

(論文)

非線形連成システムシミュレーションの数値安定化技術を用いた電動機HILSシステム

Electric Motor HILS System Using Numerical Stabilization Technique for Simulating Nonlinear Coupled System



森田 啓*¹
Kei MORITA

This paper introduces a stabilization technique of nonlinear coupled analysis for hydraulic excavators, in which a rigid body system and a hydraulic system are coupled. Also introduced is a "Hardware-In-the-Loop Simulation (HILS)" for electric motors, in which the above technique is exploited. The rigid body system consists of a rotating element and a linear motion element, and the stabilization technique converts the motion of the rotating element into linear motion, enabling the motion of both the systems to be described in an ordinary differential equation without introducing any restraint conditions for the rigid body. This enables a coupled analysis with one motion equation that shares the state quantities of both the systems, thus improving the stability of the numerical analysis. This technique has been used to simulate in real-time the actual load acting on the electric motor, which has been reproduced on a motor-load testing apparatus and has realized an electric motor HILS system.

まえばき = 地球温暖化抑制のための温室効果ガス排出削減要求の高まりから、油圧ショベルにおいても燃費の改善が重要な課題となっている。この燃費改善の取り組みの1つとして、上部旋回体を電動機で駆動することによって減速エネルギーを有効利用できるハイブリッドシステムの開発が行われてきた^{1), 2)}。ハイブリッドシステムの開発においては、電動機の特性を把握した上で制御システムの最適化が必要であるが、その開発効率の向上において、HILS (Hardware In the Loop Simulation) 評価技術³⁾が有効な手段となる。しかしながら、油圧ショベルにおいては、強い非線形性を示す「油圧システム」とブームなどのリンク機構である「剛体システム」が連成するシステムの非線形解析が必要となり、数値解析上の安定性を確保することが課題となる。

いっぽうHILSは、自動車分野ではエンジンや変速機、ECU (Electronic Control Unit) などの開発³⁾、鉄道分野では走行安定性の仮想試験⁴⁾などで活用されており、開発の大幅な効率化や性能・品質の向上に寄与している。しかしながら、油圧ショベルのように、剛体システムと油圧システムが連成する解析モデルを用いてリアルタイム計算を行い、HILSシステムを構築した報告例はほとんどないのが現状である。

本稿では、剛体システムの運動を回転要素の運動から

直動要素の運動に変換するモデル化手法⁵⁾による油圧-機構連成非線形システムシミュレーション「SINDYS」の数値安定性向上技術を示す。さらに、同技術を活用して、上部旋回体が電動機によって回転駆動されるハイブリッドシステムを対象に、実作業時に電動機に作用する負荷をリアルタイムで計算し、電動機負荷試験装置上にて再現させる電動機HILSシステム技術⁶⁾を紹介する。

1. 剛体システムと油圧システムの連成解析理論

1.1 油圧ショベルの解析モデル

図1に油圧ショベルのリンクモデルを示す。油圧ショベルのアタッチメントはブーム、アーム、バケットから構成されており、これらが上部旋回体に結合されている。

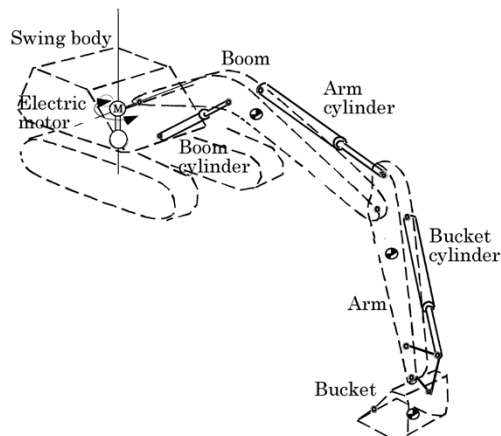


図1 油圧ショベルのリンクモデル
Fig. 1 Linkage model of hydraulic excavator

脚注1) 開発ハード以外のシステム全体を模擬したリアルタイムシミュレーションに開発ハードを接続して稼働させて、性能・品質を評価する技術

*¹ (株)神戸製鋼所 技術開発本部 機械研究所 (現 生産システム研究所)

