

断路器槽凸轮曲线和负载特性的匹配

凸轮是断路器弹簧操动机构中重要的执行元件，其轮廓曲线直接关系着涡簧在使用过程中的出力情况，必须跟机构的负载特性相匹配，以满足断路器的机械特性要求。主要讨论断路器的分、合闸操作通过一个平面涡卷弹簧分段释放能量来完成时，槽凸轮曲线和负载特性之间的匹配关系。

吴吉 吕鸿 王流火 王增彬 庞小峰/广东电网有限责任公司电力科学研究院

断路器介绍

断路器操动机构的原理如图1所示，图1中，断路器处于分闸状态。该操动机构的分、合闸能量都由涡卷弹簧提供，凸轮和拐臂与涡卷弹簧在同一根主轴上安装。单轴设计使安全性能得到了改善，运动部分的数量减到最少，设计简单，弹簧被封闭，所有电气元件都与操作机构隔开，使得操作方便、安全。断路器的真空灭弧室通过拐臂连杆机构与凸轮配合。



吴吉/工程师

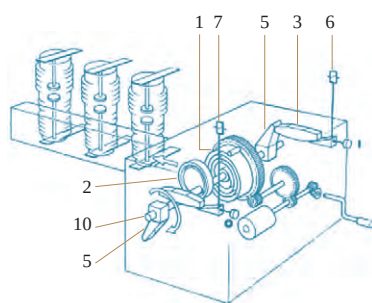


图1 操作机构原理图

- 1—涡卷弹簧 2—平面槽凸轮 3—合闸掣子
4—分闸掣子 5—拐臂 6—合闸线圈 7—分闸线圈
8—电动机 9—手动摇把 10—主轴

关键词/Keywords

断路器 ·
凸轮曲线 ·
负载特性 ·
匹配 ·

合闸时，合闸线圈通电，使得合闸掣子转动，拐臂与掣子分离，主轴在涡卷弹簧的作用下沿箭头方向转动，凸轮在主轴的带动下也开始转动，从而带

动连杆机构，使断路器触头拉杆向上运动，断路器开始合闸，当主轴转动 210° 后，拐臂与分闸掣子碰撞，断路器保存合闸状态；分闸时，分闸线圈通电，使得分闸掣子转动，拐臂和掣子分离，主轴在涡卷弹簧的作用下沿箭头方向转动，凸轮在主轴的带动下也开始转动，从而带动连杆机构，断路器触头拉杆向下运动，断路器开始分闸，当主轴转动 150° 后，拐臂和合闸掣子碰撞，断路器保存分闸状态。

储能操动机构的弹簧是机构中进行能量转换功能的重要零件。目前储能操动机构的弹簧均是螺旋弹簧，且绝大多数合闸弹簧、分闸弹簧是分开的。该结构存在以下弊病：弹簧尺寸大，造成机构体积庞大；在合闸过程中合闸弹簧不但要完成合闸动作，还要对分闸弹簧进行储能，机构操作功大，冲击大；合闸弹簧刚度大，合闸结束时剩余的能量会对断路器造成伤害；合闸弹簧释能时转角小于 180° ，变直装置复杂等。

采用平面涡卷弹簧作为储能元件的储能操动机构基本上克服了螺旋弹簧储能操动机构的上述缺陷。该机构的基本原理是：利用涡卷弹簧刚度小，释能转角大，储能、释能同向旋转的特点，实现储能操动机构的基本功能。涡卷弹簧储能后按程序分段释放，既是分闸弹簧又是合闸弹簧，结构简单，体积小，性能可靠。

平面涡卷弹簧装于弹簧盒内，如图2所示。其内、外端有钩环，分别与主轴和弹簧盒连接。弹簧盒的外圆有齿轮。

储能时, 主轴不动, 电动机带动弹簧盒旋转, 涡卷弹簧储能。储够能后, 由储能闭锁装置将电动机停止。分、合闸拐臂和平面槽凸轮贯穿在上述同一个主轴上。分、合闸拐臂分别装于机构箱的两侧, 拐臂上装有滚轮。脱扣装置由掣子和半轴以及脱扣器组成。结束时, 拐臂上的滚轮与掣子的尾端相碰, 将分、合闸状态保持并使掣子产生对半轴一定的搭钩力。当脱扣器驱动半轴旋转时, 掣子由半轴释放, 掣子旋转, 其尾端释放拐臂。在涡卷弹簧的驱动下, 带动主轴和平面槽凸轮旋转, 平面槽凸轮推动输出拐臂完成分、合闸操作。涡卷弹簧释能一圈, 可以完成一个分、合闸操作。涡卷弹簧在储能和释能动作时, 其旋转方向是同向的。

