつ保持ピンは両立できる軸方向の寸法を持つ。

【0021】

保持ピンは、ピラミッド状であるとよい。このピラミッド形は、正方形又は長方形のベースを持つ。このピラミッド形は、切頭状となし得る。

【0022】

保持ピンの形状は、円錐形又は切頭円錐形でもよい。

【0023】

空洞と保持ピンを組み合わせたものが 2 つ以上、各傾斜パッド上で、傾斜パッドと傾斜パッド軸受アセンブリの軸方向に揃えて設けられる。

【0024】

本発明の上記および更に他の目的、利点、特徴は、添付図面と共に、本発明のいくつかの実施形態の下記説明を参照すれば、更に明確に理解されよう。

【0025】

図 5 に示すように、本発明は、傾斜パッドの改良された保持ピン 50 と空洞 28 が設けられている改良された傾斜パッド軸受アセンブリとを提供する。

【0026】

使用時、傾斜パッドラジアル軸受アセンブリで支持されるタービンモータのロータ（図示

10

20

30

40

50

せず)は、反時計回りの方向22に回転する。ロータと傾斜パッド14との間に作用する摩擦で、空洞28の内面は、接触点54にて保持ピン50に押し当たる。保持ピン50は、接触点54が略外側担体12の表面にあるよう形成されている。図5に示す如く、保持ピン50は、軸受12の軸線Aと傾斜パッド14の軸線A'に直角な平面内に、テーパ付き断面を持っている。保持ピン50と、空洞28の後縁38との間の隙間cは、接触点54から半径方向内方の全ての場所で、更に広い。

【0027】

傾斜パッド14は、ロータの回転速度や不つり合い力等の要因に応じ、動作中に傾斜する。傾斜パッド14は、実線で示す位置から、点線で示す位置に向かい傾斜する。本発明による保持ピン50の外形により、接触点54は、傾斜パッド14の傾斜と共に、新たな場所54'に移ろうとする。図2と4の従来技術のシステムと対照的に、本発明による保持ピン50の外形により、この接触点に、事実上所望の位置54'を取らせる。従って傾斜パッドは、事実上外側担体12に関し周方向に移動することなく、傾斜できる。よって傾斜パッド14の、接触点が位置54'にある位置迄の移動は、単なる揺動運動であり、傾斜パッド14と外側担体12の間に、事実上、全く摩擦運動を生じない。

【0028】

後で、ロータの動作の間に、傾斜パッド14が傾斜し、54で示す位置迄戻す必要がある。この場合も、本発明による保持ピン50の外形により、事実上、傾斜パッド14を外側担体12に関して周方向に移動させることなく、従って外側担体12上での傾斜パッド14の摩擦移動もなしに、可能となる。

【0029】

本発明の一実施形態では、保持ピン50と空洞28は、各々軸受システムの軸方向に細長い。空洞28は、傾斜パッド14の軸方向の寸法の一部しか占有せず、また、保持ピン50は、両立できる軸方向の寸法を持つ。保持ピン50は、ピラミッド形である。このようなピラミッド形は、正方形又は長方形のベースを持つ。このようなピラミッド形は、切頭のものである。保持ピンは、形状が円錐形又は切頭円錐形である。

【0030】

このように空洞と保持ピンを組み合わせたものが2つ以上、各々の傾斜パッド上に設けられる。上記の空洞と保持ピンを組み合わせた複数のものは、好ましくは、傾斜パッド14および軸受10の軸方向に揃えられる。

【0031】

外側担体12の垂線Nを基準として測定した、保持ピン50の外形のテーパ角θが重要である。テーパ角θが外側担体12の垂線Nに近過ぎると、傾斜パッド14は、傾斜時に必ず大きな摩擦移動を再び生じ、本発明の目的の達成を損なう。テーパ角θが小さくなり過ぎると、空洞28の後縁38は、図5に示す地点54、地点54'よりも半径方向内方の地点で、保持ピン50と接触する。従って、テーパ角θの下限は、空洞28の後縁38が傾斜パッド14の略外周でのみ保持ピン50と接触するという要件で与えられる。後縁38が、保持ピン50の半径方向内方の任意の地点、即ち空洞28内の更に奥まった任意の地点で保持ピン50と接触するなら、許容できない大きさの周方向摩擦移動を再び生じるおそれがあり、腐食摩耗の問題が事実上、軽減せず、本発明の目的が達成されない。