る。ブーム、アーム、バケットの各リンクは各油圧シリンダによって独立に駆動され、シリンダの伸縮により駆動する。上部旋回体は旋回ベアリングおよび減速機を介して電動機によって駆動され、アタッチメントを含めて旋回運動する。以上の構成を後述する剛体システムの定式化を用いてモデル化する。

図2は、アタッチメントを駆動させる油圧システムである。このシステムはエンジンで駆動される2つの油圧ポンプが油圧供給源であり、オペレータによるレバー操作に応じて制御弁を作動させる。これによって各分岐配管への開口面積が変化し、ポンプから供給された作動油の油圧シリンダへの流量を制御するシステムである。

1.2 連成システムの運動方程式⁵⁾

剛体システムと油圧システムの連成解析は、各システムにおけるMCK形運動方程式の重ね合わせからなる非線形運動方程式(式(1))の解析になる。

$$M\ddot{q}_{n+1} + C\dot{q}_{n+1} + Kq_{n+1} = f_{n+1} - \bar{f}_n \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 q_{n+1} は剛体システムでは時刻 t_{n+1} における変位および回転角、油圧システムでは流量積(体積流量の積分)などの状態量を表すベクトルである。 M, C, K はそれぞれ時刻 t_n で線形化された質量、減衰、剛性マトリックスであり、 f_{n+1} は時刻 t_{n+1} における外力である。 \bar{f}_n は非線形要素力を各時間ステップで線形化することによる補正外力である。図3に示すように、補正外力を導入することによって剛性要素は $Kq_{n+1} = f_{n+1} - \bar{f}_n$ と表すことができる。ここで $\bar{f}_n = f_n - Kq_n$ である。質量および減衰要素についても同様である。時間積分法はNewmark β 法($\beta = 1/4$)を用いた。

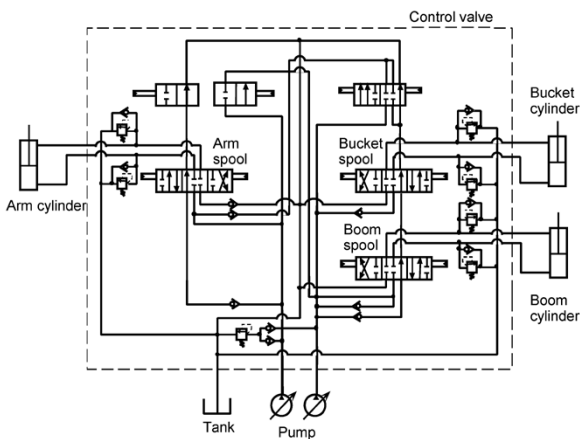


図2 油圧ショベルの油圧システム
Fig. 2 Hydraulic system of hydraulic excavator

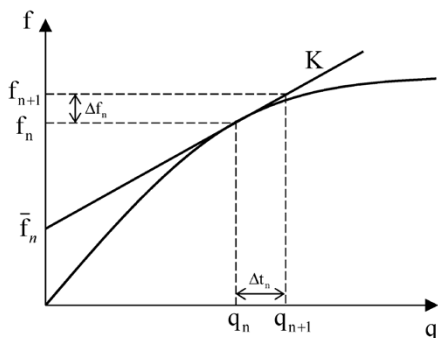


図3 線形化による補正外力(剛性項)
Fig. 3 Corrected external force by linearization

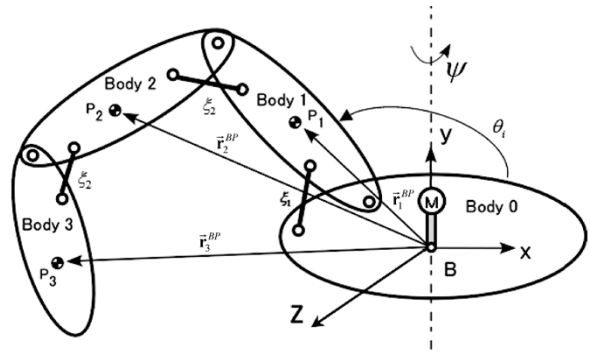


図4 剛体リンクモデル
Fig. 4 Rigid body linkage model

1.3 剛体システムの定式化⁵⁾

油圧ショベルの旋回体モデルとして図4に示すような剛体リンクモデルを考える。このモデルは4つの剛体(ボデー)からなる。ボデー0は並進運動を行わず、y軸回りの回転運動(回転角 ψ)のみ行う。ボデー1はボデー0にピンジョイントで拘束されており、ボデー0とボデー1間の直動要素によって並進駆動(シリンダ変位 ξ_1)され、z軸回りに回転運動(回転角 θ_1)を行う。ボデー2, ボデー3も同様である。ボデー1~3は、ボデー0のy軸回りの回転運動によって一体となって運動(回転角 ψ)する。このように、剛体システムでは剛体重心位置($P_i(i=1\sim 3)$)の運動を回転運動と直動要素による並進駆動で表現することができる。

