(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
2007 年1 月25 日 (25.01.2007)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2007/010767 A1

(51) 国際特許分類:
B63H 23/30 (2006.01) *F16D 48/02* (2006.01)
B63H 25/42 (2006.01) *G05D 1/00* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2006/313629

(22) 国際出願日: 2006 年7 月3 日 (03.07.2006)

(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2005-209676 2005 年7 月20 日 (20.07.2005) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 Aichi (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 山崎 貴睦 (YAMAZAKI, Takayoshi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 都筑 淳之 (TSUZUKI, Atsuyuki) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 井口 剛一 (IGUCHI, Kouichi) [JP/JP]; 〒4700334 愛知県豊田市花本町井前１番地２１ トヨタテクニカルディベロップメント株式会社内 Aichi (JP).

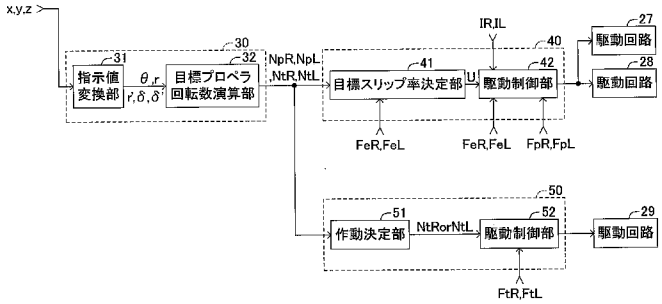
(74) 代理人: 特許業務法人プロスペック特許事務所 (PROSPEC PATENT FIRM); 〒4530801 愛知県名古屋市中村区太閤三丁目１番１８号 名古屋ＫＳビル１２階 Aichi (JP).

(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, AT, AU, AZ, BA, BB, BG,

[続葉有]

(54) Title: SHIP MANEUVERING DEVICE

(54) 発明の名称: 船艇の操船装置



31 INSTRUCTION VALUE CONVERSION SECTION
32 TARGET PROPELLER SPEED CALCULATION SECTION
41 TARGET SLIP RATE DETERMINATION SECTION
42 DRIVE CONTROL SECTION
51 OPERATION DETERMINATION SECTION
52 DRIVE CONTROL SECTION
27 DRIVE CIRCUIT
28 DRIVE CIRCUIT
29 DRIVE CIRCUIT

(57) **Abstract:** An instruction value conversion section (31) of an operation target calculation section (30) converts an instruction signal from a joystick (25). In order to obtain a movement mode of a ship intended by an operator, a target propeller speed calculation section (32) calculates, using each converted value, target rotation speed of right and left propellers (13) and the propeller (14b) of a thruster (14). At a main engine operation control section (40), a slip rate determination section (41) calculates the slip rate U of a clutch mechanism (120) of a marine gear (12) in order to rotate the propellers (13) at the target rotation speed. A drive control section (42) controls operation of the main engine (11) and the clutch mechanism (120). Further, in a thruster operation control section (50), a drive control section (52) controls drive of the propeller (14b) in the rotational direction determined by an operation determining section (51).

(57) 要約: 作動目標演算部30の指示値変換部31は、ジョイスティック25から指示信号を変換する。目標プロペラ回転数演算部32は、操船者が意図している船艇の移動態様を実現するために、変換された各値を用いて左右のプロペラ13およびスラスタ14のプロペラ14bの目標回転数を計算する。主機関作動制御部40においては、スリップ率決定部41が、プロペラ13を目標回転数で回転させるために、マリンギア12のクラッチ機構120のスリップ率Uを計算する。駆動制御部42は、主機関11およびクラッチ機構120の作動を制御する。また、

[続葉有]

WO 2007/010767 A1

BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, 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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

２文字コード及び他の略語については、定期発行される各*PCT*ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

スラスタ作動制御部50においては、作動決定部51によって決定された回転方向に、駆動制御部52がプロペラ14bを駆動制御する。

明 細 書

船艇の操船装置

技 術 分 野

本発明は、船艇を移動、回頭および旋回させるための船艇の操船装置に関する。

背 景 技 術

従来から、例えば、特許第３０５７４１３号公報に示されているように、船舶の自動操船装置は知られている。この船舶の自動操船装置は、制御演算装置に遠隔操作箱が接続されており、この遠隔操作箱には、レバーの傾倒方向により船体の移動方向を設定するとともにレバーの傾斜角により船体の移動速度を設定するジョイスティックレバーと、ダイヤルの回動方向により船体の回頭方向をを設定するとともにダイヤルの回動量により回頭角速度を設定する回頭ダイヤルとがそれぞれ設けられている。そして、減速機によりプロペラを低回転させることで実現される微速航行時には、ジョイスティックレバーと回頭ダイヤルの操作のみによって、船体を旋回、その場回頭および平行移動させることができるようになっている。

ところで、上記した船舶の自動操船装置によれば、微速航行で船体を旋回、その場回頭および平行移動させるときには、ジョイスティックレバーと回頭ダイヤルとをそれぞれ操作するのみで、他の機器を操作する必要がない。これにより、例えば、上記船舶の自動操船装置を大型船に適用すれば、通常、操船時の船舶の挙動変化を熟知した海技士が操船するため、操作性を向上させて容易に船体を移動させることができる。しかしながら、依然としてジョイスティックレバーと回頭ダイヤルの２つを各々操作する必要がある。このため、小型船舶に上記船舶の自動操船装置を適用したときには、船舶の挙動変化を熟知していないユーザが操船する場合があり、ジョイスティックレバーと回頭ダイヤルとを操作して、船体を容易に移動できない場合がある。また、一般的に、小型の船艇には減速機が設けられない場合があり、このような小型の船艇においては、微速航行を維持することが難しくなる。これにより、船舶の操船がより難しくなる場合がある。

この微速航行の維持に関しては、従来から、例えば、特開平７－１９６０９０号公報に示されているように、船舶用マリンギアのスリップ率調整装置が知られている。このスリ

ップ率調整装置は、マリンギアのクラッチを油圧制御するソレノイドを、ＰＩＤ制御回路、ＰＷＭ制御回路を介して制御するコントローラを備えている。そして、コントローラには、可変抵抗器が設けられており、この可変抵抗器に対して制御範囲幅調整用トリマが直列に接続される。これにより、操船者がスクリュー（プロペラ）の最高回転数を任意に設定した場合であっても、制御範囲幅調整用トリマを調整することによって、スクリュー（プロペラ）回転数に対する電圧を分圧することができる。そして、この分圧した電圧でソレノイドを制御することにより、コントローラのフルレンジを、設定した最高回転数に対応するように変更することができる。したがって、微妙なスクリュー（プロペラ）回転調整を容易に行うことができる。

しかし、このようにマリンギアのスリップ率を調整する従来の調整装置では、コントローラのフルレンジの変更に伴って、スリップ率を単に比例的に調整して、スクリュー（プロペラ）の回転数を調整するのみである。すなわち、船舶の挙動を考慮してスリップ率が調整されるものでない。このため、例えば、操船者がコントローラを操作して、船舶を微速航行させる場合であっても、例えば、スクリュー（プロペラ）の回転時に生じる抵抗力や波や風などの外乱の影響により、実際にスクリュー（プロペラ）が回転しない場合もある。これにより、コントローラの操作量に対して船舶の移動速度が非線形的に変化し、操船者の意図した微速航行を維持できない可能性がある。したがって、操船者は、常にコントローラの操作を行わねばならず、操船操作が煩雑となる。

発　明　の　開　示

本発明は、上記課題を解決するためになされたものであり、その目的は、マリンギアのスリップ率を適正に制御するとともに、船艇の微速移動を容易とする船艇の操船装置を提供することにある。

上記目的を達成するために、本発明の特徴は、主機関の回転をプロペラに伝達するマリンギアのクラッチ機構の作動を制御することによって、前記主機関の回転数に対する前記プロペラの回転数を変更する船艇の操船装置において、船艇を操船するために操船者によって操作される操船手段と、同操船手段に対する操船者の操作入力値を検出する操作入力値検出手段と、前記検出された操作入力値に基づいて、前記主機関の運転回転数に対する前記プロペラの目標回転数を算出する目標プロペラ回転数算出手段と、前記算出した目標

回転数で前記プロペラを回転するために前記マリンギアのクラッチ機構の目標スリップ率を所定の範囲内で決定する目標スリップ率決定手段と、前記決定した目標スリップ率で前記マリンギアのクラッチ機構の作動量を制御する作動制御手段とを備えたことにある。

これによれば、操船者が操船手段を操作することによって入力した操作入力値に基づいて、船艇を微速移動させるために必要な目標回転数を算出することができる。また、算出された目標回転数でプロペラを回転させるための目標スリップ率を決定することができる。そして、この目標スリップ率を達成するように、クラッチ機構の作動量を制御することができる。これにより、操船者は、船艇の挙動変化を熟知していなくても、操船手段を操作するのみで、例えば、船艇を平行移動させたり、その場に留まって回頭させたりするなど、船艇を意図する態様で微速移動させることができる。したがって、船艇の操船が極めて簡単となる。さらに、目標スリップ率を所定の範囲内で決定することができる。このため、例えば、クラッチ機構の耐久性を考慮して所定の範囲を設定することにより、クラッチ機構の寿命を延ばすことができる。

また、前記目標スリップ率決定手段は、前記算出した目標回転数が少なくとも前記主機関の無負荷時の回転数を表すアイドル回転数未満であるときに、前記目標スリップ率を、前記目標回転数の大きさに応じて一様に変化させて決定するとよい。これによれば、プロペラを主機関のアイドル回転数未満で一様に、例えば、リニアに回転させることができる。このため、例えば、操船者が極めて小さな速度で船艇を移動させることを意図した場合であっても、この意図に応じた態様で船艇を移動させることができ、船艇を極めて容易に移動させることができる。

また、前記目標スリップ率決定手段は、前記主機関の回転数変化に応じて、前記目標スリップ率が段階的に変化する関係に基づいて決定するとよい。この場合、前記目標スリップ率が段階的に変化する関係は、前記主機関の回転数が無負荷時のアイドル回転数未満であるときに、前記目標スリップ率が第１の傾きを有して一様に変化し、前記主機関の回転数が前記アイドル回転数以上で予め設定された回転数未満であるときに、前記目標スリップ率が前記第１の傾きよりも小さな第２の傾きを有して一様に変化し、前記主機関の回転数が前記予め設定された回転数以上であるときに、前記目標スリップ率が一定となる関係であるとよい。

これらによれば、主機関の回転数変化、言い換えれば、主機関の運転回転域が変化する

場合には、この回転数変化（運転回転域）に応じて、目標スリップ率を段階的に変化させて決定することができる。すなわち、例えば、アイドル回転数未満で主機関が作動している場合には、大きな第１の傾きに基づいて、目標スリップ率を決定することができる。これにより、目標回転数が低回転であっても、クラッチ機構の実スリップ率を大きく変化（例えば、減少）させることによって、抵抗力に抗してプロペラを確実に回転させることができる。したがって、主機関のアイドル回転数未満であっても、プロペラの回転数を一様に変化させることができる。

また、アイドル回転数以上で予め設定された回転数未満で主機関が回転している場合には、主機関の回転数が一様に増加（または減少）する。これに対し、目標スリップ率を第１の傾きよりも小さな第２の傾きに基づいて決定することにより、クラッチ機構の実スリップ率が過度に変化することを防止できる。したがって、プロペラが目標回転数よりも大きな回転数で回転することが防止され、船艇の急激な移動を防止することができる。また、目標スリップ率に基づき、実スリップ率を緩やかに変化させることができるため、クラッチ機構の作動に伴う衝撃の発生を防止することができる。さらに、所定の回転数以上で主機関が作動している場合には、目標スリップ率を一定値に保つことができる。これにより、主機関の一様に増加（または減少）する回転数に合わせてプロペラの回転数をリニアに変化させることができる。

