変圧器巻線の半径方向座屈強度に関する考察

Buckling Strength of Transformer Windings under Radial Short-circuit Forces

平	石 清	登*	楠	本	立刀** 日口
	Kiyoto Hiraishi		Shô Kusumoto		
志	田	茂**	堀	康	郎**
	Shigeru Shida			Yasurô Hori	

旨

変圧器円形コイルに軟銅線を使用した場合の半径方向座屈強度を,多数の実物大および縮小モデル実験によ って検討し考察を加えた。

要

1. 緒 言

短絡電流とその漏れ磁束密度の軸方向成分によって内側巻線に圧 縮力が発生し、この圧縮力がある限度を越えるとコイルは座屈する。 座屈圧力に影響する要素として, コイルの曲げこわさと断面積が考 えられる。

座屈しないときの圧力と曲げこわさの関係式として電線の単位幅 を考えると

(5) 軸方向振動も座屈に関係する。

また, 座屈は計算値と実測値とで相当大きな差を生ずることがあ り, 座屈計算には多数の実験的裏付けが必要である。その実験はで きるだけ実際に近い条件で行なわれることが望ましい。しかし短絡 用変圧器などを除いた大容量変圧器の短絡試験報告例は数少なく, 等価モデルによる実験例もあまり報告されていない。この点からも 改めて計算式を検討し直す必要がある。

筆者らは、数年来大容量変圧器巻線の短絡強度について検討して きたが、そのうち半径方向の座屈強度に関する考察結果の一部を報 告する。

- ここで、 k_0 : コイル圧力 (kg/cm²) *pcr*: 座 屈 圧 力 (kg/cm²)
 - *E*: 銅線の縦弾性係数 (kg/cm²)

軟銅の場合 1.15×10⁶

n: 支 持 点 数

I: コイルの断面二次モーメント (cm³)

コイル当たりの電線数m, 電線厚さd(cm)ポアソン比」のとき

$$I \doteq \frac{md^3}{12(1-\nu^2)}$$

R: コイルの平均半径 (cm) 座屈しないときの圧力と断面積の関係式として電線の単位幅を考

えると

σ	$e > \sigma =$	$\frac{k_0R}{S}$	(kg/d	cm ²)	
ここで,	σ_e :	耐		力	(kg/cm^2)
			軟銅の	場合	600
	σ :	軸	応	力	(kg/cm^2)
	S :	コイ	ルの断面積		(cm)
			$S \doteq md$		

があり、(1)、(2)式の一方が満足されなくなるとき、コイルが座屈 するという考え方が一般的に認められてきた(1)。しかし(1)式は, 本来内側に拘束がないときの円筒の静圧に対する弾性座屈計算式で あり、コイルの座屈に適用するとき、つぎのような困難があって、 取り扱いが簡単でない。

(1) コイル圧力は円周方向に不均等分布し動的である。

2. 実験の方法

2.1 実験装置

実験はすべて日立製作所日立研究所の 250 MVAおよび 150 MVA 短絡発電機を用いて行なわれた。 モデルへの通電時間は約100 ms である。

2.2 モデル巻線

大容量変圧器実物大モデルの短絡実験は、実験設備上不可能なこ とが多い。そのため、つぎのようなモデル群の組合せによる短絡実 験を行なった。

モデル巻線のおもなパラメータは、つぎのとおりで、主として 50~500 MVAの円盤巻線およびヘリカル巻線を対象とした。

> デ ル 約200種類 モ 電線厚さ d=0.08~0.4 cm コイル当たりの電線数 m=8~50本 コイルの平均半径 R=15~100 cm

2.2.1 実物大モデル

(1) 50% モデル

コイルカ、巻線振動系は巻線中央に関して対称になることが多 い。ところで巻数を半分にして一方に高透磁性剛体を設置すれば、 コイル力、振動モードともに剛体に関して対称になる。この原理 からモデル巻数を半分にして理論的に実物と等価なモデル巻線を 実現できる。図1はこの原理を示したものであるが、このモデル を特に50%モデルとする。50%モデルによれば、従来ほとんど 実験不可能であった 100~200 MVA 級モデル巻線の短絡実験が 可能になることがある。図2に50%モデル例を示す。50%モデ

