高速機構におけるコイルばねのばね特性に与えるサージ波の影響*

奥 野 満 晴^{*1}

Effect of Surge Wave on Operating Force of Mechanism with Helical Spring

Michiharu OKUNO

This paper investigates the effects of surge wave, giving an example of the spring operating mechanism of the SF₆ circuit breaker when the helical spring operates as an actuator at high speed. It is proven by the dynamic analysis on the model of spring-mass system that the force of the helical spring decreases due to surge wave during operation. The force of the spring is a function of time in the model and not of its displacement. As the mass on the spring decreases, the force of the spring decreases. The spring characteristics are similar during surge time even if the turns of the coil are changed. High-speed mechanisms should be designed taking account of these characteristics.

Key Words: Machine Elements, Mechanism, Elastic Wave, Design, Surge Wave, Helical Spring, Circuit Breaker

1. 緒 言

ばねの主利用目的は、弾性利用とエネルギー吸収に分けられるが⁽¹⁾、弾性を利用し、ばねを駆動源として応答を得る利用法も少なくない。例えば、図1に示すようなガス遮断器⁽¹⁾では、ばねを駆動源とするばね操作機構が多く用いられてきている。従来、大出力が容易に得られる空気操作機構⁽²⁾が多く採用されていたが、低騒音化や保守・点検の省力化の困難性および空気圧源の経済性・安全性の問題により、図2のようなばね操作機構への期待が高まっている⁽³⁾。

SF₆ガスを動作に従い圧縮し、その圧縮ガスを接触子間に発生したアークに吹付け電流を遮断するパUFFァ形消弧室が遮断方式の中心であり、圧縮力(操作力)が遮断性能に影響する。遮断時間の短縮化を含め性能向上を図るためには、消弧室・連結系などの可動部の軽量化のほかに、駆動源としての操作機構に高出力化が要求されることになる。

したがって、遮断器の操作機構では、その出力特性を理解することが機構の基本設計の課題となる。

ばね操作機構にはコイルばねを採用することが一般的である。コイルばねが衝撃的に動作する場合、素線に沿って線状に衝撃波が伝達される。遮断器のばね操作機構では大形のばねを必要とし、衝撃的に高速に動作するため、ばね自身の運動エネルギーが無視できなくなり、ひずみエネルギーのみを考慮したばね特性(静的ばね特性)と特性を異にする可能性あがる⁽⁴⁾。

本報では、ばねのサージ波を解析し、動作中のばね

図1 72 kV 31.5 kA ガス遮断器

* 原稿受付 平成3年11月15日。

^{*1} 正員、三菱電機(株)伊丹製作所(〒661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

特性を解明し、可動部の軽量化に見合った速度が得られるかなどの機構の基本設計上の問題について分析を行う。

2. 解析手法

2・1 従来の解析方法 コイルばねの運動速度が小さく、ばねの素線に沿ったすべての位置で均等にひずみが生じているものとみなせる場合、ばね自身の質量は図3のようにばね先端に集中質量 M_0 があるものとモデリングして運動解析が可能である。

ばねの全質量を M 、先端の速度 v_0 、ばねの長さを L 、コイル軸に沿った単位長さ当たりの質量を m とし、固定端を原点としたコイル軸に沿った座標と X を定義すると、

$$M_0 = \frac{1}{2} \int_0^L m (v_0 X/L)^2 dx / \left(\frac{1}{2} v_0^2 \right) = \frac{1}{3} M \quad (1)$$

となり、ばね自身の質量の $1/3$ がばね先端に等価集中質量として与えたモデルで表せ、ばね特性は、静的ばね特性と同様となる。

ばね荷重を P とし、消弧室などの可動部の集中質量 M_1 とばねの等価集中質量 M_0 とを剛に連結した場合 M_1 の操作力 F は次のように表わせる。

$$F = PM_1 / (M_0 + M_1) \quad (2)$$

定格電圧が低く、小容量のコイルばねで駆動され、

図2 ばね操作機構

図3 コイルばねのモデル

比較的運動速度の小さい遮断器では、このような解析方法でも問題がなかった。しかし、定格電圧が高く、運動速度が大きい場合には、素線各部の運動エネルギーとひずみエネルギーとの変化を考慮して解析しなければ、ばねの操作力特性の詳細を理解できない問題がある。また、入出力間のリンク系の強度設計では式(2)に準じた負荷となり、負荷が過小評価される危ぐも生じかねない。