いっぽうで、14節で述べる油圧システムでは1次元の状態量で運動を表現するため、油圧シリンダのような直動要素に関してもその並進変位で運動を表現する。そのため、剛体システムと油圧システムの連成解析を行う場合、剛体システムの回転運動が直動要素の運動で表現されていると、拘束条件を導入することなく、両システムの運動を常微分方程式で記述することができる。これにより、各システムの連成解析を行う際に別々のソフトウェアでモデル化して時間ステップごとに状態量を交換して計算する必要がない。そのため、1つのソフトウェアのみで連成解析が可能となり、数値解析上の安定性が向上する。

そこで、図4に示すような剛体システムの運動を回転要素の運動から直動要素の運動に変換を行うため、各ボデー重心位置をz軸回りの回転角で記述し、さらにz軸回りの回転角をシリンダ変位を用いて表すことにより、直動要素の運動として表現する。

まず、点 P_i および旋回軸の運動方程式は剛体システムであることから式(2)で与えられる。

$$M_e \ddot{w} = f_e \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 M_e は点 P_i の質量およびボデー0のy軸回りの慣性モーメントからなる慣性行列、 f_e は外力ベクトルである。 \ddot{w} は点Bから見た点 P_i の加速度 \ddot{r}_i および旋回各加速度 $\ddot{\psi}$ からなる加速度行列 $\ddot{w} = [\ddot{r}_1^T \ \ddot{r}_2^T \ \ddot{r}_3^T \ \ddot{\psi}]^T$, $\ddot{r}_i = [\ddot{x}_i \ \ddot{y}_i \ \ddot{z}_i]^T$ である。

つぎに、ボデー1~3の点Bのz軸回りの角度を θ_i とすると、加速度行列 \ddot{w} は座標変換マトリックス G_{11}, G_{12} を用いて式(3)で与えられる。

$$\ddot{\mathbf{w}} = \mathbf{G}_{11}\ddot{\mathbf{q}}_{\theta} + \mathbf{G}_{12}\dot{\mathbf{q}}_{\theta} \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 $\dot{\mathbf{q}}_{\theta} = [\dot{\theta}_1 \ \dot{\theta}_2 \ \dot{\theta}_3 \ \dot{\psi}]^T$ 、 $\mathbf{q}_{\theta} = [\theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \psi]^T$ である。

また、角度 θ_i の代わりに各シリンダ変位 ξ_i を用いて表すと式(4)の関係を得る。

$$\dot{\mathbf{q}}_{\theta} = \mathbf{G}_{23}\dot{\mathbf{q}}_{\xi} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 $\dot{\mathbf{q}}_{\xi} = [\dot{\xi}_1 \ \dot{\xi}_2 \ \dot{\xi}_3 \ \dot{\psi}]^T$ である。さらに式(4)を微分することで、 $\ddot{\mathbf{q}}_{\theta}$ と $\ddot{\mathbf{q}}_{\xi}$ の関係が得られる。

$$\ddot{\mathbf{q}}_{\theta} = \mathbf{G}_{23}\ddot{\mathbf{q}}_{\xi} + \mathbf{G}_{23}\dot{\mathbf{q}}_{\xi} \dots\dots\dots (5)$$

以上より、式(2)に式(3),(4),(5)を代入することで式(6)を得る。

$$\mathbf{M}_{\xi}\ddot{\mathbf{q}}_{\xi} + \mathbf{C}_{\xi}\dot{\mathbf{q}}_{\xi} = \mathbf{Q}_{\xi} \dots\dots\dots (6)$$