このように、主機関の回転数が変化する場合であっても、操船者による操船手段の操作状態に応じてプロペラの回転数を常にリニアに変化させることができる。このため、船艇を微速移動させる際には、船艇の挙動特性をリニアに変化させることができ、これにより、船艇の挙動変化を熟知していない操船者であっても、極めて容易に、かつ、簡単に船艇を操船することができる。

さらに、前記プロペラの実回転数を検出する実回転数検出手段を備え、前記作動制御手段は、前記検出した実回転数と前記目標回転数との差に基づき、船艇に作用する外乱の影響による前記プロペラの実回転数の変化を加味して前記クラッチ機構の作動量を補正するとよい。これによれば、船艇に作用する外乱として、例えば、波、潮の流れや風などが影響する場合であっても、確実に、プロペラを目標回転数で回転させることができる。したがって、操船者の意図する船艇の微速移動を実現することができる。

また、前記操船手段は、操船者によって傾倒操作されることにより、船艇の移動方向お

よび移動速度を入力するジョイスティックレバーと、同ジョイスティックレバーに一体的に組み付けられていて、回動操作されることにより船艇の回頭方向および回頭速度を入力するダイヤルとから構成されるとよく、前記操船手段は、例えば、船艇を桟橋に対して離接岸するときに、操船者によって操作されるとよい。これによれば、操船者は、ジョイスティックレバーとダイヤルが一体的に組み付けられた操船手段を操作することにより、船艇を微速移動させることができる。したがって、操船者は、片手で操船することが可能となり、極めて容易に船艇を微速移動させることができる。

さらに、前記主機関の回転数に対して前記プロペラの回転数を減じた微速航行状態にある船艇を所定の旋回方向に回頭させるためのスラスタの作動を制御するスラスタ制御手段を設けるとよい。これによれば、微速航行時において、操船者の操船手段の操作に対応して、船首の向きを確実に回頭させることができる。これにより、操船者の意図する船艇の微速移動を確実に実現することができる。

図面の簡単な説明

図１は、本発明の実施形態に係る船艇の操船装置が適用される船体の構成を概略的に示した図である。

図２は、図１のマリンギアに設けたクラッチ機構を説明するための断面図である。

図３は、本発明の実施形態に係る電気制御装置の構成を示す概略的なブロック図である。

図４は、図３のジョイスティックの構成を説明するための図である。

図５は、図３の電子制御ユニットにて実行されるコンピュータプログラム処理を機能的に表す機能ブロック図である。

図６は、プロペラ回転数と移動速度との関係を表すグラフである。

図７は、プロペラ回転数と回頭角速度の関係を表すグラフである。

図８は、プロペラの目標回転数の計算を説明するための図である。

図９は、平行移動時におけるジョイスティックの操作入力値とプロペラ回転数の関係を表すグラフである。

図１０は、その場回頭時におけるジョイスティックの操作入力値とプロペラ回転数の関係を表すグラフである。

図１１は、主機関の運転回転数、目標プロペラ回転数および目標スリップ率の関係を表すグラフである。

図１２は、平行移動時における主機関とスラスタの作動状態を説明するための図である。

図１３は、その場回頭時における主機関の作動状態を説明するための図である。

図１４は、平行移動とその場回頭とを重ね合わせた時の船体の動きを説明するための図である。

発明の実施するための最良の形態

以下、本発明の実施形態に係る船艇の操船装置について、図面を用いて詳細に説明する。図１は、本実施形態に係る船艇の操船装置が適用される船艇の構成を概略的に示している。

この船艇は、船体１０に対して２基の主機関１１が搭載されており、それぞれの主機関１１には、マリンギア１２を介して、プロペラ１３が組み付けられている。主機関１１は、船体１０の船尾側にて左右に配置されていて、運転回転数に応じて所定の回転駆動力を発生し、同回転駆動力をマリンギア１２に出力する。マリンギア１２は、主機関１１から伝達された回転駆動力を伝達するための複数のギアを備えて構成されるものであり、これらギアの噛み合わせを切替えて伝達された回転駆動力の回転方向を正転または逆転するためのクラッチ機構１２０を備えている。このクラッチ機構１２０としては、例えば、広く知られている湿式多板クラッチ機構などが採用される。ここで、このクラッチ機構１２０を簡単に説明しておく。

マリンギア１２に採用されるクラッチ機構１２０は、図２にて一部を概略的に示すように、クラッチケース１２１と一体的に回転するフリクションプレート１２２と、クラッチケース１２１の内方に配置され、クラッチケース１２１と相対回転するハブ１２３と一体的に回転するセパレータプレート１２４とを有している。ここで、フリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４とは、それぞれ、クラッチケース１２１またはハブ１２３に対して、軸方向に変位自在となっている。

さらに、クラッチケース１２１内には、ピストン１２５が設けられている。そして、ピストン１２５とクラッチケース１２１の内面との間には、油室１２６が形成されている。

この油室１２６に対しては、圧力ポンプ１２７により昇圧された作動油が、電気的に開閉制御されて油圧を調整する圧力調整弁１２８によって、圧力調整されて供給される。また、ピストン１２５は、リターンスプリング１２９により、フリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４との係合を解放する方向に付勢されている。

このように構成されたクラッチ機構１２０においては、油室１２６内に作動油が供給されると、ピストン１２５は、リターンスプリング１２９の付勢力に抗して図２における左方向に移動し、フリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４に対して係合のための押圧力を付与する。これにより、フリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４との間に所定の摩擦力が発生し、回転駆動力の伝達が行われる。

一方、油室１２６内の作動油が排出されると、リターンスプリング１２９の付勢力により、ピストン１２５が図２における右方向に移動し、フリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４との係合は解除される。これにより、フリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４との間の摩擦力が低下することによって回転駆動力の伝達が遮断される。

そして、上述したクラッチ機構１２０の作動により、マリンギア１２を構成する複数のギアへの回転駆動力の伝達が切替えられることによって、プロペラ１３を正転または逆転させることができる。また、プロペラ１３の回転方向を切替えない場合には、クラッチ機構１２０のフリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４との間の摩擦力を変化させる、言い換えれば、油室１２６に供給する作動油の油圧を制御することによって、フリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４との間の相対的な回転数差すなわちスリップ率を変化させることができる。これにより、主機関１１の運転回転数に対するプロペラ１３の回転数を適宜変化（より詳しくは、プロペラ１３の回転数を減少させるように変化）させることができる。

また、図１に示すように、船体１０の船首側には、スラスタ１４が設けられている。スラスタ１４は、船体１０の左右方向に対して所定の推力を発生するものであり、電動モータ１４ａと左右方向に推力を発生するプロペラ１４ｂとから構成されている。このスラスタ１４は、主に、微速移動時に作動し、この作動に伴って発生する右方向または左方向の推力によって、船体１０を旋回させる。

次に、上記のように構成された主機関１１、マリンギア１２（より詳しくは、クラッチ

機構１２０）およびスラスタ１４の作動を制御する電気制御装置について、図３を用いて詳細に説明する。

電気制御装置は、主機関回転数センサ２１、プロペラ回転数センサ２２、圧力調整弁制御電流値センサ２３およびスラスタ回転数センサ２４を備えている。主機関回転数センサ２１は、左右の主機関１１にそれぞれ設けられて、各主機関１１の運転回転数 FeR, FeL を検出して出力する。プロペラ回転数センサ２２は、各マリンギア１２からの出力軸にそれぞれ設けられて、左右のプロペラ１３の回転数 FpR, FpL を検出して出力する。圧力調整弁制御電流値センサ２３は、左右の圧力調整弁１２８にそれぞれ流れる制御電流値 IR, IL を検出して出力する。スラスタ回転数センサ２４は、スラスタ１４を構成するプロペラ１４ｂの左右方向の回転数 FtR, FtL を検出して出力する。

また、電気制御装置は、例えば、船艇を桟橋などに離接岸するときのように、船艇を微速移動させるときに操船者によって操作されて、船艇の移動方向及び移動速度を入力するためのジョイスティック２５を備えている。このジョイスティック２５は、図４に概略的に示すように、操船者によって傾倒操作されるジョイスティックレバー２５ａと、回動操作されるダイヤル２５ｂとから構成されている。

そして、ジョイスティック２５は、操船者によってジョイスティックレバー２５ａが船艇の前後方向に傾倒操作されると、この傾倒操作量（例えば、傾倒角度や傾倒量など）に対応して船艇を前進または後進させるための指示信号 x を出力する。また、ジョイスティック２５は、操船者によってジョイスティックレバー２５ａが船艇の左右方向に傾倒操作されると、この傾倒操作量に対応して船艇を右方向または左方向に移動させるための指示信号 y を出力する。さらに、ジョイスティック２５は、操船者によってダイヤル２５ｂが回動操作されると、この回動操作量（例えば、回動角度や回動量など）に対応して船艇を回頭させるための指示信号 z を出力する。

ここで、ジョイスティックレバー２５ａ、ダイヤル２５ｂの操作には、不感帯が設定されている。この不感帯は、例えば、出力軸と滑り受けとの間の摩擦力に抗してプロペラ１３およびプロペラ１４ｂを確実に回転できるジョイスティックレバー２５ａ、ダイヤル２５ｂの操作位置に応じて、決定されるものである。

なお、指示信号 x は、ジョイスティックレバー２５ａが前方に傾倒されたときに正の値として出力される。また、指示信号 y は、ジョイスティックレバー２５ａが右方向に

傾倒されたときに正の値として出力される。さらに、指示信号ｚは、ダイヤル２５ｂが右方向に回動されたときに正の値として出力される。

これらのセンサ２１～２４およびジョイスティック２５は、電子制御ユニット２６の入力側に接続されている。電子制御ユニット２６は、ＣＰＵ、ＲＯＭ、ＲＡＭなどからなるマイクロコンピュータを主要構成部品とするもので、各センサ２１～２４からの検出値およびジョイスティック２５からの各指示信号を用いてプログラムを実行することにより、主機関１１、マリンギア１２のクラッチ機構１２０（より詳しくは、圧力調整弁１２８）およびスラスタ１４の作動をそれぞれ制御する。

一方、電子制御ユニット２６の出力側には、駆動回路２７，２８，２９がそれぞれ接続されている。駆動回路２７は、２基の主機関１１のスロットルボデーを作動させるそれぞれのアクチュエータを駆動制御するものであり、同回路２７内には、アクチュエータ内に流れる駆動電流を検出するための電流検出器２７ａが設けられている。そして、電流検出器２７ａによって検出された駆動電流は、電子制御ユニット２６にフィードバックされる。駆動回路２８は、圧力調整弁１２８を駆動制御するものである。駆動回路２９は、例えば、インバータ回路などであり、図示しないバッテリからの給電を制御することにより、スラスタ１４の電動モータ１４ａを駆動制御するものである。そして、この駆動回路２９内にも、電動モータ１４ａに流れる駆動電流を検出するための電流検出器２９ａが設けられており、検出された駆動電流が電子制御ユニット２６にフィードバックされる。

次に、上記のように構成した実施形態の動作について、電子制御ユニット２６内にてコンピュータプログラム処理により実現される機能を表す図５の機能ブロック図を用いて説明する。電子制御ユニット２６は、主機関１１に接続されたプロペラ１３およびスラスタ１４を構成するプロペラ１４ｂの目標回転数を計算する作動目標演算部３０と、計算されたプロペラ１３の目標回転数となるように、主機関１１およびクラッチ機構１２０の作動を制御する主機関作動制御部４０と、計算されたプロペラ１４ｂの目標回転数となるように、スラスタ１４の作動を制御するスラスタ作動制御部５０とからなる。

