

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5438520号  
(P5438520)

(45) 発行日 平成26年3月12日 (2014. 3. 12)

(24) 登録日 平成25年12月20日 (2013. 12. 20)

(51) Int. Cl.

F I

FO1D 11/08 (2006.01)

FO1D 11/08

FO2C 7/28 (2006.01)

FO2C 7/28

A

FO2C 7/28

E

請求項の数 7 (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2010-848 (P2010-848)  
(22) 出願日 平成22年1月6日 (2010. 1. 6)  
(65) 公開番号 特開2010-159755 (P2010-159755A)  
(43) 公開日 平成22年7月22日 (2010. 7. 22)  
審査請求日 平成24年7月17日 (2012. 7. 17)  
(31) 優先権主張番号 12/350, 386  
(32) 優先日 平成21年1月8日 (2009. 1. 8)  
(33) 優先権主張国 米国 (US)

(73) 特許権者 390041542  
ゼネラル・エレクトリック・カンパニイ  
アメリカ合衆国、ニューヨーク州、スケネ  
クタディ、リバーロード、1 番  
(74) 代理人 100137545  
弁理士 荒川 聡志  
(74) 代理人 100105588  
弁理士 小倉 博  
(74) 代理人 100129779  
弁理士 黒川 俊久  
(72) 発明者 マーク・ダブリュー・フラナガン  
アメリカ合衆国、サウスカロライナ州、グ  
リーンヴィル、ガーリントン・ロード、3  
00 番

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱負荷状態での稼働間隙を改善したステータケーシング

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

タービン発電システムにおいて、  
内側直径を有する内側表面 ( 2 6 ) を有するシュラウドを含むステータ ( 1 8 ) と、  
前記シュラウド内に回転可能に位置付けられて、回転軸の回りを回転するように適合され、  
前記シュラウドの内側表面 ( 2 6 ) に近接した先端を有するブレード ( 3 0 ) を備えた  
ロータ ( 2 8 ) と、  
を備え、  
前記シュラウドが複数のリーフ ( 2 0 ) を備え、各リーフが、前記ステータに取り付けられ、  
前記内側表面 ( 2 6 ) 一部を占める第 1 の先端を備え、  
前記内側表面 ( 2 6 ) が熱負荷に曝されたときに、前記複数のリーフ ( 2 0 ) が膨張し、  
これが前記内側表面 ( 2 6 ) の内側直径を小さくするように前記複数のリーフ ( 2 0 ) が  
構成されている、タービン発電システム。

【請求項 2】

前記シュラウドがハウジング内に配置され、前記ハウジングは前記シュラウドに面した内  
側表面を備える、  
請求項 1 に記載のタービン発電システム。

【請求項 3】

前記ステータ ( 1 8 ) が複数のストップ部 ( 2 2 ) を備え、各リーフの第 2 の先端が対応  
するストップ部 ( 2 2 ) と嵌合する、

請求項 1 または 2 に記載のタービン発電システム。

【請求項 4】

前記複数のリーフ ( 2 0 ) の各々が、第 2 の先端において前記ステータに取り付けられる、

請求項 1 乃至 3 のいずれかに記載のタービン発電システム。

【請求項 5】

前記複数のリーフ ( 2 0 ) の各々が、前記第 1 の先端と前記第 2 の先端の間に延びる材料ストリップを含み、前記材料ストリップが、前記ロータ ( 2 8 ) の回転軸の回りに巻き付けられる、

請求項 4 に記載のタービン発電システム。

10

【請求項 6】

前記複数のリーフ ( 2 0 ) の各々が、熱負荷に曝されたときに線形膨張又は容積膨張し、これにより前記内側表面 ( 2 6 ) の内側直径を小さくするように構成されている、

