

(論文)

建設機械の操作性と省エネの同時最適化技術

Optimization Techniques for Energy Efficiency and Operationability on Construction Machinery



菅野直紀*(工博)
Dr. Naoki Sugano



岡 秀和**
Hidekazu Oka

Oil-hydraulic systems for construction machinery must be easy to operate. In addition, efficiency improvements for such systems are also an important issue. As a result, development research was conducted to try to improve both the efficiency and operability of oil-hydraulic system. At first, the optimized operability results were compared to the results optimized for efficiency. Then, simultaneous optimization and robust optimization methods were applied. As a result, the deterioration in the objective function value was confirmed to have been minimized.

まえがき = 油圧ショベルや移動式クレーンなどの油圧駆動式の建設機械では、作業効率の向上やオペレータの疲労軽減といった目的のため、操作性の向上が重要な課題となっている。一方で、CO₂の削減、あるいは最近の原油価格の高騰に対する燃料コスト削減の観点から燃費向上が求められており、油圧駆動システムのエネルギー伝達効率の向上も重要な課題となっている¹⁾。

従来、建設機械の操作性のチューニングは、実機ベースでコントロール弁の開口面積特性などを試行錯誤により変更する方法²⁾が多く用いられており、要求レベルの操作性を達成するためには多大な労力を要するという課題があった。また、操作性を重視したチューニングを行う結果、エネルギー効率が悪化するなどの問題点もある。

そこで本研究では、この油圧システムの特性的に関し操作性とエネルギー効率の両者を扱えるようモデル化を行い、これに最適設計法を適用することで、操作性とエネルギー効率をともに最適化する方法を提案する。本手法では、最適化の設計変数としてコントロール弁の開口面積特性を用いており、これにより機械の特性を直接チューニングすることが可能となる。

まずこの油圧システムについて、操作性およびエネルギー効率の各々を単独で最適化を行った場合について比較を行い、両者がトレードオフの関係にあることを示した。次に、操作性とエネルギー効率について多目的最適化を行い、両者をともに向上させる方法に関して検討を行った。本技術は実機開発にも適用を進めている。

1. 油圧駆動システムの解析モデル

建設機械の旋回操作などによく使用される図1に示すような油圧駆動システムを対象とする。このシステムでは、コントロール弁を構成するブリードオフ(B/O)、メータイン(M/I)、メータアウト(M/O)の各バルブの

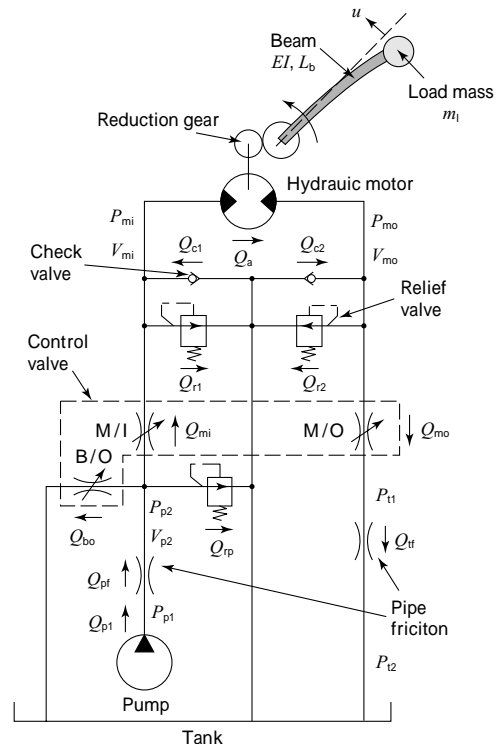


図1 油圧システムのモデル
Fig. 1 Model of oil-hydraulic system

開口面積が、レバー操作量が増加するとともにB/Oが開じ、M/I、M/Oが開くように変化することで、油圧モータの速度を制御している。また、建設機械のアタッチメント部は図中に示すように、はりとその先端に取付けられたマスとして扱っている。

