

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017年7月13日(13.07.2017)



(10) 国際公開番号
WO 2017/119243 A1

- (51) 国際特許分類:
G01M 15/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/087057
- (22) 国際出願日: 2016年12月13日(13.12.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2016-001626 2016年1月7日(07.01.2016) JP
- (71) 出願人: 株式会社明電舎(MEIDENSHA CORPORATION) [JP/JP]; 〒1416029 東京都品川区大崎2丁目1番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 秋山 岳夫(AKIYAMA, Takao); 〒1416029 東京都品川区大崎2丁目1番1号 株式会社明電舎内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 正林 真之, 外(SHOBAYASHI, Masayuki et al.); 〒1000005 東京都千代田区丸の内1-7-12 サビアタワー Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,

BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

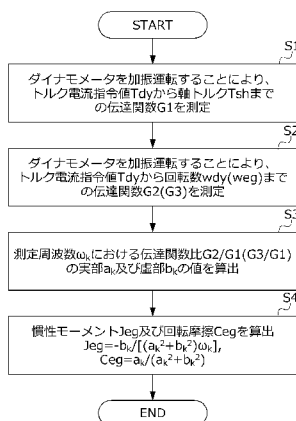
添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

(54) Title: TEST PIECE CHARACTERISTIC ESTIMATION METHOD AND TEST PIECE CHARACTERISTIC ESTIMATION DEVICE

(54) 発明の名称: 供試体特性推定方法及び供試体特性推定装置

[図2]



S1 Measure a transfer function G1 from a torque current command value Tdy to a shaft torque Tsh by vibrationally operating the dynamometer

S2 Measure a transfer function G2 (G3) from the torque current command value Tdy to a rotation speed wdy (weg) by vibrationally operating the dynamometer

S3 Calculate the values of the real part a_k and the imaginary part b_k of the transfer function ratio $G2/G1$ ($G3/G1$) at the measurement frequency ω_k

S4 Calculate the moment of inertia Jeg and the rotational friction Ceg

$$Jeg = -b_k / ((a_k^2 + b_k^2)\omega_k), Ceg = a_k / (a_k^2 + b_k^2)$$

(57) Abstract: The purpose of the present invention is to provide a test piece characteristic estimation method capable of quickly measuring the moment of inertia of a test piece while taking loss resulting from rotational friction of the test piece into consideration. This test piece characteristic estimation method is provided with a step (S1) for measuring a first transfer function G1 from a torque current command for a dynamometer to output from a shaft torque sensor by vibrationally operating the dynamometer, a step (S2) for measuring a second transfer function G2 from the torque current command to the output of a dynamo rotation speed sensor by vibrationally operating the dynamometer, and steps (S3 and S4) for calculating the value of a ratio obtained by dividing the second transfer function G2 by the first transfer function G1 at a prescribed measurement frequency ω_k and using the ratio value to calculate a moment of inertia Jeg and a rotational friction Ceg.

(57) 要約: 供試体における回転摩擦による損失を考慮しつつ短時間で慣性モーメントを測定できる供試体特性推定方法を提供することを目的とする。供試体特性推定方法は、ダイナモメータを加振運転することによってダイナモメータに対するトルク電流指令から前記軸トルクセンサの出力までの第1伝達関数G1を測定する工程(S1)と、ダイナモメータを加振運転することによってトルク電流指令からダイナモ回転速度センサの出力までの第2伝達関数G2を測定する工程(S2)と、第2伝達関数G2を第1伝達関数G1で除算して得られる比の所定の測定周波数 ω_k における値を算出し、この比の値を用いて慣性モーメントJeg及び回転摩擦Cegを算出する工程(S3及びS4)と、を備える。

明 細 書

発明の名称： 供試体特性推定方法及び供試体特性推定装置

技術分野

[0001] 本発明は、供試体の特性、とりわけ慣性モーメントを推定する供試体特性推定方法及び供試体特性推定装置に関する。

背景技術

[0002] 図6は、ダイナモメータ150を用いたエンジン160の試験システム100の構成を示す図である。

試験システム100は、供試体であるエンジン160と軸170で連結されたダイナモメータ150と、エンジン160の出力を制御するスロットルアクチュエータ110及びエンジン制御装置120と、ダイナモメータ150の出力を制御するインバータ130及びダイナモメータ制御装置140とを備える。試験システム100では、エンジン制御装置120を用いてエンジン160のスロットル開度を制御しながら、ダイナモメータ制御装置140を用いてダイナモメータ150のトルクや速度を制御することにより、エンジン160の耐久性、燃費、及び排気浄化性能等が評価される。試験システム100では、上記のような性能を評価する試験を行う前にエンジン160の特性、とりわけエンジン160の慣性モーメントを測定しておき、これをダイナモメータ制御装置140におけるトルク制御や速度制御の制御パラメータとして利用する場合がある。

[0003] 例えば特許文献1に示された方法では、エンジン160の回転数をほぼ一定に制御しながらダイナモメータ150の出力トルクを加振制御し、この時にエンジン160とダイナモメータ150とを連結する回転軸に発生する軸トルク及びダイナモメータ150の回転数のデータを一定時間収録し、さらにこのデータから軸トルクを入力としダイナモメータ150の回転数を出力とする伝達関数を推定し、この伝達関数を用いてエンジン160の慣性モーメントを測定する。

[0004] 上記のような慣性モーメントの推定方法は簡便であるという利点があるものの、エンジン 160 における回転摩擦による損失を考慮していないため、慣性モーメントの推定精度は高くない。特許文献 2 に示された方法では、回転数にほぼ比例した回転摩擦 C を予め測定しておき、さらにエンジン 160 の燃料流入を遮断しかつエンジン 160 の吸気抵抗を減らすためにスロットルを全開にした状態で、ダイナモメータ 150 を用いて一定の加速度 α で加速又は減速し、この時に回転軸に発生する軸トルク T を測定し、これを運動方程式 ($T = J \cdot \alpha + C$) に用いることによって、慣性モーメント J を測定する。

[0005] ところでエンジン 160 の回転摩擦による損失は、エンジン 160 の回転数の定常値だけでなく回転数の変化の履歴にも依存する場合がある。ところが特許文献 2 の測定方法では、回転数の変化の履歴を考慮していないため、慣性モーメントを精度良く推定することができない。

[0006] 特許文献 3 に記載された発明では、ダイナモメータのトルクをランダムに加振したときのダイナモメータの速度と軸トルクとを実測し、これを用いて周波数 ω での周波数応答 H_R を算出し、この実測した周波数応答 H_R と所定のモデルパラメータ P_M の下で得られるモデルボード線図データ H_M との差の絶対値を所定の周波数幅の間で積分することによって評価関数を算出する。特許文献 3 の発明では、非線形計画法を用いることによって、評価関数を収束させるようなモデルパラメータ P_M を得ておき、これを用いて慣性モーメントを測定する。

先行技術文献

特許文献

- [0007] 特許文献 1：特開 2006-300683 号公報
特許文献 2：特開 2003-121307 号公報
特許文献 3：特開 2008-203051 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] 特許文献3の発明によれば、高精度で慣性モーメントを測定できるが、非線形計画法に基づいて、評価関数が収束するまで繰り返し演算を行う必要があるため、測定に時間がかかるおそれがある。

[0009] 本発明は、供試体における回転摩擦による損失を考慮しつつ短時間で慣性モーメントを測定できる供試体特定推定方法及び供試体特性推定装置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

