

DOI:10.13296/j.1001-1609.hva.2015.05.023

断路器传动机构传动比的一种分析方法

顾根泉

(河南平高电气股份有限公司, 河南 平顶山 467001)

摘要: 简述了传动比计算在断路器机械特性分析中的作用,介绍了一种传动比解析计算的方法,结合断路器产品中常用的拐臂传动机构,计算了传动机构的传动比,导出了传动比计算的数学表达式,使对断路器运动系统的计算分析更加方便。

关键词: 断路器; 传动机构; 传动比; 解析计算; 等效质量; 机械特性

Transmission Ratio Analysis Method for Circuit Breaker Transmission Mechanism

GU Genquan

(Henan Pinggao Electric Co., Ltd., Henan Pingdingshan 467001, China)

Abstract: This paper briefly describes the function of transmission ratio calculation in mechanical characteristic analysis of a circuit breaker, and introduces an analytic calculation method of the transmission ratio. Taking a crank mechanism of circuit breaker for example, the transmission ratio of the mechanism is calculated, and the corresponding mathematical expressions are derived. The expressions can be used for convenient calculation and analysis of circuit breaker's moving mechanisms.

Key words: circuit breaker; transmission mechanism; transmission ratio; analytic calculation; equivalent mass; mechanical characteristic

0 引言

关于传动机构传动比的计算方法有多种,一是采用作图法,二是采用解析法,三是采用软件分析计算。作图法^[1]比较直观简单,但准确度较差,并且无法直接使用计算机进行动态连续计算。解析法常用的有矢量法^[2]、复数法、矩阵法^[3]等,这些方法在已知构件的角位移时,求解各构件的运动特性比较简便,而断路器传动机构的传动比一般是行程的函数,需要根据直线位移计算确定各构件的位置角度后,才能确定传动机构的传动比及运动特性,采用上述解析法进行计算并非易事。随着技术的进步,也可采用 ADMAS 等软件进行分析计算^[4-6],但用于断路器机械特性解析计算仍不是很方便。笔者介绍另一种解析法来进行分析计算,根据断路器传动机构的运动特点,得到传动比准确的数学表达式,可以方便地计算出传动机构在任意位置的传动比及运动特性。

1 传动系统的动力学分析

断路器及其操动机构中常设置有连杆传动机构,用以转换运动的方向或改变运动行程和运动速度的大小^[7-11]。某型号断路器的传动系统结构图见图 1,由 3 套拐臂传动机构组成。灭弧室中的动触头与操动机构中的液压缸均水平布置,液压缸的水平输出通过拐臂传动机构转换成绝缘拉杆在竖直方向的运动,为减小绝缘拉杆运动行程对断路器绝缘尺寸的影响,此拐臂传动机构采用缩小的传动比,将液压缸处较大的运动行程变换为绝缘拉杆处较小的运动行程。然后,再通过另二套拐臂传动机构将绝缘拉杆在竖直方向的运动转换成左、右 2 个灭弧室在水平方向的运动,为保证灭弧室的运动行程和运动速度,此拐臂传动机构采用放大的传动比,将绝缘拉杆处较小的运动行程变换为灭弧室处较大的运动行程,左、右 2 个拐臂传动机构的传动尺寸相同。

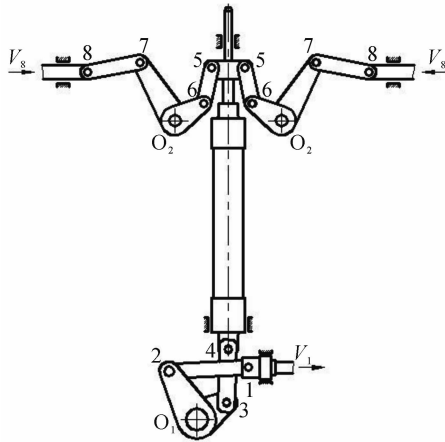


图 1 断路器传动机构

Fig. 1 Circuit breaker transmission mechanism

在断路器机械特性的设计计算中,需对运动系统进行动力学分析,以便利用动力学定律 $F=ma$ 来计算出运动系统的加速度 a ,再利用运动学的知识计算出在时间 Δt 内运动系统的速度及位移,只要 Δt 取的足够小,采用逐步计算的方法便可连续计算出整个动作时间内运动系统的加速度、速度和位移。对带有连杆传动机构的断路器,其运动系统是一个复杂的系统,有各种力的作用,各作用力的作用点不同,各作用点的位移量也不相同,组成系统的各零部件的运动形式有直线运动、旋转运动及复杂的平面运动,这样运动系统各点的作用力不能直接相加、减,各零部件的质量也不能直接相加,一般需利用传动比(速度比)将各点的作用力和运动质量归化至同一点上^[12-19],以便于进行计算。

