

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6434927号  
(P6434927)

(45) 発行日 平成30年12月5日 (2018. 12. 5)

(24) 登録日 平成30年11月16日 (2018. 11. 16)

(51) Int. Cl.

F I

F O 4 B 51/00 (2006. 01)

F O 4 B 51/00

F O 4 B 53/10 (2006. 01)

F O 4 B 53/10

C

F O 3 D 9/28 (2016. 01)

F O 3 D 9/28

請求項の数 11 (全 21 頁)

(21) 出願番号 特願2016-35549 (P2016-35549)  
 (22) 出願日 平成28年2月26日 (2016. 2. 26)  
 (65) 公開番号 特開2017-150441 (P2017-150441A)  
 (43) 公開日 平成29年8月31日 (2017. 8. 31)  
 審査請求日 平成29年10月11日 (2017. 10. 11)

(73) 特許権者 000006208  
 三菱重工業株式会社  
 東京都港区港南二丁目16番5号  
 (74) 代理人 110000785  
 誠真 I P 特許業務法人  
 (72) 発明者 林 利和  
 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重  
 工業株式会社内  
 (72) 発明者 湯下 篤  
 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重  
 工業株式会社内  
 (72) 発明者 野口 俊英  
 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重  
 工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧機械の診断方法及び診断システム、油圧機械並びに再生可能エネルギー型発電装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転シャフトと、シリンダと、前記シリンダと共に作動室を形成するピストンと、前記作動室に対して設けられる高圧弁及び低圧弁と、を有し、前記回転シャフトの回転運動と前記ピストンの往復運動との間で変換を行うように構成された油圧機械の診断方法であって、

前記作動室の圧力を検出する圧力計測ステップと、

前記圧力計測ステップでの圧力検出結果に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する損傷検知ステップと、を備え、

前記低圧弁は、前記油圧機械の低圧ラインと前記作動室との間に設けられ、前記低圧ラインと前記作動室との連通状態を制御するためのポペット弁であり、

前記損傷検知ステップでは、前記ピストンの往復運動のサイクル毎の前記作動室の圧力の変化率に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知し、

前記作動室の圧力の前記変化率は、前記作動室の圧力の時間微分であり、

前記損傷検知ステップでは、前記ピストンの往復運動のサイクル毎の前記作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知し、

前記損傷検知ステップでは、前記作動室の圧力の変化率の最大値を、前記作動室の圧力の変化率が前記最大値となったときの前記ピストンの速度で除して得られる指標に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する

ことを特徴とする油圧機械の診断方法。

10

20

## 【請求項 2】

前記指標は、前記作動室の圧力の変化率の最大値を  $(dP/dt)_{max}$  とし、前記ピストンの規定位置における速度を  $V_{ref}$  とし、前記作動室の圧力の変化率が前記最大値  $(dP/dt)_{max}$  となったときの前記ピストンの速度を  $V^*$  としたとき、 $(dP/dt)_{max} \times V_{ref} / V^*$  で表される正規化値であることを特徴とする請求項 1 に記載の油圧機械の診断方法。

## 【請求項 3】

前記損傷検知ステップでは、前記作動室の圧力の変化率の最大値または前記指標が閾値以下であるときに、前記低圧弁が損傷していると判定することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の油圧機械の診断方法。

10

## 【請求項 4】

前記低圧弁の初期状態における前記作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて閾値を決定する閾値設定ステップをさらに備え、

前記損傷検知ステップでは、前記作動室の圧力の変化率の最大値または前記指標と、前記閾値設定ステップで決定された閾値との比較結果に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知することを特徴とする請求項 1 乃至 3 の何れか一項に記載の油圧機械の診断方法。

## 【請求項 5】

前記損傷検知ステップにおいて前記低圧弁の損傷が検知されたときに、該低圧弁に対応する前記シリンダを、押しのけ容積を生成しない休止状態とする、又は、前記低圧弁を交換することを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れか一項に記載の油圧機械の診断方法。

20

## 【請求項 6】

回転シャフトと、シリンダと、前記シリンダと共に作動室を形成するピストンと、前記作動室に対して設けられる高圧弁及び低圧弁と、を有し、前記回転シャフトの回転運動と前記ピストンの往復運動との間で変換を行うように構成された油圧機械の診断システムであって、

前記作動室の圧力を検出するための圧力センサと、

前記圧力センサでの検出結果に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する損傷検知部と、を備え、

前記低圧弁は、前記油圧機械の低圧ラインと前記作動室との間に設けられ、前記低圧ラインと前記作動室との連通状態を制御するためのポペット弁であり、

30

前記損傷検知部は、前記ピストンの往復運動のサイクル毎の前記作動室の圧力の変化率に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知するように構成され、

前記損傷検知部は、前記ピストンの往復運動のサイクル毎の前記作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知するように構成され、

前記損傷検知部は、前記作動室の圧力の変化率の最大値を、前記作動室の圧力の変化率が前記最大値となったときの前記ピストンの速度で除して得られる指標に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知するように構成された

ことを特徴とする油圧機械の診断システム。

## 【請求項 7】

前記損傷検知部は、前記作動室の圧力の変化率の最大値または前記指標が閾値以下であるときに、前記低圧弁が損傷していると判定するように構成されたことを特徴とする請求項 6 に記載の油圧機械の診断システム。

40

## 【請求項 8】

前記低圧弁の初期状態における前記作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて閾値を決定する閾値設定部をさらに備え、

前記損傷検知部は、前記作動室の圧力の変化率の最大値または前記指標と、前記閾値設定部により決定された閾値との比較結果に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知するように構成されたことを特徴とする請求項 6 又は 7 に記載の油圧機械の診断システム。

## 【請求項 9】

前記損傷検知部により前記低圧弁の損傷が検知されたときに、該低圧弁に対応する前記

50

シリンダを、押しのけ容積を生成しない休止状態とするように構成されたことを特徴とする請求項6乃至8の何れか一項に記載の油圧機械の診断システム。

【請求項10】

回転シャフトと、  
シリンダと、  
前記シリンダと共に作動室を形成するピストンと、  
前記作動室に対して設けられる高圧弁及び低圧弁と、  
請求項6乃至9の何れか一項に記載の診断システムと、を備えることを特徴とする油圧機械。

【請求項11】

再生可能エネルギーを受け取って回転するように構成されたロータと、  
前記ロータによって駆動されて作動油を昇圧するように構成された油圧ポンプと、  
前記油圧ポンプにより昇圧された作動油によって駆動されるように構成された油圧モータと、  
前記油圧ポンプの吐出口と前記油圧モータの吸入口とを接続する高圧ラインと、  
前記油圧モータの吐出口と前記油圧ポンプの吸入口とを接続する低圧ラインと、  
前記油圧モータによって駆動されるように構成された発電機と、を備え、  
前記油圧ポンプ又は油圧モータの少なくとも一方は、請求項10に記載の油圧機械である

ことを特徴とする再生可能エネルギー型発電装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、油圧機械の診断方法及び診断システム、油圧機械並びに再生可能エネルギー型発電装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来から、油圧ポンプや油圧モータ等の油圧機械が知られている。

例えば、特許文献1には、シリンダとピストンにより形成される作動室の周期的な容積変化を利用し、作動流体の流体エネルギーと回転シャフトの回転エネルギーとの間で変換するようにした油圧機械が記載されている。

【0003】

また、特許文献2には、作動室と作動室外部の低圧ラインとの連通状態を切り替えるための低圧弁として、ポペット弁を採用した油圧機械が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】米国特許公開第2010/0040470号明細書

【特許文献2】欧州特許出願公開第2206940号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、油圧機械においてバルブに損傷が生じると、油圧機械の性能低下の原因となり得る。油圧機械の性能低下を未然に防ぐためには、バルブの損傷を適切に検知することが重要である。

【0006】

上述の事情に鑑みて、本発明の少なくとも一実施形態は、低圧弁の損傷を適切に検知可能な油圧機械の診断方法を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