- (2) コイルの軸応力が局部的に大きくなり塑性座屈のおそれが ある。
- (3) コイルは多数の素線の集合体であるため、曲げこわさ EI の推定がむずかしい。
- (4) コイルを支持しているスペーサのこわさはかなり小さい。

* 日立製作所国分工場 ** 日立製作所日立研究所

ルでは、漏れ磁束分布および巻線締付構造を実物に合わせるため に, ヨーク, サイドヨークなどを設けている。 (2) 10% モデル 50% モデルに比べその巻数を約1/5 (すなわち実物の約1/10) にしたモデルを特に10%モデルとする。図3に10%モデル例を 示す。



図1 50% モデルの原理





板を取り付けて半径方向変位を模擬鉄心内に取り出し,この変位を スタンドライト板とアクリル板のたわみに変換する方法によった。 この方法は巻線の変位に対してアクリル板のひずみが大きいため感 度が高く,絶縁物のため高電圧に対しても危険がないという利点が

図2 50% モデル



図3 10% モデル

(3) 単純モデル

10%モデルに比べ巻線上下の絶縁物を減らして軸方向に変形し ないようにするとともに,磁束分布が円周方向に均等になるよう にしたモデルを特に単純モデルとする。

2.2.2 縮小モデル

実物,50%,10% および単純モデルの幾何学的相似縮小モデルである(相似比1/2~1/4)。材質,時間的変化,コイル力分布などは実物大モデルと同一にした。主として実物および50% モデルの破損モードの等価性を検討するためのモデルである。なお,いずれのモデルも内巻線と外巻線を同一巻数とし,漏れ磁束の磁路として必要な程度の厚さの鉄材により構成した中空模擬鉄心を使用した。
2.3 測 定 装 置 鉄心として中空の模擬鉄心を使用したのでコイルの半径方向振動を内側から測定することができた。測定はコイルにスタンドライト ある。また漏れ磁界による影響も変位出力が大きいので無視できる。

またコイルに直接ストレーンゲージをはり付けてひずみを測定し た。この方法で求めた応力は短絡時の応力を正確に示すとは限らな いが、これにより大略の値を知ることはできる。

そのほかコイルが半径方向に座屈する状況を高速度写真撮影 (2,000~3,000 コマ/s)することに成功した。これはモデル巻線上部 の締金具にのぞき窓を設け、この穴を通して撮影したものである。

なお,コイル圧縮力の大きさ,分布などは,当初サーチコイルに よる漏れ磁束実測値と HITAC 5020 Fによる漏れ磁束計算値の両方 から算出していたが,ほとんど両者間に差異がないので,大部分の 実験で 5020 Fによって算出した。

実験結果と検討

3.1 半径方向振動モード

----- 51 -----

図4に、10%モデルの半径方向振動モード測定例を示す。このモ デルでは電流最大時から5ms後に半径方向の変位は最大になり、 実線のように鉄心窓内の部分が内側へ、鉄心窓外の部分が外側へ変 位した。その後10msのとき逆方向に変位、すなわち鉄心窓内の部 分が外側へ、窓外の部分が内側へ変位した。

高速度撮影によると電流最大後約20ms付近で座屈が始まっており、その変位の仕方は変位測定結果と一致する。

10%モデルの半径方向振動モードについて、つぎのことがいえる。

(1) 第1波で鉄心窓内の部分が内側へ,窓外の部分が外側へ変 位し,つぎの周期でその逆になるだ円モードである。

(2) 第2波では最大変位が大きくなり高次モードに移行する。 50%モデルについても同様なモードが得られたが、単純モデルは 第1波から高次モードであった。しかし座屈直前の振動モードは、

