

(論文)

# 油圧ショベルの動力解析と省エネ技術

## Power Simulation of Hydraulic Excavators and Related Energy-saving Technologies



南條孝夫\*  
Takao Nanjo



今西悦二郎\*(工博)  
Dr. Etsujiro Imanishi



大谷和弘\*\*  
Kazuhiro Ootani

As a result of recent environmental concerns, construction machinery, such as hydraulic excavators, must be much more energy efficient. This report shows an analytical method for a detailed estimation of energy efficiency of a hydraulic excavator. The new method is effective as an examination tool for energy-saving design processes.

まえがき = 近年の環境問題の顕在化や、省エネルギー化の要求から、建設機械においてもエネルギー効率の向上が重要な課題となっており、効率向上を目指した設計を行う必要性が高くなってきた。これを実現するためには、実作業時におけるシステム内部の個々のエネルギー効率を評価した上で、不要な損失を削減する必要がある。しかし、油圧ショベルの実作業では、多数のアクチュエータを同時に操作しながら作業を行い、互いに干渉しながら作動するため、実機の測定のみでは、実作業時のシステム内部の詳細なエネルギー評価ができないのが現状である。

著者らは、これまで SINDYS<sup>1)</sup>を開発し油圧制御系を含む機械システムの動的シミュレーションを数多く実施してきた<sup>2)3)</sup>。そこで、この技術を活用し、油圧ショベル全体の実作業挙動解析を行うことにより、詳細なエネルギー効率の評価が可能になることに着目した。

本稿では、油圧ショベルの実作業時の詳細なエネルギー効率評価を行うための油圧・機構連成解析手法のモデル化と、この手法の妥当性検証結果について報告する。また、この解析をもとにした省エネ化の検討プロセスと結果についても報告する。

### 1. 油圧・機構連成解析理論

#### 1.1 運動方程式

有限要素法を用いて離散化された動的システムの運動方程式を次式のような2階の微分方程式で表す。

$$[M_L + M_N] \ddot{u} + [C_L + C_N] \dot{u} + [K_L + K_N] u = f - f_N \quad \dots (1)$$

ここで、 $u$  は機械系では変位、油圧系では流量積などの状態量を表すベクトルである。 $M_L, C_L, K_L$  は各時間ステップで一定の線形部分の質量、減衰、剛性マトリックスであり、 $f$  は外力である。 $M_N, C_N, K_N$  動的システムを構成する要素に非線形性がある場合の各時間ステップごと

に変化する非線形の質量、減衰、剛性マトリックスであり、 $f_N$  は非線形性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。

#### 1.2 機構系大変位要素の解析理論<sup>4)</sup>

物体が空間内を大きく運動するような場合、解析において要素の幾何学的非線形性を考慮する必要がある。このような非線形要素の例として、3次元空間で大変位するはり要素を取上げる。図1に示すように、時刻  $t_n$  の先行要素の両端 A、B における座標系を  $A', B'$  とし、時刻  $t_{n+1}$  の節点変位に伴って回転する座標系を  $A'', B''$  とし、さらに  $A', B'$  は任意の方向を向いているため第3軸が共通な要素座標系  $A'', B''$ 、および各軸とも共通な要素座標系  $\tilde{A} (= \tilde{B})$  を導入する。弾性変形による回転変形ベクトルは、 $\tilde{A}$  から  $A''$  への変換マトリックスから得られる。回転変形ベクトルを変位の2次項まで考慮してポテンシャルエネルギーを求め、変位に対して2回微分することによって幾何剛性マトリックス  $k_G$  を求める。また、通常の微小変位理論における剛性マトリックス  $k_0$  を用いると、次式の増分形要素剛性方程式が得られる。