10

20

30

40

50

( 1 ) 本発明の少なくとも一実施形態に係る油圧機械の診断方法は、

回転シャフトと、シリンダと、前記シリンダと共に作動室を形成するピストンと、前記作動室に対して設けられる高圧弁及び低圧弁と、を有し、前記回転シャフトの回転運動と前記ピストンの往復運動との間で変換を行うように構成された油圧機械の診断方法であって、

前記作動室の圧力を検出する圧力計測ステップと、

前記圧力計測ステップでの圧力検出結果に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する損傷検知ステップと、を備え、

前記低圧弁は、前記油圧機械の低圧ラインと前記作動室との間に設けられ、前記低圧ラインと前記作動室との連通状態を制御するためのポペット弁であり、

前記損傷検知ステップでは、前記ピストンの往復運動のサイクル毎の前記作動室の圧力の変化率に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する。

【 0 0 0 8 】

典型的な油圧機械では、ピストンの往復運動に合わせて作動室内の圧力が周期的に変化する。本発明者の鋭意検討の結果、低圧弁の状態によって、作動室内の圧力の変化率が異なることが明らかになった。これは、低圧弁の弁体に摩耗やエロージョン等の損傷が生じていると、低圧弁の損傷部に局所的に作動油の通路ができ、この通路を通じて作動油の作動室から低圧ライン側への漏れが生じるためであると考えられる。

この点、上記 ( 1 ) の方法では、作動室圧力の計測結果から取得される、ピストンの往復運動のサイクル毎の該作動室圧力の変化率に基づいて、低圧弁を介した作動油の漏れを検知でき、すなわち、低圧弁の損傷を検知することができる。

【 0 0 0 9 】

( 2 ) 幾つかの実施形態では、上記 ( 1 ) の方法において、

前記損傷検知ステップでは、前記ピストンの往復運動のサイクル毎の前記作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する。

本発明者の知見によれば、ポペット弁である低圧弁に損傷が生じていると、低圧弁に損傷がない場合に比べて、作動室圧力上昇時の圧力変化率 ( 圧力上昇速度 ) が小さくなる。よって、上記 ( 2 ) の方法によれば、ピストンの往復運動のサイクル毎の作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて、低圧弁の損傷を適切に検知することができる。

【 0 0 1 0 】

( 3 ) 幾つかの実施形態では、上記 ( 2 ) の方法において、

前記損傷検知ステップでは、前記作動室の圧力の変化率の最大値を、前記作動室の圧力の変化率が前記最大値となったときの前記ピストンの速度で除して得られる指標に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する。

作動室圧力の変化率は、低圧弁の損傷に起因する作動油の漏れに応じて低下するとともに、ピストン速度と相関関係を有する。この点、上記 ( 3 ) の方法によれば、作動室の圧力の変化率の最大値を、作動室の圧力の変化率が最大値となったときのピストンの速度で除することにより、ピストン速度の影響が排除された指標を取得する。よって、該指標を用いることにより、ピストン速度の影響を排除して低圧弁の損傷を適切に検知することができる。

【 0 0 1 1 】

( 4 ) 幾つかの実施形態では、上記 ( 3 ) の方法において、

前記指標は、前記作動室の圧力の変化率の最大値を  $(dP/dt)_{max}$  とし、前記ピストンの規定位置における速度を  $V_{ref}$  とし、前記作動室の圧力の変化率が前記最大値  $(dP/dt)_{max}$  となったときの前記ピストンの速度を  $V^*$  としたとき、 $(dP/dt)_{max} \times V_{ref} / V^*$  で表される正規化値である。

上記 ( 4 ) の方法によれば、ピストンの既定位置におけるピストン速度  $V_{ref}$  を用いて、作動室圧力の変化率と同次元の指標である正規化値を取得するので、該正規化値を用いて、作動室圧力の変化率と同じ次元のパラメータにより低圧弁の損傷を評価することができる。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 1 2 】

( 5 ) 幾つかの実施形態では、上記 ( 2 ) ~ ( 4 ) の何れかの方法において、

前記損傷検知ステップでは、前記作動室の圧力の変化率の最大値または前記指標が閾値以下であるときに、前記低圧弁が損傷していると判定する。

上記 ( 2 ) の方法によれば、作動室圧力変化率の最大値又は作動室圧力変化率の最大値に基づく指標が比較的小さくなったときに低圧弁が損傷していると判定するので、低圧弁の損傷を適切に検出することができる。

## 【 0 0 1 3 】

( 6 ) 幾つかの実施形態では、上記 ( 2 ) ~ ( 5 ) の何れかの方法において、

前記低圧弁の初期状態における前記作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて閾値を決定する閾値設定ステップをさらに備え、

前記損傷検知ステップでは、前記作動室の圧力の変化率の最大値または前記指標と、前記閾値設定ステップで決定された閾値との比較結果に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する。

作動室の圧力計測により得られる圧力波形は、油圧機械にて用いられている低圧弁の個体毎に異なる。

上記 ( 6 ) の方法によれば、低圧弁の初期状態における作動室圧力変化率の最大値に基づいて閾値を決定するので、個々の低圧弁に対して、それぞれ適切な閾値を設定することができる。

## 【 0 0 1 4 】

( 7 ) 幾つかの実施形態では、上記 ( 1 ) ~ ( 6 ) の何れかの方法において、

前記損傷検知ステップにおいて前記低圧弁の損傷が検知されたときに、該低圧弁に対応する前記シリンダを、押しのけ容積を生成しない休止状態とする、又は、前記低圧弁を交換する。

上記 ( 7 ) の方法によれば、低圧弁の損傷が検知されたときに、該低圧弁に対応するシリンダを休止状態とし、又は、低圧弁を交換する。これにより、油圧機械の性能低下を抑制しながら、油圧機械の運転を行うことができる。

## 【 0 0 1 5 】

( 8 ) 本発明の少なくとも一実施形態に係る油圧機械の診断方法は、

回転シャフトと、シリンダと、前記シリンダと共に作動室を形成するピストンと、前記作動室に対して設けられる高圧弁及び低圧弁と、を有し、前記回転シャフトの回転運動と前記ピストンの往復運動との間で変換を行うように構成された油圧機械の診断システムであって、

前記作動室の圧力を検出するための圧力センサと、

前記圧力センサでの検出結果に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知する損傷検知部と、を備え、

前記低圧弁は、前記油圧機械の低圧ラインと前記作動室との間に設けられ、前記低圧ラインと前記作動室との連通状態を制御するためのポペット弁であり、

前記損傷検知部は、前記ピストンの往復運動のサイクル毎の前記作動室の圧力の変化率に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知するように構成される。

## 【 0 0 1 6 】

本発明者の鋭意検討の結果、低圧弁の状態によって、作動室内の圧力の変化率が異なることが明らかになった。これは、低圧弁の弁体に摩耗やエロージョン等の損傷が生じていると、低圧弁の損傷部に局所的に作動油の通路ができ、この通路を通じて作動油が作動室から低圧ライン側に漏れが生じるためであると考えられる。

この点、上記 ( 8 ) の構成では、作動室圧力の計測結果から取得される、ピストンの往復運動のサイクル毎の該作動室圧力の変化率に基づいて、低圧弁を介した作動油の漏れを検知でき、すなわち、低圧弁の損傷を検知することができる。

## 【 0 0 1 7 】

( 9 ) 幾つかの実施形態では、上記 ( 8 ) の構成において、

前記損傷検知部は、前記ピストンの往復運動のサイクル毎の前記作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知するように構成される。

本発明者の知見によれば、ポペット弁である低圧弁に損傷が生じていると、低圧弁に損傷がない場合に比べて、作動室圧力上昇時の圧力変化率（圧力上昇速度）が小さくなる。よって、上記（９）の構成によれば、ピストンの往復運動のサイクル毎の作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて、低圧弁の損傷を適切に検知することができる。

