真空遮断器の動作特性の最適化に関する研究*

小 泉 孝 之^{*1}, 辻 内 伸 好^{*1}
平 床 嘉 英^{*2}, 成 田 正 夫^{*3}

Optimum Design for Dynamic Characteristics of Vacuum Circuit Breaker

Takayuki KOIZUMI, Nobutaka TSUJIUCHI,
Yoshihide HIRATOKO and Masao NARITA

We present a technique for modeling dynamic characteristics of a vacuum circuit breaker. In the first part of this paper, the structural dynamics and vibration characteristics of a vacuum circuit breaker are experimentally examined. From these results, a structural dynamic model of tripping is formulated with consideration of the impact phenomenon. The results of the numerical simulation using the initial design variables are compared with experimental results. The effect of design variables such as speed and overshoot of a moving contact for tripping are discussed. Finally a guiding principle to determine the design variables is proposed to optimize the dynamic characteristics of a vacuum circuit breaker.

Key Words: Modelling, Shock, Optimum Design, Vacuum Circuit Breaker, Dynamic Model

1. 緒言

ビルや工場設備のシステム制御の高度化に伴い、安定した電力供給の重要性が増している。この要求にともない電力系統に、過負荷、短絡、地絡、過電圧、不足電圧、異常電圧などの異常が発生した時、速やかに事故回路を系統から切り離すなどの適切な処置が求められる。このために用いられる主要な装置の一つが、電力用遮断器である。

遮断器は、使用する消弧媒体および消弧方式によって、油遮断器、磁気遮断器、空気遮断器、ガス遮断器、真空遮断器などに分類される。現在、ビルや工場の配電系統で使われる高電圧(3.3～6.6 kV)用の遮断器は、信頼性、小型・軽量、保守の容易さが必要なため、これらの特徴を備えた真空遮断器が大部分を占めている。

真空遮断器の動特性に関しては、佐藤らによる三相同時遮断時における接点开離速度の各相に及ぼす影響⁽¹⁾、中垣らの真空遮断器機構部の動作時間に及ぼす各

種要因について検討⁽²⁾⁽³⁾などがある。しかしこれらの研究は、真空遮断器の電界・磁界特性および機構の運動特性を扱ったもので、真空遮断器の構造特性のモデル化および最適化については言及していない。

本論文では、実機をもとに真空遮断器の構造特性および動作特性を測定し、真空遮断器の主要な動作である引外しに注目して、その動的現象を把握するための動的モデルを構築する。このモデルを用いて引外し時の動的現象を解析し、この結果と実験値との比較により遮断能力に影響を及ぼす設計変数を明らかにする。さらに最大変位到達後の全ストロークに対する接点の振動振幅を抑制することと、開離速度を上げることを目的とした構造最適化について検討する。

2. 真空遮断器の構造

真空遮断器の構造は、通常機構部と主回路部の2つに分けることができる。図1に代表的な真空遮断器の主回路部の構造例を示す。主回路部は3相分の真空バルブとそれらを支持する絶縁フレーム、機構部で発生した力を伝達するブラケットおよびブラケットの動作により回転するシャフトで構成されている。さらに真空バルブは、接触子、シールド、ペローズ、真空容器

* 原稿受付 1995年6月30日。

^{*1} 正員、同志社大学工学部(〒610-03 京都府綴喜郡田辺町多々羅都谷)。^{*2} 松下電工(株)(〒571 門真市門真1048)。^{*3} 正員、三菱電機(株)丸亀製作所(〒763 丸亀市蓬萊町8)。

から構成されており、固定接触子側でフレームに支持され、可動接触子には閉路状態での通電に必要な接触荷重が接圧ばねによって与えられている。これに対し図中省いた機構部は稼動時のエネルギーを蓄勢するばねと複数のリンクから構成されている。

真空遮断器の機構部および真空バルブは、他の部分と比べ剛性が高いため変形はおこりにくいと考えられる。一方、フレームの曲げ、シャフトの曲げおよびねじり等の剛性は相対的に低いため、三相間の引外しタイミングに影響を与える。そこでまず、実機の振動特性が動的モデルの作成に与える影響を明らかにするためにモード解析を行った⁽⁴⁾。その結果、シャフトでは曲げおよびねじりのモードが認められ、動的モデル作成の際、シャフトの変形挙動を考慮に入れる必要があることが明らかとなった。