請求項 5 に記載のタービン発電システム。

【請求項 7】

前記複数のリーフ ( 2 0 ) を前記ステータ ( 1 8 ) に固定する複数のバネ ( 3 2 ) を備える、

請求項 1 乃至 6 のいずれかに記載のタービン発電システム。

【発明の詳細な説明】

20

【技術分野】

【0001】

本発明は、全体的にガスタービン発電システムの分野にある。より詳細には、本発明は、熱負荷状態での稼働間隙を改善したステータケーシングを対象とする。

【背景技術】

【0002】

燃焼タービンは、多くの場合、発電ユニットの一部である。このような発電システムの構成部品は通常、タービン、圧縮機、及び発電機を含む。これらの構成部品は、機械的に連係され、複数のシャフトを利用してユニットの効率を高めることが多い。発電機は一般に、別個のシャフトで駆動される機械である。燃焼タービンのサイズ及び出力に応じて、燃焼タービンのシャフト出力と発電機を結合するために、ギアボックスが使用されることがある。

30

【0003】

一般に、燃焼タービンは、ブレイトンサイクル ( Brayton Cycle ) として知られているもので運転される。ブレイトンサイクルは、4 つの主要プロセス、すなわち、圧縮、燃焼、膨張、及び排熱を包含する。空気が圧縮機に引き込まれ、ここで加熱及び圧縮の両方が行われる。次いで、空気は、圧縮機から出て燃焼器に入り、ここで燃料が空気に加えられ、混合気が点火され、よって付加的な熱が生成される。結果として生じる高温高圧のガスは、燃焼器から出てタービンに流入し、加熱され加圧されたガスがタービンのペーンを通過し、タービンホイールを回転させてタービンシャフトを回転させる。発電機は同じシャフトに結合されているので、該発電機はタービンシャフトの回転エネルギーを使用可能な電気エネルギーに転換する。

40

【0004】

ガスタービンエンジンの効率は、1 つには、ロータブレードの先端とステータケーシングの内側表面との間のクリアランス ( 間隙 ) に依存する。これは、圧縮機及びタービン両方に当てはまる。間隙が増大すると、より多くのエンジンの空気が有効な仕事を発生することなくタービン又は圧縮機のブレード先端及びケーシングの周囲を通過し、エンジン効率を低下させる。間隙が小さすぎると、特定の運転状態においてロータとステータとの間で接触を生じることになる。

【0005】

50

ステータ及びロータは、異なる熱負荷に曝され、更に一般的には異なる材料及び厚みで作られるので、該ステータ及びロータは、作動中に膨張及び収縮する量が異なる。これは、ブレード及びケーシングが作動状態に応じて変化する間隙を有することになる。熱反応速度の不整合は、運転停止中の多くのガスタービンエンジンにとって最も過酷である。これは、ロータパージ回路が冷却流れを駆動するのに十分な圧力差を持たないためである。これは、ステータがロータよりも遙かに速く冷却される結果となる。熱膨張に起因して、ケーシングは、ロータよりも速く直径が収縮する。ケーシングがロータよりも有意に低温であるときに、再始動が試行される場合、ロータの回転によって引き起こされる機械的撓みがロータの直径を増大させ、回転部品と静止部品間の間隙が接近する（「再始動ピンチ」として知られる状態）。

10

#### 【0006】

通常、ブレードとケーシングとの間の低温間隙（低温時の間隙、静止作動状態）は、定常運転中に先端間隙を最小にし、運転停止及び始動などの過渡運転中の先端摩擦を避けるように設計される。これら2つの考慮事項は、低温間隙設計において釣り合いを取る必要があるが、過渡運転状態は通常、最小低温構造間隙を決定付ける。従って、定常状態ブレード間隙は、ほとんどの場合、実施可能な最小間隙よりも大きい。

#### 【発明の概要】

#### 【発明が解決しようとする課題】

#### 【0007】

このため、熱負荷状態での稼働間隙を改善したステータケーシングを提供することが求められる。

20

#### 【課題を解決するための手段】

#### 【0008】

1つの態様において、本発明は、シュラウドと、該シュラウド内に回転可能に位置付けられたロータとを含むステータを備え、該シュラウドが、内側表面が熱負荷に曝されたときにシュラウドの内側表面の内側直径が小さくなるように構成されている、タービン発電システムを含む。