$$(k_0 + k_G) u' = f' \quad \dots (2)$$

上式を、全体座標系で表すと次式ようになる。

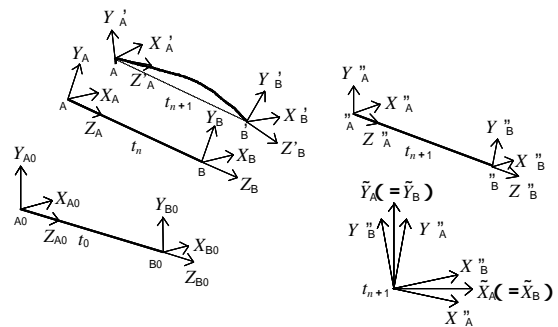


図1 はり要素の要素座標系  
Fig. 1 Element coordinate systems of beam element

\*技術開発本部 機械研究所 \*\*コベルコ建機(株) 開発生産本部 要素開発部

$$K_T u = f \dots\dots\dots(3)$$

ここで、

$$K_T = T^T(k_0 + k_G)T \dots\dots\dots(4)$$

である。T は全体座標系から A への座標変換マトリックスであり、回転行列を用いると大変位を厳密に扱うことができる。補正外力  $f_N$  を導入することによって式(3)を全変位系に変換し、全体系の運動方程式に組込む。

この理論は大変位トラス要素についても同様に適用できる。

### 1.3 油圧駆動システムの解析理論<sup>5)</sup>

油圧駆動システムとリンクシステムの連成解析のための基本要素であるシリンダ要素を考える。ポートからの作動油の流入・流出によってストロークが伸縮し、部材端における負荷に応じてシリンダ内部に圧力が生じるシリンダ要素を考える。要素座標系において流量積(体積流量の積分値)の増分  $u'$  と圧力の増分  $p'$  の関係式を求め、全体座標系での節点変位増分  $u_A, u_B$ , ポート流量積増分  $u_p$  と、節点力増分  $f_A, f_B$ , ポート圧力増分  $p$  の関係式に座標変換すると次式が得られる。

$$\begin{Bmatrix} f_A \\ f_B \\ p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} (A+W) & -(A+W) & A_c k x \\ -(A+W) & (A+W) & -A_c k x \\ A_c k x^T & -A_c k x^T & 2k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_A \\ u_B \\ u_p \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(5)$$

ここで、 $A = kA_c^2 x x^T, W = p_c A_c (I - x x^T) / l_t, k = \gamma / V_c$  であり、また、 $x$  は方向余弦ベクトル、 $I$  は単位マトリックス、 $A_c$  はシリンダ断面積、 $V_c$  はシリンダ内作動油体積、 $\gamma$  は流入方向を表す係数、 $p_c$  はシリンダ内圧、 $l_t$  はシリンダ長、 $\gamma$  は油の体積弾性率である。式(5)は油圧駆動システムの作動油流量積とリンクシステムの節点変位が連成しており、連成解析が可能となる。上式は、ヘッド側だけのつり合い式であるが、ロッド側も同様に考えることができる。そのほか、質量、比例減衰、ストロークエンドのストップ、摩擦抵抗などを考慮している。

そのほかの油圧系要素については、以下のような基礎式および特性の要素として定義する。これらについても上記と同様に増分系での関係式から要素減衰係数などを求め、補正外力を導入して全体系の運動方程式に組込む。

#### 1.3.1 配管要素

3分岐を有する3ポート要素を考えると、各節点圧力  $P$  と流量積  $u$  の関係式は式(6)のようになり、この係数マトリックスが要素剛性マトリックスとなる。

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix} = \frac{1}{V_0} \begin{bmatrix} 1^2 & 1_2 & 1_3 \\ 1_2 & 2^2 & 2_3 \\ 1_3 & 2_3 & 3^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(6)$$