[0010] (1) 試験システム（例えば、後述の試験システム1）は、供試体（例えば、後述のエンジンE）と連結軸（例えば、後述の連結軸S）を介して結合されたダイナモメータ（例えば、後述のダイナモメータD）と、前記連結軸に発生する軸トルクを検出する軸トルクセンサ（例えば、後述の軸トルクセンサ7）と、前記供試体又は前記ダイナモメータの出力軸の回転数を検出する回転数検出装置（例えば、後述のダイナモ回転数センサ8又はエンジン回転数センサC）と、を備える。本発明の供試体特性推定方法は、前記試験システムを用いて、前記供試体の出力軸を回転軸とした慣性モーメントを推定するものであって、前記ダイナモメータを加振運転することによって前記ダイナモメータに対するトルク電流指令から前記軸トルクセンサの出力までの第1伝達関数（例えば、後述の第1伝達関数 $G_1(s)$ ）を測定する第1伝達関数測定工程（例えば、後述の図2のS1）と、前記ダイナモメータを加振運転することによって前記トルク電流指令から前記回転数検出装置の出力までの第2伝達関数（例えば、後述の第2伝達関数 $G_2(s)$ 又は第3伝達関数 $G_3(s)$ ）を測定する第2伝達関数測定工程（例えば、後述の図2のS2）と、前記第2伝達関数を前記第1伝達関数で除算して得られる比の所定の測定周波数（例えば、後述の測定周波数 ω_k ）における値を算出し、当該比の値を用いて前記慣性モーメントを推定する慣性モーメント推定工程（例えば、後述の図2のS3及びS4）と、を備える。

[0011] (2) この場合、前記慣性モーメント推定工程では、前記測定周波数を ω_k

とし、当該測定周波数 ω_k における前記比の実部及び虚部を a_k 及び b_k とし、これらの値を用いて下記推定式によって前記供試体の慣性モーメント J_{eg} の値を算出することが好ましい。

[数1]

$$J_{eg} = -\frac{b_k}{(a_k^2 + b_k^2)\omega_k} \quad (1)$$

[0012] (3) この場合、前記測定周波数 ω_k における前記比の実部 a_k 及び虚部 b_k の値を用いて、下記推定式によって前記供試体の出力軸を回転軸とした回転摩擦 C_{eg} の値を算出することが好ましい。

[数2]

$$C_{eg} = \frac{a_k}{a_k^2 + b_k^2} \quad (2)$$

[0013] (4) この場合、前記慣性モーメント推定工程では、 n 個（“ n ”は2以上の任意の整数）の異なる測定周波数を ω_{k_j} （“ j ”は1から n の整数）とし、これら測定周波数 ω_{k_j} における前記比の実部及び虚部を a_{k_j} 及び b_{k_j} とし、これらの値を用いて下記推定式によって前記供試体の慣性モーメント J_{eg} の値を算出することが好ましい。

[数3]

$$J_{eg} = -\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{b_{k_j}}{(a_{k_j}^2 + b_{k_j}^2)\omega_{k_j}} \quad (3)$$

[0014] (5) この場合、前記 n 個の異なる測定周波数 ω_{k_j} における前記比の実部 a_{k_j} 及び虚部 b_{k_j} の値を用いて下記推定式によって前記供試体の出力軸を回転軸とした回転摩擦 C_{eg} の値を算出することが好ましい。

[数4]

$$C_{eg} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{a_{k_j}}{a_{k_j}^2 + b_{k_j}^2} \quad (4)$$

[0015] (6) この場合、前記測定周波数は、前記供試体と前記ダイナモメータとを前記連結軸で結合して構成される機械系の共振周波数より低いことが好ましい。

[0016] (7) 本発明の供試体特性推定装置（例えば、後述の試験システム1）は、供試体（例えば、後述のエンジンE）と連結軸（例えば、後述の連結軸S）を介して結合されたダイナモメータ（例えば、後述のダイナモメータD）と、前記連結軸に発生する軸トルクを検出する軸トルクセンサ（例えば、後述の軸トルクセンサ7）と、前記供試体又は前記ダイナモメータの出力軸の回転数を検出する回転数検出装置（例えば、後述のダイナモ回転数センサ8又はエンジン回転数センサC）と、前記ダイナモメータを加振運転することによって前記ダイナモメータに対するトルク電流指令から前記軸トルクセンサの出力までの第1伝達関数を測定する第1伝達関数測定手段（例えば、後述の演算装置9）と、前記ダイナモメータを加振運転することによって前記トルク電流指令から前記回転数検出装置の出力までの第2伝達関数を測定する第2伝達関数測定手段（例えば、後述の演算装置9）と、前記第2伝達関数を前記第1伝達関数で除算して得られる比の所定の測定周波数における値を算出し、当該比の値を用いて前記慣性モーメントを推定する慣性モーメント推定手段（例えば、後述の演算装置9）と、を備える。

発明の効果

[0017] (1) 本発明では、トルク電流指令から軸トルクセンサの出力までの第1伝達関数と、トルク電流指令から回転数検出装置の出力までの第2伝達関数と、を測定し、これら第1、及び第2伝達関数の比の所定の測定周波数における値を算出し、この比の値を用いて供試体の慣性モーメントを推定する。ここで、供試体とダイナモメータとを連結軸を介して結合した機械系の運動方程式を用いると、第1伝達関数と第2伝達関数の比（ $G_2(s)/G_1(s)$ ）は、回転摩擦を“ C_{eg} ”とし慣性モーメントを“ J_{eg} ”としラプラス演算子を“ s ”とすると、下記式（5）のように回転摩擦と慣性モーメントを用いた近似式で表すことができる。従って上記比の測定周波数におけ

る値を用いることにより、回転摩擦の存在を考慮して高い精度で慣性モーメントの値を推定できる。また、第1伝達関数及び第2伝達関数には、それぞれトルク電流指令に応じてダイナモメータに電力を供給するインバータのインバータトルク制御応答の影響が表れるが、本発明ではこれらの比を用いることにより、このインバータトルク制御応答の影響を相殺して下記式(5)のように、回転摩擦と慣性モーメントのみを推定できる。また本発明では、2つの伝達関数の比の値を算出すればよく特許文献3の発明のように非線形計画法を用いる必要が無いので、短時間で慣性モーメントの値を推定できる。

[数5]

$$\frac{G2(s)}{G1(s)} = \frac{1}{Ceg + Jeg \cdot s} \quad (5)$$

[0018] (2) 所定の測定周波数 ω_k における上記比の値を $a_k + b_k \cdot i$ (“ i ”は虚数)とすると、上記式(5)から慣性モーメントに対する上記式(1)が導出される。よって本発明によれば、短時間で慣性モーメントの値を推定できる。

[0019] (3) 所定の測定周波数 ω_k における上記比の値を $a_k + b_k \cdot i$ (“ i ”は虚数)とすると、上述の式(5)から回転摩擦に対する上記式(2)が導出される。よって本発明によれば、短時間で回転摩擦の値を推定できる。

[0020] (4) 本発明では、上記式(3)に示すように、 n 個の異なる測定周波数の下で算出される値を平均することによって慣性モーメントの値を算出することにより、慣性モーメントの推定精度をさらに向上できる。

[0021] (5) 本発明では、上記式(4)に示すように、 n 個の異なる測定周波数の下で算出される値を平均することによって回転摩擦の値を算出することにより、回転摩擦の推定精度をさらに向上できる。