次に、このシステムの操作性およびエネルギー効率を同時に扱えるようにシステムのモデル化を行う。

1.1 システムの動特性モデル

図1のシステムの油圧系部分についての動特性に関する基礎式を以下に示す。

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

$$\dot{P}_{mi} = \frac{K}{V_{mi}}(Q_{mi} - Q_a - Q_{r1} + Q_{c1}) \dots\dots\dots(1)$$

$$\dot{P}_{mo} = \frac{K}{V_{mo}}(Q_a - Q_{mo} - Q_{r2} + Q_{c2}) \dots\dots\dots(2)$$

$$\dot{P}_{p2} = \frac{K}{V_{p2}}(Q_{pf} - Q_{bo} - Q_{mi} + Q_{rp}) \dots\dots\dots(3)$$

$$Q_a = \frac{qN}{2} \dots\dots\dots(4)$$

$$Q_{bo} = C_v A_{bo} \sqrt{2P_{p2}} \dots\dots\dots(5)$$

$$Q_{mi} = C_v A_{mi} \sqrt{2(P_{p2} - P_{mi})} \dots\dots\dots(6)$$

$$Q_{mo} = C_v A_{mo} \sqrt{2(P_{mo} - P_{t1})} \dots\dots\dots(7)$$

$$P_{p1} - P_{p2} = \frac{L_{pi}}{2D_{pi}}(Q_{pf}/A_{pi})^2 \dots\dots\dots(8)$$

$$A_{mi} = A_{mi \max} S \dots\dots\dots(9)$$

なお、配管圧損は図中に示すように集中定数化した等価絞りとして与える。ここで、 P ：圧力、 Q ：流量、 K ：油体積弾性率、 V ：配管内容積、 A ：面積、 L ：長さ、 C_v ：流量係数、 ρ ：油比重、 μ ：管摩擦係数、 D ：配管径、 S ：レバーストローク、 N ：減速比、 q ：油圧モータ容量、 θ ：アタッチメント回転角、である。また添字は、bo：ブリードオフ、mi：メータイン、mo：メータアウト、p：ポンプ、a：油圧モータ、c：チェック弁、f：配管圧損等価絞り部、r：ポートリリーフ弁、rp：メインリリーフ弁、pi：配管部、t：タンク、1：上流側、2：下流側、である。

次に機構系部分の基礎式について以下に示す。

$$\begin{bmatrix} m(L_b^2 + u^2) & m_1 L_b \\ m_1 L_b & m_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \ddot{u} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{3EI}{L_b^3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \ddot{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{qN}{2}(P_{mi} - P_{mo}) - 2m_1 u \dot{u} \\ 0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots(10)$$

ここで、 m_1 ：負荷質量、 L_b ：はり長さ、 u ：先端たわみ量、 EI ：はりの曲げ剛性、である。

1.2 エネルギー効率の評価

本システムでは、ポンプのする仕事 W_p の一部が負荷に対する仕事 W_1 として使われ、残りはバルブおよび配管の損失 W_{loss} として消散される。本研究では、システムのエネルギー効率の評価指標として、式(14)で定義される η を用いる。

$$W_p = \int_0^{T_c} P_{p1} + \frac{1}{2} (Q_{p1}/A_{pi})^2 Q_{p1} dt \dots\dots\dots(11)$$

$$\begin{aligned} W_{loss} &= W_{bo} + W_{mi} + W_{mo} + W_{pi} \\ &= \int_0^{T_c} P_{p2} Q_{bo} dt + \int_0^{T_c} (P_{p2} - P_{mi}) Q_{mi} dt + \int_0^{T_c} (P_{mo} - P_{t1}) Q_{mo} dt \\ &\quad + \int_0^{T_c} (P_{p1} - P_{p2}) Q_{pf} + (P_{t1} - P_{t2}) Q_{tr} dt \dots\dots\dots(12) \end{aligned}$$

$$W_1 = \frac{m_1 L_b^2}{2} \dot{u}_{\max}^2 = \frac{m_1 L_b^2}{2} \left(\frac{2}{qN} Q_{pi} \right)^2 \dots\dots\dots(13)$$

$$\eta = W_1 / W_p \dots\dots\dots(14)$$

ここで、 T_c ：操作時間である。

2. システムの操作性評価

本研究では、操作性評価の方法として、油圧シヨベルにおいてバケット内の土砂をこぼさずスムーズに移動させる性能を評価するために、アタッチメントの弾性変形量を操作性評価の指標として取上げる。ここでは、レバー操作量を時間に対し一定勾配で0からフルレバーまで