#### 【0009】

別の態様において、本発明は、各々がステータに取り付けられ、ロータの回転軸の回りで回転方向に巻き付けられる材料のストリップを含む複数のリーフを有するシュラウドを備える。

30

#### 【0010】

更に別の態様では、本発明は、（1）ステータ用シュラウドを提供する段階と、（2）ガスタービンエンジンを燃焼させてシュラウド内に熱を発生する段階と、（3）ガスタービンエンジンによって生成される熱をシュラウドに供給し、シュラウドの内側直径を低減するようにする段階と、を含む、ガスタービンエンジンの効率を改善する方法を含む。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0011】

【図1】ロータ及びステータの概略図。

【図2】熱負荷が加えられる前の本発明の実施形態の概略図。

40

【図3】熱負荷が加えられた後の図2の実施形態の概略図。

【図4】螺旋リーフケーシングの一部の斜視図。

【図5】本発明の実施形態において、ハウジングへの螺旋リーフケーシングの取り付けを示す詳細図。

【図6】ロータとステータ間の間隙の時間的变化を示すグラフ。

【図7】ステータが熱負荷状態で低減された内側直径を有するケーシングを利用したときの、ロータとステータ間の間隙の時間的变化を示すグラフ。

#### 【発明を実施するための形態】

#### 【0012】

図1は、ステータケーシング内に位置付けられた簡略化されたロータの図である。ロー

50

タ１０は、該ロータ１０の回りに円周方向に位置付けられた複数のブレード１４を含む。ブレード１４は、ロータ１０の回転軸からステータ１２のケーシングの内側表面１６に向かって半径方向で延びる。内側表面１６に最も近接したブレード１４の部分は、「先端」と呼ばれる。ブレード１４と内側表面１６との間の間隙は、図１の矢印で示される。上記で説明されたように、最小間隙で運転されたときに最大効率が達成される。この間隙は、ステータ１２とロータ１０との熱反応速度の差に起因して、タービンが過渡運転を受けるときに変化する。

#### 【００１３】

タービンが燃焼すると、ロータ１０の回転により、回転力がブレード１４を内側表面１６に向けて引っ張るにつれて、ブレード１４の機械的撓みが引き起こされる。熱負荷が加わると、ロータ１０及びステータ１２が発熱し、ロータ及びステータ材料が膨張する。ステータ１２が熱平衡に達する前に、ステータ１２が引き続き膨張し、内側表面１６をブレード１４から更に引き離す。従って、通常、最小間隙は、定常運転状態になる前後に起こり、定常運転は、最小間隙よりも大きな間隙で行われる。

#### 【００１４】

図６は、図１のステータ－ロータ構成を利用したガスタービンエンジンの一般的な運転プロセスを示している。上側のグラフＤｃの線は、過渡及び定常運転中のケーシング１２の内側表面１６の直径を示す。下側の線Ｄｒは、過渡及び定常運転中のロータ１０のブレード１４の外側先端の直径の変化を表している。時間 $t_{cs}$ において、ロータ１０は低温で静止している。「低温間隙」は、時間 $t_{cs}$ でのＤｃとＤｒとの間の離間距離で表される。時間 $t_{cs}$ で低温始動が開始される。ロータ１０の回転によってブレード１４の機械的撓みが引き起こされると、Ｄｒは直ぐに増大し始める。ガスタービンエンジンが定常状態熱平衡にまで暖まるときに、過渡運転が持続する。過渡運転のこの期間中、ケーシング１２及びロータ１０は、熱負荷に曝されるので異なる速度で膨張する。時間 $t_{mc}$ において、ロータ１０が発熱し、ケーシング１２よりも迅速に膨張しているときに、最小間隙が達成される。通常は、この最小間隙は、低温構造公差を設計する際に考慮しなければならない設計限界である。

