

基于 CAE 技术的高压开关弹簧机构凸轮优化设计

李世芸, 王 轩

(昆明理工大学机电工程学院, 云南 昆明 650093)

摘要: 针对高压开关设计和使用中提出的凸轮曲线轮廓优化问题, 在大型 CAE 软件 ANSYS 中进行参数化建模和有限元分析, 得出了凸轮碰撞过程中的瞬态应力分布等力学参数, 并以此为依据, 建立了凸轮的优化数学模型, 以凸轮与轴承的最大接触应力最小为优化目标, 分析了相应的约束条件和设计变量, 在 ANSYS 的优化模块中, 进行了凸轮曲线形状的优化设计, 并对优化前后的结果进行了比较。探索了一种 CAE 技术在高压开关设计中应用的新方法, 所做研究对提高凸轮机构的设计质量和设计效率有较好的指导意义和参考价值。

关键词: 高压开关; 优化设计; 凸轮机构; ANSYS

中图分类号: TM56; TP391.72

文献标志码: A

文章编号: 1001-1609(2009)05-0020-04

Cam Optimization Design of Spring Operating Mechanism in High Voltage Switch Based on CAE Technology

LI Shi-yun, WANG Xuan

(Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China)

Abstract: Focusing on the optimization design of cam profile in a high voltage switch, parameterized modelling and FEM analysis are performed with the ANSYS in CAE software, and some mechanical parameters, such as transient contact stress distribution are obtained. Based on FEM analysis results, an optimization model of cam is established. Minimizing the maximum contact stress between cam and bearing is selected as the optimization object, and the relevant constraint conditions and design variables are analyzed. Optimization design of cam profile is implemented in the optimization design module of ANSYS, and is compared with the original one. The present method may improve the design quality and efficiency of the cam mechanism in high voltage switch.

Key words: high voltage switch; optimization design; cam mechanism; ANSYS

0 引言

高压开关是电力系统中重要的开关设备, 担负着控制和保护电路的双重任务, 其性能的好坏决定电力系统是否能安全运行。笔者研究的高压开关是某开关厂新产品 LW36-126 三相 SF₆ 自能式气体断路器, 用于在高压输电中控制接通和切断电路。其工作原理见图 1, 利用储能的弹簧为动力使开关实现合、分闸动作, 采用小功率的电动机为弹簧储能。合闸弹簧储能, 凸轮高速碰撞到滚动轴承后立即产生分离; 在分合闸弹簧的共同作用下, 凸轮与滚动轴承又接触。每一次分闸、合闸动作, 靠凸轮与轴承的接触、碰撞来实现各种工况。该弹簧操作机构成本

低, 是断路器中最常用的一种操作机构, 但其机构较复杂, 该机构操作过程中存在以下主要的问题: 由于一次分、合闸时间是在 30~40 ms 的极短时间内完成的, 凸轮与轴承的接触成了瞬态的碰撞或冲击, 每次分闸和合闸时产生的噪声和振动很大, 轴承承受的冲击力最为集中, 已成为易损件。虽然已采用价格昂贵的德国进口滚针轴承, 承受冲击的次数也只能达到 2 000 次, 国内普通轴承只能达到 1 000 次。每次更换轴承易损件, 用户和厂家都费时费力, 增加了维护成本。生产厂家希望优化凸轮的曲线轮廓形状, 降低分合闸时凸轮与轴承的碰撞力、接触力, 以此提高轴承的承受冲击次数和使用寿命, 降低维护成本, 提高产品的竞争力。如何改进和优化凸轮轮廓形状, 已成为改进产品质量的关键因素之一, 也是设计中

收稿日期: 2009-03-25

基金项目: 云南省科技厅项目“云南开关厂 CIMS 应用示范过程”(2005.7~2007.9); 本文受“云南省中青年学术技术带头人培养基金”资助(2006PY01-03)。

作者简介: 李世芸(1965), 女, 教授, 主要从事 CAD/CAE/CAM 研究。

急待解决的问题之一^[2]。传统的凸轮的设计方法只能大致计算凸轮的强度和压力角的参数,无法解决轮廓曲线优化的问题。笔者采用当今先进的设计方法——CAE技术来解决该问题。