2・2 サージ波の解析方法 x を素線に沿った座標とし、その座標でのコイル軸方向の変化を u とすると、コイルばねのサージ波の波動方程式は次式で表せる。

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (3)$$

伝達速度 a 、サージ時間 T は、ばね指数を c 、横弾性係数を G 、比重量を γ 、有効巻数を n 、コイル平均径を D とすると、次式⁽⁴⁾⁽⁵⁾ となることが知られている。

$$a = \frac{1}{c} \sqrt{\frac{gG}{2\gamma}} \quad (4)$$

$$T = 2\pi n D / a \quad (5)$$

微小部分のモデルを図4のようにとると、運動方程式は次のようになる。

$$m_i \ddot{u}_i = -k_i (u_i - u_{i-1}) + k_{i+1} (u_{i+1} - u_i) \quad (6)$$

ただし、添字 i はコイルばねの素線に沿った長さの刻みを表し、 m は刻み間の微小部分の集中質量、 k は刻み間のコイルの軸方向のばね定数、 u は微小部分の変位を表す。

式(6)をばね全体についてマトリックスで表すと、

$$[M]\{\ddot{U}\} + [k]\{U\} = 0 \quad (7)$$

となる。

添字 n を時間の刻みを表すものとし、 n に与えられる時間から $n+1$ へ時間間隔 Δt の間に加速度 $\{\ddot{U}_n\}$ から $\{\ddot{U}_{n+1}\}$ に直線的に変化したとし、逐次積分により運動方程式を解く。加速係数を $1/6$ にとると⁽⁶⁾、

$$\{\dot{U}_{n+1}\} = \{\dot{U}_n\} + \frac{\Delta t}{2} (\{\ddot{U}_{n+1}\} + \{\ddot{U}_n\}) \quad (8)$$

$$\{U_{n+1}\} = \{U_n\} + \Delta t \{\dot{U}_n\} + \frac{(\Delta t)^2}{3} \{\ddot{U}_n\} + \frac{(\Delta t)^2}{6} \{\ddot{U}_{n+1}\} \quad (9)$$

となる。これから Δt 間の加速度および速度の増分を求めると、

図4 コイルばねのモデル

$$\{\Delta \dot{U}\} = -3\{\dot{U}_n\} - \frac{6}{\Delta t}\{\dot{U}_n\} + \frac{6}{(\Delta t)^2}\{\Delta U\} \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$\{\Delta \dot{U}\} = -\frac{\Delta t}{2}\{\dot{U}_n\} - 3\{\dot{U}_n\} + \frac{3}{\Delta t}\{\Delta U\} \quad \dots\dots\dots(11)$$

となり、式(7)を増分形で書き、まとめて整理すると、

$$\left[[k_n] + \frac{6}{(\Delta t)^2} [M] \right] \{\Delta U\} = 3[M] \left\{ \dot{U}_n + \frac{2}{(\Delta t)} \dot{U}_n \right\} \quad \dots\dots\dots(12)$$

となる。 $\{\Delta U\}$ の解を求め、式(10)、(11)より速度、加速度の増分を求め、それぞれ逐次加算して、変位、速度、加速度が求められる。

3. 解析結果と分析

3・1 動的ばね特性 前述の解析手法に基づいて、高速動作時のばね特性（動的ばね特性）を具体的計算例を踏まえて分析した。

電流遮断に必要な操作力は、遮断器の消弧室の性能によって異なるが、操作力の代表として、最大荷重を19600 Nを選び、素線径 d を25 mm、コイル平均径 D を150 mm、有効巻数 n を11、6、横弾性係数 G を 7.8×10^4 MPaとした。修正応力 τ は、600 MPa、有効巻数部の重量は21.1 kgとなる。

初期荷重を3920 Nとして固有振動波形を求めると、図5のようになり、サージ時間は29.4 msとなった。

図5より、ばねの固有振動波形は正弦波とならず、図3のコイルばねのモデルと異なる特性を示し、三角波となることがわかる。

図5の波形を念頭において、ばね先端の変位（トラベル）が時間の一次式となるとして波動方程式(3)を解くと、サージ時間までのばね先端の変位は次式のよ

図5 コイルばねの固有振動

うになった。

$$u = P_0 a t / k \quad \dots\dots\dots(13)$$

ただし、 k は素線に沿った単位長さ当たりのばね定数であり、 $k = \pi G d^4 / 8 D^2$ である。

次に、図6のように実機の運動系を、消弧室・連結系などの可動部を集中質量 M_1 としてばね先端に与えたモデルで検討する。

ばねの先端に集中質量80 kgを与え、ばね先端の動作特性（トラベル）および集中質量に加わる操作力について、ばね自身の重量を考慮した場合と無視した場合との計算結果を図7に示す。