涡卷弹簧是涡卷弹簧储能机构的关键零部件, 其设计和制造水平会影响断路器的力学性能和电气性能, 还影响机构的机械效率。用于涡卷弹簧储能机构的涡卷弹簧必须满足下列要求: 长寿命下的输出力矩的稳定性, 低刚度, 高可靠性, 耐疲劳性。

涡卷弹簧储能机构的设计重点是: 依据灭弧室的合闸负载特性确定机构的出力特性, 从而确定凸轮的轮廓曲线。由于涡卷弹簧操动机构的凸轮尺寸较大, 凸轮曲线能根据需要分段设计, 给出力特性的配合设计提供了充分条件, 如图2所示。

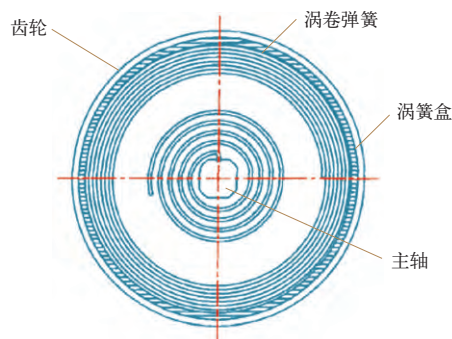


图2 涡卷弹簧

真空断路器的传动机构是通过平面槽凸轮来驱动的, 如图3所示。操作机构的特点与真空灭弧室所要求的特点(短行程和低速度)相吻合。使用合适的凸轮, 操作能量可最小化, 但又能为操作提供必需的加速度和速度。输出拐臂与另一端

连接动触头的连杆机构相连, 从而带动断路器动触头完成分合闸运动。这样操作机构组件方面的应力小, 使断路器非常可靠, 并确保其寿命长。

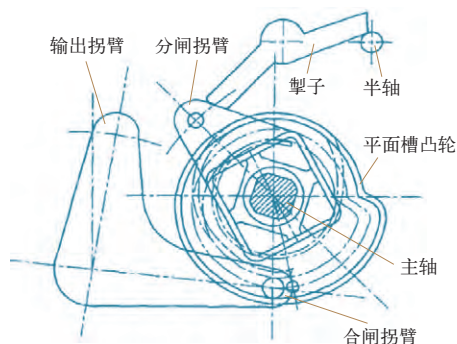


图3 凸轮装配图

真空灭弧室的安装如图4所示。灭弧室是一台真空断路器的核心部件, 是决定断路器技术水平、主要性能的基础。在中压等级下, 触头中的一个固定在密封圆筒的一端, 而另一个则是可以运动的。围绕着触头的主屏蔽罩由密封在圆筒壁内的金属环支持。在10~15 kV电压等级的断路器中, 触头间的开距约为8~14 mm。

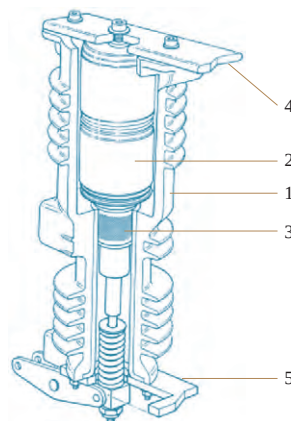


图4 真空灭弧室安装图

1—绝缘筒 2—真空灭弧室 3—滑动接点 4—上部连接 5—下部连接

真空断路器及其真空灭弧室的主要技术参数^[16]: 额定频率为50 Hz; 额定电压为12 kV; 额定电流为3 150 A; 额定雷电冲击耐受电压(峰值)为75 kV; 额定短时(1 min)工频耐受电压为42 kV; 额定短时耐受电流为40 kA; 额定短路持续时间为4 s; 额定峰值耐受电流为80 kA; 触头开距为 9 ± 1 mm; 触头自闭力为 175 ± 40 N; 触头反力为 290 ± 40 N; 内