【0032】

これに反しテーパ角θが外側担体12の垂線Nから、過大に遠くに拡大すると、傾斜パッド14は、図5に示す如く傾斜時、ロータの動き22と同方向に、摩擦距離だけ移動する。これは、大きな摩擦移動を再び生じさせ、本発明の目的の達成を損なう。

【0033】

保持ピン50の外形に有効なテーパ角範囲の限度は、定期試験や計算で推定できる。

【0034】

特にロータの回転方向22が変化する用途では、保持ピン50の外形の両側のテーパ角θが等しいとよい。ロータが一貫して單一方向22に回転する用途では、保持ピン50のうち、傾斜パッド14と接触しない側面56の外形は重要でない。

10

20

30

40

50

【0035】

図6は、図5と同じく、本発明の代替実施形態を示す。傾斜パッド14の第1の位置を実線、他方傾斜パッド14の第2の位置を点線で示す。平行な面を持つか、何れの方向にもテーパのある保持ピン60は、ピンの先端に隙間cを生ずる末広側壁68、69を持つ空洞62内に配置され、その間、保持ピン60と傾斜パッド14の接触点64を、略保持ピン60の底部、即ち外側担体12の内面に維持し、もって本発明の目的を達成する。

【0036】

傾斜パッド14は、ロータの回転速度や不つり合い力等の要因に応じ、動作中に傾斜する可能性がある。傾斜パッド14は、実線で示す位置から点線で示す位置に向かって傾斜する。本発明による空洞62の外形により、接触点64は、傾斜パッド14の傾斜と共に新たな場所64'に移ろうとする。図2と図4の従来技術のシステムと対照的に、本発明による空洞62の外形により、この接触点に、事実上所望の位置64'を取らせる。よって傾斜パッド14は、事実上外側担体12に関し周方向に移動することなく傾斜できる。このため、接触点が位置64'にある箇所への傾斜パッド14を移動は、単なる揺動運動であって、傾斜パッド14と外側担体12の間に、事実上、全く摩擦運動を生じない。

10

【0037】

後で、ロータの動作中に、傾斜パッド14は、傾斜し64に示す位置迄戻らねばならない。この場合も、本発明による空洞62の外形により、事実上傾斜パッド14を外側担体12に関して周方向に移動させることなく、従って外側担体12上の傾斜パッド14の摩擦移動もなく可能となる。

20

【0038】

保持ピン60と空洞62は各々、軸受システムの軸方向に細長い。空洞28は、傾斜パッド14の軸方向の寸法の一部しか占有せず、また保持ピン60は、両立できる軸方向の寸法を持つ。保持ピン50は、形状がピラミッド形、さいころ形又は円筒形である。ピラミッド形は、正方形又は長方形のベースを持つ。このピラミッド形は、切頭状である。保持ピンは、形状が円錐形又は切頭円錐形である。

【0039】

このように空洞62と保持ピン60を組み合わせたものが2つ以上、各々の傾斜パッド14上に設けられる。上記の空洞と保持ピンを組み合わせた複数のものは、好適には傾斜パッド14および軸受10の軸方向に揃えられる。