増加させる加速操作、フルレバーで保持するフルレバー操作、フルレバーから0まで時間に対し一定勾配で減少させる減速操作を連続して行う操作を考える。この操作に対し、加速時および減速時における図1のはり先端部の最大変形量を求め、これを用いて次式のような評価関数を定める。なお、式中の T_a, T_f, T_d は、それぞれ加速操作、フルレバー操作、減速操作を行う時間である。また、 f_c は操作性評価関数、 w_1, w_2 はそれぞれ f_1, f_2 に対する重み係数である。

$$\text{加速時} : f_1 = \max_{T_{a1} < t < T_{a2}} u \dots\dots\dots(15)$$

$$\text{減速時} : f_2 = \max_{T_{d1} < t < T_{d2}} u \dots\dots\dots(16)$$

$$f_c = w_1 f_1 + w_2 f_2 \dots\dots\dots(17)$$

3. 最適化結果

3.1 操作性の最適化

最初に操作性の最適化として、式(17)に示す評価関数を最小化する方策を考える。最適化の設計変数として、次式に示す B/O, M/O の開口面積特性の $A_{bo \max}, A_{mo \max}$ を用いる。

$$A_{bo} = A_{bo \max} (1 - S) \dots\dots\dots(18)$$

$$A_{mo} = A_{mo \max} S \dots\dots\dots(19)$$

なお、コントロール弁の開口面積には物理的な制約があることから、設計変数の最大値および最小値を制約条件として与える。ここでは、最小値を 0.5mm^2 、最大値を 20.0mm^2 とした。

最適化に用いる方法として、対象とするシステムが非線形であることから、非線形システムの最適化が可能で、かつ最適化パラメータの調整が容易な R - Tabu 法²⁾を使用した。

$w_1 = w_2 = 1.0, T_a = T_f = T_d = 1.0\text{s}$ とした場合の最適化結果を表1に示す(η はエネルギー効率の評価指標である)。また、このときのモータ速度、はり先端変形量の応答を図2に示す。

表1 最適化結果(操作性最適化)
Table 1 Optimization result (Operation property optim.)

$A_{bo \max}$	$A_{mo \max}$	f_c	η
1.83 mm ²	2.06 mm ²	9.10 mm	8.4%

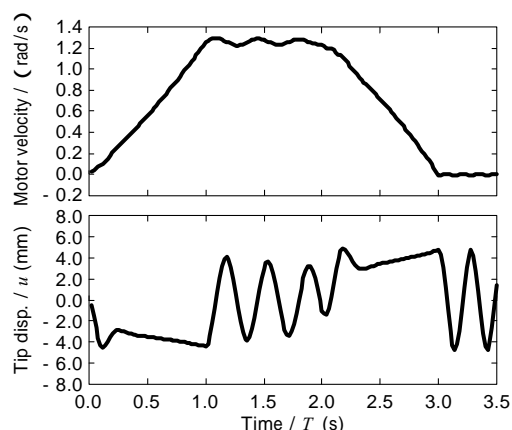


図2 速度および先端軌跡の応答(操作性最適化)
Fig. 2 Velocity and tip displacement response (Operation property optim.)

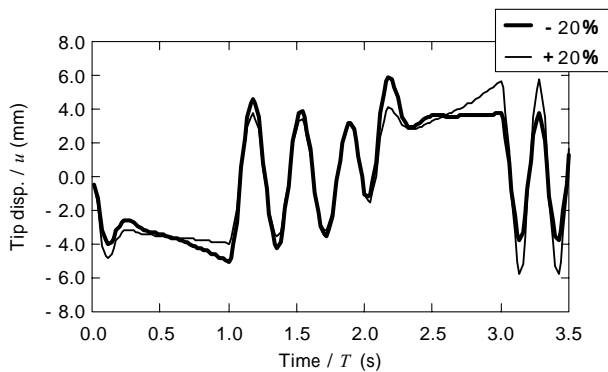


図3 A_{mo} を変化させた場合の先端軌跡の応答
Fig. 3 Tip displacement response (A_{mo} change)

表2 最適化結果 (効率最適化)
Table 2 Optimization result (Efficiency optim.)