図の比較からわかるように、サージ波の影響により、ばね自身の重量を考慮した場合、操作力が低下する。操作力は時間の経過に伴って直線状に低下することがわかる。固有振動波形のようにばね先端の変位が時間の一次式とならず、操作力が時間の一次式に近似することがわかる。

図7(a)の操作力波形を念頭において、操作力 P

図6 運動系のモデル

(a) ばねの重量を考慮した場合

(b) ばねの重量を無視した場合

図7 動作特性

各部の変位 u を次のように仮定する。

$$P = P_0 - at \dots\dots\dots (14)$$

$$u = \frac{1}{2} \frac{P_0}{M_1 a^2} (x - at)^2 + \frac{1}{6} \frac{a}{M_1 a^2} (x - at)^3 \dots\dots\dots (15)$$

式(15)は波動方程式(3)を満足する。速度 v は、

$$v = \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{P_0}{M_1 a} (x - at) - \frac{1}{2} \frac{a}{M_1 a} (x - at)^2 \dots\dots (16)$$

となり、ばねの軸方向の初期ひずみを ε_0 とすると、軸方向の各部のひずみ ε は、

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \frac{P_0}{M_1 a^2} (x - at) + \frac{a}{2 M_1 a^2} (x - at)^2 \dots\dots\dots (17)$$

で表せる。ただし、 $\varepsilon_0 = P_0/k$ である。

$$\alpha = \frac{k P_0}{a M_1} \dots\dots\dots (18)$$

とおくと、時間 t におけるひずみエネルギーの減少 V は、

$$V = \int_0^{at} \frac{1}{2} k (\varepsilon_0^2 - \varepsilon^2) dx = \frac{P_0^2}{2 M_1} t^2 - \frac{P_0^2 k t^3}{3 M_1^2 a} \left(1 - \frac{3 m a t}{8 M_1} + \frac{3 m^2 a^2 t^2}{40 M_1^2} \right) \dots\dots\dots (19)$$

で求められ、一方、運動エネルギーの増加 T は、次のようになる。

$$T = \frac{1}{2} M_1 \left(\frac{P_0}{M_1} t - \frac{1}{2} \frac{a}{M_1} t^2 \right)^2 + \frac{1}{2} \int_0^{at} m v^2 dx = \frac{P_0^2}{2 M_1} t^2 - \frac{P_0^2 k t^3}{3 M_1^2 a} \left(1 - \frac{3 m^2 a^2 t^2}{40 M_1^2} \right) \dots\dots\dots (20)$$

$mat/M_1 \ll 1$ とすると、 t の四次以降の項は無視でき、 $V \approx T$ となりエネルギー保存が成立する。

したがって、式(14)、(15)の仮定が妥当であり、操作力は近似的に式(14)、(18)より次のように表せる。

$$P = P_0 - \frac{k P_0}{a M_1} t = P_0 - \frac{\pi d^3}{4 D} \sqrt{\frac{G r}{2 g}} \frac{P_0}{M_1} t \dots\dots\dots (21)$$

静的には変位の一次式で表せるばね特性となり、ばね自身の質量をばね先端の等価集中質量に置換する従来の手法では、可動部質量 M_1 の操作力 F が式(2)のようになるのに対し、詳細には M_1 の操作力は P に等しく、時間の一次式で表せるばね特性となる。また、リンク系の負荷は P に準じ、過小評価されないこともわかる。

3・2 ばね先端の質量が操作力に与える影響 静的ばね特性と、ばね先端の可動部質量を変化させた場合の動的ばね特性とについて、図8に比較した。

また、参考としてばね先端が 50 mm 変位した時点の動的ばね荷重の静的ばね荷重に対する比率を表1に示す。

ばね先端の質量が大きいほど操作力が増加し、静的ばね特性に接近し、ばね先端の質量が小さいほど操作力が低下する。

これは、遮断性能の向上などの目的で可動部の質量を軽減して高速化する場合、静的ばね特性で想定した速度が得られず、軽量化に見合った速度が得られないことを示す。

遮断器の定格電圧・定格遮断電流など定格仕様が高くなるほど高速性が要求され、操作機構に要求される操作力も増加する。高速操作を必要とする機構設計においては、高加速時におけるばね出力の低下を踏まえてさらに大荷重のコイルばねを採用する必要がある。