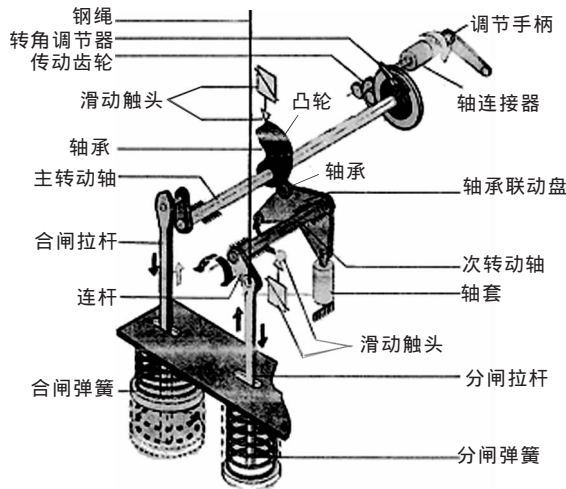


图1 弹簧操作机构工作原理

1 凸轮受力状况有限元分析

1.1 有限元模型的建立

要对凸轮进行优化,必须先分析凸轮在碰撞过程中的受力分布。用传统的凸轮设计方法,只能大致计算凸轮的强度和压力角等参数,无法得出碰撞过程中最大应力出现的时间以及在凸轮上的位置。笔者采用有限元的方法,根据生产厂家提供的实测凸轮载荷曲线,对凸轮进行建模和碰撞受力分析。

由于需要优化的是曲线轮廓,将图1所示凸轮简化为图2(a)所示几何模型。一次分闸或合闸,凸轮与轴承的接触范围见图2(b),也是需要优化的凸轮曲线范围,在分闸或合闸过程中,凸轮正反方向转动的升程角 169° 。凸轮的参数见表1。

在ANSYS中建立的凸轮有限元模型见图3,为了尽可能精确模拟受力变化,在接触范围内尽可能将有限单元网格细化,采用的单元为对边界拟合能力较强的Solid 92和Tet10node单元;凸轮的材料为

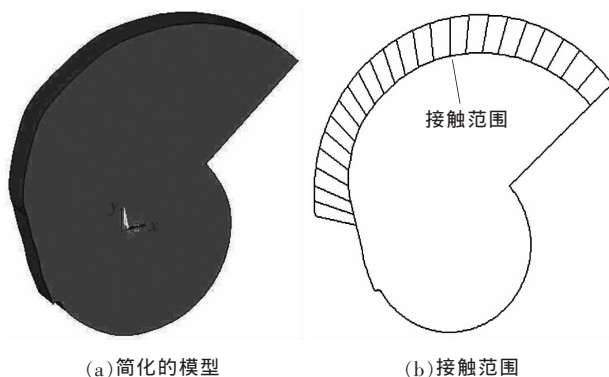


图2 凸轮与接触受力范围

表1 凸轮参数

角度/(°)	半径 R/mm	角度/(°)	半径 R/mm
0~43	45.00	130	77.83
43.1	106.27	140	71.53
50	106.07	150	64.74
60	105.02	160	57.78
70	103.21	170	52.60
80	100.61	180	49.00
90	97.29	190~207	48.00
100	93.34	210~360	45.00
120	83.57		

合金调质钢 40Cr,弹性模量 $E=2.1E5$ Mpa,密度 $\rho=7.9$ g/cm³,泊松比 $\mu=0.277$,抗拉强度 $\sigma_b=980$ MPa,屈服强度 $\sigma_s=785$ MPa^[4]。生产厂家提供的凸轮与轴承的接触载荷见图4,从图中可看出,分合闸的时间不到0.04 s,载荷的剧烈变化在起始阶段比较明显。本文采用载荷步的方法,将图4所示载荷曲线通过载荷表形式输入ANSYS。在0.04 s、凸轮转动 169° 的范围内,将时间子步数定义为100步,即迭代计算时间间隔为0。约束凸轮的运动自由度为绕其转动轴线的转动。