操船者によってジョイスティック２５が操作されると、ジョイスティックレバー２５ａの傾倒操作に基づく指示信号 x および指示信号 y が出力されるとともに、ダイヤル２５ｂの回動操作に基づく指示信号 z が出力される。この出力された各指示信号 x、y、z は、電子制御ユニット２６の作動目標値演算部３０の指示値変換部３１に供給される。指示

値変換部３１は、指示信号 x と指示信号 y とを用いて、操船者が意図する船艇の移動方向θおよび移動距離ｒ（移動速度 r'）を算出する。また、指示値変換部３１は、指示信号 z を用いて、操船者が意図する船艇の回頭角度δおよび回頭角速度δ'を算出する。そして、これら移動方向θ、移動距離ｒ（移動速度 r'）、回頭角度δおよび回頭角速度δ'（以下、これらをまとめて指示値という）は、主機関１１に接続されたプロペラ１３およびスラスタ１４のプロペラ１４ｂの目標回転数を算出する目標プロペラ回転数演算部３２に供給される。

目標プロペラ回転数演算部３２は、供給された指示値に応じて、左右プロペラ１３の目標回転数 NpR, NpL およびプロペラ１４ｂの左右方向の目標回転数 NtR, NtL を計算する。以下、この目標回転数 NpR, NpL, NtR, NtL の計算について詳細に説明する。

まず、操船者によってジョイスティック２５が操作されたときの船艇の移動態様について説明する。この実施形態においては、船体１０に前後方向への推力を発生する２基の主機関１１および左右方向に推力を発生するスラスタ１４が搭載されている。そして、操船者によってジョイスティック２５が操作されると、プロペラ１３の実回転数 FpR, FpL およびプロペラ１４ｂの実回転数 FtR, FtL を調整して、船艇を平行移動させたり、その場に留まって回頭（以下、この回動をその場回頭という）させたりする。このとき、船艇を平行移動させる場合には、後述するように、各プロペラ１３の実回転数 FpR, FpL を目標回転数 NpR, NpL と一致させるとともに、プロペラ１４ｂの回転数 FtR, FtL を目標回転数 NtR, NtL と一致させるように主機関１１、マリンギア１２およびスラスタ１４が制御される。また、その場回頭させる場合には、プロペラ１３の実回転数 FpR, FpL が目標回転数 NpR, NpL となるように、２基の主機関１１およびマリンギア１２が制御される。

このように、主機関１１、マリンギア１２、プロペラ１３、スラスタ１４（より詳しくは、電動モータ１４ａおよびプロペラ１４ｂ）からなる推進系の作動制御のみで船艇を平行移動またはその場回頭させるときには、下記に示す運動方程式が成立する。すなわち、船艇が平行移動する場合には、下記式１に示す運動方程式が成立する。

$$T+Fwc=m\cdot r''+Cs\cdot r' \quad \cdots式1$$

ここで、前記式１中における T は船艇に搭載された推進系が発生する推力の推力ベクトルの総和を表しており、下記式２によって示される。ただし、下記式２中の n は推進系

を構成する推進機の数を表す。

$T=\Sigma Ti \quad i=1,2,\cdots,n \quad (n\geqq 3)$ …式２

ただし、前記式１中における Fwc は風、潮の流れなどの外乱の影響を表す値であり、m は船艇の重量を表す値であり、Cs は減衰係数を表す値である。また、r は平行移動距離を表し、r'は移動速度、r"は移動加速度を表す値である。

また、平行移動時においては、推進系が発生する推力のモーメントについて、前記式１と同時に下記式３が成立する。

$M+Mwc=0$ …式３

ただし、前記式３中における M は船艇に搭載された推進機が発生する推力の推力モーメントの総和を表しており、下記式４によって示される。

$M=\Sigma Mi \quad i=1,2,\cdots,n \quad (n\geqq 3)$ …式４

また、前記式３中における Mwc は前記 Fwc に関連して発生するモーメントを表す値である。

次に、推進系が発生する推力ベクトル Ti および推力モーメント Mi が平行移動する船艇に作用する関係を考える。ここで、推力ベクトル Ti および推力モーメント Mi を、移動方向θおよび移動距離 r の関数として、$Ti=r\cdot fi(\theta)$、$Mi=Ti\cdot Li\cdot Si$ で表す。ただし、Li は船艇の重心から推力ベクトルまでの垂線距離を表し、Si はモーメントの作用方向を表す符号を表すものである。今、理解を容易とするために、$r=1$（$0\leqq r\leqq 1$）の場合であって、$\theta=0$のとき（例えば、船艇を前進させるとき）の推力ベクトルの総和を考えると、前記式２に従って下記式５が成立する。

$T=\Sigma(fi(0)\cdot\cos\alpha i) \quad i=1,2,\cdots,n \quad (n\geqq 3)$ …式５

ここで、前記式５中のαi は、推進系の推力ベクトルと船艇の前後方向との間の角度を表すものである。そして、任意の移動方向θに移動する場合には、前記式５に従って計算される推力ベクトルの cos 成分と各推進系が発生する推力ベクトルの cos 成分の総和とが等しくなるため、前記式５に基づいて下記式６が成立する。

$T=\Sigma(fi(0)\cdot\cos\alpha i)\cdot\cos\theta=\Sigma(fi(\theta)\cdot\cos\alpha i) \quad i=1,2,\cdots,n \quad (n\geqq 3)$ …式６

また、$\theta=\pi/2$のとき（例えば、船艇を右方向に進めるとき）の推力ベクトルの総和も、前記式６と同様に、下記式７のように示すことができる。

$T=\Sigma(fi(\pi/2)\cdot\sin\alpha i)\cdot\sin\theta=\Sigma(fi(\theta)\cdot\sin\alpha i) \quad i=1,2,\cdots,n \quad (n\geqq 3)$ …式７

また、平行移動時なので、推力モーメントの総和は「０」となるため、前記式４に基づいて下記式８が成立する。

$$M=\Sigma(fi(\theta)\cdot Li\cdot Si)=0 \quad i=1,2,\cdots,n \quad (n\geqq 3) \quad \cdots式8$$

したがって、前記式６，７および式８に従って、平行移動するために必要な推進系が発生する推力 $fi(\theta)$ を算出することができる。

一方、船艇がその場回頭する場合には、下記式９に示す運動方程式が成立する。

$$M+Mwc=I\cdot\delta''+Ct\cdot\delta' \quad \cdots式9$$

ここで、前記式９中における M は前記式４に従って計算される推力モーメントの総和である。また、前記式９中のＩは船体慣性モーメントを表す値である。また、δ は回頭角度を表し、δ' は回頭角速度、δ'' は回頭角加速度を表す値である。さらに、その場回頭時においては、推進系が発生する推力ベクトルの総和について、下記式１０が成立する。

$$T+Fwc=0 \quad \cdots式10$$

ただし、前記式１０中における T は前記式２に従って計算される推力ベクトルの総和である。

次に、推進系が発生する推力ベクトル Ti および推力モーメント Mi がその場回頭する船艇に作用する関係を考える。ここで、推力ベクトル Ti および推力モーメント Mi を、δ の関数として $Ti=gi(\delta)$、$Mi=Ti\cdot Li\cdot Si$ で表す。ただし、Li は船艇の重心から推力ベクトルまでの垂線距離を表し、Si はモーメントの作用方向を表す符号を表すものである。船艇がその場回頭する場合には、推力ベクトルの総和が「０」となるため、下記式１１および式１２が成立する。

$$T=\Sigma(gi(\delta)\cdot\cos\alpha i)=0 \quad i=1,2,\cdots,n \quad (n\geqq 3) \quad \cdots式11$$

$$T=\Sigma(gi(\delta)\cdot\sin\alpha i)=0 \quad i=1,2,\cdots,n \quad (n\geqq 3) \quad \cdots式12$$

したがって、前記式１１および式１２に従って、その場回頭する場合に推進系が発生する推力 $gi(\delta)$ を算出することができる。

さらに、平行移動とその場回頭とが重ね合わされた場合には、各推進系は、平行移動時の推力 $r\cdot fi(\theta)$ とその場回頭時の推力 $gi(\delta)$ とを加算した推力 $r\cdot fi(\theta)+gi(\delta)$ を発生する。

また、プロペラを回転させて推力を発生する場合、プロペラが回転を開始してから十分に時間が経過した後に推力と抵抗力とが釣り合う領域すなわち定常領域が存在する。そし

て、この定常領域においては、前記式１，３および前記式９，１０に基づいて、平行移動時には下記式１３および式１４が成立し、その場回頭の場合には下記式１５および式１６が成立する。

$T=Cs\cdot r'$ …式１３

$M=0$ …式１４

$M=Ct\cdot \delta'$ …式１５

$T=0$ …式１６

また、プロペラの回転によって推力Ｓが発生する場合、推力Ｓとプロペラの回転数ｅとの間には、下記式１７が成立することが知られている。

$S=\rho\cdot e^2\cdot D^4\cdot Ks$ …式１７

ただし、前記式１７中のρは流体密度、Ｄはプロペラの直径、Ksは推力係数をそれぞれ表す。

ここで、抵抗力は、乱流中の場合、ほぼ速度の２乗に比例することが知られている。したがって、プロペラの回転数ｅに対して、移動速度r'および回頭角速度δ'は、それぞれ比例関係にあることが予測されるため、本発明者等は、プロペラの回転数ｅに対する移動速度r'の関係と、プロペラの回転数ｅに対する回頭角速度δ'の関係を実験的に確認した。この結果を図６および図７に示す。これによれば、リニアに（線形的に）変化する移動速度r'で船艇を平行移動させたり、リニアに変化する回頭角速度δ'でその場回頭させたりする場合には、プロペラの回転数ｅをリニアに制御すればよいことが理解できる。

以上のことを踏まえて、本実施形態の船艇を平行移動させる場合およびその場回頭させる場合におけるプロペラ１３の目標回転数NpR，NpLおよびプロペラ１４ｂの目標回転数NtR，NtLの算出を説明する。まず、平行移動させる場合から説明する。

本実施形態に係る船艇においては、上述したように、推進系を構成するものとして、２基の主機関１１とスラスタ１４が搭載されているため、前記式６～８における推進系の数を表すｎが「３」となる。また、各主機関１１の推力ベクトルと船体１０の前後方向との間の角度は、「０」であり、スラスタ１４の推力ベクトルと船体１０の前後方向との間の角度は、「$\pi/2$」となる。また、前記式６～８において、ｎ＝１に対応する推進機を、例えば、図１における右側の主機関１１とし、ｎ＝２に対応する推進機を、例えば、図１における左側の主機関１１とし、ｎ＝３に対応する推進機をスラスタ１４とする。そして

、前記式８におけるモーメントの作用方向を表す符号 Si について、S1=-1,S2=1,S3=1 とすれば、下記式１８～式２０が成立する。

$(fR(0)+fL(0))\cdot\cos\theta = fR(\theta)+fL(\theta)$ …式１８

$ft(\pi/2)\cdot\sin\theta = ft(\theta)$ …式１９

$-fR(\theta)\cdot LR+fL(\theta)\cdot LL+ft(\theta)\cdot Lt=0$ …式２０

ここで、前記式１８～式２０において示した fR(0), fR(θ)は右側の主機関１１の推力を表し、fL(0), fL(θ)は左側の主機関１１の推力を表し、ft(π/2), ft(θ)はスラスタ１４の推力を表す。また、前記式２０中の「LR」は右側の主機関１１の推力ベクトルと重心との間の距離を表し、「LL」は左側の主機関１１の推力ベクトルと重心との間の距離を表し、「Lt」はスラスタ１４の推力ベクトルと重心との間の距離を表す。