$A_{bo\ max}$	$A_{mo\ max}$	f_c	
6.39 mm ²	19.9 mm ²	55.3 mm	26.4%

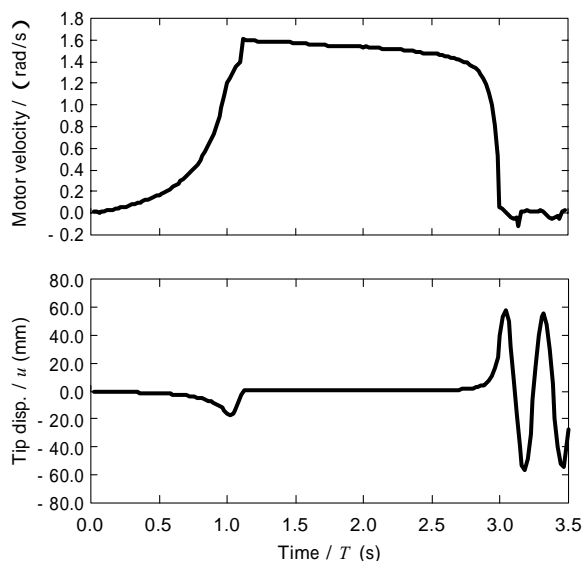


図4 速度および先端軌跡の応答 (効率最適化)

Fig. 4 Velocity and tip displacement response (Efficiency optim.)

また、M/O を求められた最適開口面積から $\pm 20\%$ 変化させた場合の先端変形量の応答を図3に示す。図2、図3を比較すると、最適値では加速区間、減速区間ともに先端変形量の極大値が区間内でおおむね一定となっているのに対し、M/O を最適点から変化させた場合は、特に減速区間内での先端変形量がピークを有することで最大変形量が増大していることが分かる。以上より、求められた開口面積が式(17)で示す操作性評価関数を最小化していることが確認できる。

3.2 エネルギー効率の最適化

次に、エネルギー効率の最適化について検討する。式(20)に示す評価関数を最小化する問題を解いて得られた開口面積を表2に、このときの速度および先端変形量の応答を図4に示す。

$$f_e = - \dots \dots \dots (20)$$

ここで、 f_e はエネルギー効率の評価関数である。

表1と表2を比較すると、エネルギー効率の評価指標の値は、操作性最適化の場合と比較して大幅に改善されている。これは、B/O、M/Oの開口面積最大値 $A_{bo\ max}$ 、

表3 同時最適化結果 (操作性および効率最適化)

Table 3 Optimization result (Operation property and efficiency optim.)

$A_{bo\ max}$	$A_{mo\ max}$	f_c	
2.23 mm ²	2.99 mm ²	10.7 mm	13.3%

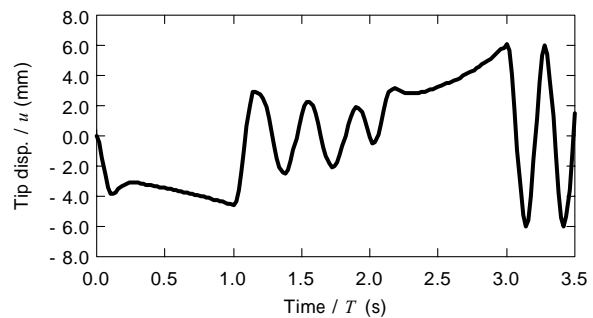


図5 先端軌跡の応答 (操作性および効率同時最適化)

Fig. 5 Tip displacement response (Operation property and efficiency optim.)

$A_{mo\ max}$ がともに操作性最適化の場合よりかなり拡大しており、バルブの圧力損失が低下しているためである。

一方、表1、表2より、操作性最適化の場合と比較して、効率最適化の場合の操作性評価関数 f_c は大幅に悪化していることが分かる。これは、図3に示す操作性最適化の場合と比較して、図4に示すようにモータ速度の応答が加速時、減速時ともに最初は速度変化が小さく、加減速の後半において速度変化が大きくなり、特に減速時の停止直前(2.8~3.0s付近)では急減速していることによる。このため、この急減速にともなって先端変形量もきわめて大きな値となり、操作性が大幅に悪化することとなる。

以上より、操作性最適化の結果とエネルギー効率最適化の結果とはトレードオフの関係にあることが分かる。

3.3 エネルギー効率と操作性の多目的最適化

次に、エネルギー効率と操作性との多目的最適化を行う。エネルギー効率と操作性の多目的最適化評価関数 (f_{co}) を式(21)に示す。式中では評価関数 f_c, f_e のオーダを合わせるために、前節で得られた操作性、エネルギー効率それぞれの最適値 f_{co}, f_{eo} により無次元化を行っている。重みは、 $w_c = 1.0, w_e = 1.0$ として検討を行った。

$$f_{co} = w_c f_c / f_{co} + w_e f_e / f_{eo} \dots \dots \dots (21)$$

多目的最適化を行った場合の結果を表3に、このときの先端軌跡の応答を図5に示す。表3より、操作性、エネルギー効率それぞれ単独での最適化と比較して、操作性、エネルギー効率がバランス良く最適化されていることが分かる。