3. 真空遮断器の動作特性

3・1 真空遮断器の動作 真空遮断器の動作には、通電状態にある接点を開離する動作と、接点を接続する動作があり、前者を「引外し」、後者を「投入」と称する。本報では真空遮断器が有する最も重要な基本的動作である引外し動作に注目する。

引外し指令によって、機構部でのばねの蓄勢エネルギーが開放され、発生した力がリンクを駆動する。そして主回路部のシャフトが回転し、その回転力によってブラケットを介して可動接触子が動きだし、接点が開離され電路が遮断される。接触子間には開離と同時にアークが発生する。このアークを遮断するには最小限の接触子開離距離と開離速度が必要である。

3・2 動作特性の測定

3・2・1 加速度に関する計測 真空遮断器の動作特性を調べるために図1中の①～⑥で示される各測定点(シャフト、固定接触子支持点)に衝撃用加速度ピックアップを取り付け、発生する加速度を求めた。各測定点で得られた代表的な引外し時の時刻歴波形を図2、パワースペクトルを図3にそれぞれ示す。図中、機構部が動き始める時刻を0[s]としている。その結果、引外し時には三段階の衝撃が起こることが明らかとなった。それらは順次、可動接触子とブラケット間、シャフトとその駆動を停止させるためのストッパー間およびシャフト取り付け部とブラケット間の衝突である。

3・2・2 変位及び速度に関する計測 可動接触子およびブラケットは実稼動時の移動距離が大きいため、光学式変位計を用いて引外し時の動的変位および速度を測定した。図4および図5にそれぞれ可動接触子およびブラケットの動的変位と速度の時刻歴波形

を示す。また、それぞれの波形において投入時と同様、変位および速度は動作開始時の値を0、時間は機構部が動き始める時刻を0[s]としている。

図4より可動接触子は0.004[s]から動作が始まり、0.011[s]に全ストロークに達し、0.014[s]で最大変位となることからわかる。最終収束位置に対する行き過ぎ量は、可動接触子および絶縁ロッド等の可動部慣性力により接圧ばねが縮むことによって生じる。図5における0.005[s]付近の速度の変化は、圧縮されている接

Fig.1 Structure of Vacuum Circuit Breaker

Fig.2 Measured Acceleration Wave Form in Tripping (Measured at Point 4)

Fig.3 Measured Power Spectrum in Tripping (Measured at Point 4)

圧ばねが伸びるワイピング動作に起因すると考えられる。また、図4よりブラケットは0.002 [s] から動作が始まり、0.013 [s] に最大変位に達することがわかる。0.002 [s] から0.004 [s] の区間はブラケットと可動接触子との接合部のギャップによって生じる空走時間である。これは0.004 [s] が可動接触子の移動開始時間と一致すること、および図5における0.004 [s] 付近の速度変動から明らかである。0.015 [s] から0.022 [s] の区間ではシャフトとブラケットとの接合部で衝突が起こることが、この区間の速度変動から確認できる。

以上から実稼動時において接圧ばねおよび真空ス

Fig. 4 Relation between Displacement and Time in Tripping

Fig. 5 Relation between Velocity and Time in Tripping

Fig. 7 Process of Tripping-Phenomenon

イッチ管とシャフトとの取付部で起こる衝突が動的モデルに与える影響は大きいことがわかる。従って、動的モデル構築の際、接圧ばねのばね要素および衝撃現象を考慮しなければならない。

4. モデル化と最適設計

4・1 引外し動的モデル 上述の動作特性および振動特性を考慮して図6に示す引外し動的モデルを設定した。モデル化は三相ある真空バルブの一相分である。図6において m_1 は可動接触子の質量、 m_2 は機構部で発生したエネルギーを主回路部に伝えるシャフトの質量、 m_3 は機構部の慣性モーメントを表わす機構部等価慣性質量 (以下、機構部質量)、 k_1 は真空バルブ内部の真空力を表わすばね (以下、真空ばね) のばね定数、 k_2 は接圧ばねのばね定数、 k_3 は引外しのエネルギーを蓄勢している機構部ばねのばね定数 (以下、機構部ばね定数)、 k_4 はシャフトの曲げの影響を表わすシャフトのばね定数である。固定接触子は剛性が高く、引外し時の動的ふるまいは無視できるので、その質量は考慮しない。