そして、前記式１８～式２０に基づけば、下記式２１～式２３に示すように、各推進機の推力を計算することができる。

$fR(\theta)=fR(0)\cdot\cos\theta+fR(\pi/2)\cdot\sin\theta$ …式２１

$fL(\theta)=fL(0)\cdot\cos\theta-|fL(\pi/2)|\cdot\sin\theta$ …式２２

$ft(\theta)=ft(\pi/2)\cdot\sin\theta$ …式２３

ただし、前記式２２中の fL(0)は、(LR／LL)・fR(0)であり、前記式２１中の fR(π/2)および式２２中の－fL(π/2)は、(Lt／(LR+LL))・ft(π/2)である。

このように計算される各推力を各推進系の回転数の関数とすれば、平行移動に必要な左右のプロペラ１３の目標回転数 NpR, NpL およびプロペラ１４ｂの目標回転数 NtR, NtL を求めることができる。この場合、主機関１１の正転時および逆転時の発生推力の差や抵抗の差、fR(θ)、 fL(θ)および ft(θ)のバランスを考慮して、図８に示すように、４つの領域に分けて目標回転数 NpR, NpL, NtR, NtL を計算する。図８は、推力 fR(θ)に関するプロペラ回転数制御円すなわち図１における右側の主機関１１に接続されたプロペラ１３の回転数制御円を例示して概略的に示している。ここで、fR_F(0)は、操船者によるジョイスティック２５の操作に対応して、船艇を前進させる回転数を表し、fR_R(π)は後進させる回転数を表している。また、fR_F(π/2)は船艇を右前進させる回転数を表し、fR_R(-π/2)は左後進させる回転数を表している。

そして、右側の主機関１１に接続されたプロペラ１３の目標回転数 NpR は、A領域内で平行移動する場合には下記式２４、B領域内で平行移動する場合には下記式２５、C領

域内で平行移動する場合には下記式２６およびD領域内で平行移動する場合には下記式２７に従って計算される。

$NpR=fR_F(0)\cdot\cos\theta+fR_F(\pi/2)\cdot\sin\theta \quad 0\leqq\theta<\pi/2$ …式２４

$NpR=|fR_R(\pi)|\cdot\cos\theta+fR_F(\pi/2)\cdot\sin\theta \quad \pi/2\leqq\theta<\pi$ …式２５

$NpR=|fR_R(\pi)|\cdot\cos\theta+|fR_R(-\pi/2)|\cdot\sin\theta \quad -\pi\leqq\theta<-\pi/2$ …式２６

$NpR=fR_F(0)\cdot\cos\theta+|fR_R(-\pi/2)|\cdot\sin\theta \quad -\pi/2\leqq\theta<0$ …式２７

ここで、fR_F(0)，fR_R(π)，fR_F(π/2)，fR_R(-π/2)は、実験的に決定される係数である。

また、左側の主機関１１に接続されたプロペラ１３の目標回転数 NpL も、前記式２４～式２７と同様に、A領域内で平行移動する場合には下記式２８、B領域内で平行移動する場合には下記式２９、C領域内で平行移動する場合には下記式３０およびD領域内で平行移動する場合には下記式３１に従って計算される。

$NpL=fL_F(0)\cdot\cos\theta-|fL_R(\pi/2)|\cdot\sin\theta \quad 0\leqq\theta<\pi/2$ …式２８

$NpL=|fL_R(\pi)|\cdot\cos\theta-|fL_R(\pi/2)|\cdot\sin\theta \quad \pi/2\leqq\theta<\pi$ …式２９

$NpL=|fL_R(\pi)|\cdot\cos\theta-fL_F(-\pi/2)\cdot\sin\theta \quad -\pi\leqq\theta<-\pi/2$ …式３０

$NpL=fL_F(0)\cdot\cos\theta-fL_F(-\pi/2)\cdot\sin\theta \quad -\pi/2\leqq\theta<0$ …式３１

ここで、fL_F(0)，fL_R(π)，fL_F(-π/2)，fL_R(π/2)は、実験的に決定される係数である。

さらに、スラスタ１４のプロペラ１４ｂの目標回転数 NtR，NtL は、ＡＢ領域内で平行移動する場合には、下記式３２、ＣＤ領域内で平行移動する場合には、下記式３３に従って計算される。

$NtR=ft_R(\pi/2)\cdot\sin\theta \quad 0\leqq\theta<\pi$ …式３２

$NtL=|ft_L(-\pi/2)|\cdot\sin\theta \quad -\pi\leqq\theta<0$ …式３３

ここで、ft_R(π/2)はプロペラ１４ｂが右方向に推力を発生するときの回転数を表し、ft_L(-π/2)は左方向に推力を発生するときの回転数を表し、これらの値は実験的に決定される係数である。

したがって、目標プロペラ回転数演算部３２は、操船者によってジョイスティック２５のジョイスティックレバー２５ａが傾倒操作されている場合には、船艇を平行移動させるために、前記式２４～式３３に従って左右のプロペラ１３の目標回転数 NpR，NpL およ

びプロペラ１４ｂの目標回転数 NtR, NtL を計算する。なお、前記式２４～式３３の計算に代えて、図９に示すような、ジョイスティック２５のジョイスティックレバー２５ａの傾倒操作によって指示される移動方向θに対応して各プロペラ１３，１４ｂの目標回転数 NpR, NpL, NtR, NtL を記憶した変換マップを参照して計算してもよい。

次に、その場回頭させる場合を説明する。その場回頭の場合においても、上述した平行移動の場合と同様に、前記式１１および式１２における推進系の数を表すｎが「３」となる。また、各主機関１１の推力ベクトルと船体１０の前後方向との間の角度は。「０」であり、スラスタ１４の推力ベクトルと船体１０の前後方向との間の角度は、「π／２」となる。また、この場合も、前記式１１および式１２において、ｎ＝１に対応する推進機を図１における右側の主機関１１とし、ｎ＝２に対応する推進機を図１における左側の主機関１１とし、ｎ＝３に対応する推進機をスラスタ１４とする。これにより、下記式３４および式３５が成立する。

$gR(\delta)+gL(\delta)=0$ …式３４

$gt(\delta)=0$ …式３５

ここで、前記式３４および式３５において示した gR(δ)は右側の主機関１１の推力を表し、gL(δ)は左側の主機関１１の推力を表し、gt(δ)はスラスタ１４の推力を表す。

そして、前記式３５から明らかなように、船艇をその場回頭させる場合には、スラスタ１４が発生する推力は「０」、言い換えれば、その場回頭の場合には、スラスタ１４を作動させない。したがって、前記式３４が成立するように、左右の主機関１１を作動、より詳しくは、推力の発生向きが前進方向と後進方向となるように作動させて、船艇をその場回頭させる。

このように計算される２基の主機関１１の各推力を回転数の関数とすれば、その場回頭に必要なプロペラ１３の目標回転数 NpR, NpL を求めることができる。この場合、主機関１１の正転時および逆転時の発生推力の差や抵抗の差を考慮して、主機関１１のそれぞれを正転駆動させるときと逆転駆動させるときに分けて目標回転数 NpR, NpL を計算する。すなわち、前記式３４および式３５に基づけば、下記式３６～式３９に示すように、左右プロペラ１３の目標回転数 NpR, NpL を計算することができる。

$NpR=(gR_R(MAX)/MAX)\cdot\delta \quad 0\leqq\delta<MAX$ …式３６

$NpR=(gR_F(-MAX)/(-MAX))\cdot\delta \quad -MAX\leqq\delta<0$ …式３７

$NpL=(gL_F(MAX)/MAX)\cdot\delta \quad 0\leqq\delta<MAX$ …式３８

$NpL=(gL_R(-MAX)/(-MAX))\cdot\delta \quad -MAX\leqq\delta<0$ …式３９

ただし、前記式３６～式３９における「MAX」は、ジョイスティック２５のダイヤル２５ｂの最大回動量を表す。また、前記式３６中の gR_R(MAX)は右側の主機関１１の後進方向への最大推力を表し、前記式３７中の gR_F(-MAX)は右側の主機関１１の前進方向への最大推力を表す。さらに、前記式３８中の gL_F(MAX)は左側の主機関１１の前進方向への最大推力を表し、前記式３９中の gL_R(-MAX)は左側の主機関１１の後進方向への最大推力を表す。

したがって、目標プロペラ回転数演算部３２は、操船者によってジョイスティック２５のダイヤル２５ｂが回動操作されている場合には、船艇をその場回頭させるために、前記式３６～式３９に従って左右プロペラ１３の目標回転数 NpR, NpL を計算する。なお、前記式３６～式３９の計算に代えて、図９に示すような、ジョイスティック２５のダイヤル２５ｂの回動操作によって指示される回動角度δに対応して各プロペラ１３の目標回転数 NpR, NpL を記憶した変換マップを参照して計算してもよい。

上述したように、目標プロペラ回転数演算部３２によって計算された各プロペラ１３，１４ｂの目標回転数 NpR, NpL, NtR, NtL は、主機関作動制御部４０とスラスタ作動制御部５０に供給される。主機関作動制御部４０は、各プロペラ１３の実回転数 FpR, FpL が供給された目標回転数 NpR, NpL となるように主機関１１およびマリンギア１２のクラッチ機構１２０の作動を制御する。すなわち、主機関作動制御部４０の目標スリップ率決定部４１は、現在の各主機関１１の運転回転数 FeR, FeL を主機関回転数センサ２１から入力し、同入力した運転回転数 FeR, FeL に応じてマリンギア１２のクラッチ機構１２０の目標スリップ率 U を決定する。以下、この目標スリップ率決定部４１による目標スリップ率Ｕの決定について、図１１を用いて説明する。

目標スリップ率 U は、図１１に示すように、各主機関１１の運転回転数 FeR, FeL に応じて、段階的（本実施形態においては、３段階）に変化する関係に基づいて決定される。具体的に説明すると、目標スリップ率 U は、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL がアイドル回転数であるときには、目標回転数 NeR, NeL の上昇に応じて大きな傾き（以下、第１の傾きという）を有して減少変化し、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL がアイドル回転数から所定回転数未満まで上昇するときには、第１の傾きよりも小さな傾き（以

下、この傾きを第２の傾きという）を有して減少変化し、主機関１１の運転回転数 FeR，FeL が所定回転数以上に上昇するときには、一定値すなわち目標スリップ率 U の下限値となるように変化する。

このように、目標スリップ率 U を第１の傾きおよび第２の傾きを有して段階的に変化させることにより、プロペラ１３の実回転数 FpR，FpL をリニアに変化させることができる。すなわち、主機関１１が運転回転数 FeR，FeL としてアイドル回転数、言い換えれば、主機関１１が無負荷状態で作動しているときに、目標スリップ率 U を第１の傾きで変化させて決定すると、クラッチ機構１２０の実スリップ率はリニアに変化する。これにより、主機関１１がアイドル回転数未満で作動している場合には、プロペラ１３の実回転数 FpR，FpL をリニアに変化させて回転させることができる。

ここで、第１の傾きを大きく設定することにより、目標スリップ率 U を大きく変化させることができる。これにより、クラッチ機構１２０の実スリップ率を大きく減少させる、言い換えれば、主機関１１の回転駆動力をプロペラ１３に伝達しやすい状態とすることができる。したがって、プロペラ１３を確実に回転させることができる。

また、主機関１１の運転回転数 FeR，FeL がアイドル回転数から所定回転数まで変化するときには、目標スリップ率 U を第２の傾きでリニアに変化させて決定することができる。この場合には、クラッチ機構１２０の実スリップ率が、主機関の運転回転数 FeR，FeL の変化に合わせてリニアに変化する。したがって、プロペラ１３の実回転数 FpR，FpL をリニアに変化させて回転させることができる。さらに、主機関１１が所定回転数以上の運転回転数 FeR，FeL で作動しているときには、目標スリップ率 U を一定とすることができる。この場合には、クラッチ機構１２０の実スリップ率が一定であるため、主機関１１の運転回転数 FeR，FeL の変化に合わせて、プロペラ１３の実回転数 FpR，FpL がリニアに変化する。このように目標スリップ率 U を変化させることにより、プロペラ１３の実回転数 FpR，FpL をリニアに変化させることができる。したがって、上述したように、平行移動時の移動速度をリニアに変化させることができて、操船者は容易に船艇を移動させることができる。