【００１８】

（１０）幾つかの実施形態では、上記（９）の構成において、

前記損傷検知部は、前記作動室の圧力の変化率の最大値を、前記作動室の圧力の変化率が前記最大値となったときの前記ピストンの速度で除して得られる指標に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知するように構成される。

10

作動室圧力の変化率は、低圧弁の損傷に起因する作動油の漏れに応じて低下するとともに、ピストン速度と相関関係を有する。この点、上記（１０）の構成によれば、作動室の圧力の変化率の最大値を、作動室の圧力の変化率が最大値となったときのピストンの速度で除することにより、ピストン速度の影響が排除された指標を取得する。よって、該指標を用いることにより、ピストン速度の影響を排除して低圧弁の損傷を適切に検知することができる。

【００１９】

（１１）幾つかの実施形態では、上記（９）又は（１０）の構成において、

前記損傷検知部は、前記作動室の圧力の変化率の最大値または前記指標が閾値以下であるときに、前記低圧弁が損傷していると判定するように構成される。

20

上記（１１）の方法によれば、作動室圧力変化率の最大値又は作動室圧力変化率の最大値に基づく指標が比較的小さくなったときに低圧弁が損傷していると判定するので、低圧弁の損傷を適切に検出することができる。

【００２０】

（１２）幾つかの実施形態では、上記（９）～（１１）の何れかの構成において、

前記低圧弁の初期状態における前記作動室の圧力の変化率の最大値に基づいて閾値を決定する閾値設定部をさらに備え、

前記損傷検知部は、前記作動室の圧力の変化率の最大値または前記指標と、前記閾値設定ステップで決定された閾値との比較結果に基づいて、前記低圧弁の損傷を検知するように構成される。

30

作動室の圧力計測により得られる圧力波形は、油圧機械にて用いられている低圧弁の個体毎に異なる。

上記（１２）の構成によれば、低圧弁の初期状態における作動室圧力変化率の最大値に基づいて閾値を決定するので、個々の低圧弁に対して、それぞれ適切な閾値を設定することができる。

【００２１】

（１３）幾つかの実施形態では、上記（８）～（１２）の何れかの構成において、

前記損傷検知部により前記低圧弁の損傷が検知されたときに、該低圧弁に対応する前記シリンダを、押しのけ容積を生成しない休止状態とするように構成される。

40

上記（１３）の構成によれば、低圧弁の損傷が検知されたときに、該低圧弁に対応するシリンダを休止状態とし、又は、低圧弁を交換する。これにより、油圧機械の性能低下を抑制しながら、油圧機械の運転を行うことができる。

【００２２】

（１４）本発明の少なくとも一実施形態に係る油圧機械は、

回転シャフトと、

シリンダと、

前記シリンダと共に作動室を形成するピストンと、

前記作動室に対して設けられる高圧弁及び低圧弁と、

上記（８）～（１３）に記載の診断システムと、を備える。

50

## 【 0 0 2 3 】

本発明者の鋭意検討の結果、低圧弁の状態によって、作動室内の圧力の変化率が異なることが明らかになった。これは、低圧弁の弁体に摩耗やエロージョン等の損傷が生じていると、低圧弁の損傷部に局所的に作動油の通路ができ、この通路を通じて作動油が作動室から低圧ライン側に漏れが生じるためであると考えられる。

この点、上記（ 1 4 ）の構成では、作動室圧力の計測結果から取得される、ピストンの往復運動のサイクル毎の該作動室圧力の変化率に基づいて、低圧弁を介した作動油の漏れを検知でき、すなわち、低圧弁の損傷を検知することができる。

## 【 0 0 2 4 】

（ 1 5 ）本発明の少なくとも一実施形態に係る再生可能エネルギー型発電装置は、  
再生可能エネルギーを受け取って回転するように構成されたロータと、  
前記ロータによって駆動されて作動油を昇圧するように構成された油圧ポンプと、  
前記油圧ポンプにより昇圧された作動油によって駆動されるように構成された油圧モータと、  
前記油圧ポンプの吐出口と前記油圧モータの吸入口とを接続する高圧ラインと、  
前記油圧モータの吐出口と前記油圧ポンプの吸入口とを接続する低圧ラインと、  
前記油圧モータによって駆動されるように構成された発電機と、を備え、  
前記油圧ポンプ又は油圧モータの少なくとも一方は、上記（ 1 4 ）に記載の油圧機械である。

## 【 0 0 2 5 】

本発明者の鋭意検討の結果、低圧弁の状態によって、作動室内の圧力の変化率が異なることが明らかになった。これは、低圧弁の弁体に摩耗やエロージョン等の損傷が生じていると、低圧弁の損傷部に局所的に作動油の通路ができ、この通路を通じて作動油が作動室から低圧ライン側に漏れが生じるためであると考えられる。

この点、上記（ 1 5 ）の構成では、作動室圧力の計測結果から取得される、ピストンの往復運動のサイクル毎の該作動室圧力の変化率に基づいて、低圧弁を介した作動油の漏れを検知でき、すなわち、低圧弁の損傷を検知することができる。

## 【 発明の効果 】

## 【 0 0 2 6 】

本発明の少なくとも一実施形態によれば、低圧弁の損傷を適切に検知可能な油圧機械の診断方法が提供される。

## 【 図面の簡単な説明 】

## 【 0 0 2 7 】

【 図 1 】一実施形態に係る風力発電装置の概略図である。

【 図 2 】一実施形態に係る油圧モータ（油圧機械）の構成を示す概略図である。

【 図 3 】一実施形態に係る診断システムの構成を示す概略図である。

【 図 4 】一実施形態に係る高圧弁及び低圧弁の構成を示す概略断面図である。

【 図 5 】一実施形態に係る油圧モータの運転中における高圧弁および低圧弁の開閉挙動及び作動室内の圧力の変動を示す図である。

【 図 6 】図 4 に示す低圧弁の拡大図である。

【 図 7 】一実施形態に係る油圧機械の診断方法の概要を示すフローチャートである。

【 図 8 】一実施形態に係る損傷検知ステップの手順を示すフローチャートである。

【 図 9 】一実施形態に係る油圧機械（油圧モータ）におけるピストン位相角度と筒内圧力の相関関係を示すグラフである。

【 図 1 0 】一実施形態に係る損傷検知ステップの手順を示すフローチャートである。

【 図 1 1 】一実施形態に係る低圧弁の各閉鎖角度における筒内圧力変化率の最大値を示したグラフである。

【 図 1 2 】筒内圧力変化率の最大値と正規化値（指標）との比較の一例を示すグラフである。

【 図 1 3 】油圧機械（油圧モータ）におけるシリンダについて筒内圧力変化率の最大値の

10

20

30

40

50

正規化値（指標）を比較したグラフである。

【発明を実施するための形態】

【0028】

以下、添付図面を参照して本発明の幾つかの実施形態について説明する。ただし、実施形態として記載されている又は図面に示されている構成部品の寸法、材質、形状、その相対的配置等は、本発明の範囲をこれに限定する趣旨ではなく、単なる説明例にすぎない。

【0029】

まず、一実施形態に係る診断システム及び診断方法の適用対象である油圧機械（油圧モータ）を備えた風力発電装置の全体構成について説明する。

図1は、一実施形態に係る風力発電装置の概略図である。同図に示すように、風力発電装置1は、再生可能エネルギーとしての風を受けて回転するように構成されたロータ3と、ロータ3の回転を伝達するための油圧トランスミッション7と、電力を生成するための発電機16とを備える。

ロータ3は、少なくとも一本のブレード2と、ブレード2が取り付けられるハブ4とを含む。

油圧トランスミッション7は、回転シャフト6を介してロータ3に連結される油圧ポンプ8と、油圧モータ10と、油圧ポンプ8と油圧モータ10とを接続する高圧ライン12及び低圧ライン14と、を含む。

発電機16は、油圧モータ10の出力軸を介して油圧モータ10に連結される。一実施形態では、発電機16は、電力系統に連系されるとともに、油圧モータ10によって駆動される同期発電機である。