30

【0040】

外側担体12の表面の垂線Nを基準として測定した空洞62の外形のテーパ角は重要である。テーパ角が外側担体12の垂線Nに近づきすぎると、空洞62の後縁68は、図6に示す地点64、地点64'より半径方向内方の地点で保持ピン60と接触する。傾斜パッド14は、傾斜する際に必ず大きな摩擦移動を再び生じ、本発明の目的の達成を損なう。従って、テーパ角の下限は、空洞62の後縁68が、傾斜パッド14のほぼ外周でのみ保持ピン60と接触すると言う要件から定まる。後縁68が、保持ピン60の半径方向内方の任意の地点で、即ち空洞62内の更に奥まった任意の地点で保持ピン60と接触するときは、許容できない大きさの周方向摩擦移動を再び生じるおそれがあり、腐食摩耗の問題が事実上、軽減されないことになり、本発明の目的が達成されない。

40

【0041】

これに反しテーパ角が、外側担体12の垂線Nからあまりにも遠くに拡大すると、傾斜パッド14は、傾斜した時ロータの動きと同方向に、摩擦距離だけ移動する。この結果大きな摩擦移動を再び生じ、本発明の目的の達成を損なう。

【0042】

空洞62の外形に有効なテーパ角範囲の限度は、単なる定期試験や計算で推定できる。

【0043】

特にロータの回転方向22が変化する可能性のある用途では、空洞62の外形の両側のテーパ角を等しくするとよい。ロータが一貫して单一方向22に回転する用途では、保持ピン60の内、傾斜パッド14と接触しない側面66の外形は左程重要ではない。

50

【0044】

図7は本発明の更に他の実施形態を示す。図6の実施形態と同様に、空洞72の開口部は、空洞72の残りの部分よりも短い幅dを持つ。しかし図7の実施形態では、空洞72の壁面78と79にテープを付けていない。より具体的には、空洞72は、傾斜パッド軸受アセンブリと傾斜パッドの軸線に直角な平面内での寸法dに関し、第1の場所54を、第1の場所74に対し側面78の半径方向内方の部分の対応する全ての場所より狭く構成している。この実施形態はまた、保持ピン70の先端に隙間cを生じ、その間、保持ピン70と傾斜パッド14との接触点74を、ほぼ外側担体12の内面に維持し、もって本発明の目的を達成する。

【0045】

10

細長い空洞の短い方の寸法dは、固体から内向き段77の形状を切削する、例えばルーティング(routing)で得られる。特に細長くない空洞の短い方の寸法dは、固体から内向き段の形状77を切削し又は端ぐりし、リング状にプレスすることで得られる。

【0046】

図8は、具体的には端ぐり82を用い、短い方の内径dのリング84をプレス嵌め、溶接、ろう付等の方法で取り付け、広げた端ぐり領域を形成することで、短い方の寸法dを与えて一実施形態を示す。

【0047】

その結果得られる構造物は、図7のものと全く同じ働きをし、また、対応する符号を付して、対応する形状構成を示す。

20

【0048】

図7と8の実施形態では、保持ピン70と空洞壁面78、79の一方又は両方にテープを付けるか、その一方又は両方を、外側担体12の内面のほぼ垂線Nとしている。短い方の寸法dは、図示のテープ付き形状構成や、外形が長方形の形状構成で得られる。何れの場合も、接触点74、接触点74'を、ほぼ外側担体12の内面に保たねばならない。

【0049】

よって、本発明は、公知の傾斜パッドラジアル軸受システムで直面するような傾斜軸受上の腐食摩耗の問題を事実上軽減する傾斜パッドラジアル軸受システムを提供する。この利点は、併記の特許請求の範囲に定められるように、或る外形の保持ピンおよび/又は空洞という本発明の対応策により達成される。