図7に動的モデルの引外し過程を示す。引外しは機構部ばねの蓄勢エネルギーを利用して行われる。通常の使用状態では機構部ばねにエネルギーが蓄勢されているが、引外し指令により引外しラッチが外れ、機構部ばねが縮み、引外し動作が開始される (CASE1)。引き続き機構部質量およびシャフトが下方に移動する。この移動により機構部質量と一体化しているシャフトが可動接触子との接続部で衝突する (CASE2)。その結果可動接触子が固定接触子から引外され、回路の切り離しが始まる。その後、機構部質量はストッパーと衝突し、

Fig. 6 Dynamic Model in Tripping

シャフトの曲げの影響が現れ始めるため、機構部質量とシャフトの拘束が外れる (CASE3)。そして、シャフトおよび可動接触子はそれぞれの慣性力で行き過ぎた後 (CASE4)、収束位置に落ち着き、引外しが完了する (CASE5)。動作中に起こる衝突は、衝撃用ギャップ要素としてモデル化の際考慮する。接触状態の判断は接触を考慮する部材間の距離によって行い、接触面に作用する力は衝撃関数により求める。

衝撃関数は図8に示すように、位置*i*と*j*の距離*x*が自由長*x*₁より短くなる時 (すなわち、2個の物体が衝突する時) に発生する力を以下のように計算する。位置*i*と*j*の距離がこの自由長よりも大きい場合には、力は常に0とする。発生する力は、位置*j*からの自由長の範囲内での位置*i*へのめり込み量の関数である剛性成分*k*と、このめり込み速度の関数である粘性減衰成分で構成されると仮定する。接触時における減衰力の不連続性を避けるために、減衰係数は図9に示すようなめり込み量の3次のステップ関数を用いて表し、貫通距離*d*が0のとき減衰係数は常に0となる。以上の定義にしたがうと衝撃関数は式 (1) で定義される。

$$IMPACT = \begin{cases} k(x_1 - x) - STEP(x, x_1 - d, c_{max}, x_1, 0)\dot{x} & (x < x_1) \\ 0 & (x \geq x_1) \end{cases} \quad (1)$$

Fig.8 Example Illustrating the IMPACT Function

Fig.9 Damping Coefficient versus Penetration

$x \geq x_1$ の時、力は0

$x < x_1$ の時、力は正かつ

$$\begin{cases} (x_1 - d) < x \text{ の時 } c_{max} \text{ より小さな減衰を伴う} \\ x \leq (x_1 - d) \text{ の時 } c_{max} \text{ の減衰を伴う} \end{cases}$$

剛性成分*k*、貫通距離*d*および最大減衰*c*_{max}は、従来のシミュレーションの経験値を基に種々変化させ、図4,5に示した実験値と合うように調整して決める。

前述の引外し過程は、四つの領域に分けることができ、以下の運動方程式で示される。

領域1：引外しが始まり、可動接触子とシャフトが衝突するまで (シャフトと機構部質量は一体化している)。

$$(m_2 + m_3)\ddot{q}_2 + (k_2 + k_3)q_2 = F(t) \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 $q_1 = 0$ である。

領域2：可動接触子とシャフトが衝突した後、可動接触子が初めて全ストロークに到達するまで (実験によって可動接触子、シャフトと機構部質量の分離が発生しないことが確認されているため一体化していると仮定する)。

$$(m_1 + m_2 + m_3)\ddot{q}_1 + k_1q_1 + k_3q_1 = F(t) \dots\dots\dots (3)$$

領域3：可動接触子が初めて全ストロークに到達した後、シャフトがストップによって強制的に止められるため、可動接触子がシャフトと分離され慣性力により収束位置を行き過ぎ、最大変位到達後再びシャフトに衝突するまで (可動接触子とシャフトは一体化していない)。

$$m_1\ddot{q}_1 + k_1q_1 + (q_1 - q_2)k_2 = F(t) \dots\dots\dots (4)$$

$$m_2\ddot{q}_2 + (q_2 - q_1)k_2 + (q_2 - q_3)k_4 = F(t) \dots\dots\dots (5)$$

$$m_3\ddot{q}_3 + k_3q_3 + (q_3 - q_2)k_4 = F(t) \dots\dots\dots (6)$$

領域4：可動接触子が再びシャフトに衝突して一体化し、全ストロークを再び行き過ぎるまで。

$$(m_1 + m_2)\ddot{q}_1 + k_1q_1 + (q_1 - q_2)k_4 = F(t) \dots\dots\dots (7)$$

$$m_3\ddot{q}_3 + k_3q_3 + (q_3 - q_2)k_4 = F(t) \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 $F(t)$ は各領域の境界条件を満たすように定まる時間関数、 q_1 は可動接触子の変位、 q_2 はシャフトの変位、 q_3 は機構部質量の変位である。最初に領域4を