なお、油圧ポンプ8及び油圧モータ10や発電機16は、タワー19上に設置されたナセル18の内部に設置されてもよい。

【0030】

図1に示す風力発電装置1では、ロータ3の回転エネルギーは、油圧ポンプ8及び油圧モータ10を含む油圧トランスミッション7を介して発電機16に入力され、発電機16において電力が生成されるようになっている。

ブレード2が風を受けると、風の力によってロータ3全体が回転し、油圧ポンプ8がロータ3によって駆動されて作動油を加圧し、高圧の作動油（圧油）を生成する。油圧ポンプ8で生成された圧油は高圧ライン12を介して油圧モータ10に供給され、この圧油によって油圧モータ10が駆動される。そして、出力軸を介して油圧モータ10に接続される発電機16において電力が生成される。油圧モータ10で仕事をした後の低圧の作動油は、低圧ライン14を経由して油圧ポンプ8に再び流入するようになっている。

油圧ポンプ8及び油圧モータ10は、押しのけ容積が調節可能な可変容量型であってもよい。

【0031】

次に、一実施形態に係る油圧機械及びその診断システムの構成について説明する。なお、以下においては、油圧機械の一例として油圧モータについて説明するが、油圧ポンプについても同様の説明が適用できる。

図2は、一実施形態に係る油圧モータ（油圧機械）の構成を示す概略図であり、図3は、一実施形態に係る診断システムの構成を示す概略図である。

【0032】

一実施形態に係る診断システム及び診断方法における診断対象である油圧モータ10は、図2に示すように、回転シャフト32と、シリンダ20と、シリンダ20と共に作動室24を形成するピストン22と、作動室24に対して設けられる高圧弁28及び低圧弁30と、回転シャフト32の回転運動とピストン22の往復運動との間の変換を行うためのカム26（変換機構）とを有する。カム26は、ピストン22に当接するカム曲面を有する。

なお、油圧モータ10において、複数のシリンダ20及びピストン22が、油圧モータ10の周方向に沿って配列されている。



## 【 0 0 3 3 】

ピストン 2 2 は、ピストン 2 2 の往復運動を回転シャフト 3 2 の回転運動にスムーズに変換する観点から、シリンダ 2 0 内を摺動するピストン本体部 2 2 A と、該ピストン本体部 2 2 A に取り付けられ、カム 2 6 のカム曲面に当接するピストンローラー又はピストンシューとで構成することが好ましい。なお図 2 には、ピストン 2 2 がピストン本体部 2 2 A とピストンシュー 2 2 B とからなる例を示した。

## 【 0 0 3 4 】

カム 2 6 は、油圧モータ 1 0 の回転シャフト（クランクシャフト）3 2 の軸中心 O から偏心して設けられた偏心カムである。ピストン 2 2 が上下動を一回行う間に、カム 2 6 及びカム 2 6 が取り付けられた回転シャフト 3 2 は一回転するようになっている。

10

他の実施形態では、カム 2 6 は、複数のローブ（凸部）を有する環状のマルチローブカム（リングカム）であり、この場合には、カム 2 6 及びカム 2 6 が取り付けられた回転シャフト 3 2 が一回転する間に、ピストン 2 2 は上下動をローブの数だけ行うようになっている。

## 【 0 0 3 5 】

高圧弁 2 8 は、作動室 2 4 と作動室 2 4 の外部に設けられた高圧ライン 1 2 との間の高圧連通ライン 3 4 に設けられており、作動室 2 4 と高圧ライン 1 2 との連通状態を切り替え可能に構成されている。低圧弁 3 0 は、作動室 2 4 と作動室 2 4 の外部に設けられた低圧ライン 1 4 との間の低圧連通ライン 3 6 に設けられており、作動室 2 4 と低圧ライン 1 4 との連通状態を切り替え可能に構成されている。

20

## 【 0 0 3 6 】

図 2 及び図 3 に示す油圧モータ 1 0 の診断システム 1 0 1 は、各作動室 2 4 の圧力を検出するための圧力センサ 7 2 と、回転シャフト 3 2 の回転数を検出するための回転数センサ 7 4 と、圧力センサ 7 2 及び / 又は回転数センサ 7 4 による検出結果に基づいて油圧モータ 1 0 の診断及び制御を行うための診断・制御部 1 0 0 と、を含む。

診断システム 1 0 1 の診断・制御部 1 0 0 は、損傷検知部 1 0 2 と、閾値設定部 1 0 4 と、バルブ制御部 1 0 6 と、を含み、診断システム 1 0 1 は、以下に説明するように、油圧モータ 1 0 の低圧弁 3 0 の損傷を検知するように構成されている。

## 【 0 0 3 7 】

図 2 に示す油圧モータ 1 0 では、ピストンの往復運動に合わせてバルブが制御されて、ピストン 2 2 の往復運動に合わせて作動室 2 4 の圧力（作動室圧力）が周期的に変化している。ここで、油圧モータ 1 0 の高圧弁 2 8 及び低圧弁 3 0 の構成、及び、バルブの開閉制御による周期的な作動室圧力の変化について説明する。

30

## 【 0 0 3 8 】

図 4 は、高圧弁 2 8 及び低圧弁 3 0 の構成を示す概略断面図である。なお、図 4 は、高圧弁 2 8 が閉弁していて低圧弁 3 0 が開弁している状態を表す図である。幾つかの実施形態では、図 4 に示すように、高圧弁 2 8、低圧弁 3 0 及びそれらのケーシング 3 7 をユニット化してバルブユニット 3 8 として構成してもよい。

## 【 0 0 3 9 】

図 4 に例示する高圧弁 2 8 は、弁体 3 5 を含む可動ユニット 4 0 と、可動ユニット 4 0 を開弁位置と閉弁位置とに移動させるためのアクチュエータとして機能するソレノイドコイル 4 2 と、スプリング 4 4 と、弁座 4 6 とを備えている。高圧弁 2 8 は、ノーマルクローズ式のボペット形電磁弁であり、弁座 4 6 が弁体 3 5 に対して作動室 2 4 側に設けられている。高圧弁 2 8 は、作動室 2 4 と高圧ライン 1 2（図 2 参照）との連通状態を、ソレノイドコイル 4 2 の電磁力又はスプリング 4 4 の付勢力に起因した可動ユニット 4 0 の移動により切り替え可能に構成されている。

40

## 【 0 0 4 0 】

図 4 に例示する低圧弁 3 0 は、弁体 4 8 およびアーマチュア 5 0 を有する可動ユニット 5 2 と、ソレノイドコイル 5 4 と、スプリング 5 6 と、弁座 5 8 とを備えている。低圧弁 3 0 は、ノーマルオープン式のボペット形電磁弁（ボペット弁）であり、弁体 4 8 が弁座

50

5 8 に対して作動室 2 4 側に設けられている。低圧弁 3 0 は、作動室 2 4 と低圧ライン 1 4 (図 2 参照) との連通状態を、ソレノイドコイル 5 4 の電磁力又はスプリング 5 6 の付勢力に起因した可動ユニット 5 2 の移動により切り替え可能に構成されている。

【 0 0 4 1 】

高圧弁 2 8 及び低圧弁 3 0 の開閉は、バルブコントローラからの制御信号 (開閉指令) により制御されるようになっている。幾つかの実施形態では、診断・制御部 1 0 0 のバルブ制御部 1 0 6 (図 3 参照) から高圧弁 2 8 及び低圧弁 3 0 に開閉指令の制御信号が付与されるようになっている。

