[断路器]

真空断路器用合闸弹簧拉杆疲劳寿命分析及设计优化

文/西安西电开关电气有限公司　杨　勇　倪国财　张恒力

以合闸弹簧拉杆为研究对象，通过建立真空断路器操动机构的ADAMS运动学仿真模型，对弹簧操动机构进行运动仿真分析，并将合闸弹簧拉杆在ADAMS中的分析结果作为边界条件施加到Ansys Workbench中，使用Ansys Workbench对合闸弹簧拉杆进行静力分析和疲劳寿命分析，通过优化模块Design Exploration对合闸弹簧拉杆进行设计优化。

断路器是高压开关中最关键的元件，能够闭合、承载和开断正常回路下的电流，并能在规定的时间内承载和开断异常回路条件（如短路条件）下的电流。按断路器的灭弧原理来划分，有油断路器、压缩空气断路器、SF_6断路器、真空断路器、磁吹断路器和空气断路器。较之其他断路器，真空断路器灭弧室结构简单，仅由安装在真空灭弧室内的动触头、静触头和屏蔽罩组成。由于真空间隙的绝缘强度很高，开断后介质恢复速度很快，因此触头开距很小。作为高压开关领域的新技术，真空断路器因具有环保、灭弧室空间小、优异的开断性能及较高的电寿命等优势，越来越多的72.5～170 kV真空断路器被投入运行。目前真空断路器在我国的中压领域使用率占80%以上，72.5 kV、126 kV电压等级也已经研发成功并挂网运行。真空断路器灭弧室分合通过操动机构实现，操动机构是真空断路器中最复杂的组成部分，其工作性能和质量优劣对真空断路器的分合特性有着至关重要的影响。目前使用较为普遍的操动机构有电磁操动机构、永磁操动机构、弹簧操动机构和电动机直驱操动机构。其中弹簧操动机构使用最为普遍，在弹簧操动机构中，合闸弹簧拉杆为真空断路器传递合闸能量的同时还为分闸弹簧、触头弹簧储能，受力工况最为苛刻，不仅要承受断路器合闸的冲击载荷，还承载机构长期运行中的疲劳载荷。因此，合闸弹簧拉杆性能的好坏直接影响了真空断路器弹簧操动机构的可靠性。

通常合闸弹簧拉杆的设计都是采用经验方法或类比方法。合闸弹簧拉杆的结构强度难以利用经验公式进行详细且准确的分析，经验方法设计中为提高结构强度，往往将结构的相关尺寸设计保守，增大安全裕度，使合闸弹簧拉杆结构笨重，耗材过多，成本过高，性能难以达到最优，无法满足市场对产品可靠性、轻量化和小型化的要求。若经验设计方法中弹簧拉杆的安全裕度设计较低，有可能导致合闸弹簧拉杆强度不足，运行中产生塑性变形甚至断裂，严重影响合闸弹簧拉杆的安全质量。合闸弹簧拉杆机械性能还需满足其运行过程中的疲劳可靠性，在传统操动机构产品设计中，一般采用寿命试验来验证产品的疲劳可靠性。但试验需要开断上万次，耗费时间，费用较大，且无法完整获得所要求的参数数据，寿命试验工况以及试验样件较大的随机性也会影响试验结果的正确性。若通过疲劳仿真计算，可以避免以上缺点，因此越来越多的机构疲劳测试

都是先通过疲劳仿真验证后，再进行疲劳试验。

本文以72.5 kV真空断路器用弹簧操动机构为研究对象，首先使用运动学仿真软件ADAMS建立机构的运动仿真模型，并对其运动特性进行精确的仿真分析，获得合闸弹簧拉杆的受力曲线；接着将合闸弹簧拉杆受力曲线作为边界条件施加到Ansys Workbench中，利用Ansys Workbench对合闸弹簧拉杆进行静力分析和疲劳寿命分析，再通过优化设计模块Design Exploration对合闸弹簧拉杆的最大应力、疲劳安全系数以及质量与其拉杆直径、倒角半径及拉杆内径之间的关系进行关联性研究和基于响应面技术的设计优化，经过优化后得到最优的结构方案，实现合闸弹簧拉杆小型化和轻量化优化。

合闸弹簧拉杆的受力状况分析

1．动作原理

图1为72.5 kV真空断路器用弹簧操动机构模型，弹簧操动主要由合闸弹簧、分闸弹簧、凸轮、拐臂和缓冲器组成，通过绝缘拉杆与断路器灭弧室连接。合闸时，控制回路接通电源，合闸系统打开，合闸弹簧动作，合闸弹簧拉杆驱动拐臂旋转并推动绝缘拉杆带动灭弧室合闸，合闸过程中合闸弹簧拉杆一方面提供断路器合闸能量，另一方面给分闸弹簧以及触头弹簧储能。断路器分闸时，由分闸弹簧、触头弹簧提供能量并完成上述动作的相反操作。由以上动作原理可知，合闸弹簧拉杆为真空断路器传递合闸能量，同时还为分闸弹簧、触头弹簧储能，受力工况最为苛刻。