通過した後は、可動接触子とシャフトに発生する拘束力の方向によって、領域3と領域4を選択しながら方程式が切り替えられる。また、可動接触子の変位を例として、説明に用いた語句および上述の各領域の対応を図10に示す。

本解析では、まず引外し開始前の系が持つすべての拘束条件に一致するまで各要素の初期変位と初期速度を計算し、次にこの初期状態を満足する加速度と力を計算する。その後各領域ごとに後退差分法を用いて運動方程式を積分する。これらの運動方程式を含む動的モデルに対し数値解析を行い⁽⁵⁾、解析結果を測定結果と比較する。本報では、真空遮断器の設計の目安として用いられる引外し時における全ストロークの20%の位置での接触子の必要速度 v_0 [m/s] を基準速度として開離速度の評価を行う。基準速度 v_0 は、真空スイッチの電流遮断性能と構造強度から決まる数値であり、真空スイッチに依存する。ここでは、 $v_0 = 1$ [m/s] を仮定する。

解析は引外し指令が入った時間を0[s]とし、0.08[s]まで実施した。図11、12に設計仕様から求められた初期値を用いたときの変位、速度に関する時刻歴波形の解析結果と実験結果の比較を示す。図11より基本周期と振幅が一致していること、また、図12より高周波成分についても周期が一致していることが分かる。以上の結果、引外し動作の動的モデルの妥当性が確かめられた。図中、可動接触子が引外された直後の挙動が一致しないのは、実機の真空バルブ内部にある金属性のペローズが伸び始めるときに生じるエネルギー損失によるものと考えられる。

図11より全ストロークの20%の位置における速度は $0.8v_0$ であり、基準値を下まわる。機構部ばね定数を 10×10^4 [N/m] から 14×10^4 [N/m] に変化させると、基準値 v_0 の速度が得られた。さらに、機構部ばね定数が 10×10^4 [N/m] あるいは 14×10^4 [N/m] のどちらの場合についても、可動接触子とシャフトの間で発生する力の最大値は等しく、発生する力が構造系に与える影響は少ない。以上の解析により、開離速度を評価するモデルが得られた。このモデルを用いて真空バルブ相分当たりについて開離速度を考える場合、機構部ばね定数は実測値の1.4倍の値にすればよいと考えられる。

研究対象のモデルは、真空遮断器の中では最も多く使用されている定格遮断電流が12.5kAまでの製品の一つの設計値に基づいている。従って、このモデルが必ずしも一般性があるとは言えないが、同定格の真空遮断器ではモデルの質量・ストローク等を決めている真空スイッチの諸元に製造者による大きな差は認めら

Fig.10 Definition of Vibration Phenomenon in Each Operational Region

Fig.11 Comparison between Experimental Result and Analytical Result (Displacement)

Fig.12 Comparison between Experimental Result and Analytical Result (Velocity)

れないため、本モデルはこのクラスに共通した傾向を表していると考えられる。

4・2 最適化 本論文において構造最適化の基準として次の二点が考えられる。

- (1) 最大変位を抑制しながら最大変位到達後の全ストロークに対する開離後の振動振幅を抑制すること
- (2) 可動接触子とシャフト間の衝突によって生じる応力を考慮しながら、全ストロークの20%の位置における開離速度を上昇させること

まず、上記モデルの各パラメータが、最大変位およ

び最大変位到達後の全ストロークに対する振幅に及ぼす影響を調べた。その結果、最大変位に大きく影響を及ぼすパラメータは可動接触子の質量および接圧ばねのばね定数であり、振幅に大きく影響を及ぼすパラメータは可動接触子の質量および機構部質量であることが明らかとなった。