第1波のモードにかかわらず,ほぼ類似していた。 縮小モデルの場合,実物大の振動モードと大分違っており,最初 から全体が内側へ収縮するモードである。加振力と変位の位相差な どから推定して,縮小モデルの振動モードは実物大のそれに比べて より静的変位に近いと考えられる。これは電源周波数として 50 c/s を使用したので,相対的にコイルの固有振動数が高くなり,いっそ う静的変位に近づいたためといえよう。破壊モードは実物大のモー 日

論



図5 短絡時のコイル素線ひずみのオシログラム例

ドと類似しているが,換算した強度は単純モデルを除くと縮小モデ ルのほうが大きい。

3.2 座屈に及ぼす半径方向振動の影響

一様な円環の固有振動数は(3)式で与えられる(2)。

$$f_n = \frac{n(n^2 - 1)}{2\pi R^2 \sqrt{n^2 + 1}} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \quad (c/s) \dots (3)$$

ここで、 n: 次 数
\rho: 円 環 の 密 度 $(kg-s^2/cm^4)$



*R*_i: 各素線の平均半径 (cm)

h:素線幅(cm)

(4)式は各素線をそれぞれ外圧を受ける薄肉円環として計算した 式で,各素線相互の接触圧力の影響を無視しているが,計算値と測 定値の傾向は大体一致した。以上から(4)式によれば,大略の応力 を推定できるといえる。

(4)式による推定あるいは応力測定値などから,座屈するとき巻線のかなりの部分で塑性変形が生じていると考えるべきである。

3.4 コイルの曲げこわさ

コイルは数本の電線が積層されたものである。 電線本数を m と すると、コイルの断面二次モーメント I は

図4に示した10% モデル内側コイル単独の固有振動数を電磁石 によりだ円モード (n=2)に加振して実測したところ、 $f_2=25.4$ c/s であった。(3)式からn=3のとき $f_3=72$ c/s、n=4のとき $f_4=137$ c/sになる。

実際の変圧器コイルは巻線内側に種々のスペーサがあり,コイル の過渡応答を考える際にはこれらを全部入れたときの固有振動数が 必要である。類似のモデルによって外コイルをはずした状態で電磁 石加振をして固有振動数を求めると,n=2のだ円モードは90 c/s で あった。これからn=3のとき $f_3=254$ c/s,n=4のとき $f_4=486$ c/s になり,外コイルがあればさらに増加するものと考えられる。以上 から内側に種々スペーサがあるとき固有振動数が大幅に増加するの がわかる。加振振動数は過渡直流電流分が大きいとき,50 c/s ある いは 60 c/s になり固有振動数に比べてかなり低い。

定常状態においては加振振動数がコイルの固有振動数よりも十分 低ければ,よく知られているように,静的な状態になりコイルの慣 性力を無視できる。一方短絡時のような過渡状態においても,たと えば簡単な1自由度系の応答などから推定できるように,慣性力の 影響はあまり大きくならない。

n=2の場合は加振振動数にかなり近づき振幅が大きくなるが, 3.1に記述したように,座屈時は高次のモードになるのでn=2の モードを無視できよう。したがって,変圧器巻線の半径方向座屈現 象に関しては,円筒巻線を除き,静的力による安定問題の考え方を 適用してその強度を算出してよいといえる。

3.3 コイルのひずみ

図5はコイルのひずみのオシログラム例である。ひずみのゼロ点の移動で示される塑性変形は第1波でかなり大きいが第2波以降はあまり進行しなかった。第1波のひずみの最高値から短絡後の残留

 $I \propto m \chi d^3$ (cm³)(5)

ここで, χ: 定数, 1≦χ≦3

円環振動の固有振動数 f_n の実測値から(3)式によって χ を算出すると,巻線時張力,絶縁処理などによって異なるが, χ は(6)式のような関係がある。

1.4<χ<2.0....(6) 曲げこわさのまとめ方によってこの関係が変わるかも知れないが, 筆者らは一応(6)式によった。

したがって, コイルの曲げこわさ EI はつぎのようになる。

 $EI \propto Em \chi d^3$ (kg·cm)(7) ここで、 E: コイルの等価縦弾性係数 (kg/cm²)