[0022] (6) 本発明では、測定周波数を機械系の共振周波数より低くすることにより、共振現象による影響を避けることができるので、慣性モーメントや回転損失の推定精度をさらに向上できる。また、回転数検出装置を、ダイナモ

メータの出力軸の回転数を検出するものとした場合、上記式（５）は低域で成り立つ近似式となる。よってこの場合、測定周波数を共振周波数より低くすることにより、近似式（５）に基づいて導出される慣性モーメント及び回転摩擦の推定精度をさらに向上できる。

[0023] （７）本発明によれば、上記供試体特性推定方法に関する（１）の発明と同じ効果を奏する。

図面の簡単な説明

[0024] [図1]本発明の一実施形態に係る試験システムの構成を示す図である。

[図2]伝達関数の比を用いてエンジンの特性を推定する手順を示すフローチャートである。

[図3]従来のエンジン特定の推定方法を適用した場合の結果を示す図である。

[図4]上記実施形態に係るエンジン特性の推定方法を適用した場合の結果を示す図である。

[図5]上記実施形態に係るエンジン特性の推定方法を適用した場合の結果を示す図である。

[図6]従来の試験システムの構成を示す図である。

発明を実施するための形態

[0025] 以下、本発明の一実施形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

図１は、本実施形態に係る試験システム１の構成を示す図である。

[0026] 試験システム１は、供試体としてのエンジンＥと、このエンジンＥと略棒状の連結軸Ｓを介して連結されたダイナモメータＤと、スロットルアクチュエータ２を介してエンジンＥの出力を制御するエンジン制御装置５と、ダイナモメータＤに電力を供給するインバータ３と、インバータ３を介してダイナモメータＤの出力を制御するダイナモメータ制御装置６と、連結軸Ｓに発生する振れトルク（以下、「軸トルク」という）を検出する軸トルクセンサ７と、ダイナモメータＤの出力軸の回転数（以下、「ダイナモ回転数」という）を検出するダイナモ回転数センサ８と、エンジンＥの出力軸（例えば、

クランクシャフト)の回転数(以下、ダイナモ回転数と区別して「エンジン回転数」という)を検出するエンジン回転数センサCと、軸トルクセンサ7、ダイナモ回転数センサ8及びエンジン回転数センサCの出力を用いて各種演算を行う演算装置9と、を備える。試験システム1は、エンジンEを試験対象とした所謂エンジンベンチシステムとも呼称されるものである。

[0027] 試験システム1では、エンジン制御装置5を用いてエンジンEのスロットル開度を制御しながら、ダイナモメータ制御装置6を用いてダイナモメータDのトルクや速度を制御することにより、エンジンEの耐久性、燃費、及び排気浄化性能を評価する試験が行われる。以下では、この試験システム1によって実現される様々な機能のうち、特にエンジンEの慣性モーメントやエンジン回転数に略比例した回転摩擦などのエンジンEの特性を推定する機能に着目し、このエンジンEの特性の推定に関する構成を中心に詳細に説明する。

[0028] エンジン制御装置5は、所定のタイミングでエンジンEを始動したり、予め定められた態様でスロットルアクチュエータ2を介してエンジンEの出力を制御したりする。

[0029] ダイナモメータ制御装置6は、試験に応じて定められた態様でダイナモメータDに対するトルク電流指令信号を生成する。インバータ3は、ダイナモメータ制御装置6によって生成されたトルク電流指令信号に基づいてダイナモメータDに電力を供給することにより、この指令信号に応じたトルクをダイナモメータDで発生させる。

[0030] 演算装置9は、後に図2を参照して説明する手順に従ってダイナモメータ制御装置6を用いてダイナモメータDの出力を制御しながら、この時における軸トルクセンサ7によって検出される軸トルクと、ダイナモ回転数センサ8によって検出されるダイナモ回転数及びエンジン回転数センサCによって検出されるエンジン回転数の少なくとも何れかと、に関するデータを取得し、この取得したデータを用いてエンジンEの出力軸を回転軸とした慣性モーメントと、回転数にほぼ比例した回転摩擦と、を推定する。ここで、図2の

フローチャートを参照して慣性モーメント及び回転摩擦を推定する具体的な手順について説明する前に、本発明の推定方法の概念について説明する。

[0031] 図1に示すようなエンジンE、連結軸S、ダイナモメータD、及びインバータ3等を組み合わせて構成される試験システムの運動方程式は、ラプラス演算子“s”を用いると下記式(6-1)～(6-3)で表される。

[数6]

$$Jeg \cdot s \cdot weg + Ceg \cdot weg = Teg + Tsh \quad (6-1)$$

$$Tsh = \frac{Ksh}{s} \cdot (wdy - weg) \quad (6-2)$$

$$Jdy \cdot s \cdot wdy = -Tsh + Kinv \cdot Tdy \quad (6-3)$$

[0032] 上記式において、“J e g”はエンジンの出力軸を回転軸とした慣性モーメント[k g m²]であり、“C e g”はエンジンの出力軸を回転軸とした回転摩擦[N m s / r a d]であり、“K s h”は軸トルク剛性[N m / r a d]であり、“J d y”はダイナモメータの出力軸を回転軸とした慣性モーメントであり、“T e g”はエンジントルク[N m]であり、“w e g”はエンジン回転数[r a d / s]であり、“T s h”は軸トルク[N m]であり、“w d y”はダイナモ回転数[r a d / s]であり、“K i n v”はインバータのトルク制御応答係数であり、“T d y”はインバータのトルク電流指令値[N m]である。

[0033] この運動方程式(6-1)～(6-3)を、軸トルクT s h、ダイナモ回転数w d y、及びエンジン回転数w e gについて解き、トルク電流指令値T d yに比例する項のみを抜き出すと、下記式が導出される。

[数7]

$$Tsh \cong \frac{Kinv Ksh(Ceg + Jegs)}{Ceg Ksh + Jdy Kshs + Jeg Kshs + Ceg Jdys^2 + Jdy Jegs^3} \cdot Tdy \quad (7-1)$$

$$wdy \cong \frac{Kinv(Ksh + Cegs + Jegs^2)}{Ceg Ksh + Jdy Kshs + Jeg Kshs + Ceg Jdys^2 + Jdy Jegs^3} \cdot Tdy \quad (7-2)$$

$$weg \cong \frac{Kinv Ksh}{Ceg Ksh + Jdy Kshs + Jeg Kshs + Ceg Jdys^2 + Jdy Jegs^3} \cdot Tdy \quad (7-3)$$

[0034] 上記式において、トルク電流指令値 T_{dy} と軸トルク T_{sh} との比を第1伝達関数 $G_1(s)$ とし、トルク電流指令値 T_{dy} とダイナモ回転数 w_{dy} との比を第2伝達関数 $G_2(s)$ とし、トルク電流指令値 T_{dy} とエンジン回転数 w_{eg} との比を第3伝達関数 $G_3(s)$ とすると、これら第1～第3伝達関数は、ダイナモメータを加振運転（すなわち、トルク電流指令値 T_{dy} を振動させる）したときの軸トルクセンサ、ダイナモ回転数センサ、及びエンジン回転数センサの出力を取得することによって測定することができる。

[0035] ここで、上記式（7-1）～（7-3）に示すように、第1～第3伝達関数はそれぞれインバータのトルク制御応答係数 K_{inv} に比例している。したがって、このトルク制御応答係数 K_{inv} の影響を相殺すべく、第2伝達関数を第1伝達関数で除算すると、下記式（8-1）が導出される。また、式（8-1）の低域特性は、式（8-2）のようになる。