また、主機関１１の運転回転数 FeR，FeL がアイドル回転数から所定回転数未満で変化するときに、第２の傾きを有して目標スリップ率 U を変化させることによって、クラッチ機構１２０のフリクションプレート１２２とセパレータプレート１２４が係合する際

に発生する衝撃を小さくすることができる。このことについて、以下に説明する。

今、主機関１１がアイドル回転数で作動している状態（すなわち、無負荷で作動している状態）において、例えば、第２の傾きが設けられておらず、操船者がジョイスティック２５を急激に操作した場合を考えると、主機関１１に接続されたプロペラ１３は、この操作に対応するために回転を開始する。このとき、操船者により急激にジョイスティック２５が操作されているため、スリップ率決定部４１は、プロペラ１３の回転数が目標回転数 NpR, NpL になるように、目標スリップ率 U を一定値となる下限値まで急激に低下させる。一方で、プロペラ１３が急回転を開始する場合には、抵抗が大きくなるため、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL が一時的に低下する。この状態においては、実スリップ率が目標スリップ率 U よりも小さくなる（所謂、クラッチ機構１２０が直結状態にオーバーシュートする）ため、プロペラ１３の実回転数 FpR, FpL が目標回転数 NeR, NeL よりも大きく、言い換えれば、回りすぎの状態となる。このような状態においては、船艇が急激に移動する状態となるため、乗船者に不快感を与える場合がある。

これに対して、第２の傾きを設定することにより、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL の変化に対する実スリップ率の変化を小さくすることができる。すなわち、目標スリップ率 U の変化態様が、第１の傾きから直接的に一定値に変化する場合に比して、第２の傾きを設定することによって、第１の傾きから緩やかに一定値に変化するようになる。このため、操船者によって急激にジョイスティック２５が操作されて、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL が一時的に低下した場合であっても、第２の傾きを設定することによって、目標スリップ率 U を第２に傾きで変化させて決定することができる。したがって、実スリップ率の急激な変化を抑えることができて、上述したオーバーシュートの傾向を抑えることできる。これにより、乗船者に不快感を与えることを防止することができる。

ふたたび、図５の説明に戻り、スリップ率決定部４１は、目標スリップ率 U を決定すると、同決定した目標スリップ率 U を駆動制御部４２に供給する。駆動制御部４２においては、プロペラ１３の目標回転数 NpR, NpL に応じて、駆動回路２７を制御して、主機関１１のスロットルボデーの開度すなわちアクチュエータの作動を制御する。これにより、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL を調整する。また、駆動制御部４２においては、決定された目標スリップ率 U に対応して予め設定された駆動電流が、クラッチ機構１２０に設けられた圧力調整弁１２８に流れるように駆動回路２８を制御する。このとき、

駆動制御部４２は、圧力調整弁電流値センサ２７から入力した電流値 IR, IL に基づき、駆動回路２８をフィードバック制御する。

さらに、駆動制御部４２は、主機関回転数センサ２１から主機関１１の運転回転数 FeR, FeL を入力するとともに、プロペラ回転数センサ２２からプロペラ１３の実回転数 FpR, FpL をも入力する。そして、プロペラ１３の実回転数 FpR, FpL が目標回転数 NpR, NpL となるように、駆動回路２８を制御する。これは、プロペラ１３の回転に対して、潮流や風、あるいは、プロペラ１３の汚れなどの外乱の影響により、プロペラ１３が目標回転数 NpR, NpL で回転できない場合がある。

したがって、駆動制御部４２は、主機関回転数センサ２１から入力した運転回転数 FeR, FeL とプロペラ回転数センサ２５から入力した現在のプロペラ１３の実回転数 FpR, FpL との差に基づいて、駆動電流を適宜補正し、同補正した駆動電流が流れるように駆動回路２８をフィードバック制御する。これにより、クラッチ機構１２０の実スリップ率を最適に確保することができ、したがって、プロペラ１３を、目標回転数 NpR, NpL で回転させることができる。

一方、スラスタ作動制御部５０は、プロペラ１４ｂの実回転数 FtR, FtL が供給された目標回転数 NtR または目標回転数 NtL となるように、電動モータ１４ａの作動を制御する。すなわち、スラスタ作動制御部５０の作動決定部５１は、供給された目標回転数 NtR または目標回転数 NtL に応じて、プロペラ１４ｂの回転方向を決定する。このように、プロペラ１４ｂの回転方向が決定されると、駆動制御部５２が、電動モータ１４ａの駆動を制御する。具体的に説明すると、駆動制御部５２は、駆動回路２９から電動モータ１４ａに流れる駆動電流を入力し、同電動モータ１４ａに対して、目標回転数 NtR または目標回転数 NtL に対応した駆動電流が流れるように駆動回路２９をフィードバック制御する。この電動モータ１４ｂの駆動制御により、同電動モータ１４ａはプロペラ１４ｂを目標回転数 NtR または目標回転数 NtL で回転させ、プロペラ１４ｂは推力を発生する。

また、駆動制御部５２は、スラスタ回転数センサ２４からプロペラ１４ｂの実回転数 FtR または FtL をも入力し、プロペラ１４ｂの実回転数 FtR または FtL が目標回転数 NtR または目標回転数 NtL となるように、電動モータ１４ａを駆動制御する。すなわち、駆動制御部５２は、上述したように、目標回転数 NtR または目標回転数 NtL に対応し

て予め設定された駆動電流を、駆動回路２９を介して電動モータ１４ａに付与することにより、同電動モータ１４ａを駆動させる。しかしながら、例えば、船体１０やプロペラ１４ｂの汚れなどにより、プロペラ１４ｂの実回転数 FtR または FtL を目標回転数 NtR または目標回転数 NtL に維持できない場合がある。このため、駆動制御部５２は、スラスタ回転数センサ２４から入力したプロペラ１４ｂの実回転数 FtR または FtL を用いて、駆動電流を適宜補正し、同補正した駆動電流が流れるように駆動回路２９をフィードバック制御する。これにより、確実に、プロペラ１４ｂを目標回転数 NtR または目標回転数 NtL で回転させることができ、したがって、スラスタ１４は、適正な推力を発生することができる。

このように、２基の主機関１１に接続されたプロペラ１３とスラスタ１４のプロペラ１４ｂの回転数が制御されると、船艇は、操船者によるジョイスティック２５の操作状態に応じて、平行移動動作、その場回転動作およびこれら動作が重ね合わされた動作を行う。具体的に説明すると、操船者によってジョイスティック２５のジョイスティックレバー２５ａが、例えば、右方向に傾倒操作されて、$\theta = \pi / 2$ となる値が入力されると、船艇は、右方向に平行移動する。このときの各推進系の作動を図示すると、図１２に示すようになる。なお、図中の矢印は、推進系が発生する推力によって船艇が進む方向を示している。

また、操船者によってジョイスティック２５のダイヤル２５ｂが、例えば、右方向に回動操作されて、δ ＝MAX となる値が入力されると、船艇は、右方向にその場回頭する。このときの各推進系の作動を図示すると、図１３に示すようになる。なお、図中の矢印は、推進系が発生する推力によって船艇が回頭する方向を示している。このように、その場回頭の場合には、スラスタ１４は作動せず、主機関１１がそれぞれ反対方向に推力を発生することにより、船艇はその場で回頭する。

さらに、ジョイスティック２５のジョイスティックレバー２５ａが傾倒操作されるとともに、ダイヤル２５ｂが回動操作される場合には、船艇は、平行移動しながら回頭する。ここで、船艇のこれらの動作を概略的に図示すると、図１４に示すようになり、操船者によるジョイスティック２５の操作に応じて、船艇を全方向に移動させることができる。

以上の説明からも理解できるように、本実施形態に係る船艇の操船装置によれば、操船者はジョイスティック２５を操作することのみで、船艇を微速航行させながら平行移動さ

せたり、その場回頭させたりすることができる。したがって、操船者が船艇の挙動変化を熟知していなくても、極めて容易に、かつ、簡単に船艇を操船することができる。

また、操船者によるジョイスティック２５の操作に対応した船艇の移動態様を実現するように、プロペラ１３の目標回転数 NpR, NpL およびスラスタ１４のプロペラ１４ｂの目標回転数 NtR, NtL を計算することができる。そして、この目標回転数 NpR, NpL でプロペラ１３が回転するようにマリンギア１２のクラッチ機構１２０を作動させるとともに、電動モータ１４ａを回転駆動することができる。したがって、操船者が意図する船艇の移動態様を良好に再現することができて、その結果、船艇を簡単に操船することができる。

また、マリンギア１２のクラッチ機構１２０の目標スリップ率 U を所定の範囲内で変化させて決定することにより、主機関１１に接続されるそれぞれのプロペラ１３の実回転数 FpR, FpL をリニアに変化させることができる。このため、プロペラ１３を目標回転数 NpR, NpL までリニアに回転させることができるため、極めて容易にかつ正確に船艇を移動させることができる。

このとき、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL に応じて、クラッチ機構１２０の目標スリップ率 U を段階的に変化させることができる。すなわち、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL がアイドル回転数のときには目標スリップ率 U を第１の傾きで変化させ、アイドル回転数から所定回転数未満のときには目標スリップ率 U を第２の傾きで変化させ、所定回転数以上のときには目標スリップ率 U を一定値とする。これにより、主機関１１の運転回転数 FeR, FeL に応じて、最適な目標スリップ率 U を決定することができる。

特に、主機関１１がアイドル回転数で作動している場合であっても、第１の傾きに基づいて目標スリップ率 U を変化させることにより、プロペラ１３を目標回転数 NpR, NpL で確実に回転させることができる。ここで、一定値となる目標スリップ率 U は、クラッチ機構１２０の耐久性を考慮して決定することにより、クラッチ機構１２０の耐久性も良好に確保することができる。

さらに、第２の傾きを設定することにより、クラッチ機構１２０の作動に伴う衝撃の発生を効果的に防止することができる。これにより、乗船者に対して、不快感を与えることがない。さらに、ジョイスティック２５を、操船者によって傾倒操作されるジョイスティ

ックレバー２５ａと、回動操作されるダイヤル２５ｂとから構成し、これらジョイスティックレバー２５ａとダイヤル２５ｂを一体的に設けることができる。これにより、操船者は、船艇を、例えば、桟橋などに離着岸させるために操船する際には、片手で操船することができるため、極めて良好な操作性を確保できる。

本発明の実施にあたっては、上記実施形態に限定されるものではなく、本発明の目的を逸脱しない限り種々の変更が可能である。

例えば、上記実施形態においては、推進系を２基の主機関１１と船首に設けたスラスタ１４の３つで構成して実施した。しかしながら、推進系は、４つ以上の推進機から構成することもできるため、例えば、船体１０の船尾側に、さらにスラスタを設けることができる。この場合には、上記式５～８および式１１，１２において、ｎ＝４とおくことにより、上記式２４～３３および式３４，３５と同様にして、各プロペラの目標回転数を計算することができる。したがって、上記実施形態と同様の効果が期待できる。

また、上記実施形態においては、水中にプロペラ１３およびプロペラ１４ｂを配置して、推力を発生する船艇について説明した。しかしながら、上記式５～８および式１１，１２については、流体中（例えば、空気中など）であれば成立する式であるため、例えば、ホバークラフトなどに本発明の操船装置を適用して実施することも可能である。この場合には、空気の吹き出し方向が、上記実施形態と同様に設定されていれば、上記実施形態と同様の効果が期待できる。