#### 【００１５】

その後、時間 $t_{ss}$ では、定常運転状態が達成され、Ｄｒ及びＤｃは実質的に変化がない。時間 $t_{sd}$ にて運転停止動作が開始される。この時点では、ロータ１０の回転速度が低下することにより、ブレード１４の機械的撓みが減少する。ケーシング１２は、ロータ１０よりも速い速度で冷却し始め、間隙を減少させる。時間 $t_{hr}$ において、高温再始動が開始される。これによりロータ１０の機械的撓みが増大し、ロータ１０の熱膨張が増大する。時間 $t_p$ において、ＤｒがＤｃよりも速い速度で増大するに伴ってピンチ状態が起こる。時間 $t_{mc}$ において最小間隙が起こったのと同様に、再始動ピンチ状態もまた、低温構造公差を設計する際に考慮しなければならない設計限界である。

#### 【００１６】

１つの態様において、本発明は、熱負荷状態で縮小する内側直径を有するタービン発電システム用のステータケーシングを含む。内側直径の減少によって、過渡運転中ではなく、定常運転中に最小ブレード－ケーシング間隙を達成できるようになる。１つの実施形態において、ブレード－ケーシング間隙は、エンジンが低温で静止位置にあるときに最大になるように構成される。更に、間隙は、定常状態の熱平衡に達するまで、熱負荷が増大するにつれて減少するように構成される。この実施形態では、ステータ及びロータが冷却し始めるにつれて、運転停止中に間隙が増大する。１つの態様において、本発明は、ステータハウジング内に位置付けられた螺旋リーフケーシングを含む。熱負荷に曝されたときに、リーフの長さが増大して、ケーシングの内側直径のサイズを縮小させ、これによりロータブレードと螺旋リーフケーシングとの間の間隙が低減される。

#### 【００１７】

図２は、本発明の１つの実施形態を示す。複数のブレード３０を有するロータ２８は、ステータ１８内の回転軸の回りを角度方向に回転する。ステータ１８は、複数の重なり合

10

20

30

40

50

ったリーフ 20 を備えたシュラウドを含む。各リーフ 20 は、ロータ 28 の回転軸の回りで角度方向に巻かれる。各リーフ 20 は、ステータ 18 のハウジングに取り付けられる第 1 の端部 24 を有する。リーフ 20 の他方の端部は、シュラウドの内側表面 26 の一部を定める。図 2 は、熱負荷が加わる前のガスタービンエンジンを示している。本図では、エンジンは「低温」状態にある。

#### 【0018】

図 3 を参照すると、ロータ 28 及びステータ 18 が定常運転中に見えるように示されている。ロータ 28 及びステータ 18 が加熱されると、ブレード 30 とシュラウドの内側表面 26 との間との間隙が減少する。180°反対の位置にある 2 つのブレード 30 の先端間で測定したロータ 28 の直径は、機械的撓み及び材料の膨張に起因して増大する。シュラウドのリーフ 20 もまた膨張し、長さが増える。ロータが暖まるにつれてロータ 18 のハウジングが大きくなり、ロータ 28 から引き離されるが、リーフ 20 の膨張によりこの拡大が相殺され、シュラウドの内側表面 26 をブレード 30 に向かって押し付ける。定常運転において、熱平衡が達成される。この時点で、ブレード 30 の先端とシュラウドの内側表面 26 との間で一定の間隙が維持される。

#### 【0019】

タービンエンジンの運転が停止されると、ロータ 28 及びステータ 18 は、図 2 に示す状態に戻る。運転停止動作中に、ロータ 28 及びブレード 30 は冷却され、ロータ及びブレード材料の収縮が生じる。また、ロータ 28 が低速で回転すると、ブレード 30 の機械的撓みが小さくなる。また、リーフ 20 も冷却され縮小される。これにより、ステータ 18 のハウジングが冷却されることで、ハウジングが元の低温時の大きさに戻されるにもかかわらず、内側表面 26 がロータ 28 から引き離される。