ここで、 $V_0$  は配管内体積、 $1, 2, 3$  は各ポートの流入・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  $P$  と流量  $Q$  の関係を次式で定義する。

$$P = c_1 Q^{1.75} + c_2 Q^2 \dots\dots\dots(7)$$

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。

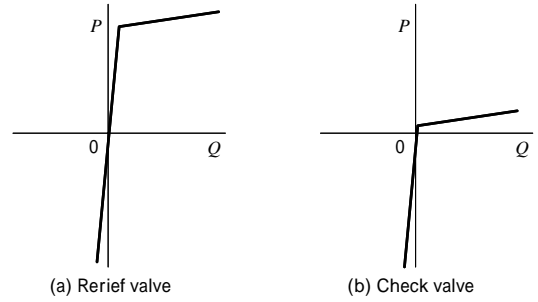


図2 リリーフ弁およびチェック弁のP-Q特性  
Fig. 2 P-Q characteristics of relief valve and check valve

### 1.3.2 バルブ要素

各制御弁の開閉特性はポートごとに可変絞り弁と考え、絞り弁における圧力差を次式で定義する。

$$P = \frac{1}{2(c_0 A_0)^2} Q^2 \dots\dots\dots(8)$$

ここで、 $Q$  は流量、 $c_0$  は流量係数、 $A_0$  は全開口面積、 $\rho$  は油密度である。各ポートのバルブ開度はバルブストロークに対する関数としてあらかじめ設定したものをを用いる。

### 1.3.3 チェック弁、リリーフ弁

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  $P$  と流量  $Q$  の関係が図2に示すような断片線形特性をもつ減衰要素として定義する。

### 1.3.4 油圧ポンプ要素

油圧ポンプは、操作レバーに応じてポンプ容量を可変に制御し、アクチュエータへ圧油を供給している。ここでは、エンジン回転軸の動力が油圧の動力に変換されるが、回転軸出力トルクと油圧ポンプ吐出圧の関係は式(9)で定義する。

$$\begin{Bmatrix} Tr \\ P \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1^2 & 1_2 \\ 1_2 & 2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ u \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(9)$$

ここで、 $\theta$  は油圧ポンプの回転角、 $u$  は油圧ポンプ吐出流量積、 $Tr$  は油圧ポンプ出力トルク、 $P$  はポンプ吐出圧力である。 $1, 2$  は座標変換係数であるが、 $1$  は油圧ポンプ容量に相当する変換係数とすることにより、ポンプの回転系と油圧流量系の連成が可能である。時間に対して  $\theta$  を可変にすることにより、実機での操作に応じて変化するポンプ容量制御を実現できる。油圧ポンプ容積効率、ポンプ吐出部への等価可変絞りモデル化し、機械効率については、油圧ポンプ回転軸自由度への非線形減衰要素で損失トルクをモデル化する。

### 1.4 エンジンの解析理論

エンジンは電子ガバナ付きディーゼルエンジンを対象とする。電子ガバナ部は、エンジン回転数制御を行った信号からラック位置およびその位置での駆動トルクを算出し、次式に用いて回転数を計算する。

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e(x_r) - T_l \dots\dots\dots(10)$$

ここで、 $J_e$  はエンジン慣性モーメント、 $\dot{\omega}_e$  はエンジン回転速度、 $T_l$  は負荷トルク、 $x_r$  は燃料噴射量であり、駆動トルク  $T_e(x_r)$  はエンジンのベンチデータに基づいて同定したエンジン出力トルクである。燃料消費量は、エンジン回転数および燃料噴射量から計算できる。また、負荷がけ時のエンジン動特性については、燃料噴射指令

ロジックに遅れを持たすことにより実機挙動に近づけることができる。

## 2. 油圧ショベルの掘削作業解析

油圧ショベルの作業用途は幅広いが、機械の能力を最もよく評価できる作業として、掘削 90° 旋回作業が挙げられる。燃費評価作業として、この作業を対象にして作業時の動力解析を行った例を示す。