[数8]

$$\frac{G_2(s)}{G_1(s)} = \frac{1}{C_{eg} + J_{eg} \cdot s} + \frac{s}{K_{sh}} \quad (8-1)$$

$$\frac{G_2(s)}{G_1(s)} \cong \frac{1}{C_{eg} + J_{eg} \cdot s} \quad (8-2)$$

[0036] ここで、第2伝達関数と第1伝達関数の比（ G_2/G_1 ）の所定の周波数 ω_k [rad/s] における実部を“ a_k ”とし、虚部を“ b_k ”とすると、上記式（8-2）から下記式（9）が導出される。ここで、“ i ”は虚数である。

[数9]

$$J_{eg} \cdot \omega_k \cdot i + C_{eg} = \frac{1}{a_k + b_k \cdot i} = \frac{a_k}{a_k^2 + b_k^2} - \frac{b_k}{a_k^2 + b_k^2} \cdot i \quad (9)$$

[0037] したがって、式（9）の実部及び虚部をそれぞれ比較すると、慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} に対する下記式（10）が導出される。こ

で、上述のように第1、第2伝達関数及びこれらの比はそれぞれ測定可能であることから、周波数 ω_k における測定結果を用いると、右辺の係数 a_k 及び b_k の値を特定することができる。よって、第1及び第2伝達関数の測定結果を用いると、下記式(10-1)及び(10-2)によってエンジンの慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} を推定することができる。

[数10]

$$J_{eg} = -\frac{b_k}{(a_k^2 + b_k^2)\omega_k} \quad (10-1)$$

$$C_{eg} = \frac{a_k}{a_k^2 + b_k^2} \quad (10-2)$$

[0038] なお、上記式(10-1)及び(10-2)は、1つの周波数 ω_k の測定点に対して成立する式であるが、これを n 個(“ n ”は2以上の任意の整数)の異なる複数の周波数 ω_{k_j} (“ j ”は、1から n の間の整数)の測定点の平均値とすると、下記式(11-1)及び(11-2)が導出される。なお下記式では、各測定周波数 ω_{k_j} における第2伝達関数と第1伝達関数の比の実部及び虚部をそれぞれ a_{k_j} 及び b_{k_j} とした。したがって、第1及び第2伝達関数の測定点が複数である場合には、上記式(10-1)及び(10-2)の代わりに、下記式(11-1)及び(11-2)を用いることによって、より高い精度で慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} を推定することができる。

[数11]

$$J_{eg} = -\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{b_{k_j}}{(a_{k_j}^2 + b_{k_j}^2)\omega_{k_j}} \quad (11-1)$$

$$C_{eg} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{a_{k_j}}{a_{k_j}^2 + b_{k_j}^2} \quad (11-2)$$

[0039] 以上、第2伝達関数と第1伝達関数の比を用いて慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} を推定する場合について説明したが、この他、第3伝達関数と第1伝達関数の比を用いても、ほぼ同じ手順によって慣性モーメント及

び回転摩擦を推定することができる。より具体的には、第3伝達関数を第1伝達関数で除算すると、上記近似式(8-2)と同じ下記式(12)が導出される。このため、第3伝達関数と第1伝達関数との比を用いて実部 a_k (又は a_{k_j})及び虚部 b_k (又は b_{k_j})の値を特定すると、上記式(10-1)(又は式(11-1))及び式(10-1)(又は式(11-2))を用いて、慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} を推定できる。

[数12]

$$\frac{G3(s)}{G1(s)} = \frac{1}{C_{eg} + J_{eg} \cdot s} \quad (12)$$

- [0040] 図2は、式(8-2)や式(12)のような伝達関数の比を用いてエンジンの特性を推定する手順を示すフローチャートである。
- [0041] S1では、ダイナモメータを所定の加振周波数の下で加振運転することによって、トルク電流指令値 T_{dy} から軸トルク T_{sh} までの第1伝達関数 $G1(s)$ を測定する。
- [0042] S2では、ダイナモメータを所定の加振周波数の下で加振運転することによって、トルク電流指令値 T_{dy} からダイナモ回転数 w_{dy} (又はエンジン回転数 w_{eg})までの第2伝達関数 $G2(s)$ (又は第3伝達関数 $G3(s)$)を測定する。
- [0043] S3では、S2で取得した第2伝達関数 $G2(s)$ (又は第3伝達関数 $G3(s)$)をS1で取得した第1伝達関数 $G1(s)$ で除算して得られる比 $G2/G1$ (又は $G3/G1$)の所定の測定周波数 ω_k における実部 a_k 及び虚部 b_k の値を算出する。なお、共振現象が推定結果に影響を及ぼすのを避けるため、上記測定周波数 ω_k は、エンジンEとダイナモメータDとを軸Sとで結合して構成される機械系の共振周波数より低くすることが好ましい。また、上述のように式(8-2)は、低域で成り立つ近似式であることから、このような観点からも測定周波数 ω_k は共振周波数よりも低くすることが好ましい。
- [0044] S4では、S3で算出した伝達関数の比 $G2/G1$ (又は $G3/G1$)の

実部 a_k 、虚部 b_k の値、及び測定周波数 ω_k の値を上述の式 (10-1) 及び (10-2) に代入することによって、エンジンの慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} の値を算出する。

[0045] なお、図2のフローチャートでは、1つの測定周波数 ω_k における伝達関数の比を用いて、式 (10-1) 及び (10-2) に基づいて慣性モーメント及び回転摩擦を推定する場合について例示したが、上述のように式 (11-1) 及び (11-2) に基づいて推定してもよい。この場合、 n 個の異なる複数の測定周波数 ω_{k-j} (いずれも、上述のように共振周波数より低くすることが好ましい) の下で伝達関数の比 G_2/G_1 (又は G_3/G_1) の実部 a_{k-j} 及び虚部 b_{k-j} の値を算出し、これらを式 (11-1) 及び (11-2) に代入することによって、エンジンの慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} の値を算出すればよい。

[0046] 次に、以上のようなエンジン特性の推定方法の効果について、従来の方法によって推定した場合の結果と比較しながら説明する。

[0047] 図3は、従来のエンジン特性の推定方法をその特性が既知のエンジンに適用した場合の結果を示す図である。ここで従来のエンジン特性の推定方法とは、具体的には本願出願人による特許文献1 (すなわち、特開2006-30068号公報) に記載された方法をいう。また、供試体としたエンジンの慣性モーメントの真値は $0.19 \text{ [kgm}^2\text{]}$ であり、エンジンの回転摩擦の真値は 0.64 [Nm s/rad] である。ここで図3には、従来の推定方法で得られた結果 (より具体的には、従来の推定方法で得られた慣性モーメント $E_{G, J}$ を、上記式 (8-2) に代入して得られた結果) を太破線で示す。またこれとの比較のため、第2伝達関数と第1伝達関数の比 (すなわち、軸トルクセンサの出力からダイナモ回転数センサの出力までの伝達関数) の測定結果を細実線で示す。

[0048] まず、従来の推定方法ではエンジンの回転摩擦を考慮していない。このため従来の推定方法では、エンジン摩擦による低域でのゲイン低下を慣性モーメントの増大によるものと捉えてしまう。このため従来の推定方法による慣