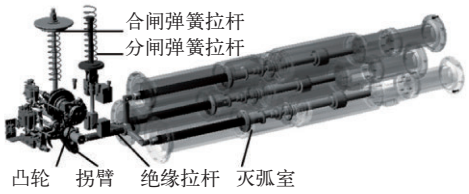

图1　弹簧操动机构模型

72.5 kV真空断路器灭弧室主要技术参数如表1所示，表1中的平均分闸速度指的是断路器在最长燃弧区间内的平均速度。

表1　真空灭弧室主要参数

参数	数值
触头开距/mm	34±2
平均分闸速度/(m/s)	2.9±0.1
平均合闸速度/(m/s)	1.6±0.1
触头弹簧额定压力/N	3 000±300

2．ADAMS运动仿真

通过ADAMS建立弹簧操动机构的仿真模型。将表1中的真空断路器灭弧室参数数据作为边界条件输入到ADAMS中对机构进行运动学仿真，可以得到合闸弹簧拉杆一个行程的受力曲线以及加速度曲线，受力曲线如图2所示，加速度曲线如图3所示。从图2中可以看到，在一个合闸过程中，合闸弹簧拉杆的最小载荷为4 933 N，最大载荷为21 766 N，其中最小载荷即为合闸弹簧预紧力。通过ADAMS对弹簧操动机构的运动仿真分析，可以精确地得到合闸弹簧拉杆的受力状况，为合闸弹簧拉杆在Ansys Workbench中的强度分析以及疲劳寿命分析提供了可靠的载荷条件。

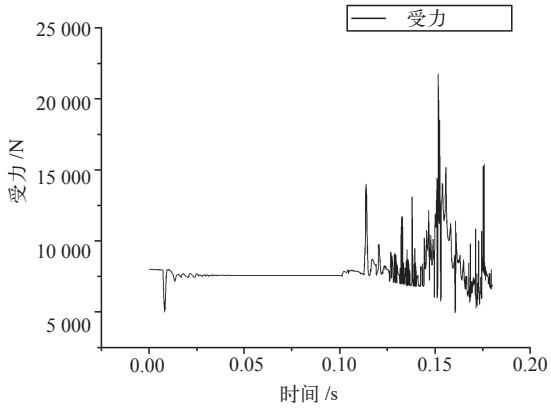

图2　合闸弹簧拉杆运动周期内受力曲线

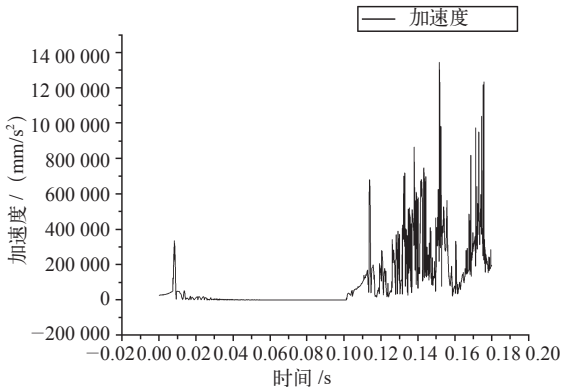

图3　合闸弹簧拉杆运动周期内加速度曲线

合闸弹簧拉杆的强度分析和疲劳寿命分析

1．静强度分析

72.5 kV真空断路器用弹簧机构中合闸弹簧拉杆的模型和关键尺寸如图4所示，关键的几个尺寸分别为外径DR、倒角半径DZ以及内径DH，合闸弹簧拉杆采用超高强度钢42CrMo制造，现有的闸弹簧拉杆的基本尺寸参数以及材料属性如表2所示。

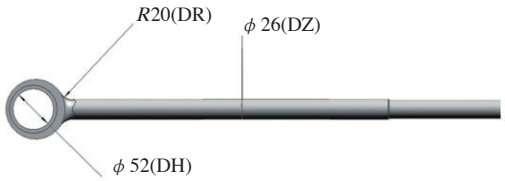

图4　合闸弹簧拉杆模型

表2　合闸弹簧拉杆尺寸以及材料属性

参数	数值
DZ	26 mm
DR	20 mm
DH	52 mm
密度	7.85E3
弹性模量	2.12E11
泊松比	0.28
屈服强度	980 MPa
额定寿命	10^6次