部气体压力 $\leq 1.33 \times 10^{-3}$ Pa; 额定操作顺序为分—0.3 s—合分—180 s—合分。

断路器机械特性的研究

断路器弹簧操动机构是利用储能的弹簧为动力使开关实现分、合闸动作。它可采用人力或小功率交、直流电动机作为驱动, 因而合闸能量基本不受外界因素的影响, 既能够获得较高的合闸速度又能够实现快速自动重合闸操作; 另外, 与液压、电磁操动机构相比, 弹簧操动机构价格便宜, 是断路器中最常用的一种操动机构。但其机构较前两者复杂, 因为弹簧输出力特性与断路器负载特性不匹配, 因而合理设计断路器的弹簧操动机构就成为要解决的重要问题之一。合理的特性匹配不仅可以获得理想的合闸速度, 而且可以减少机构的摩擦功, 缓解各机构所受的冲击, 提高零件的使用寿命, 从而延长开关的寿命。

(1) 合闸速度特性的配合要求

在全电压下关合短路时, 要求该合闸速度特性提供的合闸速度足以克服因预击穿电弧产生的强大的电动斥力, 不应出现合不到底或者出现动、静触头熔焊现象。

(2) 分闸速度特性的配合要求

一般来说, 分闸速度特性比合闸速度特性要求更严格、更苛刻, 开断特性与机构特性配合的目标如下。

1) 为了缩短燃弧时间, 要求分闸速度有较高的起始速率。

2) 由于分闸速度一般比较高, 故其缓冲特征部分需要平缓, 否则过大的负加速度会损害整个传动机构, 引发重燃或重击穿现象。

断路器的电气性能是通过其机械特性来保证的, 根据选用的真空灭弧室对操动机构的要求, 断路器应该达到的机械参数为: 平均分闸速度(前6 mm)为 1.1 ± 0.2 m/s; 平均合闸速度(后6 mm) 0.6 ± 0.2 m/s; 触头合闸弹跳时间 ≤ 2 ms; 触头分闸和合闸不同期 ≤ 2 ms; 额定触头压力为 $4\,800 \pm 300$ N。

灭弧室的开断能力随着分闸速度的上升而增大, 特别是提高起始分闸速度比提高平均分闸

速度能更加有效地增大灭弧室的开断能力。但是提高分闸速度会使截流值升高, 因此为了降低截流、限制过电压, 分闸速度不宜过分增加, 过快的运动速度对断路器来说是一种浪费, 对于机构的机械强度设计造成负担, 容易产生机械故障。

在满足灭弧室要求的条件下, 为了尽可能地增大开断能力, 触头的平均分闸速度(分闸前6 mm的平均速度)取 $1.1 \sim 1.3$ m/s, 刚分速度(触头分离后2 ms内的平均速度)取 $0.9 \sim 1.1$ m/s。平均合闸速度(合闸后期6 mm的平均速度)取 $0.6 \sim 0.8$ m/s, 刚合速度(触头合闸前2 mm内的平均速度)取 $1.6 \sim 1.8$ m/s。

凸轮曲线和负载特性匹配的重要性

弹簧、液压和气压是断路器操作机构的主要方式, 由于液压和气压操动控制方式自身存在的缺陷, 限制了它们的应用。特别是近些年来, 随着人们对断路器运行稳定性要求的不断提高, 弹簧操动机构成为断路器操动机构设计中采用的主要方式。断路器中的核心部件是弹簧操动机构, 弹簧操动机构的核心则是凸轮机构, 工作过程中弹簧操动机构是否能够实现跟断路器负载特性的匹配, 主要取决于凸轮曲线的设计。传统凸轮曲线的设计是根据以往的设计经验, 找出凸轮轮廓曲线跟其运动之间存在的规律, 然后通过试验验证设计的凸轮曲线是否能够满足新的设计要求。凸轮旋转一周要完成一次分闸和一次合闸, 为了充分发挥涡卷弹簧储能的作用, 必须对断路器分、合闸操作的负载特性进行综合分析、计算, 合理分配凸轮在合、分闸操作中的释能角度。

随着电力系统的不断发展, 对各个元器件运行稳定性的要求越来越高, 隔离断路器的应用越来越多。通过优化凸轮曲线, 使其跟灭弧室实现最佳匹配, 能够充分发挥断路器在电力系统中的优势, 因此使凸轮曲线和负载特性相匹配是满足电力系统通断运动的需求。

凸轮曲线的设计

凸轮旋转 360° , 要实现断路器一次分、合闸操

作循环,设计中需采用几何封闭的凸轮结构,使凸轮与滚轴始终保持高副接触。

另外从机构的整体结构布局要求出发,设计采用对称布置的一对盘状槽凸轮,利用槽壁约束滚轴,以减小摩擦力,使机构整体布置紧凑,且不用装设缓冲器。设计的凸轮具体结构如图5所示。