これにより各ボデーの運動を直動要素の運動で記述できる。

1.4 油圧システムの解析理論⁷⁾

図2に示した油圧システムのモデル化を行う。一例として基本要素である配管要素について説明する。配管要素では配管内の作動油の圧縮性や分岐を表現する必要がある。3ポート配管要素の場合、各ポートの流量積 q_i で記述する要素運動方程式は式(7)のようになる。

$$\rho \begin{bmatrix} l_1/A_1 & 0 & 0 \\ 0 & l_2/A_2 & 0 \\ 0 & 0 & l_3/A_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + \frac{\kappa}{V_0} \begin{bmatrix} \lambda_1^2 & \lambda_1\lambda_2 & \lambda_1\lambda_3 \\ \lambda_1\lambda_2 & \lambda_2^2 & \lambda_2\lambda_3 \\ \lambda_1\lambda_3 & \lambda_2\lambda_3 & \lambda_3^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \dots\dots (7)$$

この係数マトリックスが式(8)で示される要素質量マトリックス \mathbf{M}_e 、および要素剛性マトリックス \mathbf{K}_e となる。

$$\mathbf{M}_e = \rho \begin{bmatrix} l_1/A_1 & 0 & 0 \\ 0 & l_2/A_2 & 0 \\ 0 & 0 & l_3/A_3 \end{bmatrix}, \mathbf{K}_e = \frac{\kappa}{V_0} \begin{bmatrix} \lambda_1^2 & \lambda_1\lambda_2 & \lambda_1\lambda_3 \\ \lambda_1\lambda_2 & \lambda_2^2 & \lambda_2\lambda_3 \\ \lambda_1\lambda_3 & \lambda_2\lambda_3 & \lambda_3^2 \end{bmatrix} \dots\dots (8)$$

ここで、 ρ 、 l 、 A はそれぞれ作動油密度、配管長さ、断面積であり、 κ 、 V_0 、 λ はそれぞれ作動油の体積弾性率、配管内体積、各ポートの流入・流出を示す座標変換係数である。

また、配管圧損については圧力差 Δp と体積流量 \dot{q} の関係を式(9)で定義する。

$$\Delta p = c_1\dot{q}^{1.75} + c_2\dot{q}^2 \dots\dots\dots (9)$$

ここで、右辺第1項は直管の圧力損失特性を示し、第2項は急拡大・縮小、ベント、エルボなどの圧力損失特性を示す。 c_1 は直管の長さ、管径などの諸元から決まる係数であり、 c_2 は急拡大・縮小、ベント、エルボなどの諸元によって決まる係数である。式(9)に対して、補正外力を導入し時刻 t_n における線形化を行う。

その他、方向制御用のチェック弁、圧力制御用のリリーフ弁については、圧力差 Δp と流量 \dot{q} の関係が断片線形特性をもつ減衰要素として定義する。これらについても同様に、時刻 t_n において線形化し、補正外力を導入する。

これにより、油圧システムの運動を運動方程式(式(10))で記述することができる。

$$\mathbf{M}_e\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}_{n+1} + \mathbf{K}_e\mathbf{q}_{n+1} = \mathbf{f}_{n+1} - \bar{\mathbf{f}}_n \dots\dots\dots (10)$$

2. 油圧シヨベルの掘削作業シミュレーション

1章で述べたモデル化手法を用い、油圧シヨベルの掘削作業におけるアタッチメントの動的シミュレーションを行った。本章では、このシミュレーション結果と実測

結果とを比較することによって本手法の妥当性を示す。また、従来手法として剛体システムと油圧システムをそれぞれ独立した運動方程式として解き、時間刻みごとに状態量を入れ替えるコーシミュレーションによって計算した結果と比較することで、本手法の数値安定性を示す。

2.1 掘削作業時の動的シミュレーション結果

油圧シヨベルの掘削作業1サイクルの解析を行い、実測結果と比較した。掘削作業は、大別すると掘削、ブーム上げ旋回、ダンプ、およびブーム下げ旋回の4つの作業形態に分けられ、走行以外の全てのアクチュエータが作動する作業である。解析では、レバー入力の実測した各アクチュエータの操作レバーパターン(パイロット圧力)を使用し、旋回速度は実測した速度を目標値として使用した。また、地面からの掘削反力はバケット節点への集中荷重として定義し、バケットの角度、軌跡に応じて方向と大きさを定義した関数によって与えた。図5にシリンダストロークの実測結果と解析結果の比較を示す。解析の計算時間刻みは1msと10msである。実験結果と解析結果を比較すると、それぞれ実験結果に対して±4%以下の差異で一致しており、本解析手法が妥当であるといえる。