4. ロバスト最適化についての検討

次に、レバー操作パターンが変動した場合に対して、操作性およびエネルギー効率の性能低下を抑制するようなロバスト最適化についての検討を行う。本研究では、パラメータ変動に対して評価関数の最悪性能を改善する手法であるミニマックス設計法³⁾の適用を試みた。

ここでは、レバー操作パターンの変動としてフルレバー操作時間 T_f を変動させた場合を考える。この問題をミニマックス設計により扱う場合、次式のように表現され

る。

$$\left. \begin{array}{l} \min_x \max_y f(x, y) \\ \text{subject to } g(x, y) \leq 0 \end{array} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

ここで、 x は評価関数 f を最小化する変数であり、本問題ではコントロール弁開口面積となる。 y は評価関数 f を最大化する変数であり、本問題ではフルレバー操作時間 T_f である。

この問題は、(a) x を変化させて評価関数 f を最小化する最小化過程、(b) y を変化させて評価関数 f を最大化する最大化過程を繰り返し収束計算を行うことで解くことができる。計算条件は、このパラメータ変動の影響が強く現れる条件として、多目的最適化の重みを $w_1 = 3.0, w_2 = 1.0$ とした。ミニマックス設計を行った場合と、 T_f を一定($T_f = 0.9, 1.0, 1.1s$)として通常の最適化を行った場合について、フルレバー操作時間 T_f が変動したときの評価関数値の変動を図6に示す。図より、通常の最適化の場合では、最適化に用いた T_f の値によってパラメータ変動の影響を受けやすい場合があり、 $T_f = 0.9s$ で最適化した場合では、評価関数が最大で32.5%悪化している。一方、ミニマックス設計を行った場合、評価関数の悪化が最大で1.4%に押さえられており、パラメータ変動に対してロバストであることが示されている。

むすび=本稿では、油圧ショベルやクレーンなどの建設機械において用いられる油圧駆動システムを対象とし、そのエネルギー効率と操作性を同時に最適化する方法について検討を行った。

このために、まずシステムについて操作性とエネルギー効率の両者を取扱うことができるようなモデル化を行い、これに最適設計法を適用してチューニングを行う方

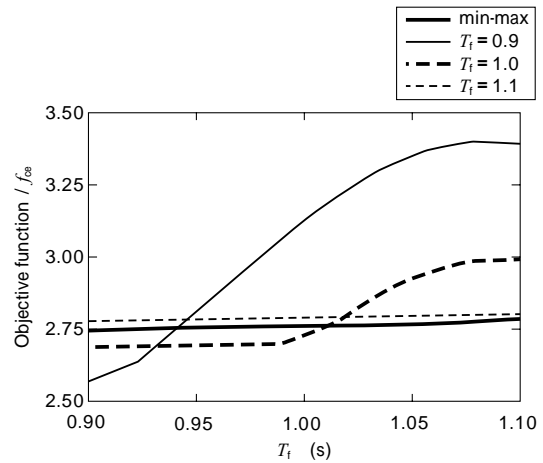


図6 Min-Max法と通常の最適化との比較

Fig. 6 Comparison result between min-max method and ordinary optimization method

法を提案した。

次に、操作性とエネルギー効率の多目的最適化について検討を行い、開口面積特性に曲率を与えて最適化する方法により、操作性、エネルギー効率をともに向上させる効果があることを示した。

さらに、操作パターンが変化した場合に対する最適値のロバスト性を確保するために、ミニマックス法によるロバスト最適化手法を適用した。その結果、通常の最適化を行った場合と比較して、レバー操作パターンの変動に対して、評価関数の低下を改善する効果があることを示した。

参考文献

- 1) 新谷裕和：システム/制御/情報, Vol.41, No.9(1997), p.365.
- 2) 森下 信ほか：日本機械学会論文集(C編), 60巻, 575号(1994), p.2377.
- 3) 蒲原信治ほか：日本機械学会論文集(C編), 61巻, 587号(1995), p.2741.