#### 【0020】

本発明の別の実施形態において、リーフ 20 は、始動状態と定常運転状態との間で内側表面 26 の内側直径が一定又はほぼ一定に維持されるように、ハウジングの拡大と一致させオフセットさせる速度で膨張するよう更に詳細に設計される。この実施例において、ブレード 30 の先端と内側表面 26 との間との間隙は、エンジンが始動状態から定常運転状態に移行するにつれて減少し、定常運転状態から運転停止状態に移行するにつれて増大する。内側表面 26 の内側直径は、リーフ 20 がステータ 18 のハウジングの拡大を相殺するよう膨張するので、プロセス全体を通じて実質的に同じままである。

#### 【0021】

図 4 は、ステータハウジングから取り外された螺旋リーフケーシングの一部を示す。本発明の実施例において、6 つのリーフ 20 が示されている。各リーフ 20 は、第 1 の端部 24 にフランジを備えた材料ストリップを含む。各リーフ 20 の第 2 の端部は、シュラウドの内側表面の一部を形成する。材料ストリップは、タービンの回転中心軸の回りに巻き付けられ、隣接するリーフ間に「挟装」される。リーフ 20 用に多くの様々な材料を選択することができるが、材料はガスタービンの高温のガス通路に曝されるので、比較的高い線膨張及び/又は容積熱膨張係数並びに高い融点を有する材料を選択するのが望ましい。

#### 【0022】

図 5 は、本発明の 1 つの実施形態を示す詳細図である。この実施形態では、リーフ 20 の端部 24 のフランジは、ステータ 18 のストップ部 22 と嵌合する。従って、リーフ 20 が線熱膨張を受けたときに、リーフの他方の端部は、タービンの回転軸の回りを更に延びる。リーフ 20 はまた、熱負荷に曝されたときに容積熱膨張を受け、リーフ 20 の厚みを増大させる。従って、リーフ 20 の線膨張及び容積膨張の両方によって、シュラウドの内側直径が、タービンが定常運転状態に暖められたときに、ブレード 30 の先端の方向に移動する。パネ 32 は、リーフ 20 をステータ 18 に固定するのに使用される。

#### 【0023】

図 7 は、図 2 ~ 5 の螺旋リーフシュラウドを利用するガスタービンエンジンの一般的な運転プロセスを示す。ロータ 10 の直径  $D_r$  は、図 6 に示す図 1 の実施形態の場合と実質的に同様に時間と共に変化する。図 2 ~ 5 の内側表面 26 の直径  $D_c$  は、図 1 の実施形態

10

20

30

40

50

の直径  $D_c$  とは異なるように作用する。時間  $t_{cs}$  において、低温始動が開始される。ロータ 10 の回転によってブレード 14 の機械的撓みが引き起こされると、 $D_r$  は直ぐに増大し始める。ガスタービンエンジンが定常状態熱平衡にまで暖まるときに、過渡運転が持続する。過渡運転のこの期間中、ステータの内側表面 26 は、リーフ 20 が熱膨張を受けるにつれて縮小する。 $D_c$  及び  $D_r$  間の間隙は、定常運転状態が達成されて  $D_r$  及び  $D_c$  が実質的に変化がない時間  $t_{ss}$  まで減少し続ける。

#### 【0024】

時間  $t_{sd}$  にて運転停止動作が開始される。この時点では、ロータ 10 の回転速度が低下することにより、ブレード 14 の機械的撓みが減少する。リーフ 20 は冷却及び収縮し始め、間隙が増大する。時間  $t_{hr}$  において、高温再始動が開始される。これによりロータ 10 の機械的撓みが増大し、ロータ 10 の熱膨張が増大する。ピンチ状態は発生せず、定常状態がこの場合も時間  $t_{ss2}$  において達成される。定常運転中に最小間隙が達成される点に留意されたい。運転停止中に間隙が増大するので、小さな内側直径を有するステータを利用することにより、通常はタービンの高温稼働中の間隙に影響を及ぼす設計限界の幾らかが排除されることが理解できる。従って、本発明を利用することで、より小さな高温稼働間隙を達成することができる。