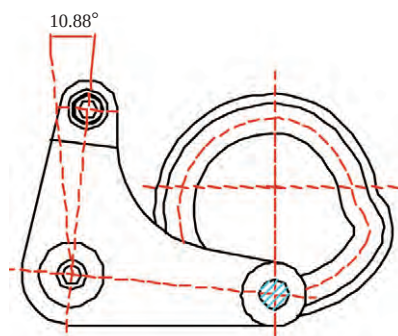


图5 凸轮曲线

在凸轮升程曲线设计过程中,主要采取了下列措施,确保了其设计质量。

1) 接触头接触前后,将凸轮曲线分为两段,前段为加速曲线,后段为减速曲线。前段加速曲线可提供一定的刚合速度以减少预击穿时间,减少触头烧损;后段为减速曲线,以便能将合闸后机构储存的动能转化为触头弹簧的势能。

2) 尽可能地加大凸轮的基圆,以减小合闸位置的自锁压力角。

3) 由于触头弹簧的压缩、释能,真空断路器的合闸功远大于分闸功。通过对凸轮曲线的设计,合理地分配和调整涡卷弹簧释放的能量。

断路器仿真模型的建立

为了验证涡卷弹簧、凸轮以及断路器整个传动系统设计的正确性,一方面通过研制的样机进行反复测试,另一方面应用ADAMS动力学仿真软件对断路器分、合闸过程进行仿真分析。

ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) 是美国MDI公司开发的机械系统动力学仿真分析软件,是虚拟样机技术产品的杰出代表。用ADAMS软件,可以自动生成包括机-电-液一体化在内的、任意复杂系统的多体动力学数字化虚拟样机模型,提供产品设计、修

改、优化、试验规划和故障诊断各阶段的仿真计算分析结果。ADAMS能够分析零件动力特性、预测零件的变形、评价系统振动水平、检查零件的运动干涉及确定零件载荷谱。ADAMS利用交互式图形环境、零件、约束和力库,建立机械系统三维参数化模型,对运动性能进行高度逼真的仿真分析和比较,并提供多种“虚拟样机”方案,进行逼近和优化设计,能够自动输出位移、速度、加速度和反作用力,仿真结果显示为动画和曲线图形,还可预测机械系统的性能、运动范围、碰撞、包装、峰值载荷和计算有限元的输入载荷,同时支持同大多数CAD、FEA和控制设计软件包之间的双向通信。

由于真空断路器操动机构的分、合闸运动过程实质上就是机构的动力学运动过程,所以在真空断路器机构动态特性的研究中使用虚拟样机技术能更加直观地分析样机模型的动作情况,以及各个参数对动态特性的影响情况。这有利于新产品的研发、优化设计和故障模拟试验,进而缩短研发周期,降低研发成本,并且为产品安全运行做准备。

用ADAMS进行机械仿真的基本步骤如图6所示。

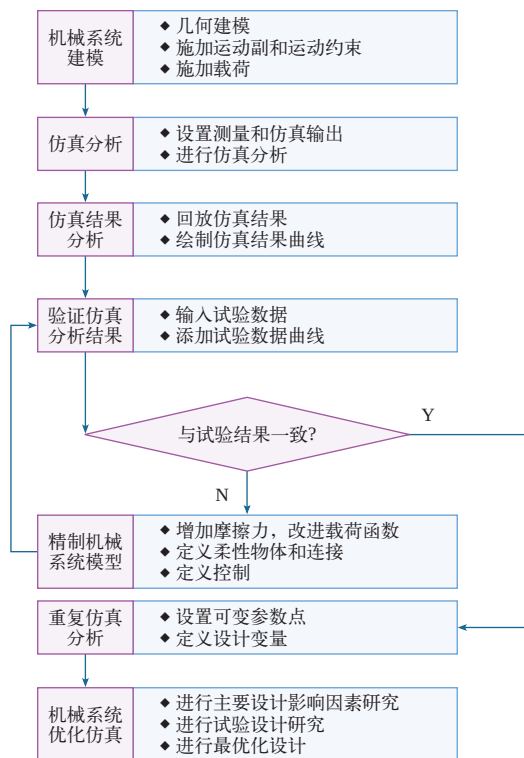
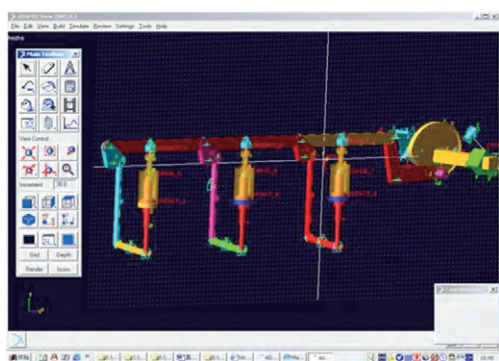