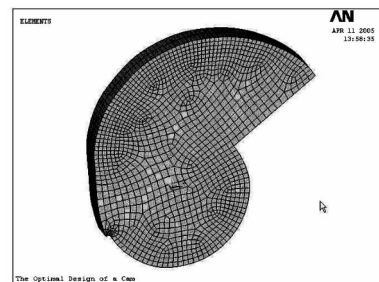


图3 凸轮有限元模型

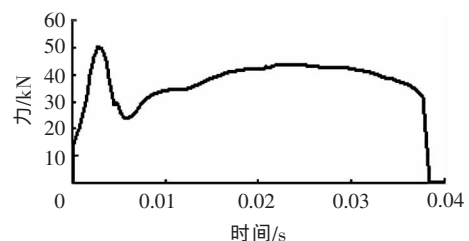


图4 凸轮所承受载荷曲线

1.2 有限元分析结果及后处理

在完成了凸轮几何模型、生成了有限元网格、施加了载荷和边界条件后,进入ANSYS的Solution求解器,利用ANSYS的瞬态Transient求解器进行求解^[3]。通过有限元分析、计算,可得出以下结论,凸轮在与轴承开始接触后的0.006 s时,接触应力达到最大,此时的等效 von Mises 应力分布见图5,最大应力出现在如图5所标注位置。此时凸轮变形见图6,在非接触区域变形相对较大,最大变形仅

为 $0.121e^{-5}$ mm。从分析结果可看出,在整个合闸过程中,凸轮与轴承开始接触碰撞时的接触应力和冲击力是最大的。由于凸轮与轴承为一对施力相等的实体,此时轴承承受的载荷最大。

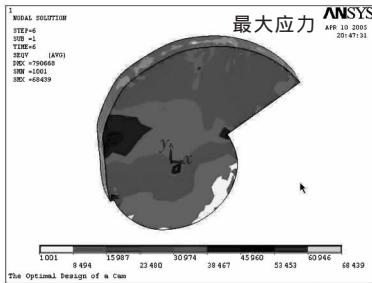


图5 优化前凸轮节点 von Mises 等效应力云纹图

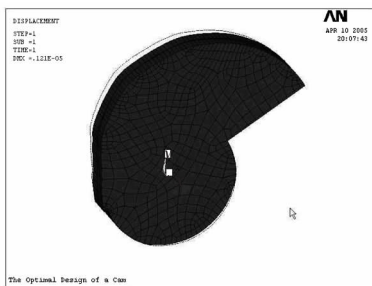


图6 优化前凸轮最大接触应力时对应的变形

通过有限元方法,分析了凸轮与轴承碰撞时最大应力出现的时间和位置,并以此作为进一步优化的基础。

2 凸轮轮廓曲线的优化设计

2.1 凸轮优化设计数学模型的建立

优化问题的数学模型是实际优化设计问题的数学抽象。在明确设计变量、约束条件、目标函数之后,优化设计问题就可以表示为,对于具有 n 个设计变量

$$x = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n]^T \quad (1)$$

在满足设计约束条件 $g_i(\vec{X}) \leq 0 (i=1, 2, \dots, m)$;

