

< 研究発表 >

非線形ダイナミクスを用いた新しい最適化手法による インバータ駆動ポンプの省エネ運転

Energy Saving Operation of Inverter Driven Pumps using an Optimization Method Based on the
Nonlinear Dynamics

中沢親志¹, 河合富貴子¹, 福山良和¹, 小林憲徳²

1 富士電機アドバンステクノロジー株式会社, 2 富士電機システムズ株式会社

C. Nakazawa¹, F. Kawai¹, Y. Fukuyama¹, N. Kobayashi²

1 Fuji Electric Advanced Technology Co., Ltd., 2 Fuji Electric Systems Co., Ltd.

Key Words : Pump, Energy Savings, Optimization, Nonlinear Dynamics

1. まえがき

エネルギーの使用の合理化に関する法律が改正され、第一種エネルギー管理指定工場及び第二種エネルギー管理指定工場の対象となる上下水処理場のポンプ、ブロワ等の主要負荷の省エネ対策が重要となっている。

上下水処理場では、一般にポンプをインバータ駆動化し回転数制御を行うことにより、省エネを達成しているが、複数台のポンプをインバータ制御する場合、ポンプの消費電力は各ポンプへの流量配分（流量設定値）に依存し、不適切な配分では増エネとなってしまうことがある。従って、省エネの観点から全ポンプの消費電力が最小となる適切な流量配分を計算する必要がある。しかし、ポンプの消費電力を表現する関数（目的関数）は複数の局所的な最小値を有する（多峰性）ため、消費電力が最小となる流量配分を計算することは容易ではなく、これまで有効な計算手法の報告はない。

筆者らは、非線形システムの安定性理論に基づく新しい最適化手法を提案し、その有効性を検証した¹⁾。今回この新しい最適化手法を複数ポンプの最適流量配分問題に適用し、典型的なポンプ設備を例題に最大 20%の省エネ効果が得られたので報告を行う。

2. ポンプモデルの定式化^{2),3)}

ポンプモデルは、最も広く使用されているうず巻ポンプの基本機能の模擬を行う。ポンプ特性（Q-Hカーブ）は(1)式に従い、揚程 H は流量 Q の 2 乗とインバータの回転数 N の 2 乗に比例する。管路抵抗 R は(2)式に従い、流量の 2 乗に比例する。ポンプ効率 η_p は(3)式に従い、流量 Q の 2 次曲線とする。ポンプの消費電力 P は(4)式に従い、Q-Hカーブの面積に比例し、効率に反比例する。ここで、 h_a は実揚程、 h_r は管路抵抗の定数、 k_{q2} , k_{n2} , $k_{\eta 2}$, $k_{\eta 1}$, $k_{\eta 0}$ はポンプ特性の定数、ポンプ効率の定数、 η_m はモータ効率、 η_i はインバータ効率を表す。

$$H = k_{q2}Q^2 + k_{n2}N^2 \quad (1)$$

$$R = h_a + (h_r - h_a)Q^2 \quad (2)$$

$$\eta_p = k_{\eta 2}Q^2 + k_{\eta 1}Q + k_{\eta 0} \quad (3)$$

$$P = \frac{9.8}{3600} \frac{QH}{\eta_p \eta_m \eta_i} \quad (4)$$

3. ポンプ最適流量配分問題

全ポンプの消費電力が最小となる適切流量配分問題を考える。例えば、流量 Q_3 を 2 つのインバータ駆動されたポンプで処理する場合を考える。Q-Hカーブと管路抵抗の交点が流量 Q_3 となる。この流量 Q_3 の 1 号ポンプ（流量 Q_1 ）と 2 号ポンプ（流量 Q_2 ）への流量配分は $Q_3 = Q_1 + Q_2$ の制約のもとで、無数の組み合わせが考えられ、かつ、Fig. 1 に示すようにポンプ消費電力の関数は、複数の局所的な最小値（Fig. 1 の A, B, C 点）を有する。従って、ポンプ最適流量配分問題は、比較的複雑な形状をしたポンプ消費電力の最小値を解く問題となる。