χ: 定数, 1.4<χ<2.0

3.5 内側支持物の効果

3.1では振動モードについて記述したが、コイルが座屈する直前 の平均ひずみは、半径方向の変位実測値から推定すると、0.3~0.4 %である。したがって、仮にコイル内側に支持としてスペーサを設 けても、このひずみを防止できなければ支持として有効とはいえな い。(1)式によれば、巻線内側に支持物をおき、この数を支持点と みなして

(強度) ∝ (支持点数)²

と考えるわけであるが、現象は少し複雑である。

実験によると、支持物の入れ方、材質、員数、幅などによって支持の強度に及ばす効果は1~5倍くらい異なる。 支持点数を8~12点,その部分の平均ひずみを0.2~0.3%以下になるようなこわさにしたとき、支持点として有効になった。しかしその効果を一般的な関係式で表わすことがむずかしく、類似のモデル実験によって求めなければならないようである。縮小モデルについても同様なことが

ひずみを引き去って弾性ひずみを求め、これに銅線の縦弾性係数を 乗じて算出した素線の軸応力は図6のようになる。同図に示した応 力計算値は(4)式によるものである。

$$\sigma_{k_i} = \frac{k_i R_i}{dh} \quad (kg/cm^2) \dots (4)$$

- ここで、 ^{*σ*}_{*ki*}: 各素線の軸応力(kg/cm²) *k_i*: 各素線の半径方向コイル力 (kg/cm)
- いえる。 内側支持物の効果を ξ₁ とすると 1.0≦ξ₁≦5.0 3.6 座屈に及ぼす軸方向振動の影響
- 2.2 で記述した実物大モデル群の強度は、単純モデル、10% モデル、50%モデルの順に低減した。縮小モデルでも同様の傾向がみられる。図7は単純モデルに対する10% モデル、50% モデル、実物

変圧器巻線の半径方向座屈強度に関する考察



図7 各モデルの単純モデルに対する比較強度

モデル(おもに縮小モデルであるが、50~100 MVA 級巻線の実物大 モデルも記入した)の比較強度を示したものである。この低減率は、 半径方向漏れ磁束の軸方向分布、巻線の締付構造、締付圧力、巻回 数、巻線構造などによって異なり、 ξ_1 と同様に一般化できないが、 単純モデルに比べ実物モデルの場合は最悪の場合で 60% くらいに なる。特に漏れ磁束分布、軸方向振動パラメータ $\gamma'^{(3)}$ 、締付圧力に よる影響が大きい。このことから、単純モデルに比べほかのモデル の強度が低減するのは、主として軸方向振動に起因するものと考え られる。



ここで、 σ_0, η : 定数, 軟銅の場合 $0.2 \leq \eta \leq 0.3$

151

なお、図8に縮小した実物モデルと50% モデルの軸方向振動モ ードを示したが、両者は類似しており、座屈モードについても同様 なことがいえる。これが50% モデルの実物に対する等価性の実験 的根拠の一つである。

半径方向座屈に及ぼす軸方向振動の影響を 52 とすると

4. 考 察

4.1 内側に拘束がない単線銅リングの座屈

3.3に記述したように,コイルのかなりの部分で塑性変形が生じていると考えられる。簡単のために,変圧器コイルを内側の支持物などの拘束を考慮しないで,単に銅リングと考える。

G. Gerard 氏の長い円筒の塑性座屈の解⁽⁴⁾をリングに適用すると リングの座屈圧力 p₀ は次式で示される。

 $p_0 = K \left(\frac{1}{4} E_s + \frac{3}{4} E_t \right) \frac{I}{R^3} \quad (kg/cm^2)$

- ここで, E_s : リングのセカント係数 (kg/cm^2)
 - E_t : リングの接線係数 (kg/cm²)
 - I: リングの断面二次モーメント (cm³)
 - *R*: リングの平均半径 (cm)