30

【図面の簡単な説明】

【0050】

【図1】公知の傾斜パッド軸受アセンブリを示す。

【図2】従来技術の傾斜パッド軸受アセンブリの一部の一例を示す。

【図3A】傾斜パッドへの摩耗の例を示す。

【図3B】傾斜パッドへの摩耗の例を示す。

【図4】従来技術の傾斜パッド軸受アセンブリの一部の一例を示す。

【図5】本発明の傾斜パッド軸受アセンブリの各々の部分の例を示す。

【図6】本発明の傾斜パッド軸受アセンブリの各々の部分の例を示す。

【図7】本発明の傾斜パッド軸受アセンブリの各々の部分の例を示す。

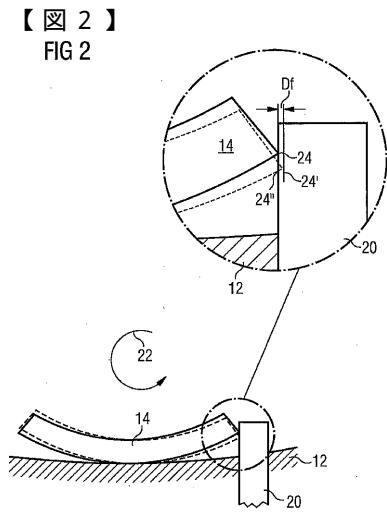
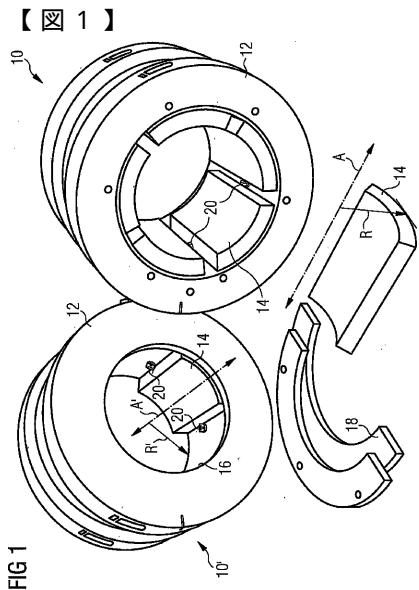
【図8】本発明の傾斜パッド軸受アセンブリの各々の部分の例を示す。

40

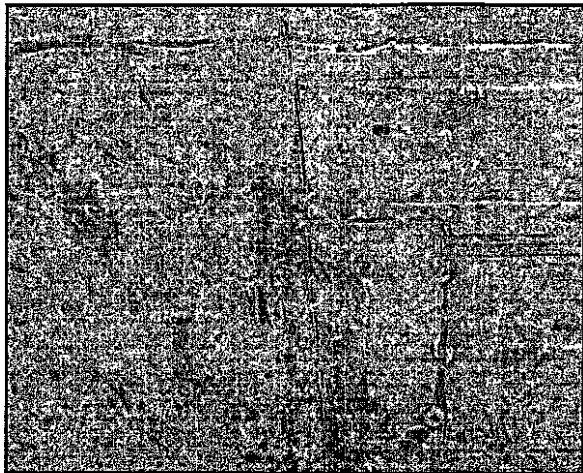
【符号の説明】

【0051】

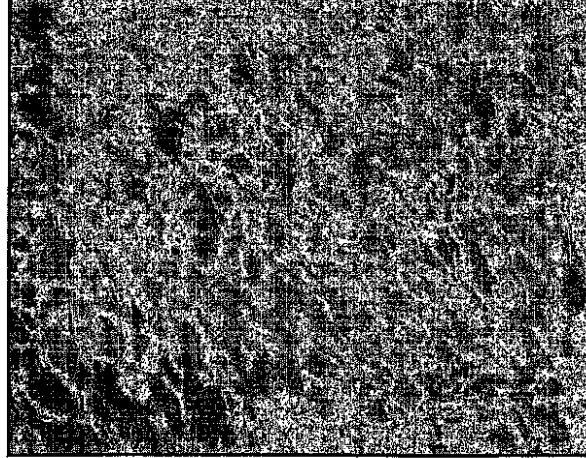
10 軸受アセンブリ、12 外側担体、14 傾斜パッド、28、62 空洞、38、68 側面、50 保持ピン、54、54' 接触点、64 第1の場所