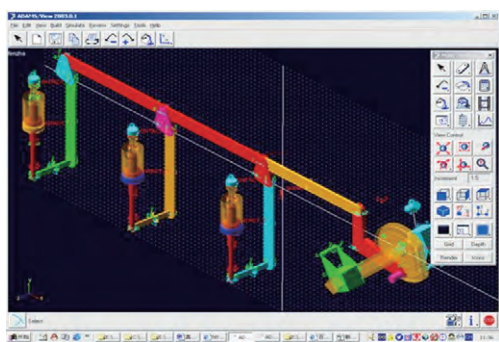
图6 仿真分析的基本步骤

仿真模型主要采用先进的ADAMS软件建立了断路器操动系统三维模型,包括主轴、掣子、凸轮、拐臂、驱动杆、操作连杆、触头弹簧和真空灭弧室动、静触头等。为了保证仿真分析的正确性,模型中各个部件的质量、尺寸严格按照设计图样参数输入,各部件的连接和约束关系都与设计图样一致。同时,对模型的运动系统在操作过程中受到的多种作用力,包括涡卷弹簧出力、重力、触头自闭力、触头弹簧力和摩擦力等进行了实际分析计算,并设定了相应的摩擦系数。对断路器运动基本参量,如位移、主轴转角和时间等添加了虚拟传感器进行测量。

对于操动机构中零部件的变形损耗,模型中通过改变三角拐臂的变比来修正,能量损失是用摩擦损耗来抵消。具体结构如图7所示。



(a) 合闸模型



(b) 分闸模型

图7 仿真模型建立

断路器仿真模型的验证

模型建立完成后,需要对模型施加一定的约束载荷,检验构建的模型是否正确。验证过程中需要注意以下几个方面。

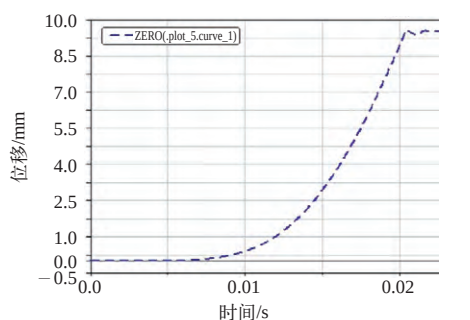
1) 断路器分闸操作时受涡卷弹簧的弹簧力、重力、灭弧室自闭力和摩擦力等多个力的作用,在施加这些载荷时一定要注意力的大小、方向以及作用位置是否正确。

2) 断路器性能测定过程中,需要通过虚拟传感器完成对其速度、行程、时间以及主轴转角等参数的测定,虚拟传感器的添加要严格按照断路器性能测定的需求进行,否则会直接影响断路器仿真结果的正确性。

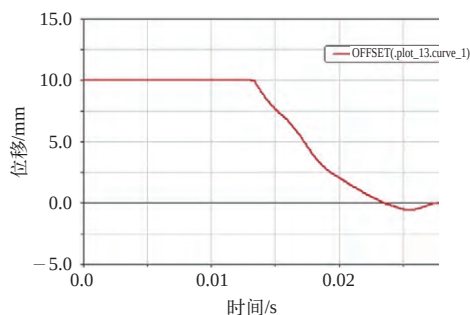
3) 操动机构运动过程中存在多个约束类型,在添加约束时一定要认真分析,避免出现约束添加错误或者遗漏的现象。

4) 模型中零部件在受力过程中的变形量通过三角拐臂的变比来控制,能量损失则通过摩擦消耗来消除。

按照空载条件下断路器“分—合分”操作过程进行仿真分析,获得了如下机械特性。触头行程—时间特性,如图8所示。触头运动速度—时间特性,如图9所示。触头运动速度—位移特性,如图10所示。触头行程—主轴转角对应关系,如图11所示。连杆速度—位移特性,如图12所示。