性モーメントの推定結果は、 $0.25 \text{ [kg m}^2\text{]}$ となり真値 ($0.19 \text{ [kg m}^2\text{]}$) よりも大きい。

[0049] 図4及び図5は、本発明のエンジン特性の推定方法を図3と同じ既知のエンジンに適用した場合の結果を示す図である。

より具体的には、図4は、第2伝達関数と第1伝達関数の比の測定結果を用いて慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} を推定した場合の結果を示し、図5は、第3伝達関数と第1伝達関数の比の測定結果を用いて慣性モーメント J_{eg} 及び回転摩擦 C_{eg} を推定した場合の結果を示す。また図4及び図5における太破線は、それぞれの方法で得られた結果を上記式(8-2)及び式(12)に代入して得られた結果を示す。また図4における細実線は図3と同様に第2伝達関数と第1伝達関数の比の測定結果を示し、図5における細実線は第3伝達関数と第1伝達関数の比(すなわち、軸トルクセンサの出力からエンジン回転数センサの出力までの伝達関数)の測定結果を示す。

[0050] 図4に示すように、第2伝達関数と第1伝達関数との比を用いることにより、エンジンの慣性モーメント J_{eg} は $0.18 \text{ [kg m}^2\text{]}$ となり、図3の従来の推定方法によって得られた結果と比較して、十分に真値に近い値が推定された。また回転摩擦 C_{eg} についても $0.66 \text{ [Nm s / rad]}$ となり、十分に真値に近い値が推定された。また、図4に示すように、低域において太破線と細実線は概ね一致している。これは、近似式(8-2)は低域で十分に測定結果に近いことを意味する。したがって、本発明の推定方法ではエンジンの慣性モーメントと回転摩擦とを適切に区別できていると言える。

[0051] また図5に示すように、第3伝達関数と第1伝達関数との比を用いることにより、エンジンの慣性モーメント J_{eg} は $0.18 \text{ [kg m}^2\text{]}$ となり、回転摩擦 C_{eg} は $0.68 \text{ [Nm s / rad]}$ となった。したがって、第3伝達関数と第1伝達関数との比を用いても、十分な精度で慣性モーメント及び回転摩擦を推定できる。以上のように、本発明によれば、回転摩擦による損

失を考慮しつつ、短時間で慣性モーメントを測定できる。

[0052] 以上、本発明の一実施形態について説明したが、本発明はこれに限らない。本発明の趣旨の範囲内で、細部の構成を適宜変更してもよい。

符号の説明

- [0053] 1…試験システム（供試体特性推定装置）
7…軸トルクセンサ
8…ダイナモ回転数センサ（回転数検出装置）
9…演算装置（第1伝達関数測定手段、第2伝達関数測定手段、慣性モーメント推定手段）
C…エンジン回転数センサ（回転数検出装置）
D…ダイナモメータ
E…エンジン（供試体）
S…連結軸

請求の範囲

[請求項1] 供試体と連結軸を介して結合されたダイナモメータと、前記連結軸に発生する軸トルクを検出する軸トルクセンサと、前記供試体又は前記ダイナモメータの出力軸の回転数を検出する回転数検出装置と、を備えた試験システムを用いて、前記供試体の出力軸を回転軸とした慣性モーメントを推定する供試体特性推定方法であって、

前記ダイナモメータを加振運転することによって前記ダイナモメータに対するトルク電流指令から前記軸トルクセンサの出力までの第1伝達関数を測定する第1伝達関数測定工程と、

前記ダイナモメータを加振運転することによって前記トルク電流指令から前記回転数検出装置の出力までの第2伝達関数を測定する第2伝達関数測定工程と、

前記第2伝達関数を前記第1伝達関数で除算して得られる比の所定の測定周波数における値を算出し、当該比の値を用いて前記慣性モーメントを推定する慣性モーメント推定工程と、を備えることを特徴とする供試体特性推定方法。

[請求項2] 前記慣性モーメント推定工程では、前記測定周波数を ω_k とし、当該測定周波数 ω_k における前記比の実部及び虚部を a_k 及び b_k とし、これらの値を用いて下記推定式によって前記供試体の慣性モーメント J e gの値を算出することを特徴とする請求項1に記載の供試体特性推定方法。

[数1]

$$Jeg = -\frac{b_k}{(a_k^2 + b_k^2)\omega_k} \quad (1)$$

[請求項3] 前記測定周波数 ω_k における前記比の実部 a_k 及び虚部 b_k の値を用いて、下記推定式によって前記供試体の出力軸を回転軸とした回転摩擦 C e gの値を算出することを特徴とする請求項2に記載の供試体特性推定方法。

[数2]

$$Ceg = \frac{a_k}{a_k^2 + b_k^2} \quad (2)$$

[請求項4] 前記慣性モーメント推定工程では、 n 個（“ n ” は 2 以上の整数）の異なる測定周波数を ω_{k_j} （“ j ” は 1 から n の整数）とし、これら測定周波数 ω_{k_j} における前記比の実部及び虚部を a_{k_j} 及び b_{k_j} とし、これらの値を用いて下記推定式によって前記供試体の慣性モーメント J_{eg} の値を算出することを特徴とする請求項 1 に記載の供試体特性推定方法。

[数3]

$$Jeg = -\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{b_{k_j}}{(a_{k_j}^2 + b_{k_j}^2) \omega_{k_j}} \quad (3)$$

[請求項5] 前記 n 個の異なる測定周波数 ω_{k_j} における前記比の実部 a_{k_j} 及び虚部 b_{k_j} の値を用いて下記推定式によって前記供試体の出力軸を回転軸とした回転摩擦 C_{eg} の値を算出することを特徴とする請求項 4 に記載の供試体特性推定方法。

[数4]

$$Ceg = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{a_{k_j}}{a_{k_j}^2 + b_{k_j}^2} \quad (4)$$

[請求項6] 前記測定周波数は、前記供試体と前記ダイナモメータとを前記連結軸で結合して構成される機械系の共振周波数より低いことを特徴とする請求項 1 から 5 の何れかに記載の供試体特性推定方法。