使用Ansys Workbench软件建立合闸弹簧拉杆的有限元模型，将ADAMS中计算得到的最大力值作为载荷条件加载在合闸弹簧拉杆一侧，按照实际工况约束合闸弹簧拉杆另一侧圆孔内表面自由度，通过Workbench的静力学模块计算合闸弹簧拉杆的等效应力和变形。

2．疲劳寿命分析

弹簧操动机构应该保证在规定的运行期内工作安全可靠，保证在允许的寿命内不出现疲劳断裂和破坏。合闸弹簧拉杆受到合闸弹簧的预紧力作用，合闸过程中又受到冲击作用，在如此交变应力作用下，合闸弹簧拉杆可能产生疲劳破坏。通常，疲劳破坏先从应力集中较高的表面处开始，裂纹沿最大正应力作用线的垂直方向发展。从合闸弹簧拉杆静力分析可知，最大等效应力发生在倒角DR位置，但其等效应力值较低，远远低于材料的屈服强度，可以认为合闸弹簧拉杆承受的疲劳为高周疲劳，载荷由最小值4 933 N变化为最大值21 766 N反复循环，应力比R与应力幅$\Delta\sigma$的计算公式为

$$R=\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \tag{1}$$

$$\Delta\sigma=\sigma_{\max}-\sigma_{\min} \tag{2}$$

式中，$\sigma_{\min}$与$\sigma_{\max}$分别为合闸弹簧拉杆在最小载荷和最大载荷下产生的等效应力。一般情况下，材料所承受的循环载荷的应力幅越小，到发生疲劳断裂时所经历的应力循环次数越长，$S-N$曲线就是材料所承受的应力幅水平与该应力幅下发生疲劳破坏时所经历的应力循环次数的关系曲线，$S-N$曲线一般是使用标准式样进行疲劳试验获得的，$S-N$曲线描述材料破坏时的循环次数N和最大应力或应力幅之间的关系。合闸弹簧拉杆的$S-N$曲线如图5所示。

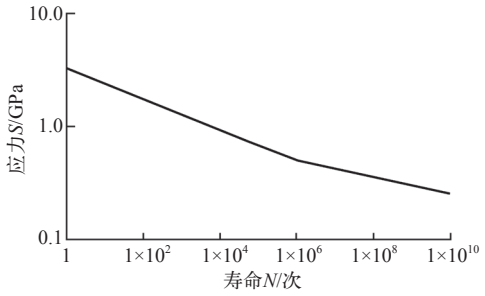

图5　材料$S-N$曲线

合闸弹簧拉杆的优化设计分析

1．疲劳寿命优化设计方法

优化设计是多种目标之间选择最优设计的结果，所谓最优设计，是指满足所有设计要求，并且某项设计参数最小的设计。Workbench的优化模块Design Exploration具有强大的优化设计与可靠性设计功能，支持多种CAD系统的参数定义，定义好结构设计变量和目标参数后，通过实验设计（DOE）技术自动生成设计采样点，通过响应面方法归纳设计变量与目标参数之间的关系并将其函数化，通过限定设计变量的变化范围生成最优的目标参数。合闸弹簧拉杆使用Design Exploration的优化程序如图6所示。

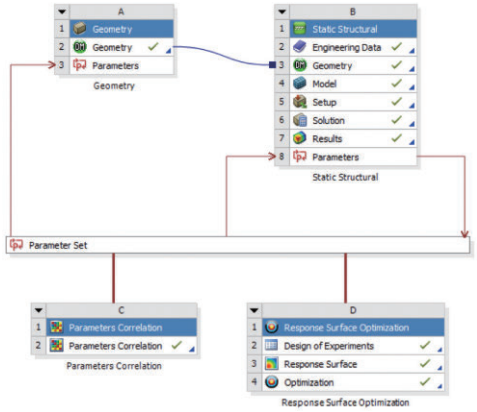

图6　优化设计程序图

将合闸弹簧拉杆的直径（DZ）、内径（DH）以及倒角半径（DR）作为设计变量，将最大等效应力（Equivilent Stress Maximum）、最小疲劳寿命安全系数系数（Safety Factor Minimum）以及质量（Geometry Mass）作为目标参数，对原合闸弹簧拉杆进行优化设计，其中各个设计变量以及目标参数的设定如表3所示。

首先进行参数的实验设计（DOE）并生成响

表3　合闸弹簧拉杆尺寸以及材料属性

参数	优化前数值	限制条件
DZ	26 mm	20～30 mm
DR	20 mm	10～30 mm
DH	52 mm	40～60 mm
最大等效应力	465 MPa	465 MPa
疲劳安全系数	2	2
质量	2.921 kg	最小