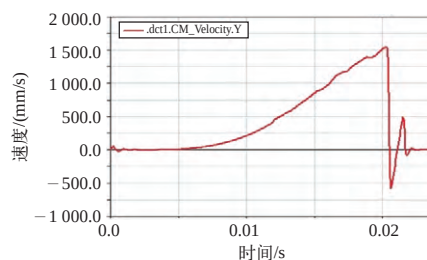


(a) 合闸

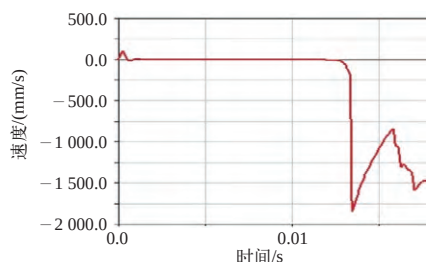


(b) 分闸

图8 触头行程—时间特性

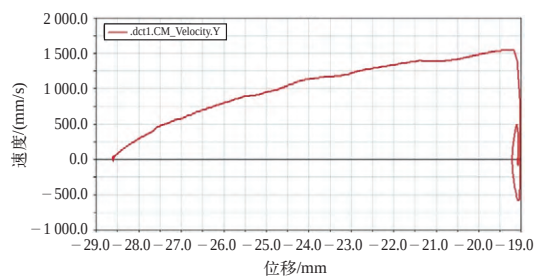


(a) 合闸

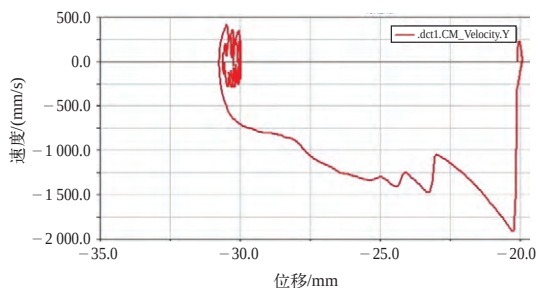


(b) 分闸

图9 运动速度-时间特性

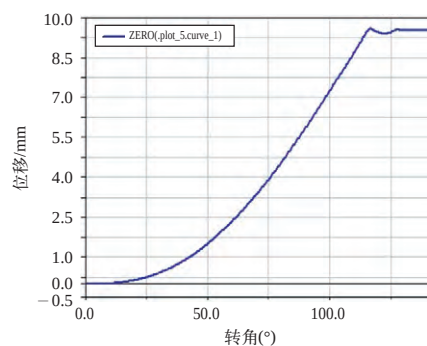


(a) 合闸

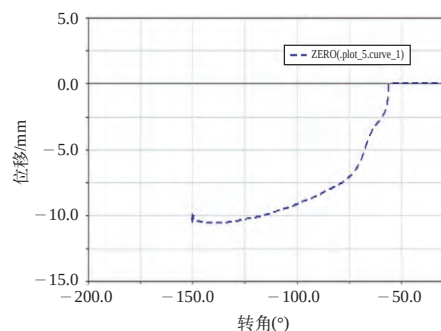


(b) 分闸

图10 运动速度-位移特性

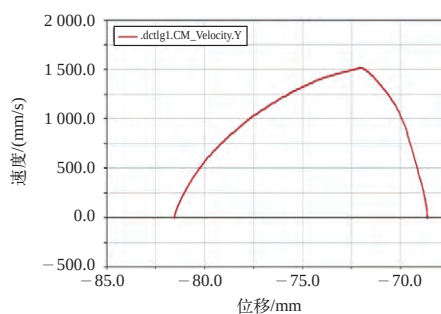


(a) 合闸

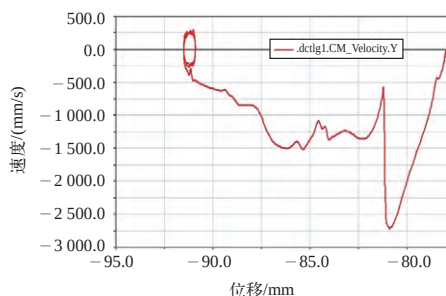


(b) 分闸

图11 触头行程-主轴转角



(a) 合闸



(b) 分闸

图12 连杆速度-位移特性

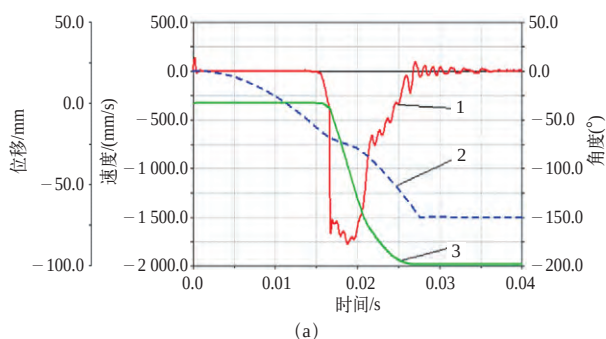
凸轮机构的优化设计

通过对断路器分、合闸模型的仿真分析,可以看出凸轮轮廓曲线对机构的出力特性和断路器运动特性影响很大。因此,利用ADAMS软件重点探讨了凸轮曲线与触头分闸速度的关系,找到了凸轮轮廓曲线及分闸起始点与平均分闸速度和刚分速度的变化规律。从而实现了凸轮曲线和分闸速度的优化设计。

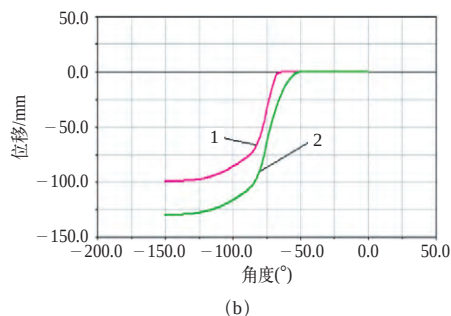
如何通过修改断路器操动机构使分闸速度降低,这是本机构设计的关键问题。同时考虑到开发成本的问题,要求对断路器尽量进行小的变动。如果使用刚度系数更小的涡卷弹簧来降低分

闸速度, 会使合闸速度也随之降低; 如果使用分闸缓冲器, 就会使机构变得更加复杂, 更加不稳定, 成本也会相应地增加; 如果修改连杆机构的变比, 会使断路器机架需要相应的修改, 并且也会使合闸速度改变。因此, 最后决定通过修改凸轮曲线来降低分闸速度, 这样只需要更改这一个零件就可以达到效果。