### 2.1 油圧ショベルの解析モデル

油圧ショベルの機構系モデル図を図 3 に示す。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、これらが上部本体とリンク機構によって結合されている。また、上部本体構造は回転ベアリングを介して油圧モータにより駆動され、アタッチメントを含めて旋回運動する。解析モデルでは、アタッチメントの各部位を大変位はり要素を用いてモデル化している。ピン結合されている部分はピン軸回りの回転自由度を各部分材座標系で定義し、それらを独立として取扱う。また、アタッチメントの重量は各部分材の重量重心位置の集中質量としている。

油圧駆動システムを図 4 に示す。この油圧システムは、エンジンで駆動される 2 つの油圧ポンプを油圧供給源とし、レバー操作に応じて油圧制御バルブの開口面積を制御することで流量を調整することにより、油圧シリ

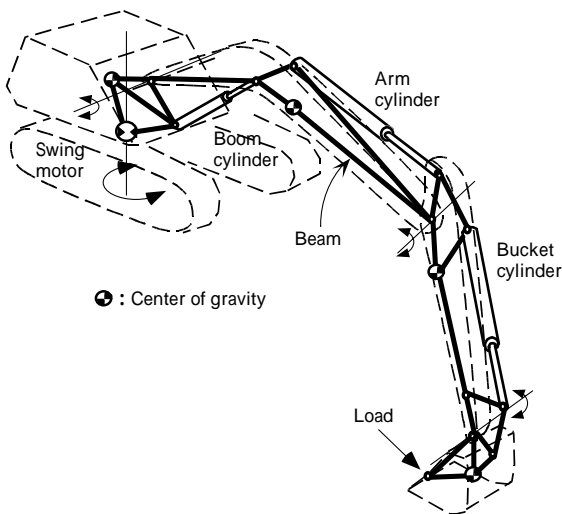


図 3 油圧ショベルのリンクモデル  
Fig. 3 Linkage model of hydraulic excavator

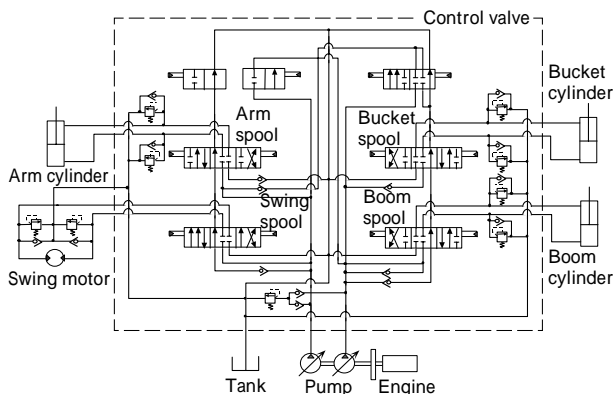


図 4 油圧ショベルの油圧システム  
Fig. 4 Hydraulic system of hydraulic excavator

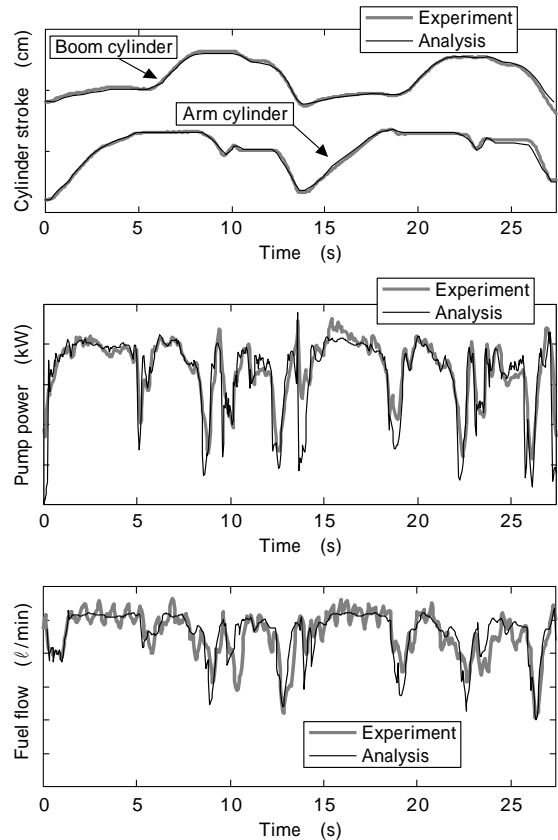


図 5 掘削作業での実験と解析の比較  
Fig. 5 Comparison of experiment and analysis concerning digging operation