#### 【0025】

本発明は、熱負荷状態で縮小する内側直径を有するタービン発電システム用のステータケーシングを含む。内側直径の減少によって、過渡運転中ではなく、定常運転中に最小ブレード - ケーシング間隙を達成できるようになる。1つの実施形態において、ブレード - ケーシング間隙は、エンジンが低温で静止位置にある時に最大になるように構成される。更に、間隙は、定常状態の熱平衡に達するまで、熱負荷が増大するにつれて減少するように構成される。この実施形態では、ステータ及びロータが冷却し始めるにつれて、運転停止中に間隙が増大する。1つの態様において、本発明は、ステータハウジング内に位置付けられた螺旋リーフケーシングを含む。熱負荷に曝されたときに、リーフの長さ及び容積が増大して、ケーシングの内側直径のサイズを縮小させ、これによりロータブレードと螺旋リーフケーシングとの間の間隙が低減される。

#### 【0026】

本発明は、上記で開示された特定の実施形態に限定されない。本明細書で説明される方法及び装置の修正形態及び変形形態は、上記の詳細な説明から当業者であれば明らかになるであろう。このような修正及び変形形態は、添付の請求項の範囲内にあるものとする。

#### 【符号の説明】

#### 【0027】

- 10    ロータ
- 12    ケーシング
- 14    ブレード
- 16    内側表面
- 18    ステータ
- 20    リーフ
- 22    ストップ部
- 24    第1の端部
- 26    内側表面
- 28    ロータ
- 30    ブレード
- 32    バネ

10

20

30

40

【図 1】

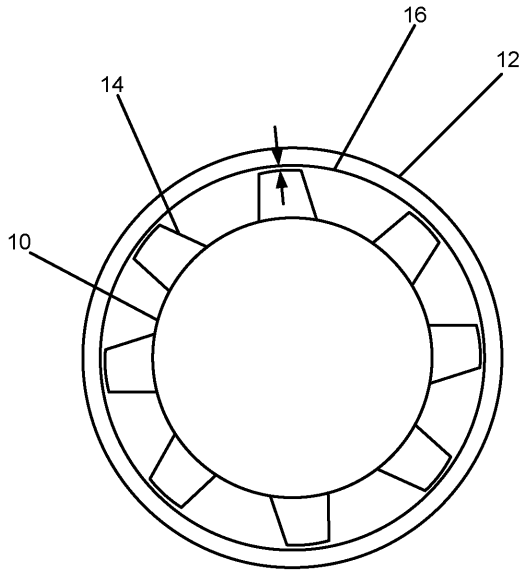


FIG. 1  
(従来技術)