Kは座屈圧力に関係し、リングがなんらかの拘束を受けてその変 形が妨げられるとき、みかけ上大きくなる。

上式をコイルの座屈に適用し, 暫時座屈モードが一定としてK=

(10)式から

(9),(11),(12)式から

一方,半径方向コイル圧力 ko によってリング中に生ずる軸応力 σ は 3.3 に記述したように大略つぎのように表わせる。

(13), (14)式から、 $p_o = k_o$ とおいて

 $p_0 \propto \left(\frac{d}{R}\right)^{3.0}$

弾性座屈の場合, η=1.0 とおいて となり(1)式と同等になる。

4.2 拘束がある場合の座屈

— 53 —

内側に充てん物がある場合,外圧を受ける弾性座屈圧力 p1 は次式 で表わされる⁽⁵⁾。



定数とすると $p_0 \propto (E_s + 3E_t) \frac{I}{R^3}$ 断面二次モーメント I は $I = \frac{d^3}{12}$ ここで, $d: \quad y \lor f \circ \sigma$ 厚 さ (cm) 両式から $p_0 \propto (E_s + 3E_t) \left(\frac{d}{R}\right)^3$ (9) 一方, 圧縮応力 σ とひずみ ε との関係は(10)式で表わされる。

ν,ν_c: 円筒, 充てん物のポアソン比

 $\alpha = \left\{ 1 - \frac{\nu^2}{(1 + \nu_c) (1 - 2\nu_c)} \right\} \frac{E_c}{E} \frac{R}{d}$

 $p_1' = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \times \left(\frac{d}{R}\right)^3 \quad (\mathrm{kg/cm^2})$

(16) 式から、 p_1 の最小値は E/E_c 、R/dによって異なり、 E/E_c が小 さく、R/dが大きいほど、nの大きいところで p_1 が最小になるのが 日

ここで、 ξ_1 : 内側支持物の効果、 $1.0 \leq \xi_1 \leq 5.0$

論

ξ2: 軸方向振動の影響, 0.6<ξ2≦1.0

χ: 曲げこわさ係数, 1.4<χ<2.0

ζ: コイル構造などによる係数 0.5<ζ<0.7

h: 電 線 幅 (cm)

d: 電線厚さ (cm)

R: コイル平均半径 (cm)

となる。 ξ_1 , ξ_2 , χ , ζ は, 前述したように, 一般化がむずかしく, 類 似のモデル実験によって求めるべきであるが, 詳細を割愛する。な お, (18)式によれば, 応力 σ とひずみ ϵ が(10)式の関係にある限り, σ の大きさを特に考える必要はないが, (18)式による座屈強度から コイルの座屈時の見掛けの軸応力を逆算すると, つぎのようなこと がいえる。

(18)式から逆算した見掛けの座屈応力σは σ =400~2,100 kg/cm² の範囲にあるが,実験結果でも σ =473 kg/cm² で座屈した例 あるいは σ =2,000 kg/cm² で座屈しなかった例などがある。一般的 にいえば,コイルの平均ひずみが 0.4% 以上になりうるような支持 をしたコイルの場合には,支持点数 n=20~40 個で $d/R < 2 \times 10^{-3}$ のとき σ =400~500 kg/cm², $5 \times 10^{-3} < d/R < 15 \times 10^{-3}$ のとき σ = 600~800 kg/cm² になる。一方,コイルの円周方向 8~12 点のひず み ε が 0.2~0.3% 以下になるようなこわさにしたとき,座屈時の応力は上記値の数倍になる。



わかる。換言すれば, *E*。に比べて*E*が小さいほど, *d*に比べて*R*が 大きいほど, 充てん物の座屈強度に対する効果が大きい。

以上の充てん物の座屈強度に対する効果の考え方は弾性座屈に関 する理論的考察結果であるが、これはコイルの座屈実験結果と定性 的に一致する。すなわち本論文では半硬銅線を使用した場合のコイ ルの座屈に関する一般的考察は割愛するが、半硬銅線のコイルと軟 銅線のコイルの座屈強度に対する支持の効果を比較すると、半硬銅 線の場合は明らかに小さい。また*d*に比べて*R*の大きいほうが支持 の効果が大きい。このことから、内側に支持物のある銅リングの座 屈も(16)式と同様に考える。 Ż