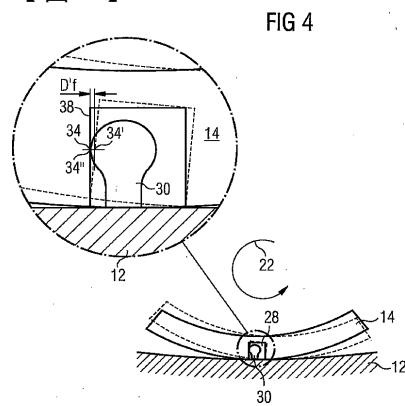
【図 3A】
FIG 3A



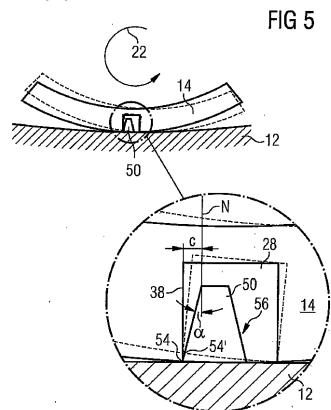
【図 3B】
FIG 3B



【図4】

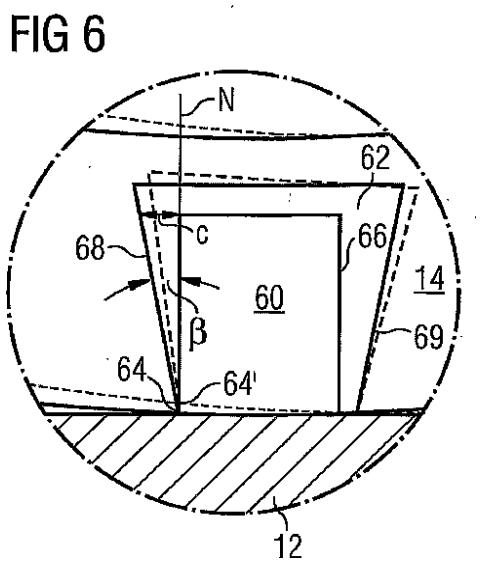


【図5】

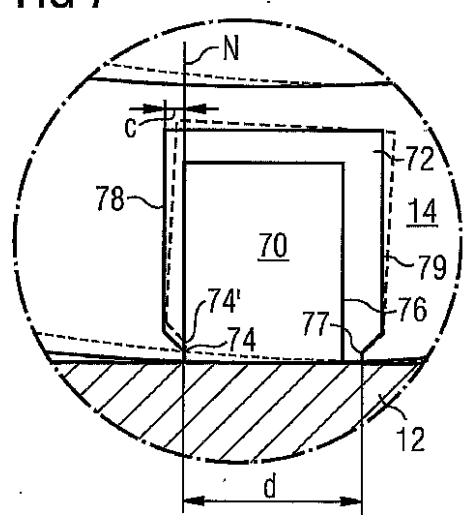


【図6】

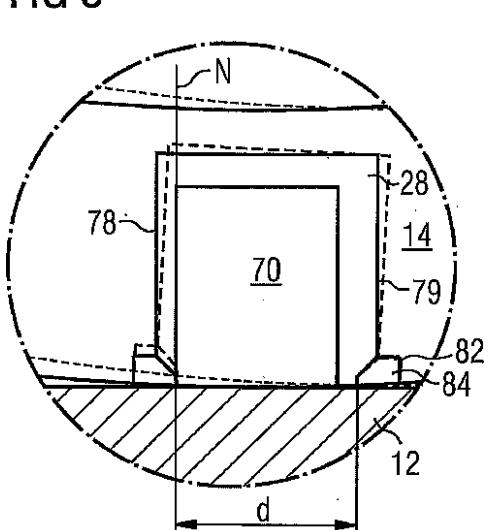
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 シェファード、アンドリュー
イギリス国 エルエヌ4 1ピーエイ リンカーン ブランストン リンカーン ロード 50

審査官 佐藤 高弘

(56)参考文献 特開平07-027132(JP,A)
特開昭52-101343(JP,A)
実開平03-012614(JP,U)
実開昭58-196417(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16C 17/06

F16C 33/08