对图 1 所示的传动机构,假定节点 1、2、3、4、5、6、7、8 的运动速度分别为 $V_1、V_2、V_3、V_4、V_5、V_6、V_7、V_8$,各节点的替代质量分别为 $m_1、m_2、m_3、m_4、m_5、m_6、m_7、m_8$,运动系统的等效质量为 M ,速度为 V ,则整个运动系统的动能为

$$\frac{1}{2}MV^2 = \frac{1}{2}m_1V_1^2 + \frac{1}{2}m_2V_2^2 + \frac{1}{2}m_3V_3^2 + \frac{1}{2}m_4V_4^2 + \frac{1}{2}m_5V_5^2 + \frac{1}{2}m_6V_6^2 + \frac{1}{2}m_7V_7^2 + \frac{1}{2}m_8V_8^2。$$

如果将运动系统的质量归化至节点 1 处,即: $V=V_1$,则

$$M = m_1 + m_2 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 + m_3 \left(\frac{V_3}{V_1}\right)^2 + m_4 \left(\frac{V_4}{V_1}\right)^2 + m_5 \left(\frac{V_5}{V_1}\right)^2 + m_6 \left(\frac{V_6}{V_1}\right)^2 + m_7 \left(\frac{V_7}{V_1}\right)^2 + m_8 \left(\frac{V_8}{V_1}\right)^2。$$

作用力的归化可利用所作功相等的方法进行计算,如节点 8 处的灭弧室反力为 F_8 ,位移为 ΔS_8 ,所作的功为 W_8 ,将 F_8 归化至节点 1 处的作用力为

F_1 ,位移为 ΔS_1 ,其所作的功为 W_1 ,因所作的功相等,即

$$W_1 = W_2。$$

也就是

$$F_1 \Delta S_1 = F_8 \Delta S_8。$$

归化至节点 1 处的作用力为

$$F_1 = \frac{\Delta S_8}{\Delta S_1} F_8 = \frac{V_8}{V_1} F_8。$$

即运动系统的运动质量与各作用力均可通过传动比的计算归化到同一点上。

2 传动机构传动比的分析计算

对图 1 所示的传动机构,由几组偏置摇杆滑块机构组成,为便于分析,可分成几个部分分别计算,再求出总的传动比。先取其中的一组见图 2。在图 2 中,连板 L_1 右端节点 1 的运动速度为工作缸的运动速度 V_1 , V_1 与连板间的夹角为 γ_1 ,连板 L_1 左端节点 2 的运动速度为拐臂上连接轴销中心的线速度 V_2 , V_2 与连板间的夹角为 θ_1 ,各构件长度尺寸为常数。

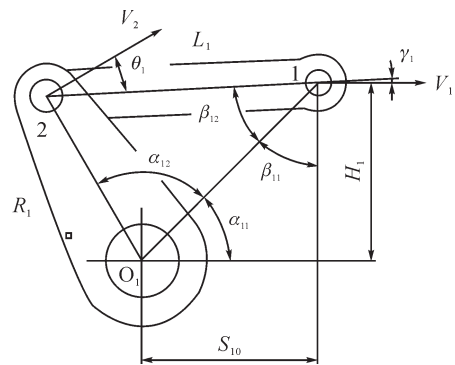


图 2 拐臂传动机构 1

Fig. 2 Crank arm transmission mechanism 1

连板 L_1 作平面运动,由理论力学中的速度投影定理^[20]可知,节点 1 与节点 2 处的速度在二点间连线上的投影应相等,即

$$V_1 \cdot \cos \gamma_1 = V_2 \cdot \cos \theta_1。$$

节点 2 与节点 1 的传动比为

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\cos \gamma_1}{\cos \theta_1}。$$

拐臂 R_1 与拐臂 R_2 通过拐臂轴连接为一整体,所以节点 3 与节点 2 的传动比为

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{R_2}{R_1}。$$

节点 3 与节点 1 的传动比为

$$\frac{V_3}{V_1} = \frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{V_3}{V_2} = \frac{R_2 \cdot \cos \gamma_1}{R_1 \cdot \cos \theta_1}。$$