2.2 解析手法の数値安定性評価

HILSへ適用する解析のリアルタイム性を確保するためには、時間刻み幅を長くしても数値安定性を確保することが重要となる。本解析手法の数値安定性について、

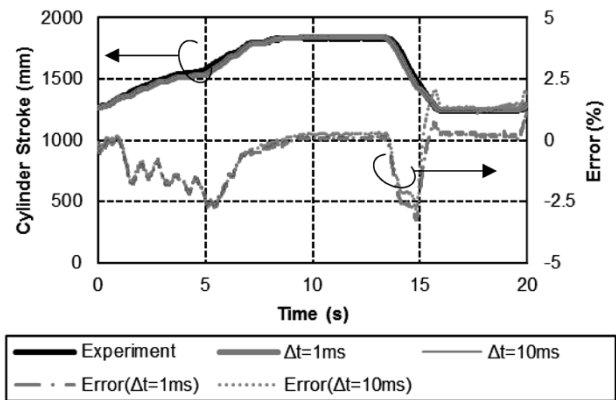


図5 掘削作業時の実験結果と解析結果の比較 ($\Delta t = 1 \text{ ms}, 10 \text{ ms}$)
Fig. 5 Evaluation of numerical instability in digging operation ($\Delta t = 1 \text{ ms}, 10 \text{ ms}$)

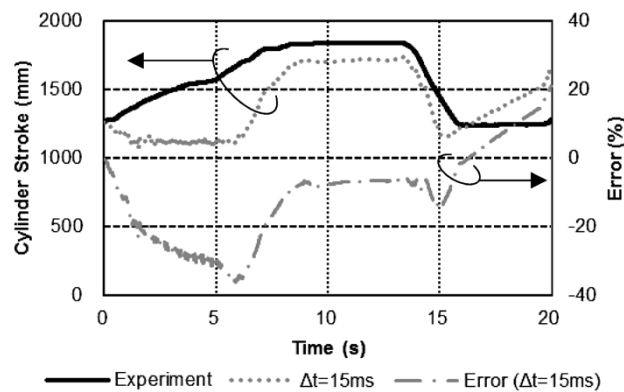


図6 掘削作業時の実験結果と解析結果の比較 ($\Delta t = 15 \text{ ms}$)
Fig. 6 Evaluation of numerical instability in digging operation ($\Delta t = 15 \text{ ms}$)

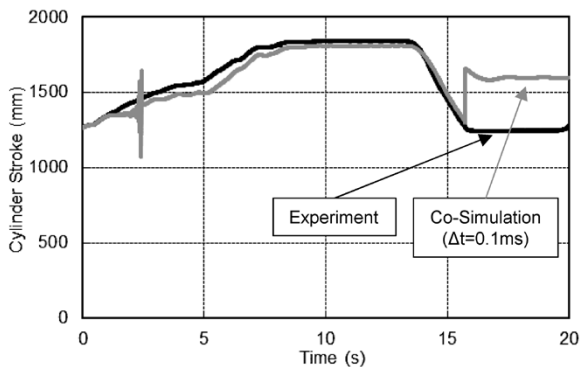


図7 従来法による解析結果と実験結果の比較

Fig. 7 Comparison between experimental and co-simulation technique results

計算の時間刻みを15 msとして解析を行った結果を図6に示す。時間刻みを15 msにすると実験結果との誤差が大きく(35%程度)なることから、時間刻み10 msまでは同等の精度を確保できることがわかる。

いっぽう、従来手法として、剛体システムと油圧システムをそれぞれ独立した運動方程式として解き、時間刻みごとに状態量を入れ替えるコシミュレーションによる計算結果を図7に示す。時間刻みを0.1 msにしても精度が十分でないことがわかる。

以上の結果から、剛体システムと油圧システムの連成解析に対して、本安定化手法により数値安定性が向上しHILSに適用することが可能となる。

3. 電動機HILSシステム

上部旋回体が電動機によって回転駆動されるハイブリッドシステムを対象に、本安定化技術を活用して実作業時に電動機に作用する負荷をリアルタイムで計算し、電動機負荷試験装置上にて再現させる電動機HILSシステムを紹介する。