在凸轮连杆串联机构系统中, 连杆机构主要起传递运动的作用, 而对输出力特性改变起决定作用的是凸轮机构。凸轮运动规律的改变, 对机构输出力曲线和合闸速度的影响都很大, 因此, 机构能否达到合理的匹配, 满足分、合闸运动的要求, 关键在于凸轮轮廓线的设计。图13为样机机构的仿真结果。



(a)
1—动触头运动速度与时间曲线 2—主轴转动角度与时间曲线
3—动触头位移与时间曲线



(b)
1—动触头行程与主轴转角关系曲线
2—触头拉杆行程与主轴转角关系曲线

图13 动触头、动触头拉杆位移与主轴转角关系

从图13中可以看出, 动触头运动6 mm的时间点在0.02 s, 此时主轴转动79°, 对动触头分闸速度有影响的就在这段时间里面。从降低凸轮分闸速度这个角度来看, 主轴转动79°以后的凸轮曲线的意义不是很大。主轴转动62°左右的时候动触头才

开始运动, 所以本样机中凸轮曲线在62°~79°这段角度中对分闸速度影响很大, 改变分闸速度的一个方法就是对此段的凸轮曲线进行修改。主轴开始转动15 ms后动触头才开始运动, 也就是主轴用0.015 s来为触头的运动积攒能量。主轴转动50°的时候触头拉杆才开始运动, 对应的时间为0.014 s, 表明触头弹簧释放的时间在1 ms左右。触头的刚分能量就来自这15 ms的涡卷弹簧的能量和触头弹簧能量的总和。所以改变分闸速度的另外一个手段就是改变这段时间的长度, 也就是改变凸轮转角。

通过对仿真结果的分析, 得出可以改变凸轮曲线, 或者通过改变凸轮转角来降低触头的分闸速度。凸轮曲线及其修改如图14所示。

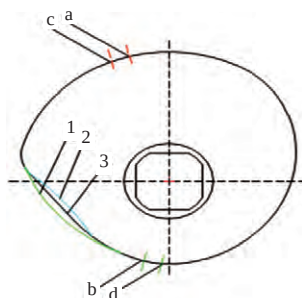


图14 凸轮的轮廓曲线

1—原样机的凸轮曲线 2—试验凸轮曲线 3—最终确定的凸轮曲线
a—原分闸起始点 b—原分闸终点 c—修改起始点 d—修改终点

经过对操动机构运动规律的研究, 找到设计凸轮轮廓曲线的规律, 在最终确定产品的设计中主要考虑3点: 触头分闸速度必须满足要求; 固有分闸时间要保持在26~30 ms之间; 尽可能少地对机构其他部件进行改动。