そこでこれらの各パラメータを同時に変化させた際の、最大変位に与える影響を調べた。可動接触子の質量と接圧ばねのばね定数を共に変化させたときの結果を図13に、可動接触子の質量と機構部質量を共に変化させたときの結果を図14に示す。図の縦軸は最大変位、横軸はそれぞれ接圧ばねのばね定数、機構部質量である。図中のプロットは可動接触子を0.2[kg]から0.5[kg]まで変化させた結果である。図13、14より接圧ばねのばね定数と機構部質量を比較すると、前者が最大変位に及ぼす影響のほうが大きいことが明らかである。また、図13より接圧ばねのばね定数を大きくすると最大変位が小さくなり、接圧ばねのばね定数が 2.0×10^4 [N/m]より大きくなると最大変位は可動接触子の質量によってそれぞれ一定値となることがわかる。従って、接圧ばねのばね定数を 2.0×10^4 [N/m]以上にし、さらに可動接触子の質量を小さくすることによって最適化を図ることができる。

次に可動接触子の質量と機構部質量を共に変化させた際の振幅に与える影響を調べ、その結果を図15に示す。機構部質量の質量を0.4[kg]より軽くすると安定して振幅が減少することが明らかとなった。また可動接触子の質量を0.3[kg]まで大きくすると振幅は大きくなるが、さらに増加させるとまた振幅は小さくなることが確認できた。

以上より振幅を小さくするためには次の点を考慮すればよい。

- 1) 接圧ばねのばね定数を 2.0×10^4 [N/m]以上にする。
- 2) 機構部質量を0.4[kg]より軽くすると安定して振幅が減少するので、機構部質量を0.4[kg]以下にする。
- 3) 可動接触子の質量を実測の質量より大きくすると実測値と解析値がよい一致を示したことから可動接触子には付属物があると考えられるので、可動接触子の質量を軽くするよりも機構部質量が0.4[kg]より軽い範囲では可動接触子の質量を重くする。

最適化の第2番目の目的である開離速度の上昇に対して影響を及ぼす要素は、接圧ばね、機構部ばねおよび機構部質量と考えられる。そこで上記と同様に各要素が解離速度および可動接触子とシャフト間に発生する力に及ぼす影響を調べた。その結果、解離速度が同じ場合、発生する力の最大値に対する機構部質量と接

Fig.13 Relation between Mass of Moving Contact Spring Constant of Compressed Spring and Maximum Displacement

Fig.14 Relation between Mass of Moving Contact, Inertia Mass of Mechanism Part and Maximum Displacement

Fig.15 Relation between Mass of Moving Contact Spring Constant, Inertia Mass of Mechanism Part and Amplitude

圧ばねのばね定数の影響を比較すると、前者の影響が大きいことが明らかとなった。従って、解離速度を増加させるためには、絶縁ロッドの許容応力を考慮しながら機構部質量を小さくすればよいと考えられる。

以上の結果に基づいて実施した最大変位到達後の全ストロークに対する振幅の低減に対する最適化の一例を図16に、解離速度を増加させる場合に対する最適化の一例を図17に示す。各図中に実線で示した最適化前の応答と比較すればそれぞれ目的が達成されていることがわかる。

5. 結言

本研究の結果、以下の事項が明らかとなった。

- (1) 真空遮断器が有する最も主要な基本性能である引外し時における特性を明らかにし、動的モデルを構築した。
- (2) 引外し動的モデルを用いた解析結果は実験結果と良好な一致を示した。このことから引外し動的モデルの妥当性が検証された。
- (3) 最大変位到達後の全ストロークに対する振幅に影響を及ぼす要素は、接圧ばねのばね定数、可動接触子の質量および機構部質量であり、開離速度に影響を及ぼす要素は、機構部質量である。

以上の結果、ここで構築した引外し動的モデルを用いることにより、真空遮断器の構造系における最適設計が可能であり、実機的设计への寄与が期待できる。

文献

- (1) 佐藤, 三相同時遮断発生に与える接点开離速度の影響, 電気学会全国大会講演論文集, (1993), 34.
- (2) 中垣, 真空遮断器の劣化検知, 電気学会全国大会講演論文集, (1992), No1265.
- (3) 中垣, 真空遮断器の劣化検知 (第2報: 基礎試験結果), 電気学会全国大会講演論文集, (1993), 42.
- (4) Structural Measurement Systems, STAR THEORY AND APPLICATIONS, GenRad Product, (1993), 25-26.
- (5) ADAMS Reference Manual, (1992).

Fig.16 Example of Optimization (Displacement)

Fig.17 Example of Optimization (Velocity)