図8に電動機負荷試験装置の構成を示す。本装置は、電動機、ダイナモ、レゾルバ、トルク計、制御PC、および計算PCから構成されている。計算PCでは、前章で述べた剛体システムおよび油圧システムの連成解析モデルにより油圧ショベルの掘削作業シミュレーションを行って操作入力から旋回トルクを導出し、その旋回トルクを電動機に対する負荷としてダイナモによって電動機

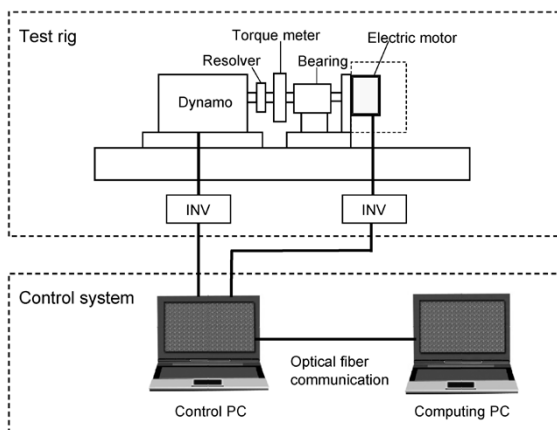


図8 電動機負荷試験装置

Fig. 8 Apparatus of load test for electric motor

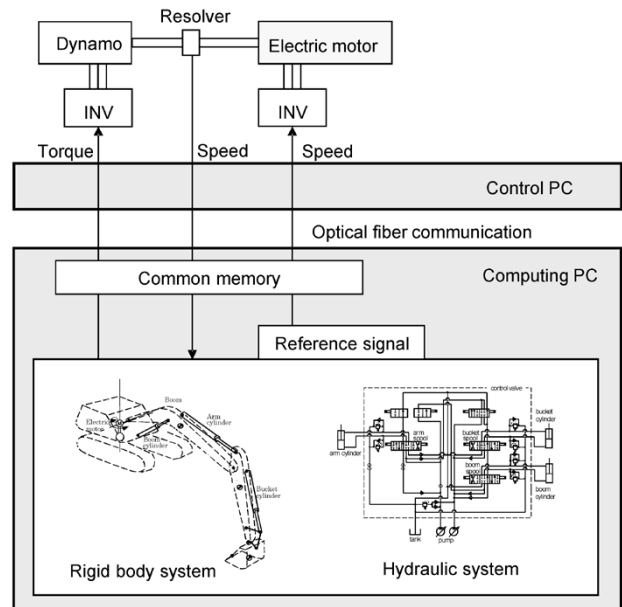


図9 電動機HILSシステム概念図

Fig. 9 Schematics of HILS system for electric motor

に作用させる。

図9に示す各構成機器間の信号の流れに基づいて、電動機HILSシステムの仕組みを説明する。まず、操作入力による旋回速度の目標信号が計算PCから制御PCを介して電動機のインバータに送られ、電動機は目標信号に基づいて回転数が制御される。電動機の実際の回転数がレゾルバによって検出され、その回転数を基に計算PCにて電動機に作用する負荷トルクがリアルタイムで計算され、制御PCに送られる。ダイナモは制御PCによって負荷トルクに基づいてトルク制御される。

4. ハイブリッドシステムの動的シミュレーションと電動機HILS評価

2章で示した解析モデルを電動機HILSシステムに適用し、油圧ショベル掘削作業時の電動機HILS評価を行う。本章ではまず、電動旋回機能をもつ油圧ショベルの解析モデルを作成し、実作業結果との比較を行うことで検証用解析モデルの妥当性の検証を行う。つぎに、電動機負荷試験装置を用いたHILS試験を行い、検証用解析モデルの解析結果と比較を行うことによって電動機HILSシステムの妥当性の検証を行う。