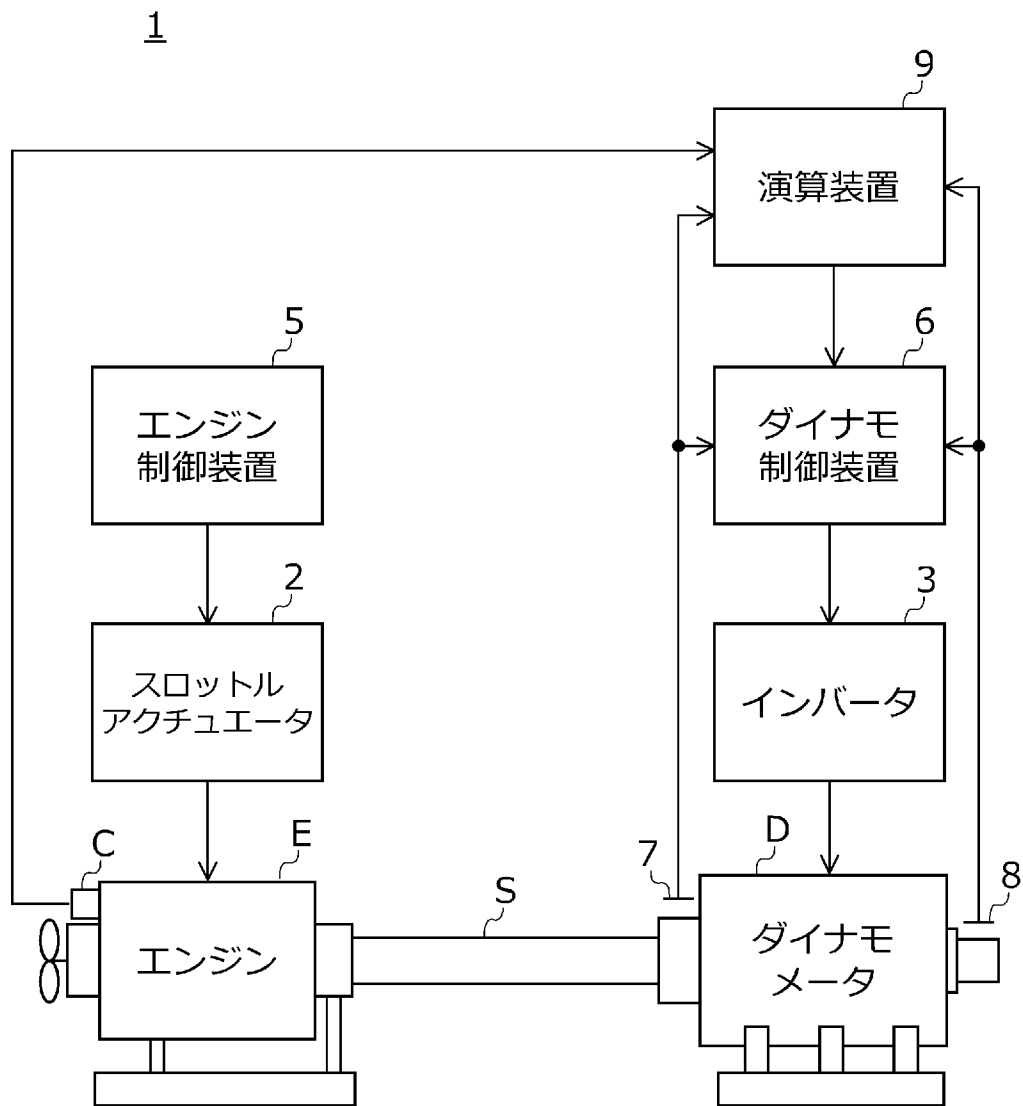
[請求項7] 供試体と連結軸を介して結合されたダイナモメータと、
前記連結軸に発生する軸トルクを検出する軸トルクセンサと、
前記供試体又は前記ダイナモメータの出力軸の回転数を検出する回転数検出装置と、を備え、前記供試体の出力軸を回転軸とした慣性モーメントを推定する供試体特性推定装置であって、
前記ダイナモメータを加振運転することによって前記ダイナモメータ

タに対するトルク電流指令から前記軸トルクセンサの出力までの第1伝達関数を測定する第1伝達関数測定手段と、

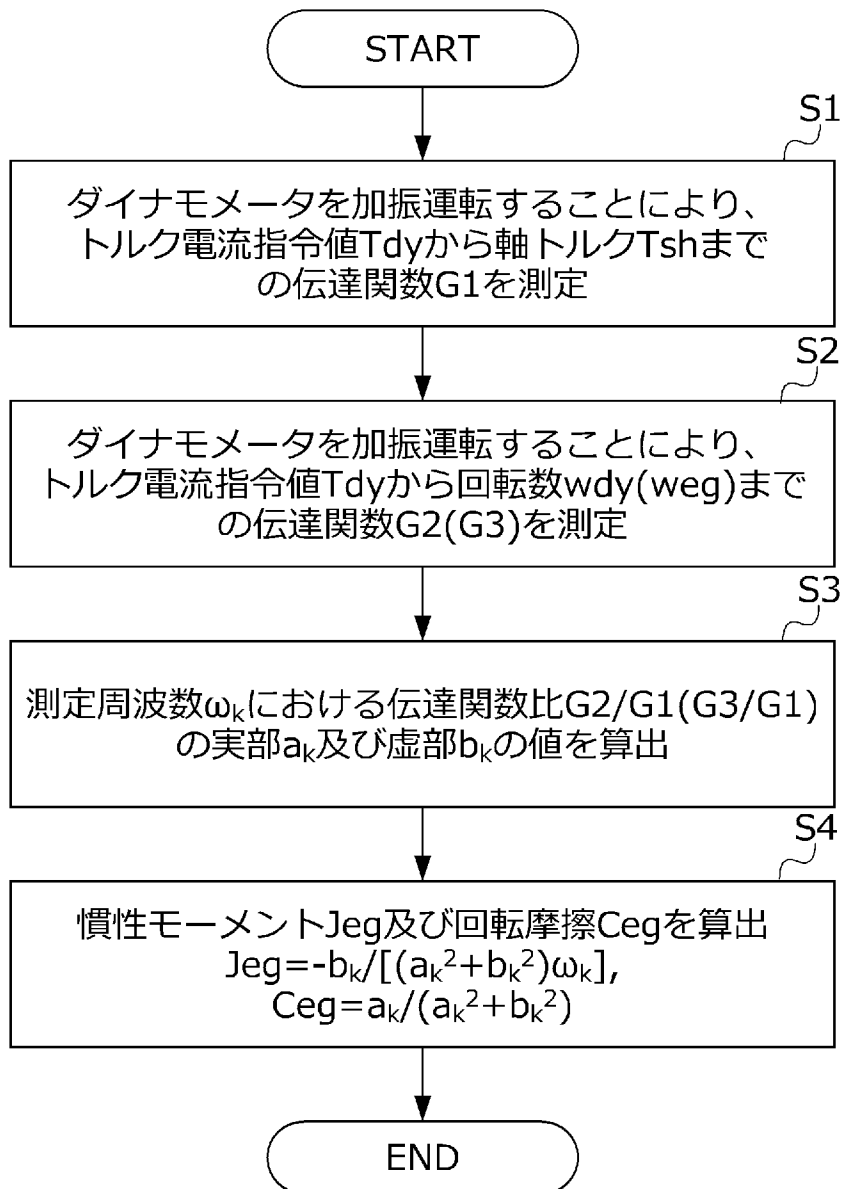
前記ダイナモメータを加振運転することによって前記トルク電流指令から前記回転数検出装置の出力までの第2伝達関数を測定する第2伝達関数測定手段と、

前記第2伝達関数を前記第1伝達関数で除算して得られる比の所定の測定周波数における値を算出し、当該比の値を用いて前記慣性モーメントを推定する慣性モーメント推定手段と、を備えることを特徴とする供試体特性推定装置。