$h_j(\vec{X}) = 0 (j=1, 2, \dots, k < n)$ 的情况下,找出一组最优设计变量值

$$x^* = [x_1^* \ x_2^* \ \dots \ x_n^*]^T \quad (2)$$

使得目标函数 $F(X)$ 取最小值

$$F(X^*) = \min F(X) \quad (3)$$

若为求 $F(X)$ 的极大值,可用 $\min(1/F(X))$ 或 $\min(-F(X))$ 转换。

2.1.1 凸轮优化的设计变量

对于凸轮轮廓曲线的优化,将凸轮与轴承的接触范围 6 个关键拟合点的半径定义为设计变量,即

$$x = [H_1 \ H_2 \ H_3 \ H_4 \ H_5 \ H_6]^T \quad (4)$$

$H_1 \sim H_6$ 允许变化的范围是 $\pm 10\%$ 。这 6 个关键拟合点对应的极坐标角度保持不变。

2.1.2 约束条件

(1) 凸轮机构的优化设计首先要满足操动机构传动所要求的约束条件,即触头的刚合速度达到规定值,即

$$2.8 \text{ m/s} \leq v_g \leq 3.8 \text{ m/s}$$

(2) 压力角条件

对凸轮机构来说,其机构的受力、运动等均与其压力角有密切的关系,故还要满足其压力角条件。压力角需满足设计约束条件

$$\alpha < [\alpha] \quad ([\alpha] = \pi/4) \quad (5)$$

凸轮为机构压力角 α , 见图 7, NN 为凸轮上与滚子的接触点法线, NN 与中心连线 AO 相交于极点 I , 从动件在 I 点的速度为

$$v_I = x\omega_c = (d+x)\omega_f \quad (6)$$

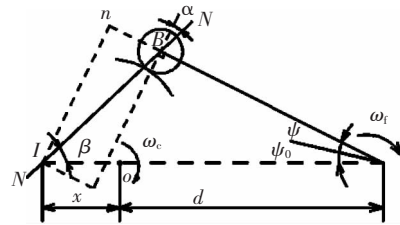


图7 凸轮传动压力角示意图

式(6)中, x 为 OI 的距离; ω_c 和 ω_f 分别为凸轮和从动件的角速度。所以有

$$x = \frac{d\omega_f}{\omega_c - \omega_f} \quad (7)$$

$$d+x = \frac{d}{1 - \frac{\omega_f}{\omega_c}} = \frac{d}{1 - \frac{d\psi}{d\varphi}} \quad (8)$$

式(8)中, $\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{d\psi/dt}{d\varphi/dt} = \frac{\omega_f}{\omega_c}$, ψ, φ 分别为从动件、凸轮的转角。

则压力角 α 为

$$\tan\alpha = \frac{ID}{BD} = \frac{nB}{nI} = \frac{(d+x)\cos(\psi+\psi_0) - l}{(d+x)\sin(\psi+\psi_0)} = \frac{d\cos(\psi+\psi_0) - l(1 - \frac{d\psi}{d\varphi})}{d\sin(\psi+\psi_0)} \quad (9)$$

式(9)中,若 ω_c 为逆时针方向,则 $\frac{d\psi}{d\varphi}$ 为负值,若 $\tan\alpha$ 为负值,这表示法线 NN 位于从动件杆臂垂线的另一边。

2.1.3 目标函数

为了减少凸轮对轴承的碰撞和冲击,使凸轮与轴承的最大接触应力为最小作为优化的目标。传统的优化设计中,目标函数必须以数学解析表达式的方式表示才能进行优化。而实际的分析过程中,有些情况下,优化目标很明确,但无法用数学解析式的方式表示优化目标函数,例如,本文所关注的优化目

标,故传统的优化方法无法实施优化计算。

当今主流的 CAE 技术将传统的优化设计理论与有限元方法结合起来,可以实现模糊优化、拓扑优化,对于无法用数学函数表示的优化目标、约束函数等,可以采用有限元的方式进行计算,再将计算结果作为优化的约束条件和目标函数等。在当今主流的专业有限元分析软件中,都包括了专门用于进行优化设计的模块。本文在 ANSYS 环境中,在前面进行了凸轮受力分析的基础上,利用 ANSYS 的后处理功能,从结果文件中将最大接触应力提取作为优化目标,并将有限元分析过程写成相应的命令流文件,用作每次优化迭代的脚本文件。

2.2 优化结果

采用一阶优化方法,目标函数的容差为 0.1。满足各个设计变量变化范围和约束条件的设计变量组合有 8 组,其中最优化(使得最大接触应力为最小)的设计变量组合见图 8(a),凸轮优化前后的曲线轮廓比较见图 8(b),优化前凸轮的拟合半径为 81.53 mm,优化后为 78.84 mm,凸轮半径最大变化值为 2.69 mm,变化率为 3.3%。