4.1 電動機の解析モデル⁶⁾

電動機は永久磁石式3相同期電動機を対象とし、d-q座標(回転磁界に同期して回転する回転座標)で表された等価な直流回路のうち、q軸の等価回路をモデル化する。インバータ損失を考慮した電動機の等価回路を図10に示す。電動機の状態量として、q軸の等価回路電流 \dot{q}_q 、q軸の等価鉄損電流 \dot{q}_{cq} 、および電動機回転数 $\dot{\theta}_m$ の3自由度とすると、電気回路方程式⁸⁾および運動方程式は式(11)で与えられる。

$$\begin{aligned} L_d \ddot{q}_q - L_q \dot{q}_{cq} + R_a \dot{q}_q + P_n \dot{\theta}_m (L_d \dot{q}_{ad} + \Psi_a) &= V_q - V_l \\ L_q \dot{q}_{cq} - L_q \ddot{q}_q + R_c \dot{q}_{cq} - P_n \dot{\theta}_m (L_d \dot{q}_{od} + \Psi_a) &= 0 \dots \dots \dots (11) \\ J_m \ddot{\theta}_m + C_m \dot{\theta}_m &= T \end{aligned}$$

ここで、 L_d 、 L_q はそれぞれ電動機のd軸、q軸インダクタ

ンス、 R_a は電動機巻線抵抗、 R_c は電動機等価鉄損抵抗、 P_m は極対数、 Ψ_a は鎖交磁束、 V_q はq軸の等価回路電圧、 V_l はインバータ等価損失電圧降下、 J_m は電動機慣性モーメント、 C_m は電動機粘性抵抗、 T は電動機トルクである。なお、d軸の等価回路電流 \dot{q}_d は電流位相制御が理想的に行われていると考え、式(12)を用いた。

$$\dot{q}_d = -\dot{q}_q \tan\beta \dots\dots\dots (12)$$

ここで、 β は電流ベクトルの位相である。

以上より、式(11)を $\dot{\mathbf{q}} = [\dot{q}_q \dot{q}_{cq} \dot{\theta}_m]$ についてマトリックス表記すると $\mathbf{M}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}$ の形で記述でき、剛体システムおよび油圧システムの運動方程式と重ね合わせることが可能となる。

4.2 検証用モデルの妥当性評価

検証用の解析モデルは、剛体システムと油圧システムの運動方程式である式(1)と、電動機の電気回路方程式と運動方程式である式(11)から構成される。この解析モデルの妥当性を検証するため、2章と同様、油圧ショベルの掘削作業1サイクルの解析を行い、実測結果と比較した。解析では、レバー入力を実測した各アクチュエータの操作レバーパターン(パイロット圧力)を使用し、回転速度は実測した速度を目標値として使用した。一例として、シリンダストロークの実測結果と解析結果の比較を図11に示す。両者は誤差 $\pm 2.5\%$ 以下で一致しており、検証用解析モデルが妥当であること確認した。

4.3 油圧ショベルの掘削作業時の電動機HILS評価

図8および図9に示した電動機負荷試験装置によって油圧ショベルの掘削作業1サイクルのHILS試験を行い、4.2節で示した検証用モデルの解析結果との比較を行うことにより、電動機HILSシステムの妥当性を検証

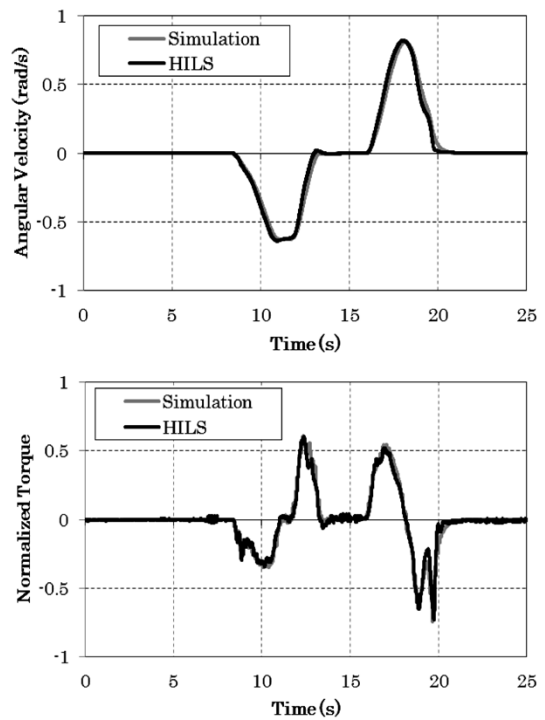


図12 電動機HILS試験結果と解析結果の比較
Fig.12 Comparison between responses of HILS system and those of simulation