【 0 0 4 2 】

バルブ制御部 1 0 6 からの制御信号によって高圧弁 2 8 が励磁されていないときには、可動ユニット 4 0 は、スプリング 4 4 によって弁座 4 6 に向かって付勢されて、作動室 2 4 と高圧ライン 1 2 とが連通しない位置 (ノーマル位置; 図 4 に図示される可動ユニット 4 0 の位置) に保持される。バルブ制御部 1 0 6 からの制御信号によって高圧弁 2 8 が励磁されると、可動ユニット 4 0 は、電磁力によってスプリング 4 4 の付勢力に抗して、作動室 2 4 と高圧ライン 1 2 とが連通する位置 (励磁位置) に移動する。すなわち、高圧弁 2 8 は、励磁電流の供給制御によって、励磁電流の非供給時におけるノーマル位置と、励磁電流の供給時における励磁位置との間で弁体が移動可能に構成される。

【 0 0 4 3 】

一方、バルブ制御部 1 0 6 からの制御信号によって低圧弁 3 0 が励磁されていない時には、可動ユニット 5 2 は、スプリング 5 6 によって弁座 5 8 から離間する方向へ付勢されて、作動室 2 4 と低圧ライン 1 4 とが連通する開弁位置 (ノーマル位置; 図 4 に図示される可動ユニット 5 2 の位置) に保持される。バルブ制御部 1 0 6 からの制御信号によって低圧弁 3 0 が励磁されると、ソレノイドコイル 5 4 の電磁力によってアーマチュア 5 0 が吸引されて、可動ユニット 5 2 は、電磁力によってスプリング 5 6 の付勢力に抗して弁座 5 8 に向かって移動し、作動室 2 4 と高圧ライン 1 2 とが連通しない閉弁位置 (励磁位置) に移動する。すなわち、低圧弁 3 0 は、励磁電流の供給制御によって、励磁電流の非供給時におけるノーマル位置と、励磁電流の供給時における励磁位置との間で弁体が移動可能に構成される。

【 0 0 4 4 】

上述した構成の高圧弁 2 8 及び低圧弁 3 0 を有する油圧モータ 1 0 では、高圧弁 2 8 及び低圧弁 3 0 の開閉制御により、ピストン 2 2 の往復運動に伴って、作動室圧力が周期的に変化するようになっている。ここで、図 5 は、油圧モータ 1 0 の運転中における高圧弁 2 8 および低圧弁 3 0 の開閉挙動及び作動室 2 4 内の圧力の変動を示す図である。

【 0 0 4 5 】

図 5 において、ピストンサイクル曲線 1 3 0 は、横軸を時刻  $t$  として、ピストン 2 2 の位置の経時変化を示した曲線である。また、同図では、H P V 制御信号 1 3 2 は高圧弁 2 8 に供給する制御信号を、高圧弁ポジション 1 3 4 は高圧弁 2 8 の開閉状態を、L P V 制御信号 1 3 6 は低圧弁 3 0 に供給する制御信号を、低圧弁ポジション 1 3 8 は低圧弁 3 0 の開閉状態を、圧力曲線 1 4 0 は作動室 2 4 内の圧力をそれぞれ示している。

【 0 0 4 6 】

油圧モータ 1 0 では、図 5 のピストンサイクル曲線 1 3 0 に示すように、油圧ポンプ 8 がつくった高圧ライン 1 2 と低圧ライン 1 4 との差圧によって、ピストン 2 2 が周期的に上下動し、ピストン 2 2 が下死点から上死点に向かう排出工程と、ピストン 2 2 が上死点から下死点に向かうモータ工程とが繰り返される。

【 0 0 4 7 】

図 5 に示すように、ピストン 2 2 が下死点から上死点に向かって移動する排出工程では、高圧弁 2 8 が閉状態であるとともに低圧弁 3 0 が開状態となっており、作動室 2 4 内の作動油が低圧弁 3 0 を介して低圧ライン 1 4 に排出されるようになっている。

【 0 0 4 8 】

ピストン 2 2 が上死点に達する直前に、低圧弁 3 0 が励磁されて閉じられると、その後

10

20

30

40

50

ピストン 2 2 が上死点に到達するまでの期間は、作動室 2 4 が加圧されて、作動室圧力は上昇する。このとき、ピストン 2 2 が上死点に達する前に低圧弁 3 0 に対する励磁電流の供給は停止されるが、作動室 2 4 内の圧力が上昇しているため、低圧弁 3 0 は、作動室 2 4 と低圧ライン 1 4 との圧力差によって閉弁された状態が維持される。

【 0 0 4 9 】

一方、ピストン 2 2 が上死点に達する直前に、低圧弁 3 0 が閉弁されて作動室圧力が上昇するときに、高圧弁 2 8 に H P V 制御信号が付与されて（すなわち高圧弁 2 8 に励磁電流が供給されて）高圧弁 2 8 が開かれる。

【 0 0 5 0 】

高圧弁 2 8 が一旦開かれると、高圧弁 2 8 を介して高圧ライン 1 2 から高圧油が作動室 2 4 に流れ込み、該高圧油がピストン 2 2 を介してカム 2 6 を回転させる。すなわち、ピストン 2 2 は上死点に達して油圧モータ 1 0 はモータ工程に移行する。

【 0 0 5 1 】

モータ工程において高圧弁 2 8 を介して高圧油が作動室 2 4 に流入する間、作動室 2 4 内の圧力が高い状態が維持される。このとき、低圧弁 3 0 は、弁体 4 8 の両側の圧力差（すなわち、作動室 2 4 と低圧ライン 1 4 との圧力差）によって閉弁された状態が維持される。

【 0 0 5 2 】

この後、ピストン 2 2 が下死点に達する直前に高圧弁 2 8 に対するパルス状の電圧信号（ P W M 信号）の供給が停止されると、高圧弁 2 8 が閉じて作動室 2 4 内の圧力が低下し、作動室 2 4 が引き続き膨張する結果、作動室 2 4 と低圧ライン 1 4 との圧力差が小さくなり、低圧弁 3 0 が自動的に開く。

なお、高圧弁 2 8 の励磁・非励磁を繰り返す高周波信号の最終パルス 1 3 2 A が、高圧弁 2 8 を開状態から閉状態に切り替えるための制御信号（閉指令）とみなすことができる。

【 0 0 5 3 】

このように、高圧弁 2 8 及び低圧弁 3 0 の開閉制御により、ピストン 2 2 の往復運動に伴って、作動室圧力が周期的に変化するように構成された油圧機械において、低圧弁 3 0 の弁体 4 8（ポペット）にエロージョン等の損傷が生じることがある。

【 0 0 5 4 】

ここで、図 6 は、図 4 に示す低圧弁 3 0 の拡大図である。

例えば、上述した油圧機械（油圧モータ 1 0）において、低圧弁 3 0 の閉弁時に弁体 4 8 の傾斜により高流速の渦が生じたり、低圧弁 3 0 の閉鎖後に油柱分離により圧力が低下したりすることにより、弁体 4 8 にエロージョン（摩耗） 9 2（図 6 参照）が発生する場合がある。このように、弁体 4 8 にエロージョン 9 2 等の損傷が生じた場合、弁体 4 8 の損傷部に局所的に作動油の通路ができ、図 6 に示すように、この通路を通じて作動油 F が作動室 2 4 から低圧ライン 1 4 側（低圧連通ライン 3 6 側）に漏れることがある。

【 0 0 5 5 】

本発明者の鋭意検討の結果、このように、低圧弁 3 0 の弁体 4 8 の損傷部を介した漏れが生じると、弁体 4 8 に損傷部が生じておらず漏れが発生していない場合に比べて、ピストン 2 2 の往復運動に伴う作動室圧力の周期的な変化における作動室圧力の変化率（すなわち作動室圧力の時間微分）が変化することが明らかとなった。

【 0 0 5 6 】

上述の知見に基づき、幾つかの実施形態では、作動室圧力の計測結果から取得される、ピストン 2 2 の往復運動のサイクル毎の該作動室圧力の変化率に基づいて、低圧弁 3 0 を介した作動油の漏れを検知し、これにより低圧弁 3 0 の損傷を検知する。

【 0 0 5 7 】

以下、油圧機械の一例として上述した油圧モータ 1 0 において、低圧弁 3 0 の損傷を検知するための診断方法について説明する。なお、以下に説明する実施形態に係る診断方法は、上述した診断システム 1 0 1（図 2 及び図 3 参照）を用いて実行される。