請 求 の 範 囲

1．主機関の回転をプロペラに伝達するマリンギアのクラッチ機構の作動を制御することによって、前記主機関の回転数に対する前記プロペラの回転数を変更する船艇の操船装置において、

船艇を操船するために操船者によって操作される操船手段と、

同操船手段に対する操船者の操作入力値を検出する操作入力値検出手段と、

前記検出された操作入力値に基づいて、前記主機関の運転回転数に対する前記プロペラの目標回転数を算出する目標プロペラ回転数算出手段と、

前記算出した目標回転数で前記プロペラを回転するために前記マリンギアのクラッチ機構の目標スリップ率を所定の範囲内で決定する目標スリップ率決定手段と、

前記決定した目標スリップ率で前記マリンギアのクラッチ機構の作動量を制御する作動制御手段とを備えたことを特徴とする船艇の操船装置。

2．請求項1に記載した船艇の操船装置において、

前記目標スリップ率決定手段は、

前記算出した目標回転数が少なくとも前記主機関の無負荷時の回転数を表すアイドル回転数未満であるときに、前記目標スリップ率を、前記目標回転数の大きさに応じて一様に変化させて決定することを特徴とする船艇の操船装置。

3．請求項1に記載した船艇の操船装置において、

前記目標スリップ率決定手段は、

前記主機関の回転数変化に応じて、前記目標スリップ率が段階的に変化する関係に基づいて決定することを特徴とする船艇の操船装置。

4．請求項3に記載した船艇の操船装置において、

前記目標スリップ率が段階的に変化する関係は、

前記主機関の回転数が無負荷時のアイドル回転数未満であるときに、前記目標スリップ率が第1の傾きを有して一様に変化し、

前記主機関の回転数が前記アイドル回転数以上で予め設定された回転数未満であるとき

に、前記目標スリップ率が前記第１の傾きよりも小さな第２の傾きを有して一様に変化し、

前記主機関の回転数が前記予め設定された回転数以上であるときに、前記目標スリップ率が一定となる関係であることを特徴とする船艇の操船装置。

５．請求項１に記載した船艇の操船装置において、

さらに、前記プロペラの実回転数を検出する実回転数検出手段を備え、

前記作動制御手段は、

前記検出した実回転数と前記目標回転数との差に基づき、船艇に作用する外乱の影響による前記プロペラの実回転数の変化を加味して前記クラッチ機構の作動量を補正することを特徴とする船艇の操船装置。

６．請求項１に記載した船艇の操船装置において、

前記操船手段は、

操船者によって傾倒操作されることにより、船艇の移動方向および移動速度を入力するジョイスティックレバーと、

同ジョイスティックレバーに一体的に組み付けられていて、回動操作されることにより船艇の回頭方向および回頭速度を入力するダイヤルとから構成されることを特徴とする船艇の操船装置。

７．請求項６に記載した船艇の操船装置において、

前記操船手段は、

船艇を桟橋に対して離接岸するときに、操船者によって操作されるものである請求項６に記載した船艇の操船装置。

８．請求項１に記載した船艇の操船装置において、

さらに、前記主機関の回転数に対して前記プロペラの回転数を減じた微速航行状態にある船艇を所定の旋回方向に回頭させるためのスラスタの作動を制御するスラスタ制御手段を設けたことを特徴とする船艇の操船装置。

図1

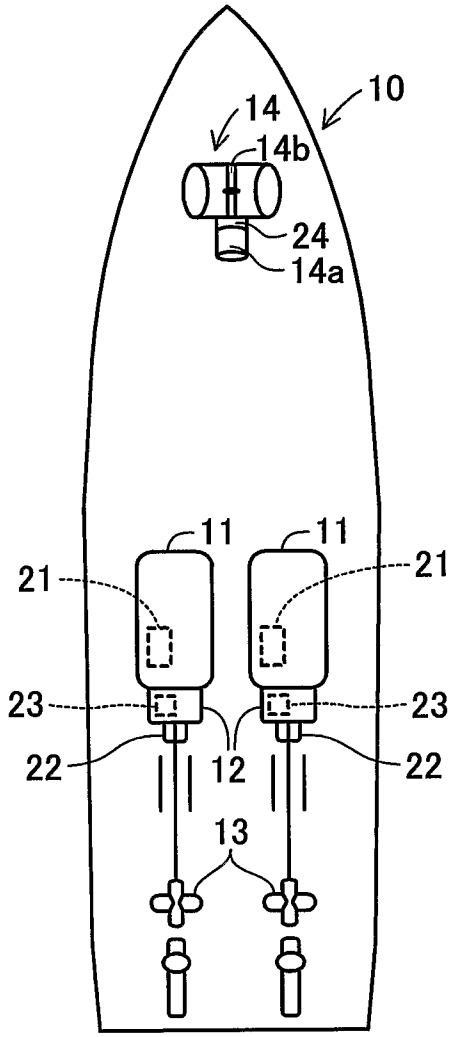


図2

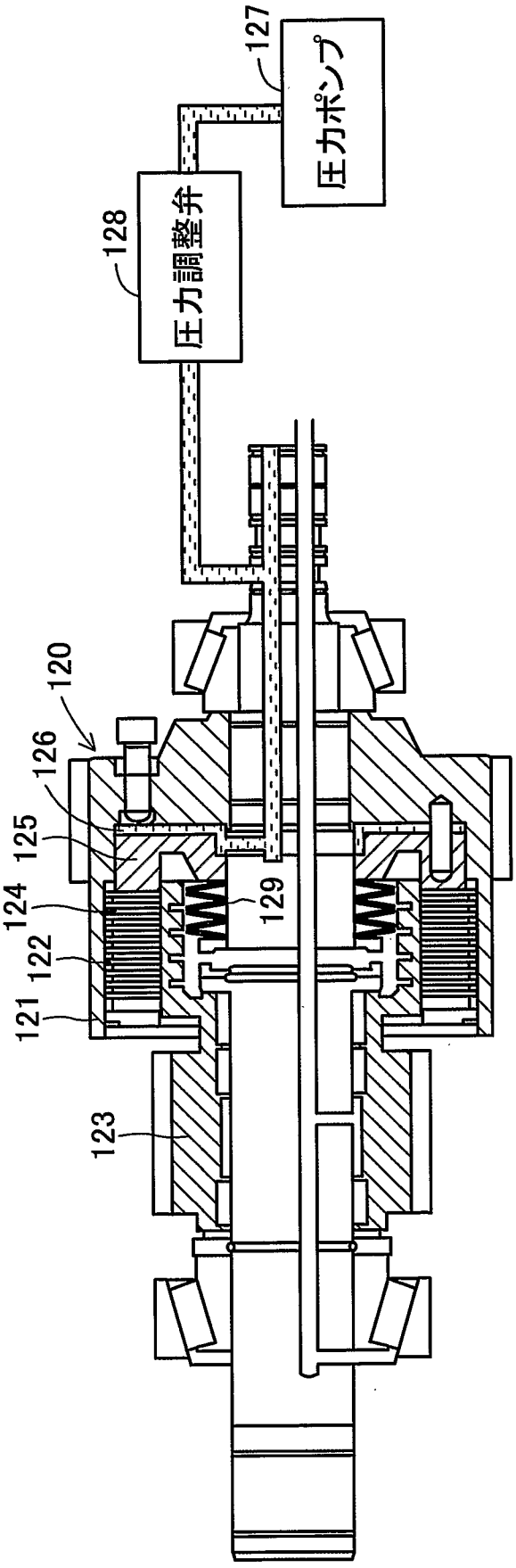


図3

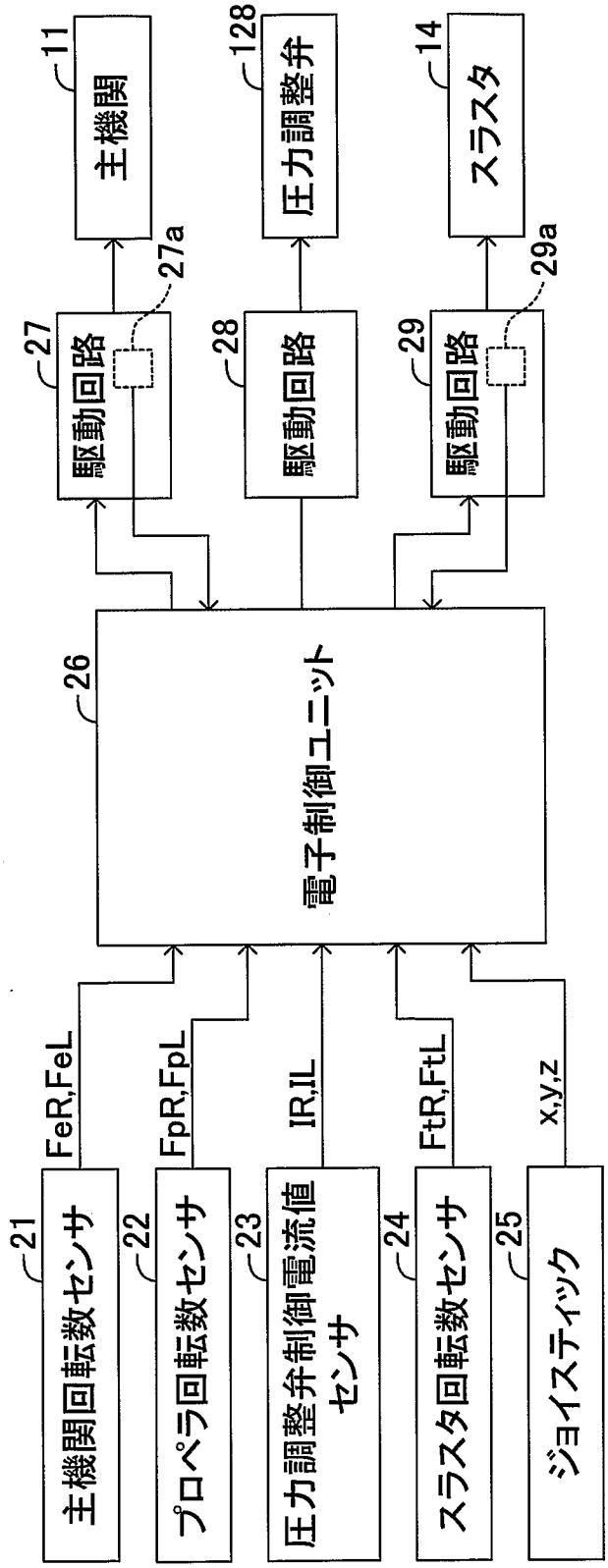

11
主機関
128
圧力調整弁
14
スラスタ
27a
29a
27
駆動回路
28
駆動回路
29
駆動回路
26
電子制御ユニット
FeR,FeL
FpR,FpL
IR,IL
FtR,FtL
x,y,z
21
主機関回転数センサ
22
プロペラ回転数センサ
23
圧力調整弁制御電流値センサ
24
スラスタ回転数センサ
25
ジョイスティック