3.5に記述したように,座屈に対する内側支持物の効果をまとめて ξ_1 とし,これを実験的に求めた。したがって内側に支持がある場合の銅リングの座屈圧力 p_1 は(15)式から,

 $p_1 \propto \xi_1 p_0 = \xi_1 \left(\frac{d}{R}\right)^{2\eta+1}$

さらに、3.6に記述したように、座屈圧力は軸方向振動の影響を うける。この影響を ξ_2 として、 ξ_1 と同様にこれを実験的に求めた。 したがって座屈圧力 p_2 は

4.3 コイルの座屈

電線m本を積層したコイルの曲げこわさを一応(6),(7)式とし(17)式を考慮して新しいパラメータλを導入する。

 $\lambda = m \varkappa \left(\frac{d}{R} \right)^{3.0} \times 10^6$

図9はモデル巻線の座屈圧力(実験値)を p, 各モデルの係数を ξ1, ξ2として(p/ξ1ξ2)と上記パラメータ λの関係を示したものである。 単線の場合,座屈圧力は(17)式で表わされることを示したが,コ イルの座屈の場合にも図9から同様の基本式,すなわち

$$p \propto \xi_1 \xi_2 \lambda^{\zeta} \propto \xi_1 \xi_2 m \chi^{\zeta} \left(\frac{d}{R}\right)^{3.0\zeta} (\mathrm{kg/cm}^2)$$

なお一般的に認められてきた座屈圧力式(1),(2)式を検討する と、支持点数n>24のとき、実際に使用することが多い電線厚さ、 平均半径の組合せ範囲 $d/R>8\times10^{-3}$ では、(2)式によって座屈強 度が決定されることがわかる。すなわち、みかけのコイル軸応力の 大きさで座屈強度を判定し、その限度を 600 kg/cm^2 にする考え 方がその基本である。 600 kg/cm^2 という大きさは、上記の平均ひ ずみが 0.4% 以上になりうる支持をしたコイルの座屈時の見掛けの 軸応力に一致する。 そのため、(1)、(2)式による考え方が相当以 前に発表されたにもかかわらず、根本的な改良を受けなかったもの と思われる。なお、(1)式による考え方は(2)式を併用するとき、 座屈圧力を過小評価する傾向はある。

5. 結 言

以上,筆者らは変圧器円形コイルに軟銅線を使用した場合の半径 方向座屈強度について,多数の実物大および縮小モデル実験によっ て検討し,考察を加えた。その結果を要約するとつぎのようになる。 (1) コイルは平均ひずみが0.3~0.4%になると座屈する。した がって0.3~0.4% ひずみを拘束する支持点だけが座屈に対して有 効に作用する。

(2) コイルは座屈する直前に高次モードで,振動するので座屈 現象に対して慣性力の影響をある程度無視して考えてよい。

(3) コイルは座屈時,かなりの部分で塑性変形している。

(4) 座屈に対する内側支持物の効果は,複雑で一般的関係を求められないので,類似のモデル実験によるべきである。

(5) 座屈に及ぼす軸方向振動の影響は、従来ほとんど無視されてきたが、相当大きい。

(6) (1)~(5)を考慮して、コイルの座屈の基本式(18)式を

 $\zeta = 0.5 \sim 0.7$

で表わされることがわかる。くの大きさは、コイル構造(たとえば ディスクコイルとヘリカルコイルの相違)、巻線時の張力、絶縁被覆 などによって違う。 以上から、電線幅をhとするとコイルの座屈強度gは

 $q \propto \xi_1 \xi_2 m \chi h \left(\frac{d}{R}\right)^{3.0\zeta}$ (kg/cm)(18)

求めた。

参考文献 (1) E.Fischer: E.T.Z. 73, 121~123 (März 1952) (2) 伊藤: 音響工学原論(上), 147 (昭30 コロナ社) (3) 堀ほか: 日立評論 50, 153 (昭43-2) (4) G.Gerard: J.A.S. 24, 269~274 (April 1957) (5) G.Hermann: A.I.A.A. g'l 3, 1710~1715 (Sept. 1965)