【図 2】

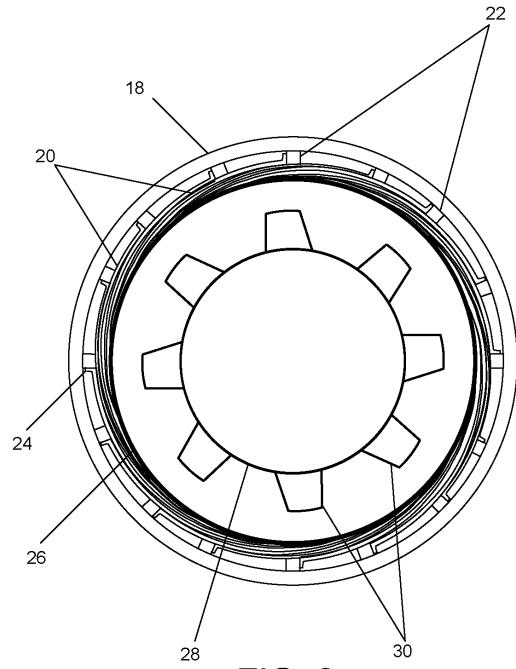


FIG. 2

【図 3】

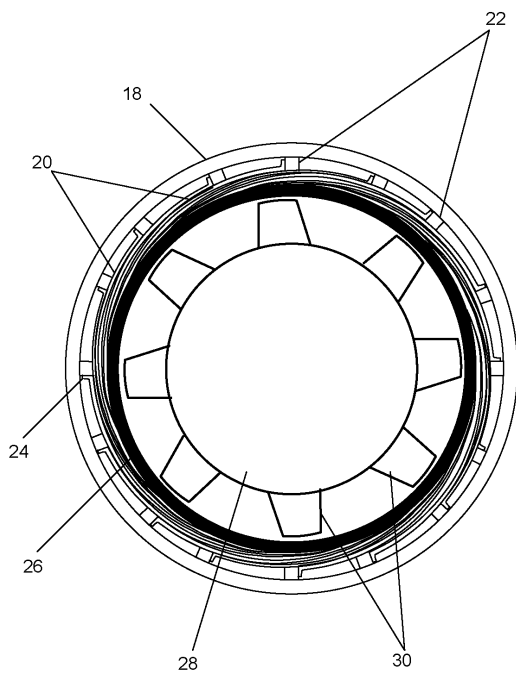


FIG. 3

【図 4】

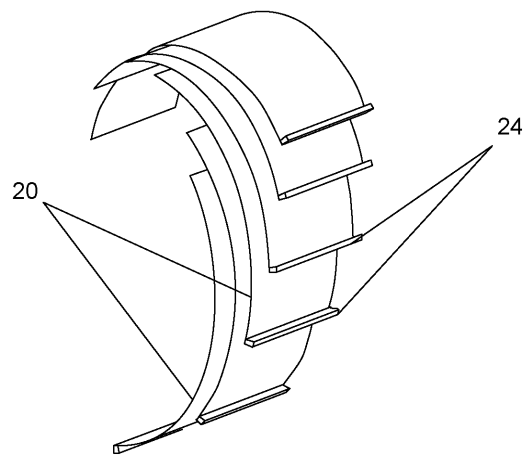


FIG. 4

【図 5】

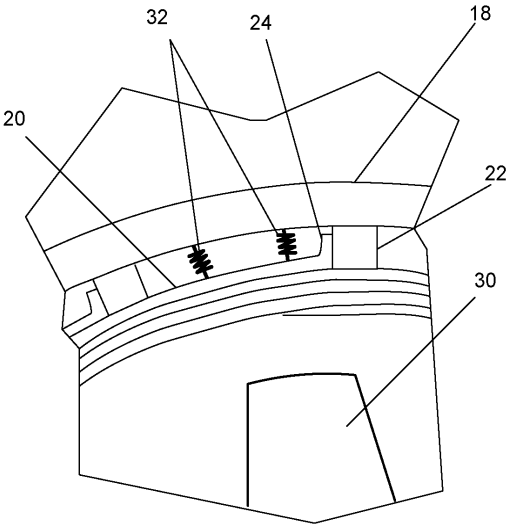


FIG. 5

【図 6】

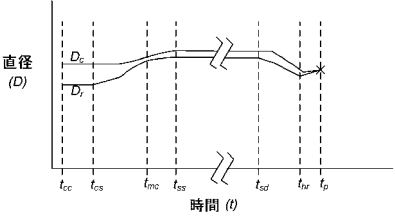


FIG. 6

【図 7】

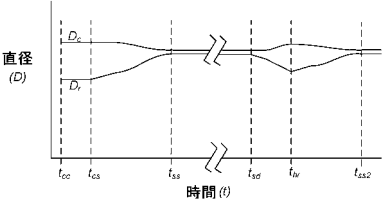


FIG. 7



---

フロントページの続き

審査官 瀬戸 康平

- (56)参考文献 特開昭57-157002(JP,A)  
特開昭63-154805(JP,A)  
米国特許第02634090(US,A)  
特開昭64-035001(JP,A)  
特開平04-301102(JP,A)  
特開平06-093803(JP,A)  
特開平02-030903(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F01D 11/00  
F02C 7/00