## 【 0 0 5 8 】

図 7 は、一実施形態に係る油圧機械の診断方法の概要を示すフローチャートである。

図 7 に示すように、一実施形態では、まず、圧力センサ 7 2 ( 図 2 及び図 3 参照 ) を用いて作動室 2 4 の圧力 ( 筒内圧力 ) を計測する ( ステップ S 1 ) 。

次に、損傷検知部 1 0 2 ( 図 3 参照 ) は、ステップ S 1 での計測結果に基づいて作動室 2 4 の圧力の変化率 ( 筒内圧力変化率 ) を算出する ( ステップ S 2 ) 。一実施形態において、ステップ S 2 では、ステップ S 1 で計測された筒内圧力の経時的なデータから、該筒内圧力の時間微分を筒内圧力変化率として算出する。

そして、損傷検知部 1 0 2 ( 図 3 参照 ) は、ステップ S 2 で算出した筒内圧力変化率に基づいて、低圧弁 3 0 の損傷を検知する ( ステップ S 3 ) 。

10

## 【 0 0 5 9 】

ステップ S 3 にて、低圧弁 3 0 に損傷が生じていると判定されたら ( ステップ S 4 の Y e s ) 、油圧機械のシリンダ 2 0 のうち、該低圧弁 3 0 に対応するシリンダ 2 0 を、押しのけ容積を生成しない休止状態とする、あるいは、該低圧弁 3 0 を交換する ( ステップ S 5 ) 。

## 【 0 0 6 0 】

油圧機械のシリンダ 2 0 を休止状態とするには、該シリンダ 2 0 に対応する高圧弁 2 8 及び低圧弁 3 0 に対して、パルプ制御部 1 0 6 ( 図 3 参照 ) から、適切な開閉指令の制御信号を送る。

油圧機械 ( 油圧モータ 1 0 又は油圧ポンプ ) においてシリンダ 2 0 を休止状態とするには、該シリンダ 2 0 に対応する高圧弁 2 8 を閉状態に維持するとともに、低圧弁 3 0 を開状態に維持する。これにより、シリンダ 2 0 と高圧ライン 1 2 とは非連通状態となるとともに、シリンダ 2 0 と低圧ライン 1 4 とは連通状態となるので、作動油は、作動室 2 4 と低圧ライン 1 4 との間で流出入するのみである。よって、該シリンダ 2 0 に対応するピストン 2 2 は、実質的に仕事をせず、又は仕事をされない。

20

## 【 0 0 6 1 】

次に、幾つかの実施形態に係る診断方法における低圧弁 3 0 の損傷を検知する損傷検知ステップ ( ステップ S 3 ) について、図 8 ~ 図 1 3 を参照してより詳細に説明する。

## 【 0 0 6 2 】

図 8 は、一実施形態に係る損傷検知ステップ ( ステップ S 3 ) の手順を示すフローチャートである。

30

図 8 に示すように、一実施形態では、ステップ S 2 で算出した筒内圧力変化率から、ピストン 2 2 の往復運動のサイクル毎の筒内圧力変化率の最大値を算出する ( ステップ S 3 0 1 ) 。

そして、ステップ S 3 0 1 で算出した筒内圧力変化率の最大値が閾値以下である時に ( ステップ S 3 0 5 の Y e s ) 、低圧弁 3 0 に損傷が生じていると判定する ( ステップ S 3 0 6 ) 。

## 【 0 0 6 3 】

ここで、図 8 に示す実施形態における損傷検知の原理を、図 9 を参照して説明する。

図 9 は、油圧機械 ( 油圧モータ 1 0 ) におけるピストン位相角度と筒内圧力及び筒内圧力変化率との相関関係を示すグラフである。図 9 には、同一のシリンダ 2 0 について、異なる 2 つの状態 a , b における筒内圧力及び筒内圧力から算出される筒内圧力変化率と、ピストン 2 2 の位相角度との関係が示されている。

40

なお、状態 b は、状態 a の時点から、油圧機械 ( 油圧モータ 1 0 ) を所定期間運転させた後の状態である。

## 【 0 0 6 4 】

前述したように、油圧モータ 1 0 の運転中、筒内圧力は、ピストン 2 2 の往復運動とともに、周期的に変化する ( 図 5 参照 ) 。そして、ピストン 2 2 が上死点に到達する直前に、低圧弁 3 0 が閉弁することにより筒内圧力 ( 作動室圧力 ) が上昇する ( 図 5 に示す  $t_1 \sim t_2$  の期間 ) 。

50

図 9 のグラフは、このように、低圧弁 30 が閉弁することにより筒内圧力が上昇する期間のデータを含むグラフである。すなわち、図 9 のグラフのピストン位相角度 180° はピストン 22 が上死点に位置することを示しており、図 9 のグラフは、ピストン 22 が上死点に到達する直前において、筒内圧力が上昇していることを示している。

【0065】

図 9 のグラフに表れているように、状態 a に比べて状態 b では、筒内圧力の上昇速度が緩やかになっている。すなわち、状態 b での筒内圧力変化率の最大値  $DP_{M\ b}$  は、状態 a での筒内圧力変化率の最大値  $DP_{M\ a}$  よりも小さい。

このことから、同一のシリンダ 20 においては、油圧機械の運転期間が長くなるにしたがって、筒内圧力変化率の最大値  $P_M$  が減少していく傾向があると言える。この理由は、油圧機械の運転期間が長くなるにしたがって、低圧弁 30 の損傷が進行する（摩耗が拡大することから、低圧弁 30 の損傷部を介した作動室 24 からの作動油のリーク量が増加するためであると考えられる。

【0066】

従って、筒内圧力変化率の最大値  $DP_M$  について閾値を適切に設定し、ステップ S 301 で筒内圧の計測結果に基づいてピストン 22 の往復運動のサイクル毎に算出された筒内圧力変化率の最大値  $DP_M$  と、該閾値とを比較することにより、低圧弁 30 における損傷の発生の有無を適切に判定することができる。

【0067】

図 10 は、他の一実施形態に係る損傷検知ステップ（ステップ S 3）の手順を示すフローチャートである。

図 10 に示すように、一実施形態では、ステップ S 2 で算出した筒内圧力変化率から、ピストン 22 の往復運動のサイクル毎の筒内圧力変化率の最大値を算出する（ステップ S 311）。

また、回転数センサ 74 の検出結果に基づいて、ピストン 22 の往復運動のサイクル毎に、筒内圧力変化率が最大となったピストン位相角度を算出する（ステップ S 312）。

次に、ステップ S 312 で算出したいピストン位相角度におけるピストン速度を、該ピストン位相角度と、回転数センサ 74 の検出結果から得られる油圧機械（油圧モータ 10）の回転数とに基づいて算出する（ステップ S 313）。

次に、ステップ S 312 で算出した筒内圧力変化率の最大値を、ステップ S 313 で算出したピストン速度で除して指標を得る（ステップ S 314）。

そして、ステップ S 314 で算出した指標を閾値と比較して（ステップ S 315）、該指標が閾値以下である場合に（ステップ S 315 の Yes）、低圧弁 30 に損傷が生じていると判定する（ステップ S 316）。

【0068】

ここで、図 11 は、低圧弁 30 の各閉鎖角度における筒内圧力変化率の最大値を示したグラフである。

ピストン 22 が上死点の直前に位置するとき（すなわちピストン 22 が上死点の手前において下死点から上死点に向かって移動しているとき）、ピストン 22 が上死点に近づくにつれてピストン速度は徐々に小さくなる。

したがって、図 11 に示すように、低圧弁閉鎖角度が上死点手前（180°未満）から上死点（180°）に近づくにしたがって（すなわち、筒内圧力変化率が最大となるときのピストン位置が上死点手前（180°未満）から上死点（180°）に近づくにしたがって）、筒内圧力変化率の最大値は、減少する。