ンダや油圧モータへの流量を制御するシステムである。2 つの油圧ポンプは可変容量ポンプであり、負荷の状況により吐出量が制御される。

解析の入力値としては、ブーム、アーム、バケットおよび旋回の 4 アクチュエータの操作レバー入力とし、この入力に対するアクチュエータの挙動を計算する解析を行った。掘削作業では、バケットで土を掘削する際の掘削反力やバケットに積載した土の自重などの外力が作用する。掘削反力は、バケット先端の速度に比例した粘性抵抗として定義し、土の自重については、バケット角度と地面に対する位置に応じてバケット積載量を計算して自重をバケット重心位置に与える手法で計算した。

### 2.2 解析結果

解析で求めた挙動および動力の精度検証として、実機ショベルで行った掘削 90° 旋回作業の結果と解析結果の比較を図 5 に示す。上段はアクチュエータ挙動の例としてブームシリンダおよびアームシリンダ変位の比較、中段はポンプ動力の比較、下段は燃費の比較であり、掘削 90° 旋回 2 サイクル分を示した。

アクチュエータ挙動、ポンプ動力、燃費ともに、ほぼ実機の性能を解析で再現できており、動力と燃費の誤差は 2% 以内となっていることから、上記手法による解析の妥当性が確認できた。したがって、油圧ポンプ、制御弁、配管などのシステム内部の個別機器特性についても実機作動状態を反映できていると判断できる。

## 3. 省エネ化に向けた取組み

上記の解析結果からは、燃費やポンプ消費動力などの

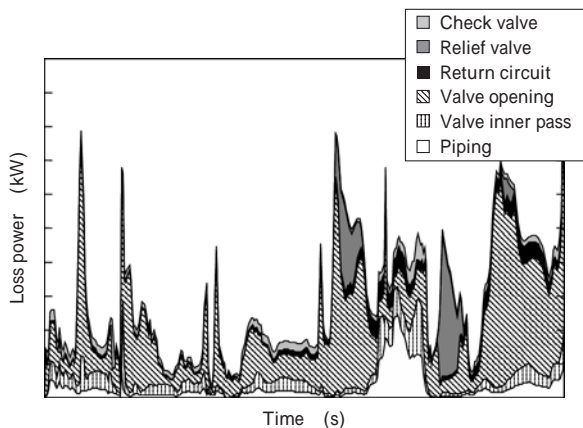


図6 油圧損失寄与度分析結果  
Fig. 6 Simulation result of loss power contribution

マクロな性能だけでなく、モデル化している部位全てについて、要素力（圧力損失）と通過流量が結果として得られる。これらの乗算により、個々の部位での損失動力を計算し、詳細な損失寄与度を算定することができる。以下に、実際にこの解析を用いて行った機種開発における省エネ技術開発について述べる。

### 3.1 損失寄与度分析

掘削90°旋回作業1サイクルにおける損失寄与度分析の例として、図6に、油圧システム内の配管、バルブ開口、バルブ通路などの要素別に損失を分類した結果を示す。最も損失寄与度が大きい要素は制御バルブ開口であり、次いで、バルブ通路圧損、配管圧損、リリーフ弁損失がほぼ同程度の寄与度となっている。これらの分析から損失削減対象となる部位を抽出した。