拐臂传动机构 2 见图 3。同样,对图 3 中的连板 L_2

$$V_3 \cdot \cos \gamma_2 = V_4 \cdot \cos \theta_2。$$

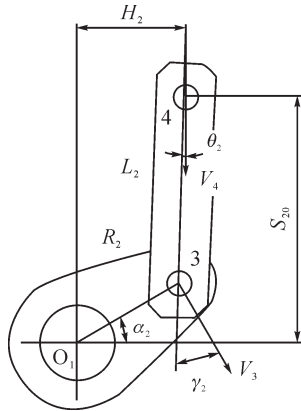


图3 拐臂传动机构 2

Fig. 3 Crank arm transmission mechanism 2

节点 4 与节点 3 的传动比为

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{\cos\gamma_2}{\cos\theta_2}。$$

节点 4 与节点 1 的传动比为

$$\frac{V_4}{V_1} = \frac{V_3}{V_1} \cdot \frac{V_4}{V_3} = \frac{R_2 \cdot \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2}{R_1 \cdot \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2}。$$

对于竖直运动的绝缘拉杆,节点 4 与节点 5 的运动速度相同,即: $V_5 = V_4$, 节点 5 与节点 1 的传动比为

$$\frac{V_5}{V_1} = \frac{V_4}{V_1} = \frac{R_2 \cdot \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2}{R_1 \cdot \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2}。$$

拐臂传动机构 3 见图 4。

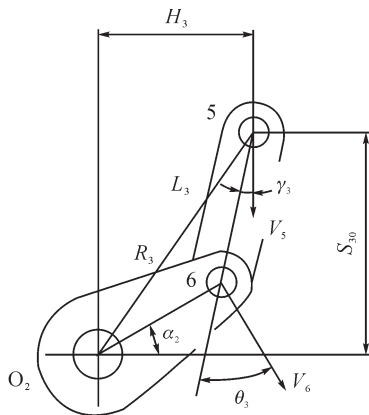


图4 拐臂传动机构 3

Fig. 4 Crank arm transmission mechanism 3

同样,对图 4 中的连板 L_3 , 节点 6 与节点 5 的传动比为

$$\frac{V_6}{V_5} = \frac{\cos\gamma_3}{\cos\theta_3}。$$

节点 6 与节点 1 的传动比为

$$\frac{V_6}{V_1} = \frac{V_5}{V_1} \cdot \frac{V_6}{V_5} = \frac{R_2 \cdot \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2 \cdot \cos\gamma_3}{R_1 \cdot \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3}。$$

节点 7 与节点 6 的传动比为

$$\frac{V_7}{V_6} = \frac{R_4}{R_3}。$$

节点 7 与节点 1 的传动比为

$$\frac{V_7}{V_1} = \frac{V_6}{V_1} \cdot \frac{V_7}{V_6} = \frac{R_2 \cdot R_4 \cdot \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2 \cdot \cos\gamma_3}{R_1 \cdot R_3 \cdot \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3}。$$

拐臂传动机构 4 见图 5。对图 5 中的连板 L_4 , 节点 8 与节点 7 的传动比为

$$\frac{V_8}{V_7} = \frac{\cos\gamma_4}{\cos\theta_4}。$$

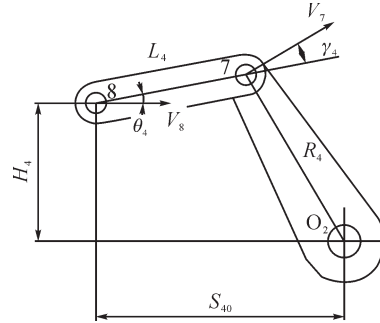


图5 拐臂传动机构 4

Fig. 5 Crank arm transmission mechanism 4

节点 8 与节点 1 的传动比为

$$\frac{V_8}{V_1} = \frac{V_7}{V_1} \cdot \frac{V_8}{V_7} = \frac{R_2 \cdot R_4 \cdot \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2 \cdot \cos\gamma_3 \cdot \cos\gamma_4}{R_1 \cdot R_3 \cdot \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3 \cdot \cos\theta_4}。$$