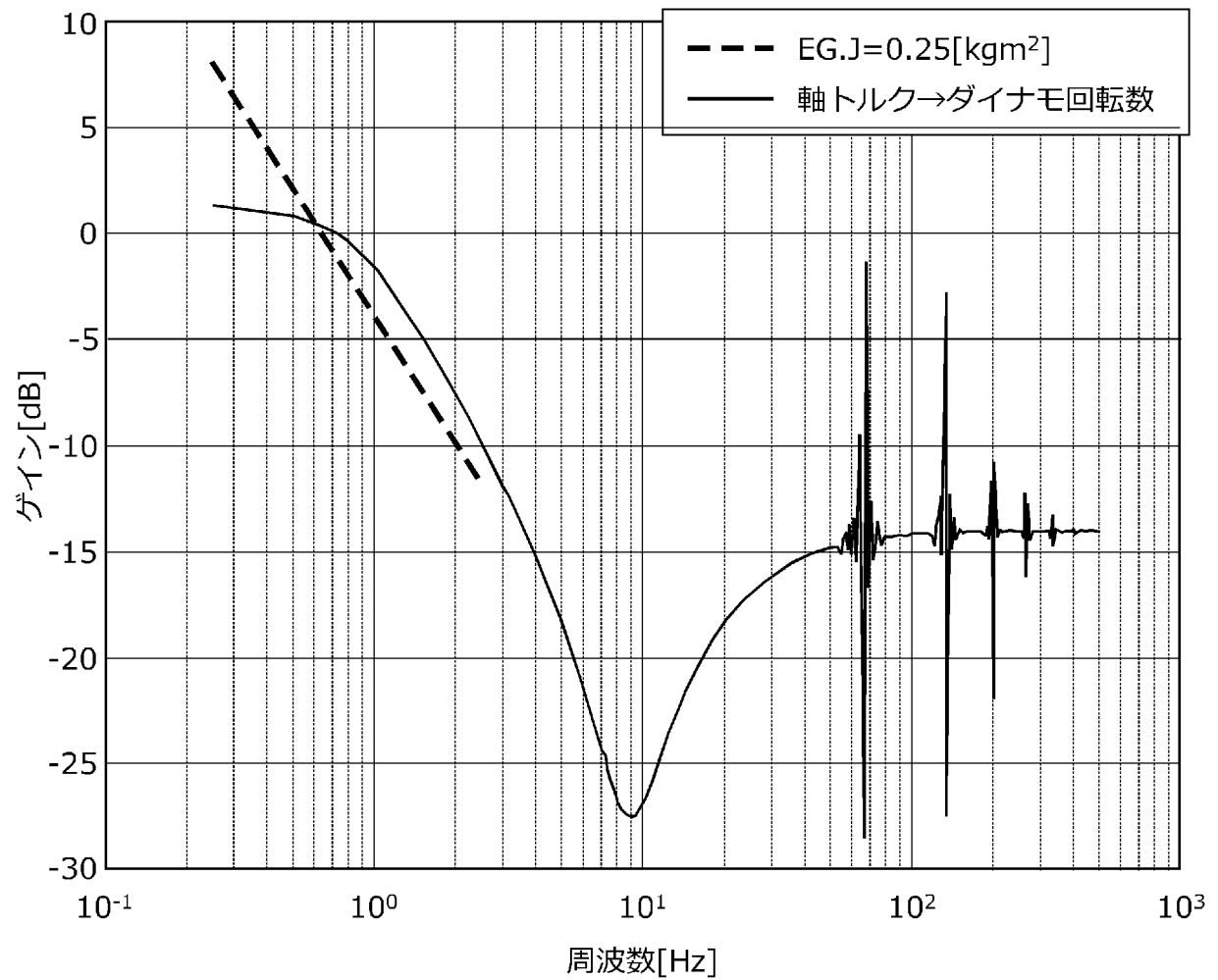
[図1]



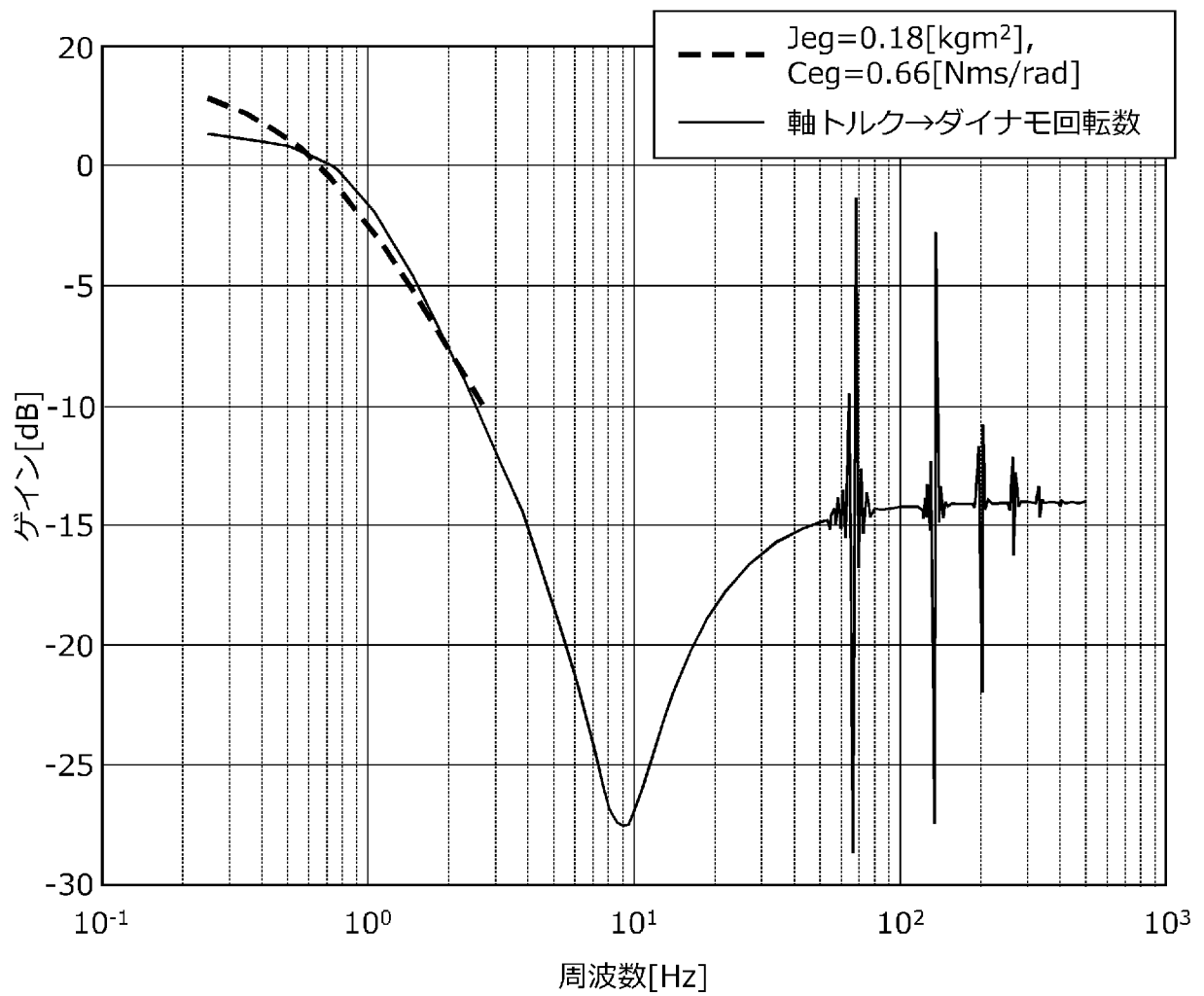
[図2]