### 3.2 省エネ化検討プロセス

省エネ化検討としては、以下のようなプロセスで検討を進めた。

- (a) 全損失から、作業上必要な損失を抜き出し、残りの損失から削減対象部位を抽出
- (b) 対象部位の損失発生状況を考慮して、各部位ごとに削減目標を決定
- (c) 削減目標を達成するための具体的な仕様変更あるいはバルブおよびポンプ制御の方法の検討
- (d) 解析評価により上記方法の定量的な効果を検証
- (e) 対象作業以外の操作で不具合が生じないかを検証
- (f) 省エネ効果に対するコストアップを試算し、費用対効果の評価により、実機対応を決定

(c)~(f)については、最適な仕様決定のために、各部位について繰り返し計算した。

また、これとは別に、油圧ポンプやエンジンなどの機器単体についても同様な損失分析を行っており、これらの機器については、実作業での解析結果から使用領域別に頻度分布を求め、機器単体の効率特性に対し効率的な使い方がされているかをチェックするとともに、使用頻度が高い領域を重点的に効率改善を行った。

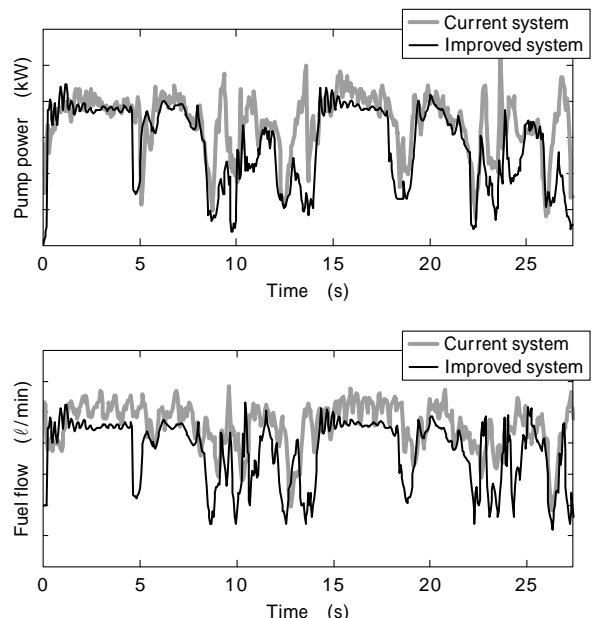


図7 改良省エネシステムの解析結果  
Fig. 7 Simulation result of improved energy-saving system

### 3.3 省エネ対策の効果

上記のプロセスで省エネアイテムとして抽出した技術を反映したシステムについて、省エネ効果の解析評価結果を図7に示す。ポンプ動力については、損失の大きな動作での動力が大幅に低減しており、高効率点でのエンジン/ポンプ組み合わせ運転制御と機器単体効率向上により、燃費削減効果はさらに大きくなっている。

解析評価での積上げでは、燃費削減効果は20%であったが、その後実機を製作し、燃費評価を行った結果も解析評価どおりの結果となっており、本アプローチが機種開発において有効であることが検証できた。

むすび=油圧シヨベルなどの油圧駆動作業機械の詳細なエネルギー効率の評価を行うための手法として、(株)神戸製鋼所で開発した非線形動的解析コードSINDYSを用いた油圧シヨベル全体の実作業時動力解析のモデル化手法を提案し、非常に高い精度で評価可能な手法であることを確認した。また、この解析を省エネ化検討ツールとして機種開発に活用するアプローチが有効であることも確認した。

### 参考文献

- 1) 藤川 猛ほか：R&D 神戸製鋼技報，Vol.34, No.3(1984) p.109.
- 2) E. Imanishi et al. : Proc. Adv. Mechatro. (1989) p.365.
- 3) 今西悦二郎ほか：R&D 神戸製鋼技報，Vol.48, No.2 (1998) p.14.
- 4) 頭井 洋ほか：日本機械学会論文集(C)編，52巻，483号(昭61) p.2814.
- 5) 今西悦二郎ほか：日本機械学会論文集(C)編，53巻，492号(昭62) p.1171.