図4

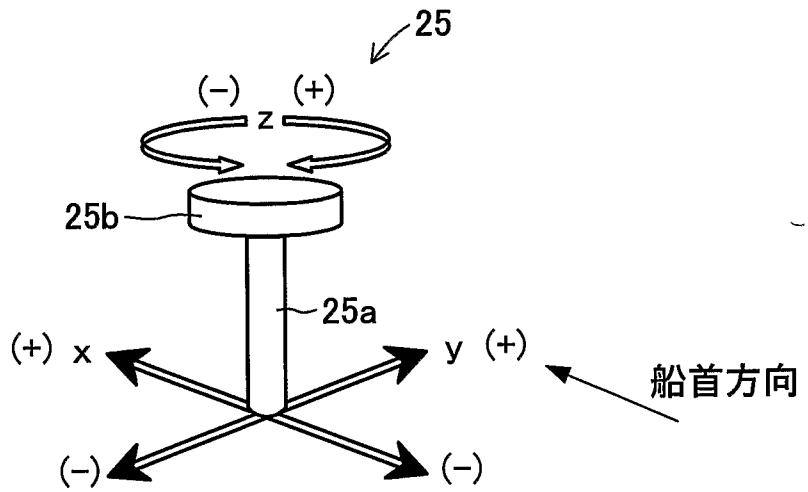


図5

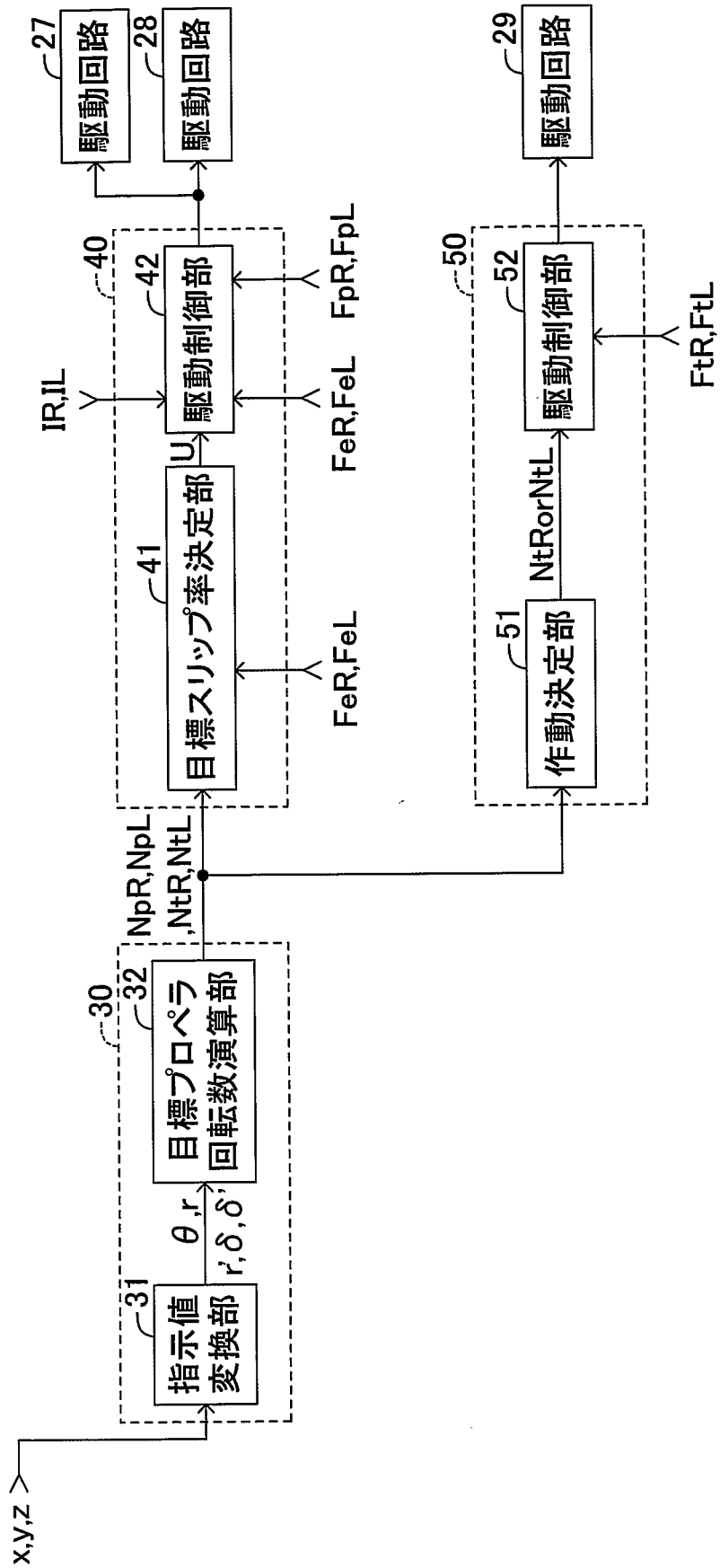

x,y,z
30
31
指示値
変換部
θ,r
r',δ,δ'
32
目標プロペラ
回転数演算部
NpR,NpL
,NtR,NtL
40
41
目標スリップ率決定部
U
42
駆動制御部
IR,IL
FeR,FeL
FeR,FeL
FpR,FpL
27
駆動回路
28
駆動回路
50
51
作動決定部
NtRorNtL
52
駆動制御部
FtR,FtL
29
駆動回路

図6

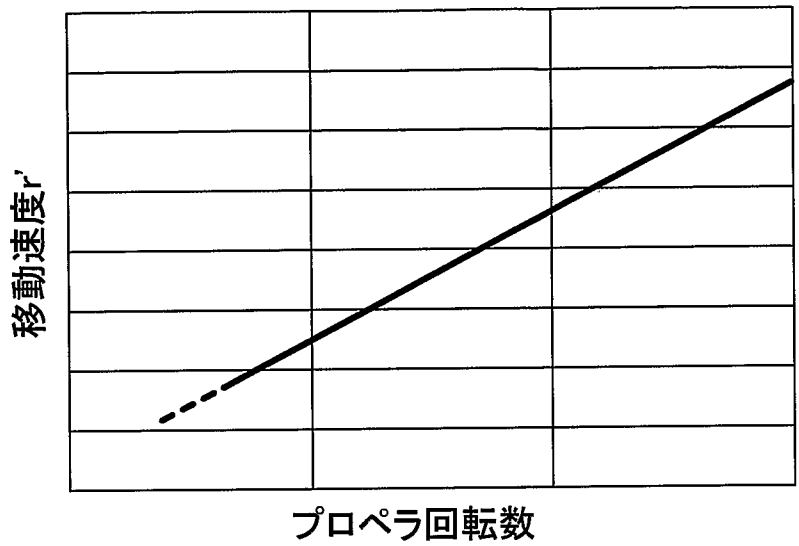


図7

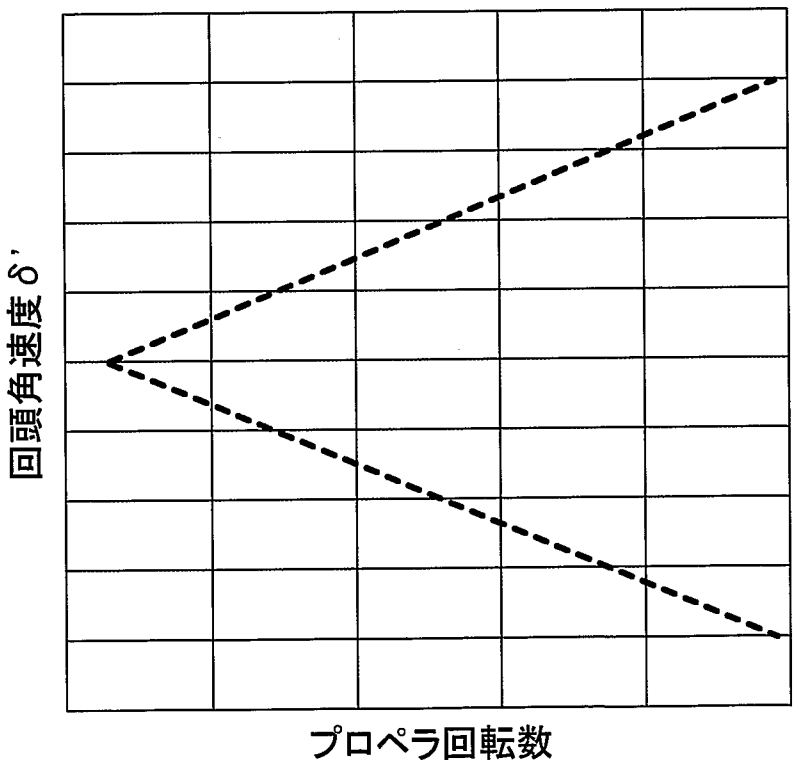


図8

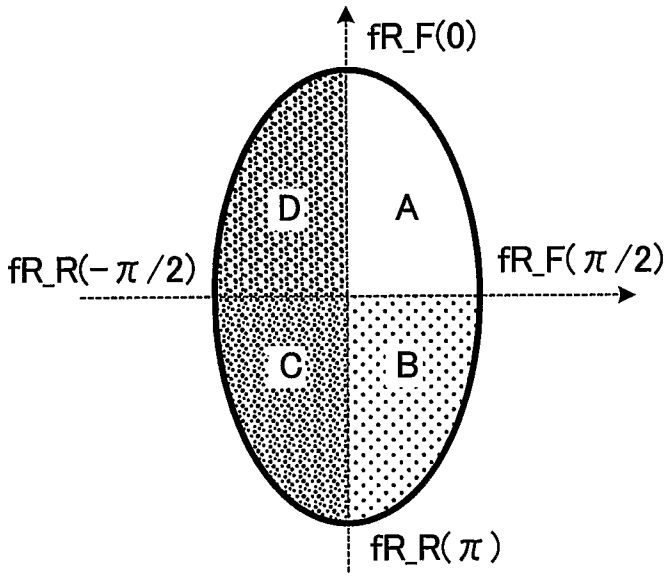

fR_F(0)
D
A
fR_R(−π/2)
fR_F(π/2)
C
B
fR_R(π)

図9

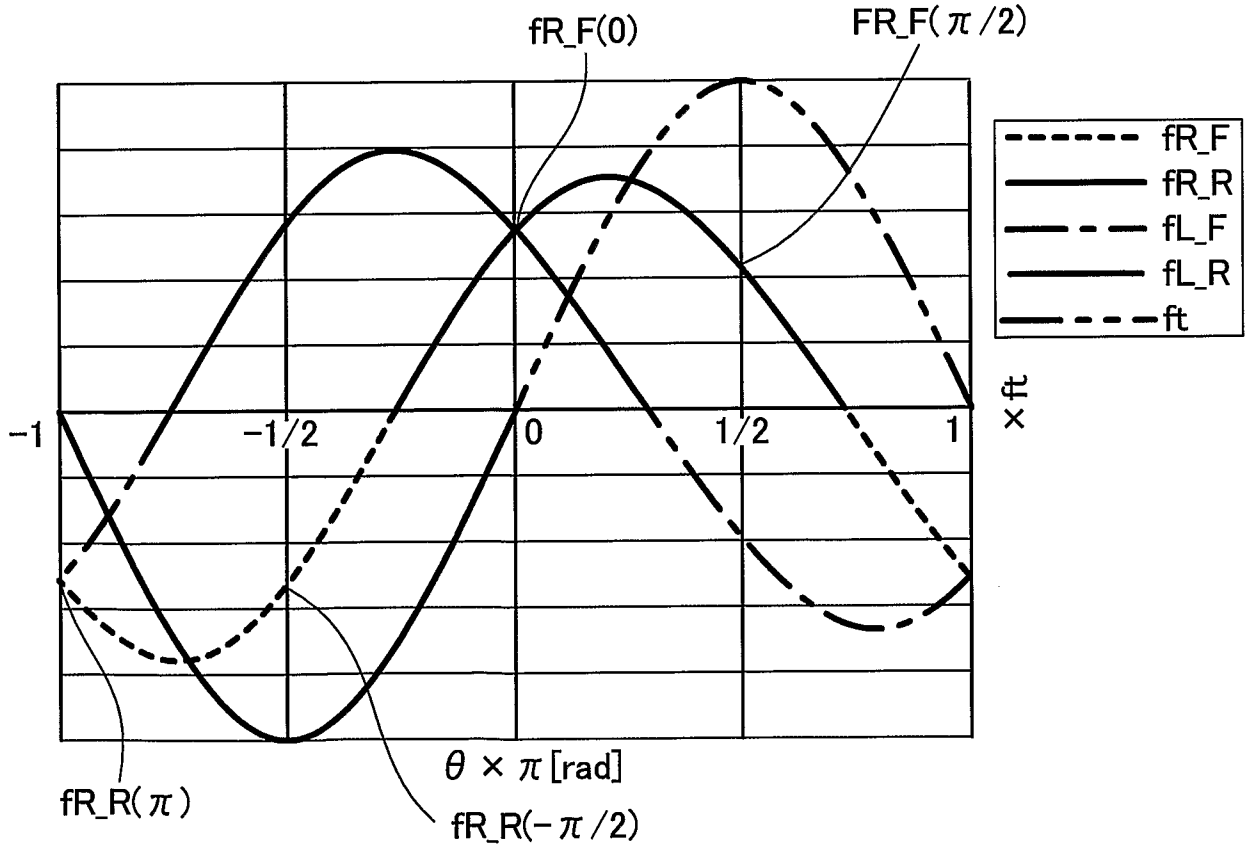

fR_F(0)
FR_F(π/2)
fR_F
fR_R
fL_F
fL_R
ft
−1
−1/2
0
1/2
1
×ft
θ × π [rad]
fR_R(π)
fR_R(−π/2)