これは、機構全体を大きくするだけでなく、リンク・レバーなどの伝達系の強度設計、ラッチなどのばね荷重の保持機構の強度設計・機能設計を困難とすることを示唆するものである。

3・3 コイルばねの有効巻数の影響 コイルばねの種々の有効巻数に対し、操作力の計算結果を図9に示す。

サージ時間に至るまでは、式(21)で示されるような操作力となるが、その後、操作力は急激に低下することになる。

有効巻数を変化させても、サージ時間までのばね特性はほとんど変化しない。これは、動作完了までの時

表 1 動的ばね荷重の静的ばね荷重に対する比率

Mass on the Spring M_1 kg	Force Ratio Dynamic/Static
20	0.56
40	0.75
60	0.84
80	0.90

図 8 静的ばね特性と動的ばね特性との比較

間がサージ時間より短ければ、有効巻数を増加しても動作特性は変化しないことを示す。すなわち、有効巻数の増加で、高速化などの性能改善が図れないことを意味する。

3・4 計算結果と試験結果との比較 トラベルおよびばねのひずみについて、シミュレーション結果と実機による試験結果とを図10に比較した。シミュレーションは、圧縮性流体のピストン圧力の実用計算方法⁽⁷⁾による消弧室のパuffa圧力、準静的に実測した摩擦力、非圧縮性流体の損失水頭の計算による油緩衝器の制動力の影響を考慮した。ばね先端の変位の増分 $\Delta U'_i$ に対する可動部の各質量 M'_i の変位の増分 ΔU_i は各動作位置でほとんど変化しないリンク系の設計となっているため、仮想仕事の原理より、 N 個の可動部の質点をばね先端の一集中等価質量 M_1 として計算した。

$$M_1 = \sum_{i=1}^N M'_i (\Delta U'_i / \Delta U_0)^2 \dots \dots \dots (22)$$

実測のひずみ波形には、リンク系の弾性の影響が見

図9 各種有効巻数に対する操作特性

られるが、トラベルは実測とよく一致している。サージ時間・伝達速度は、ひずみ測定点間の素線に沿った距離とひずみの変化開始の時間的ずれより求められ、それぞれ約22 ms, 360 m/sとなり、シミュレーション結果(22 ms, 359 m/s)と一致している。

図10において、操作力はひずみ1に、操作力の時間的変化 α はその傾きに比例する。動作初期(A点)の α は、パuffa圧力などの負荷が小さいため、質量以外の負荷のないモデル(図6)の計算結果(2.4×10^5 N/s)と実測から得たA点近傍の平均値(約 2.2×10^5 N/s)とがほぼ等しくなり、式(21)の妥当性を確認できた。負荷が増加すると α は低下し(B点)、サージ時間(C点)に達すると、図9からも理解できるように操作力は急激に低下する。油緩衝器の制動力が著しく増大する点(D点)では、 α は急激に小さくなることがわかった。

4. 結 論

ばね操作機構におけるコイルばねのサージ波がばねの出力特性に与える影響を動的に解析し、解析結果を分析して以下の結果を得た。また、シミュレーション、実測により分析結果を確認した。

- (a) 動的ばね特性はサージ波の影響により静的ばね特性より低下する。
- (b) ばね先端の集中質量が小さいほど操作力が低下する。
- (c) ばねと質量とのモデルでは、ばねの操作力は時間の経過に伴って直線状に減少する。
- (d) 動作完了までの時間がサージ時間より短けれ

(a) シミュレーション結果

(b) 実測結果

(c) ひずみ測定点

図10 トラベルおよびばねのひずみ(開路動作)

ば、有効巻数を増加しても動作特性は変化しない。

文 献

- (1) 電気学会, 交流遮断器, JEC-2300, (1985), 11.
- (2) 佐藤・奥野・ほか 3 名, 72.5~765 kV がいし形ガスしゃ断器新系列の完成, 三菱電機技報, 54-9(1980), 61.
- (3) 大沼・奥野・ほか 2 名, 72~120 kV パッファ形ガス遮断器のエアレス化技術, 三菱電機技報, 59-3(1985), 37.
- (4) ばね技術研究会, ばね, (1988), 186・210・232, 丸善.
- (5) ばね技術研究会, ばねの設計, (1972), 3・53・75, 丸善.
- (6) 山田, マトリックス法の応用, (1972), 232, 東京大学出版会.
- (7) 門田・浦野, 空気の性質(12), 油圧化設計, 9-1(1970), 109.