【0069】

この点、上述の実施形態では、ステップ S 314 において、ステップ S 312 で算出した筒内圧力変化率の最大値を、ステップ S 313 で算出したピストン速度で除して指標を得て、該指標に基づいて低圧弁 30 の損傷検知を行う。これにより、ピストン速度の影響を排除して低圧弁 30 の損傷を適切に検知することができる。

【0070】

また、一実施形態において、ステップ S 3 1 4 で算出する指標として、ピストンの既定位置におけるピストン速度  $V_{ref}$  を用いて得られる正規化値を採用してもよい。

正規化値は、筒内圧力変化率の最大値を  $(dP/dt)_{max}$  とし、前記ピストンの規定位置における速度を  $V_{ref}$  とし、筒内圧力変化率が前記最大値  $(dP/dt)_{max}$  となったときのピストンの速度を  $V^*$  としたとき、 $(dP/dt)_{max} \times V_{ref} / V^*$  で表される。

このように、ピストン 2 2 の既定位置におけるピストン速度  $V_{ref}$  を用いて、筒内圧力変化率と同次元の指標である正規化値を取得することにより、該正規化値を用いて、筒内圧力変化率と同じ次元のパラメータにより低圧弁の損傷を評価することができる。

【0071】

10

上述のピストン 2 2 の既定位置としては、代表的なピストン位置（例えば、筒内圧力変化率が最大となるピストン 2 2 の平均位置）を選択することができる。

【0072】

図 1 2 は、油圧機械（油圧モータ 1 0）における 1 つのシリンダ 2 0 について、圧力検出結果に基づいてステップ S 3 0 1（又はステップ S 3 1 1）で算出した筒内圧力変化率の最大値と、同一の圧力検出結果に基づいてステップ S 3 1 4 で算出した筒内圧力変化率の最大値の正規化値（指標）とを比較したグラフである。

図 1 2 に示すように、グラフに示した横軸の期間において、ピストン 2 2 の速度を排除して得られた正規化値（指標）は、時間に対する変化率が比較的小さいのに比べて、筒内圧力変化率の最大値は、正規化値（指標）に比べてばらつきが大きい。したがって、正規化値（指標）を用いることにより、より適切に低圧弁 3 0 の損傷を評価することができる。

20

【0073】

図 1 3 は、油圧機械（油圧モータ 1 0）における 2 つのシリンダ A、B について、筒内圧力変化率の最大値の正規化値（指標）を比較したグラフである。

図 1 3 に示すように、グラフに示した横軸の期間において、シリンダ A は、シリンダ B に比べて、概して筒内圧力変化率の最大値の正規化値（指標）が小さい。

油圧機械（油圧モータ 1 0）を停止して、これらのシリンダ A、B について、低圧弁 3 0 の弁体 4 8 の摩耗量を計測したところ、シリンダ A の最大摩耗深さは、シリンダ B に比べて数倍程度大きいことが分かった。

30

このことから、筒内圧力変化率の最大値の指標（正規化値）が小さいほど、低圧弁 3 0 の弁体 4 8 において損傷（摩耗）が進行していると言える。

よって、筒内圧力変化率の最大値の指標（正規化値）に対して適切な閾値を設けてステップ S 1 での圧力計測結果に基づいて算出された筒内圧力変化率の最大値の指標（正規化値）と該閾値とを比較することにより、低圧弁 3 0 の損傷検知が適切にできる。

【0074】

なお、筒内圧力変化率の最大値又は該最大値の指標（正規化値）に関する閾値の設定は、低圧弁 3 0 個体毎に行ってもよい。

例えば、幾つかの実施形態では、低圧弁 3 0 の初期状態（使用し始め）における筒内圧力変化率の最大値を取得し、取得した筒内圧力変化率の最大値に基づいて閾値を決定するようにしてもよい。例えば、低圧弁 3 0 の初期状態に比べて、所定の割合だけ大きい筒内圧力変化率の最大値又はその指標（正規化値）を閾値（例えば図 1 3 における  $DP_{th}$ ）としてもよい。

40

このように、低圧弁 3 0 の初期状態における筒内圧力変化率の最大値に基づいて閾値を決定すれば、個々の低圧弁 3 0 に対して、それぞれ適切な閾値を設定することができる。

【0075】

また、一実施形態において、ステップ S 3 1 4 で算出する指標としての正規化値を、以下の式により求めてもよい。

正規化値 =  $(dP/dt)_{max} \times V_{ref} \times (N/N_{ref}) / V^*$   
ただし、上記式において、 $(dP/dt)_{max}$  は筒内圧力変化率の最大値であり、 $V_{ref}$

50

$v_{ef}$  はピストン 22 の規定位置及び規定回転数  $N_{ref}$  における速度であり、 $N$  は回転シャフト 32 の回転数であり、 $V^*$  は筒内圧力変化率が前記最大値  $(dP/dt)_{max}$  となったときのピストンの速度である。

例えば、回転シャフトの回転数が可変であるときには、上述の式を用いることで、回転数の影響を排除した正規化値を得ることができる。よって、上述の式により算出した正規化値に基づいて、低圧弁の損傷を適切に評価することができる。

#### 【0076】

以上、本発明の実施形態について説明したが、本発明は上述した実施形態に限定されることはなく、上述した実施形態に変形を加えた形態や、これらの形態を適宜組み合わせた形態も含む。

#### 【0077】

本明細書において、「ある方向に」、「ある方向に沿って」、「平行」、「直交」、「中心」、「同心」或いは「同軸」等の相対的或いは絶対的な配置を表す表現は、厳密にそのような配置を表すのみならず、公差、若しくは、同じ機能が得られる程度の角度や距離をもって相対的に変位している状態も表すものとする。

例えば、「同一」、「等しい」及び「均質」等の物事が等しい状態であることを表す表現は、厳密に等しい状態を表すのみならず、公差、若しくは、同じ機能が得られる程度の差が存在している状態も表すものとする。

また、本明細書において、四角形状や円筒形状等の形状を表す表現は、幾何学的に厳密な意味での四角形状や円筒形状等の形状を表すのみならず、同じ効果が得られる範囲で、凹凸部や面取り部等を含む形状も表すものとする。

また、本明細書において、一の構成要素を「備える」、「含む」、又は、「有する」という表現は、他の構成要素の存在を除外する排他的な表現ではない。

#### 【符号の説明】

#### 【0078】

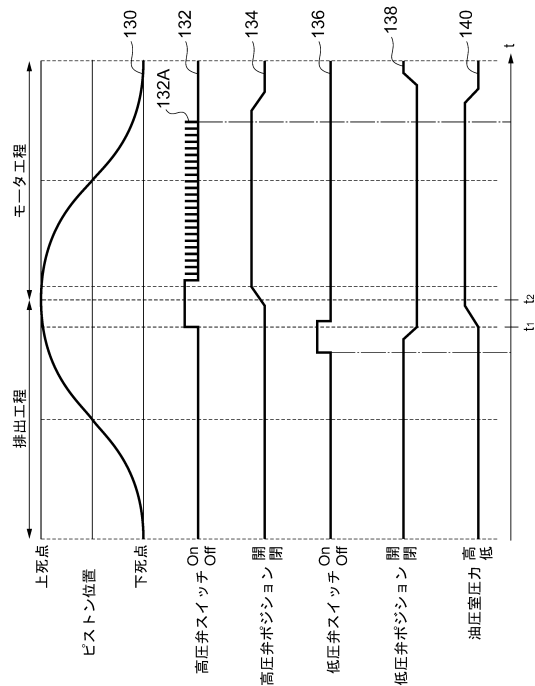
1	風力発電装置	
2	ブレード	
3	ロータ	
4	ハブ	
6	回転シャフト	30
7	油圧トランスミッション	
8	油圧ポンプ	
10	油圧モータ	
12	高圧ライン	
14	低圧ライン	
16	発電機	
18	ナセル	
19	タワー	
20	シリンダ	
22	ピストン	40
22A	ピストン本体部	
22B	ピストンシュー	
24	作動室	
26	カム	
28	高圧弁	
30	低圧弁	
32	回転シャフト	
34	高圧連通ライン	
35	弁体	
36	低圧連通ライン	50