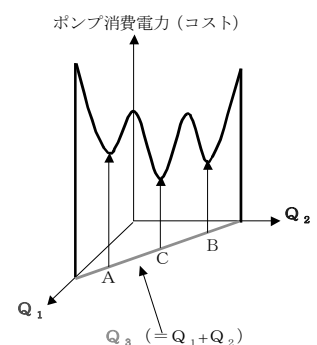


Fig. 1 流量とポンプ消費電力の関係

4. 数値計算例

標準的なポンプ定数を用いて、提案するポンプ最適流量配分問題解法の例を示す。例に用いるデータを以下に示す。ポンプ数は2台、2台分のポンプの定格流量は11196[m³/h]、ポンプの定格揚程は14[m]、実揚程は10.47[m]、管路抵抗の定数は10.67[m]、2台分のポンプの流量は4608[m³/h](0.4116[pu])、1・2号ポンプの定格流量は各々5598[m³/h]、1・2号ポンプの電動機効率率は各々94[%]、1・2号ポンプのインバータ効率率は各々97[%]、1・2号ポンプの性能曲線データはTable1,2の値とする。

Table 1 1号ポンプの性能曲線データ

番号	流量 [m ³ /h]	揚程 [m]	ポンプ効率 [%]
1	0	24.8	0
2	1740	23.0	45
3	3480	19.6	72
4	4680	16.4	83
5	6600	10.4	83
6	7200	8.0	77

Table 2 2号ポンプの性能曲線データ

番号	流量 [m ³ /h]	揚程 [m]	ポンプ効率 [%]
1	0	23.56	0
2	1740	21.85	42.75
3	3480	18.62	68.4
4	4680	15.58	78.85
5	6600	9.88	78.85
6	7200	7.6	73.15

以上のデータを用いて1号ポンプの流量をx₁、2号ポンプの流量をx₂おくとポンプ消費電力を最小とするポンプ最適流量配分問題⁴⁾は(5)、(6)式となる。

$$\text{最小化} \quad : P = \frac{0.9871x_1^3 + 0.2634x_1}{-5.8353x_1^2 + 0.0013 + x_1\sqrt{55.5492x_1^2 + 14.8245}} + \frac{0.9377x_2^3 + 0.2634x_2}{-5.2664x_2^2 + 0.0012 + x_2\sqrt{42.2451x_2^2 + 12.7102}} \quad (5)$$

$$\text{制約条件} \quad : 0.4116 = x_1 + x_2, \quad x_1 \geq 0, x_2 \geq 0 \quad (6)$$

最適化問題(5)、(6)式に非線形システムの安定性理論に基づく新しい最適化手法¹⁾を適用するとTable3に示す3つの最適解(最小値)を得た。

Table 3 得られた最適な流量配分

	流量[pu]	消費電力[kW]	備考
流量配分1	Q ₁ =0.2113 Q ₂ =0.2001	0.2138 (100%)	1号ポンプ：運転 2号ポンプ：運転
流量配分2	Q ₁ =0.4114 Q ₂ =0.0000	0.1705 (79.75%)	1号ポンプ：運転 2号ポンプ：停止
流量配分3	Q ₁ =0.0000 Q ₂ =0.4114	0.1797 (84.05%)	1号ポンプ：停止 2号ポンプ：運転

5. あとがき

本論文では、省エネ対策が重要となっている上下水処理場に対し、非線形システムの安定性理論に基づく新しい最適化手法をポンプ、ブロワ等の主要負荷の最適流量配分問題に適用した。典型的なポンプ設備を例題に最大20%の省エネ効果が得られた。提案手法はTable3に示すように、複数の最適な流量配分を計算することができるため、定式化に入れていない様々な現場のルールを考慮しなくなっただけの場合でも、複数の流量配分から最も状況に合う運転パターンを採用することができる。

今後は、ポンプの台数を増やし提案手法の有効性を検討する予定である。

参考文献

- 1) 中沢親志, 北川慎治, 福山良和, 電気学会研究会資料, IIC-04-50, 17/22(2004)
- 2) “新訂エネルギー管理技術電気管理編”, 財団法人省エネルギーセンター(2002) pp. 443-449.
- 3) 佐藤良男, 高田勉, “改訂 ポンプ 選び方とシステムの改善”, 財団法人省エネルギーセンター(2001)
- 4) 中沢親志, 福山良和, 小林憲徳, 第5回計測自動制御学会制御部門大会, (2005)