する。

検証用モデルによる解析および電動機負荷試験装置によるHILS試験によって得られた回転角速度および正規化したトルクを図12に示す。これらの図から電動機HILSシステムにより掘削作業の挙動を再現でき、実用上十分な精度を有することが確認された。

つづいて、今回開発したHILSシステムが、実機による掘削試験に対して有効であることを述べる。まず、開発したシステムでは、油圧ショベルのアタッチメントの重量や重心位置といったパラメータを剛体システムモデルにおいて考慮している。また、油圧ポンプやバルブなどの特性値は油圧システムモデルにおいて考慮している。そのため、評価対象の変更に伴う各設計パラメータの変更を容易に行うことができる。さらに、実機による試験では計測困難な動力の評価も可能である。例えば、電動機やインバータにおいて発生する損失動力の評価は、それぞれの入力動力と出力動力を計測する必要がある。しかしながら、実機では設置困難なトルク計や電力計をHILSシステムでは設置できる。このため、損失の詳細評価とともに、省エネシステムの設計が可能となる。

むすび=本稿では、剛体システムの運動を回転要素の運動から直動要素の運動に変換したモデル化手法を紹介した。また、この手法を用いることにより、剛体システムと油圧システムの連成解析において、従来法と比較し高い数値安定性が得られることを示した。

さらに、両システムが電動機によって旋回駆動するハイブリッドシステムにおいて、旋回電動機に作用する負

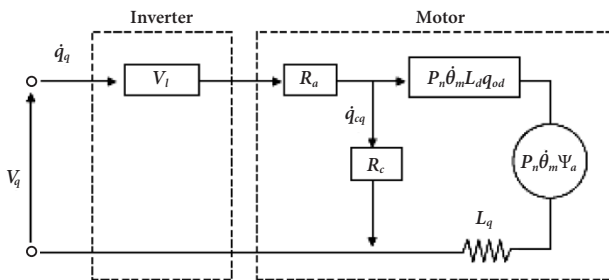


図10 電動機等価回路

Fig.10 Equivalent circuit of q-axis in electric motor model

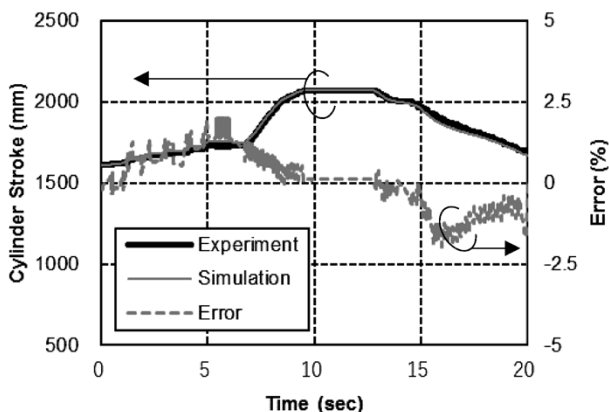


図11 掘削作業時の実験結果と解析結果の比較

Fig.11 Comparison between experimental and analytical results in digging operation

荷をリアルタイムで計算し、電動機負荷試験装置上に再現できる電動機HILSシステムを紹介した。このシステムでは、実際の設計開発に用いることができる解析モデルを使用しており、ハイブリッドシステムの評価ツールとして十分有用であると考えられる。

参 考 文 献

- 1) 鹿兒島昌之. R&D神戸製鋼技報. 2012, Vol.62, No.1, p.14-18.
- 2) 西田安孝ほか. コマツ技報. 2013, Vol.59, No.166, p.2-8.
- 3) 萩原顕治ほか. 自動車技術会論文集. 2002, Vol.33, No.3, p.109-114.
- 4) 山口輝也ほか. 日本機械学会論文集. 2013, Vol.79, No.806, p.3420-3431.
- 5) 森田 啓ほか. 日本機械学会論文集. 2014, Vol.80, No.813, p.DR0122.
- 6) 森田 啓ほか. 日本機械学会論文集. 2017, Vol.83, No.845, p.16-00234.
- 7) 今西悦二郎ほか. 日本機械学会論文集. 1987, Vol.53, No.492, p.1711-1919.
- 8) 武田洋次ほか. 埋込磁石同期モータの設計と制御. オーム社. 2010, p.16-18.