考虑到固有分闸时间的要求, 凸轮运动起始点不能推后太多, 仿真结果如图15所示。分闸平均速度为1.11 m/s, 刚分速度为0.97 m/s。最后根据修改后的凸轮加工, 然后装配到断路器中进行分闸试验, 结果如图16所示。其中, a点处为超行程结束, 是触头运动的起始点; b点为动触头运动6 mm后的时间点, c点为分闸后2 ms的时间点。在SWT软件中点击“测试”按钮, 然后分别选择曲线上的a点和b点, 可计算出平均速度为1.19 m/s, 同样

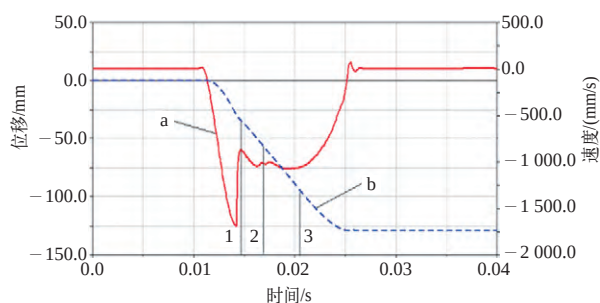


图15 触头拉杆位移, 速度位移和速度与时间的关系

a—拉杆速度 b—拉杆位移 1—触头刚分点 2—触头分闸后2 ms点
3—触头分闸后6 mm点

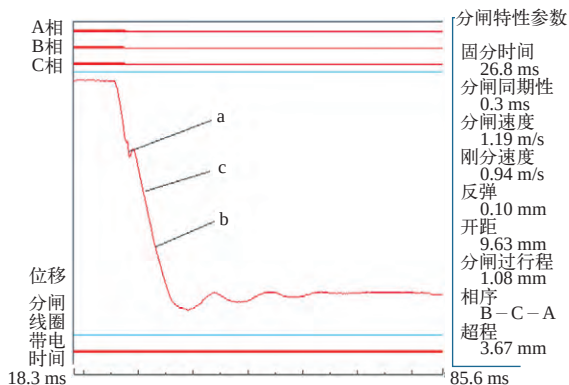


图16 修改后样机分闸时触头拉杆位移-时间特性

a—分闸起点 b—触头分闸后6 mm点 c—触头分闸后2 ms点

的方法测量a点和c点可计算出刚分速度为0.94 m/s。通过样机分闸试验, 表明了修改后的凸轮满足设计要求, 断路器槽凸轮曲线与负载特性达到了良好的匹配效果。

通过比对仿真结果, 表明仿真结果平均分闸速度为1.11 m/s, 刚分速度为0.97 m/s, 与实测值平均分闸速度为1.19 m/s、刚分速度为0.94 m/s相当接近, 其偏差小于10%。由此可见, 仿真分析

方法是正确可信的。

结束语

断路器弹簧操动机构中的核心部件是凸轮, 其转动一圈断路器需要完成一次分闸和合闸操作, 其传输效率的高低对操动机构运行的可靠性和性能影响较大, 必须使其能够和断路器的负载特性相匹配。通过对断路器分、合闸模型的构建和仿真分析, 凸轮曲线对其机构的出力和断路器的运动特性影响较大, 通过修改凸轮曲线能够降低分闸速度。本文完成了对凸轮曲线的修改, 实现了其和断路器负载特性的匹配。

参考文献

- [1] 赵鸿飞, 吴军辉. 基于ADAMS的真空断路器凸轮机构优化设计方法研究 [J]. 电气制造, 2009 (10): 70-72.
- [2] 成守勇, 王冬梅, 臧凤欣. 真空断路器弹簧操动机构优化设计要点 [J]. 电气制造, 2010 (10): 54-55.
- [3] 石飞, 林莘, 徐建源. 真空断路器弹簧操动机构的机械特性与可靠性 [J]. 电力设备, 2005 (6): 79-81.
- [4] 霍凤鸣, 蒋云峰, 朱泳, 等. 40.5 kV真空断路器运行分析 [J]. 中国电力, 2009, 42 (1): 45-48.
- [5] 崔彦斌, 高志, 曹云鹏. 基于ADAMS的高压断路器操动机构动力学仿真研究 [J]. 机械设计与制造, 2006, 26 (4): 66-67.

(收稿日期: 2015-03-10) EA

欢迎订阅 欢迎投稿 欢迎刊登广告