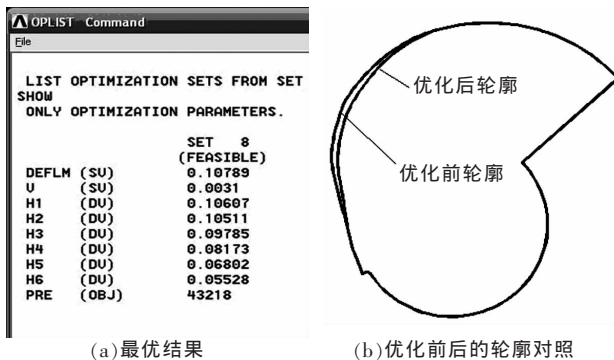


图 8 最佳设计序列结果显示

在同样的工况和载荷情况下,在 ANSYS 环境中,再对优化后的凸轮进行瞬态有限元分析,结果为,凸轮在与轴承开始接触后的 0.005 s 时,接触应力达到最大,此时的等效 von Mises 应力分布以及最大应力出现的位置见图 9。通过计算,还可得出凸轮的变形、应变等分布结果。表 2 给出了凸轮优化前后主要力学参数及其变化情况,从表 2 中可看出,优化后凸轮与轴承的最大接触应力较之优化前减少了 7.6%,最大变形和最大应变分别减少了 1.6%和 5.8%,最大应力的减少是最为明显的。由于 6 个拟合点半径的变化范围为 $\pm 10\%$,且需满足压力角和速度的约束条件,各力学参数的变化基本上在 10%以内。

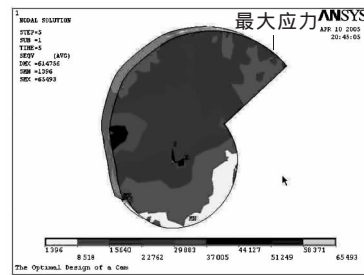


图 9 优化后凸轮节点 von Mises 等效应力云纹图

表 2 凸轮优化前后各力学参数的比较

	最大应力出现时间/s	最大应力/MPa	最大变形/mm	最大应变
优化前	0.006	68 439	0.121e ⁻⁵	0.137e ⁻⁶
优化后	0.005	63 238	0.119e ⁻⁵	0.354e ⁻⁶
变化值	-0.001	-5201	-0.002e ⁻⁵	-0.022e ⁻⁶
变化率/%	-16.7	-7.6	-1.6	-5.8

3 结语

建立了凸轮优化设计的数学模型,以凸轮接触区内 6 关键点的半径为设计变量,以满足刚合速度、压力角设计要求为约束条件,以最大接触应力为最小为目标函数,采用 ANSYS 的优化设计模块进行优化计算,得出了优化的凸轮曲线轮廓。并计算了同样工况和载荷情况下,凸轮优化后的最大应力出现的时间,以及该时刻对应的应力分布和最大应力出现的位置。分析、对比了凸轮优化前后的力学参数变化,优化后凸轮的接触应力比优化前减少了 7.6%,变形和应变等不同程度的减少。

采用 CAE 技术对凸轮曲线轮廓进行优化,所生成的有限元命令流和优化程序可提供给厂家,作为今后设计凸轮的有效工具。探索了一种 CAE 技术在高压开关设计中应用的新方法,所做研究对提高凸轮机构的设计质量和设计效率有较好的指导意义和参考价值。

参考文献:

- [1] 徐国政,张节容,钱家骊,等.高压断路器原理和应用[M].北京:清华大学出版社,2000.
- [2] 崔景春,袁大陆,杜彦明.SF₆断路器操动机构的运行可靠性和选型探讨[J].高压电器,2001,37(2):1-4
- [3] VAN L,NOORGATE D.A General Computer Aided Method for Design High Speed Cam Avoiding the Dangerous Excitation of the Machine Structure[J].MMT.1997(12):237-245.
- [4] 吴伟光,马履中.真空断路器弹簧操动机构中凸轮机构的优化设计[J].江苏理工大学学报(自然科学版),2000,21(4):40-44.
- [5] 谢成,刘发安.凸轮机构的优化设计[J].华北石油设计,1999,3(57):54-58.
- [6] 王国强.使用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的应用[M].西安:西北工业大学出版社,1999.
- [7] 杨荣柏.机械结构分析的有限元法[M].武汉:华中理工大学出版社,1989.