3 7	ケーシング	
3 8	バルブユニット	
4 0	可動ユニット	
4 2	ソレノイドコイル	
4 4	スプリング	
4 6	弁座	
4 8	弁体	
5 0	アーマチュア	
5 2	可動ユニット	
5 4	ソレノイドコイル	10
5 6	スプリング	
5 8	弁座	
7 2	圧力センサ	
7 4	回転数センサ	
9 2	エロージョン	
1 0 0	制御部	
1 0 1	診断システム	
1 0 2	損傷検知部	
1 0 4	閾値設定部	
1 0 6	バルブ制御部	20
1 3 0	ピストンサイクル曲線	
1 3 2	H P V 制御信号	
1 3 2 A	最終パルス	
1 3 4	高圧弁ポジション	
1 3 6	L P V 制御信号	
1 3 8	低圧弁ポジション	
1 4 0	圧力曲線	
F	作動油	
O	軸中心	

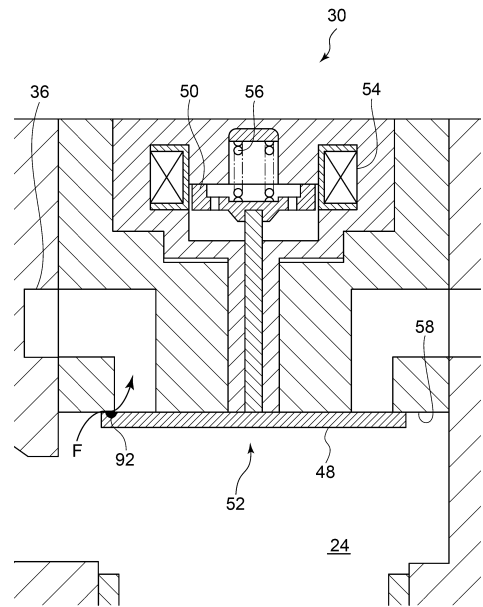




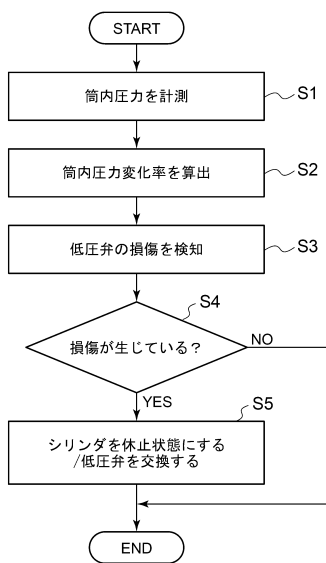
【図 5】



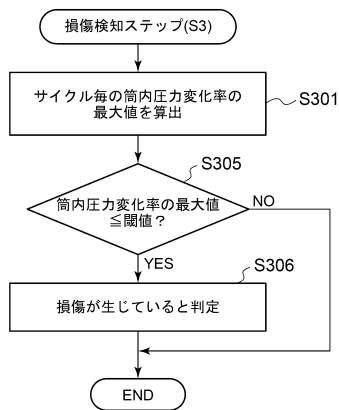
【図 6】



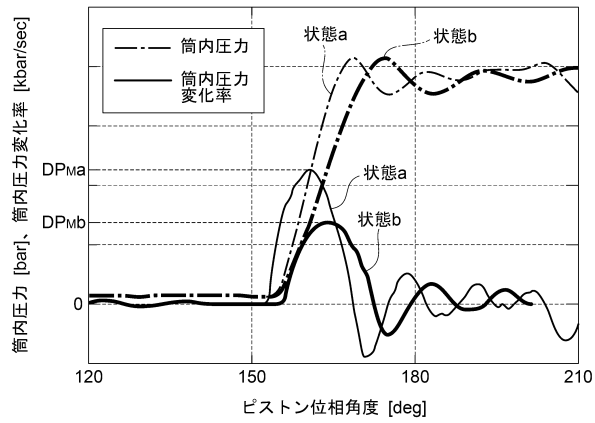
【図 7】



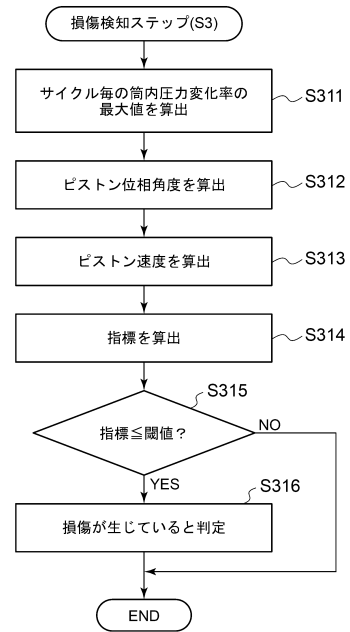
【図 8】



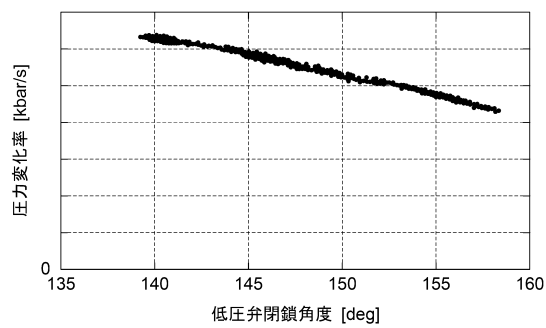
【図 9】



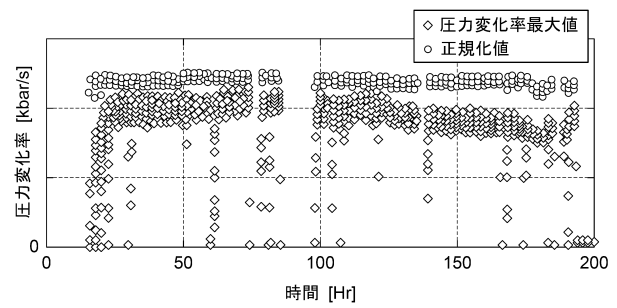
【図 10】



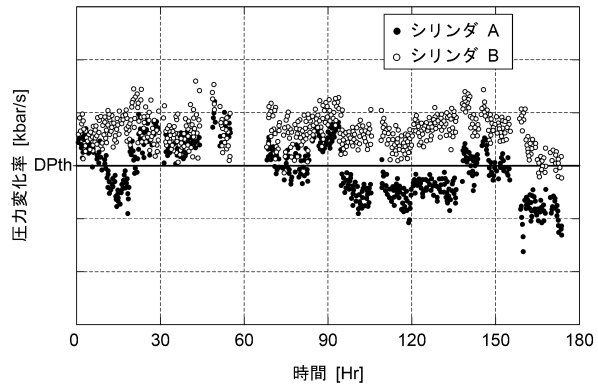
【図 11】



【図 12】



【図 13】



---

フロントページの続き

(72)発明者 川畑 真司

東京都港区港南二丁目１６番５号 三菱重工業株式会社内

審査官 井古田 裕昭

(56)参考文献 特開２０１５－１２４８４８（ＪＰ，Ａ）

特開２００８－２０８７５１（ＪＰ，Ａ）

特開２００７－０６４１１７（ＪＰ，Ａ）

国際公開第２０１３／０８０３２１（ＷＯ，Ａ１）

米国特許出願公開第２０１０／０１４３１７１（ＵＳ，Ａ１）

特開２００８－２８０８５３（ＪＰ，Ａ）

特開平０６－０４２４６７（ＪＰ，Ａ）

特開昭６１－９９８３３（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)

F 0 4 B 5 1 / 0 0

F 0 3 D 9 / 2 8

F 0 4 B 5 3 / 1 0