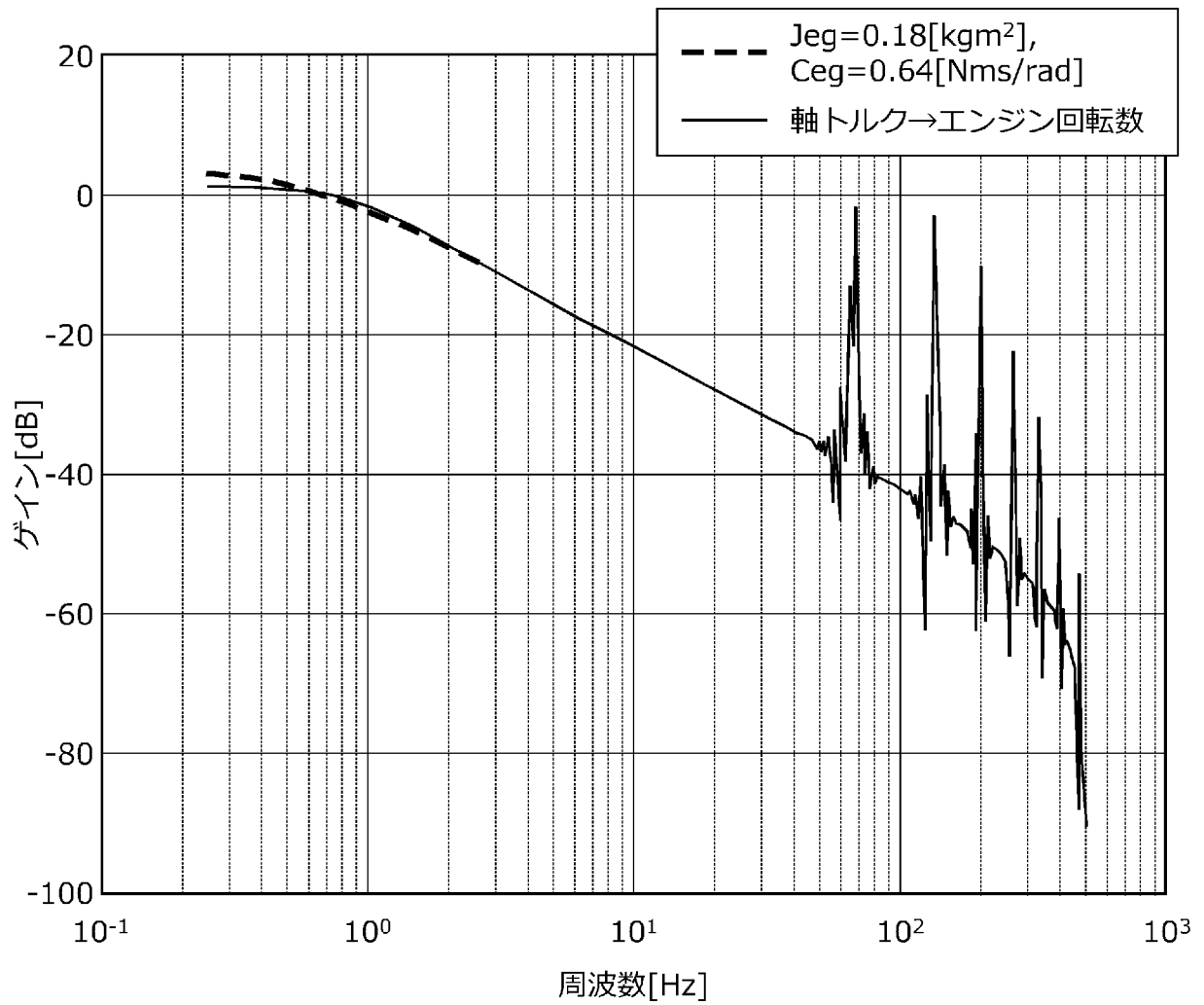
[図3]



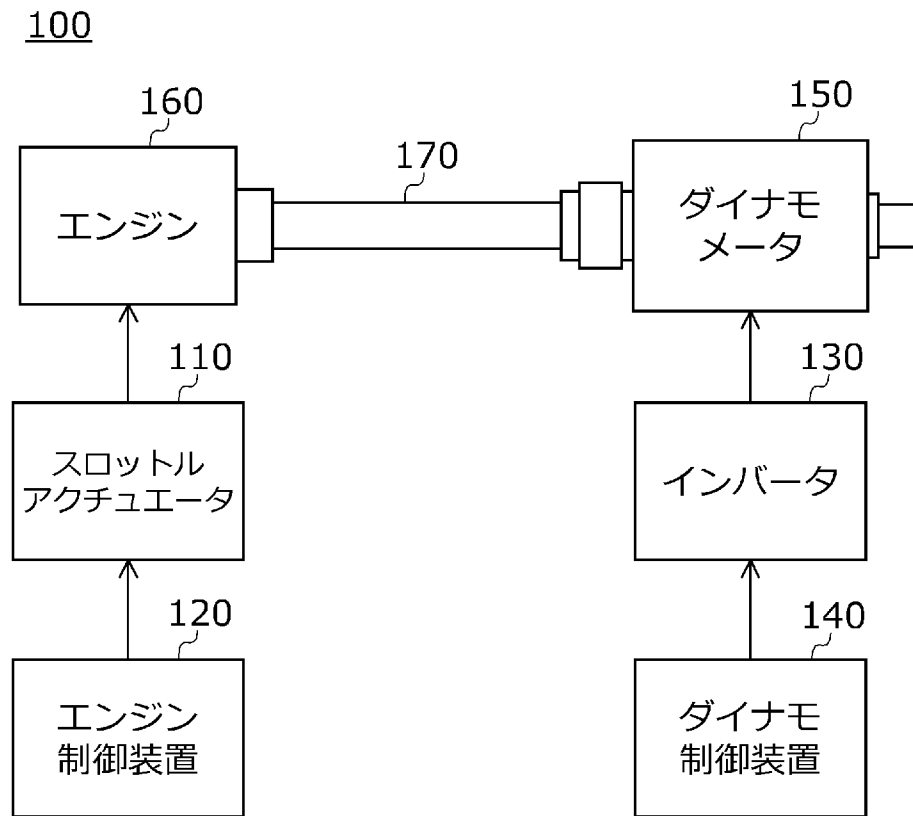
[図4]



[図5]



[図6]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/087057

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

G01M15/02(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

G01M15/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP 2008-076061 A (Meidensha Corp.), 03 April 2008 (03.04.2008), paragraphs [0020] to [0048] (Family: none)	1, 6-7 2-5
A	JP 11-194073 A (Meidensha Corp.), 21 July 1999 (21.07.1999), paragraphs [0018] to [0034] (Family: none)	1-7
A	JP 2003-294550 A (National Traffic Safety and Environment Laboratory et al.), 15 October 2003 (15.10.2003), paragraphs [0026] to [0030] (Family: none)	1-7

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
03 February 2017 (03.02.17)

Date of mailing of the international search report
14 February 2017 (14.02.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/087057

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5656768 A (ABLER Georg et al.), 12 August 1997 (12.08.1997), column 2, line 45 to column 4, line 10 & EP 704689 A2	1-7

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. G01M15/02(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. G01M15/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	JP 2008-076061 A（株式会社明電舎）2008.04.03, [0020]-[0048]	1,6-7
A	（ファミリーなし）	2-5
A	JP 11-194073 A（株式会社明電舎）1999.07.21, [0018]-[0034]	1-7
	（ファミリーなし）	

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

03.02.2017

国際調査報告の発送日

14.02.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

福田 裕司

2 J

9109

電話番号 03-3581-1101 内線 3252

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2003-294550 A (独立行政法人交通安全環境研究所 外 1 名) 2003. 10. 15, [0026]-[0030] (ファミリーなし)	1-7
A	US 5656768 A (ABLER Georg et al.) 1997. 08. 12, 2 欄 45 行-4 欄 10 行 & EP 704689 A2	1-7