図10

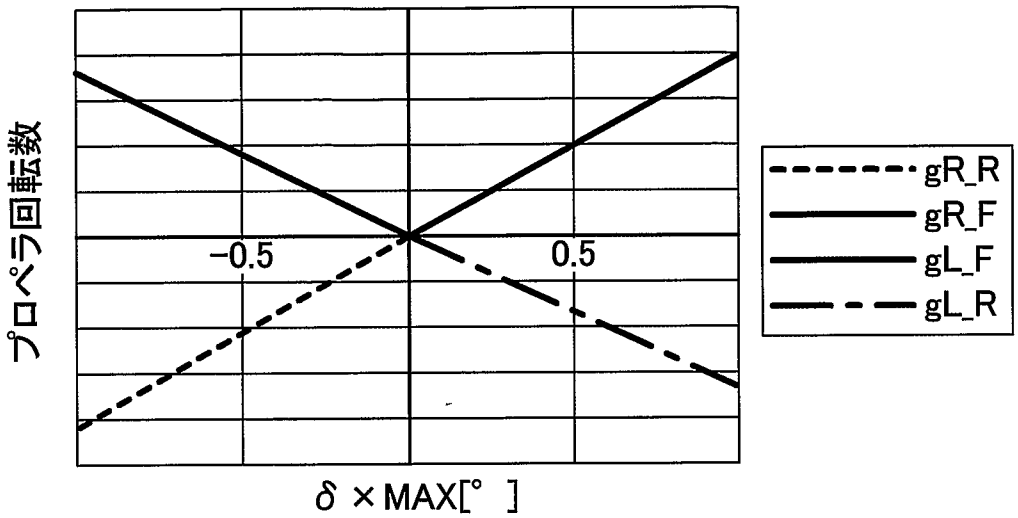

プロペラ回転数
-0.5
0.5
δ ×MAX[°]
gR_R
gR_F
gL_F
gL_R

図11

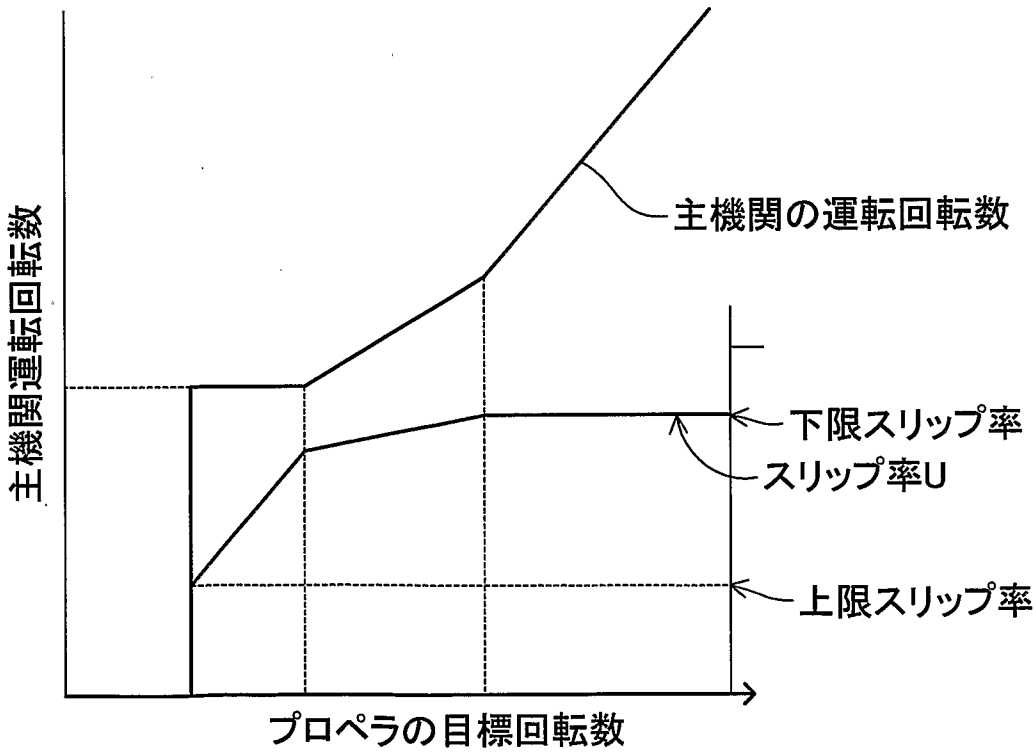

主機関運転回転数
主機関の運転回転数
下限スリップ率
スリップ率U
上限スリップ率
プロペラの目標回転数

図12

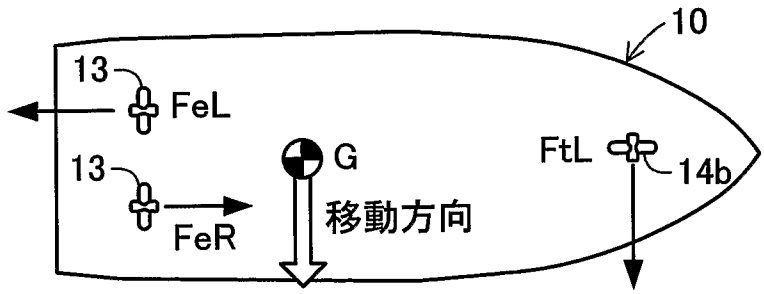


図13

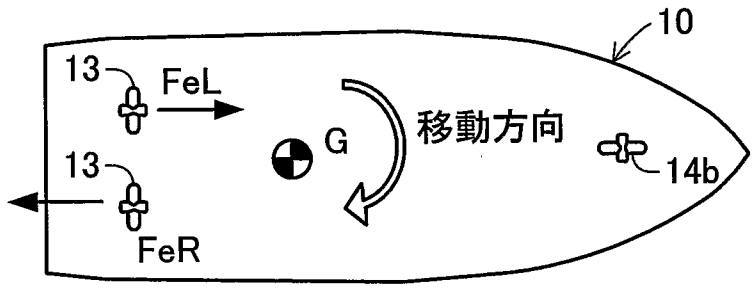
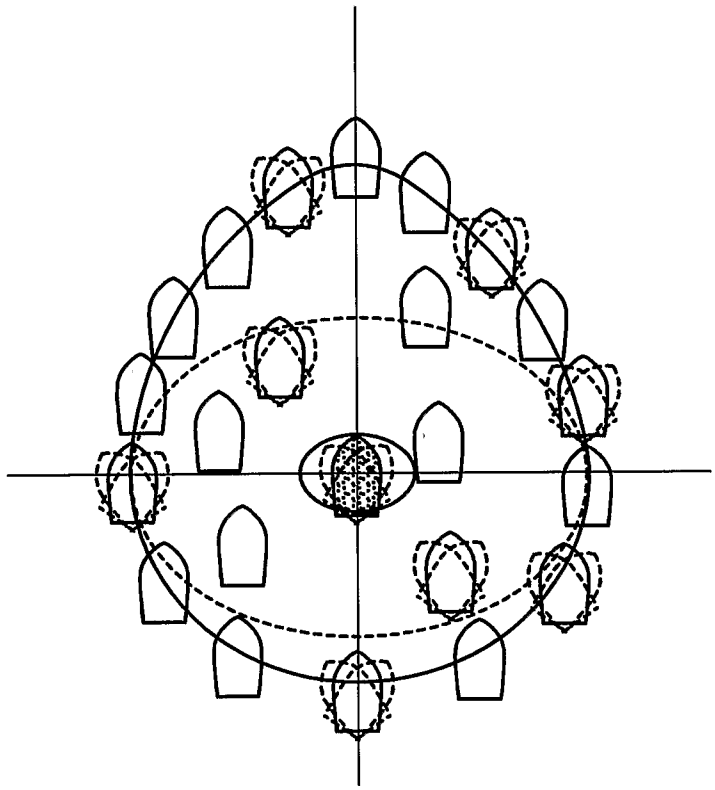


図14



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2006/313629

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
B63H23/30(2006.01)i, *B63H25/42*(2006.01)i, *F16D48/02*(2006.01)i, *G05D1/00*(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)
B63H23/30, B63H25/42, F16D48/02, G05D1/00

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	1996-2006
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2006	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2006

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.
Y A	JP 59-175629 A (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.), 04 October, 1984 (04.10.84), Page 3, upper left column, line 8 to page 5, lower left column, line 3; Figs. 5 to 6 (Family: none)	1-3,5-8 4
Y A	JP 2003-2296 A (Yanmar Co., Ltd.), 08 January, 2003 (08.01.03), Column 2, lines 19 to 46 (Family: none)	1-3,5-8 4

☒ 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 07 August, 2006 (07.08.06)	Date of mailing of the international search report 22 August, 2006 (22.08.06)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (April 2005)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2006/313629

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2002-234495 A (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.), 20 August, 2002 (20.08.02), Column 4, lines 16 to 26; column 13, lines 27 to 37; Fig. 4 (Family: none)	6-8
A	JP 3057413 B2 (Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd.), 21 April, 2000 (21.04.00), Figs. 6 to 8 (Family: none)	1-8
A	JP 7-196090 A (Jidosha Buhin Kogyo Kabushiki Kaisha), 01 August, 1995 (01.08.95), Column 2, line 32 to column 4, line 1 (Family: none)	1-8

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２００６／３１３６２９

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B63H23/30(2006.01)i, B63H25/42(2006.01)i, F16D48/02(2006.01)i, G05D1/00(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.　B63H23/30, B63H25/42, F16D48/02, G05D1/00

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	１９７１－２００６年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２００６年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２００６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	関連する請求の範囲の番号
Y A	JP 59-175629 A（川崎重工株式会社）1984.10.04, 第3頁左上欄第8行-第5頁左下欄第3行, 第5-6図（ファミリー無し）	1-3,5-8 4
Y A	JP 2003-2296 A（ヤンマー株式会社）2003.01.08, 第2欄第19-46行（ファミリー無し）	1-3,5-8 4
Y	JP 2002-234495 A（川崎重工株式会社）2002.08.20, 第4欄第16-26行, 第13欄第27-37行, 図4（ファミリー無し）	6-8

☑　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	国際調査報告の発送日
０７．０８．２００６	２２．０８．２００６

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｄ　３６１８
出口　昌哉
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３４１

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	関連する請求の範囲の番号
A	JP 3057413 B2（三井造船株式会社）2000.04.21，図6-8（ファミリー無し）	1-8
A	JP 7-196090 A（自動車部品工業株式会社）1995.08.01，第2欄第32行-第4欄第1行（ファミリー無し）	1-8