应面，在实验设计（DOE）以及响应面中，可以看到各个设计参数与目标参数生产函数曲线的拟合度很高，如图7所示，响应面可以精确地反映设计变量与目标参数之间的函数关系。从关联图8可以看到针对等效应力、疲劳寿命因数、以及质量，关联性最大的设计参数是合闸弹簧拉杆的直径DZ，这也符合实际情况。

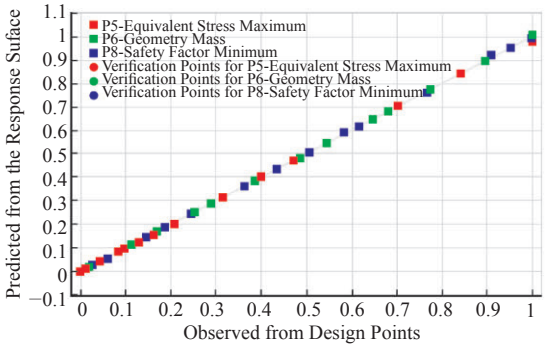

图7　采样点拟合曲线

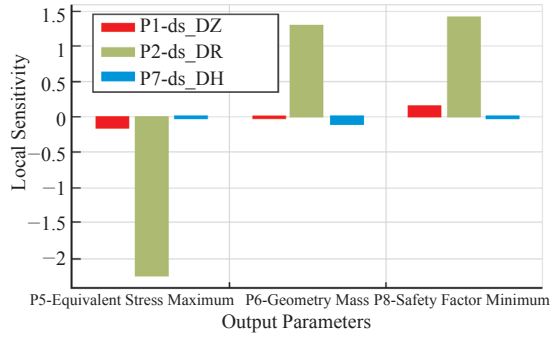

图8　参数敏感度柱状图

2．疲劳分析优化结果

按照表3的相关条件设置，通过优化计算，可以得到合闸弹簧拉杆的最优结构方案，优化后合闸弹簧拉杆的等效应力云图如图9所示，优化后的合闸弹簧拉杆各个参数如表4所示，优化后合闸弹簧拉杆的外径由26 mm变为24 mm，内径由52 mm变为54 mm，倒角半径由20 mm变为50 mm，最大等效应力由50.511 MPa变为79.029 MPa，疲劳安全系数由3.400 4变为2.173，重量从2.921 kg降低到1.923 7 kg，优化后合闸弹簧拉杆的重量为原重量的65.8%。

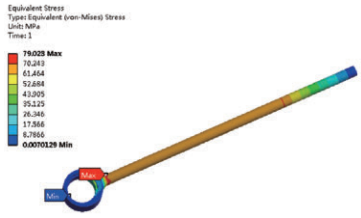

图9　优化后合闸弹簧拉杆等效应力云图

表4　优化后合闸弹簧拉杆尺寸以及材料属性

参数	优化前	优化后
DZ	26 mm	24 mm
DR	20 mm	50 mm
DH	52 mm	54 mm
最大等效应力	50.511 MPa	79.029 MPa
最小疲劳系数	3.400 4	2.173
质量	2.921 kg	1.923 7 kg

结束语

本文以72.5 kV真空断路器用弹簧操动机构合闸弹簧拉杆为研究对象，通过建立真空断路器操动机构的ADAMS运动学仿真模型，对合闸弹簧拉杆进行运动分析，获得合闸弹簧拉杆的准确受力曲线以及加速度曲线。

将ADAMS中获得的合闸弹簧拉杆分析结果作为边界条件施加到Ansys Workbench中，使用Ansys Workbench对合闸弹簧拉杆进行静强度分析和疲劳寿命分析。分析得知原合闸弹簧拉杆最大等效应力较小，疲劳安全系数较高，原合闸弹簧拉杆重量较大，设计过于保守，具有很大的优化空间。

通过优化模块Design Exploration对合闸弹簧拉杆目标参数（最大等效应力、疲劳安全系数以及质量）与设计参数（直径、倒角半径和内径）的关联性进行研究，发现与最大等效应力、最小疲劳寿命系数、以及质量关联性最大的设计参数是合闸弹簧拉杆的直径（DZ），设置设计参数的取值范围与目标参数约束，将质量最小作为优化目标，使用响应面优化方法得到合闸弹簧拉杆最优的结构方案。该方案在保证等效应力以及疲劳安全因数的条件下，将合闸弹簧拉杆的重量从2.921 kg降低到1.923 7 kg，优化后合闸弹簧拉杆的重量为原重量的65.8%。

该研究提出的设计与优化方法在保证真空断路器合闸弹簧拉杆机械强度和疲劳寿命的前提下，大大减小合闸弹簧拉杆的重量，有效提升了产品设计质量，为合闸弹簧拉杆的设计提供了一种设计路径和方法，为产品的小型化、可靠化设计提供了理论依据。**EA**

（收稿日期：2019.06.11）
（编辑：朱金凤）