由上述结果可知,在各构件尺寸确定后,传动比只与构件运动的位置角度有关。

3 构件位置角度的解析计算

由上述传动比的分析计算结果可知,要确定传动机构在不同位置的传动比,主要工作是要确定各构件在运动中的位置角度及其数学表达式。

在图 1 所示的传动机构中,主动件是工作缸驱动节点 1 作水平方向运动,其余构件均为从动件,其位置角度均随着节点 1 的运动而变化。

在图 2 中,初始位置节点 1 的距拐臂轴 O_1 的水平距离为 S_{10} , 在时间 Δt 内工作缸运动的距离为 ΔX , 节点 1 的水平位置为: $S_{10} + \Delta X$, 拐臂 R_1 的位置角度为 α_1 , 因直接求解 α_1 比较困难, 可把 α_1 分为二部分分别进行求解, 即: $\alpha_1 = \alpha_{11} + \alpha_{12}$ 。利用三角函数关系可以求得:

$$\alpha_{11} = \arctan\left(\frac{H_1}{S_{10} + \Delta X}\right);$$

$$\alpha_{12} = \arccos\left[\frac{R_1^2 + H_1^2 + (S_{10} + \Delta X)^2 - L_1^2}{2 \cdot R_1 \cdot \sqrt{H_1^2 + (S_{10} + \Delta X)^2}}\right]。$$

同样,连板 L_1 的位置角度为: $\beta_1 = \beta_{11} + \beta_{12}$, 利用三角函数关系可以求得:

$$\beta_{11} = 90^\circ - \alpha_{11} = 90^\circ - \arctan\left(\frac{H_1}{S_{10} + \Delta X}\right);$$

$$\beta_{12} = \arccos\left[\frac{L_1^2 + H_1^2 + (S_{10} + \Delta X)^2 - R_1^2}{2 \cdot L_1 \cdot \sqrt{H_1^2 + (S_{10} + \Delta X)^2}}\right]。$$

由此可得到速度 V_1 与连板 L_1 的夹角为

$$\gamma_1 = 90^\circ - \beta_1。$$

速度 V_2 与连板 L_1 的夹角为

$$\theta_1 = \alpha_1 + \beta_1 - 180^\circ$$

在图3中,拐臂 R_2 的位置角度为: $\alpha_2 = \alpha_1 - 90^\circ$, 利用三角函数关系可以求得速度 V_3 与连板 L_2 的夹角为

$$\gamma_2 = \alpha_2 + \theta_2$$

速度 V_4 与连板 L_2 的夹角为

$$\theta_2 = \arcsin\left(\frac{H_2 - R_2 \cdot \cos\alpha_2}{L_2}\right)$$

节点4的位移为

$$\Delta Y = S_{20} - (R_2 \cdot \sin\alpha_2 + L_2 \cdot \cos\theta_2)$$

在图4中,在时间 Δt 内绝缘拉杆运动的距离为 ΔY , 节点5的竖直位置为: $S_{30} - \Delta Y$, 拐臂 R_3 的位置角度为: $\alpha_3 = \alpha_{31} + \alpha_{32}$, 利用三角函数关系可以求得

$$\alpha_{31} = \arctan\left(\frac{S_{30} - \Delta Y}{H_3}\right);$$

$$\alpha_{32} = \arccos\left[\frac{R_3^2 + H_3^2 + (S_{30} + \Delta Y)^2 - L_3^2}{2 \cdot R_3 \cdot \sqrt{H_3^2 + (S_{30} + \Delta Y)^2}}\right]$$

连板 L_3 的位置角度为: $\beta_3 = \beta_{31} + \beta_{32}$, 利用三角函数关系可以求得

$$\beta_{31} = 90^\circ - \alpha_{31} = 90^\circ - \arctan\left(\frac{S_{30} - \Delta Y}{H_3}\right);$$

$$\beta_{32} = \arccos\left[\frac{L_3^2 + H_3^2 + (S_{30} + \Delta Y)^2 - R_3^2}{2 \cdot L_3 \cdot \sqrt{H_3^2 + (S_{30} + \Delta Y)^2}}\right]$$

速度 V_5 与连板 L_3 的夹角为

$$\gamma_3 = \beta_3$$

速度 V_6 与连板 L_3 的夹角为

$$\theta_3 = \alpha_3 + \beta_3$$

在图5中,拐臂 R_4 的位置角度为: $\alpha_4 = \alpha_3 + 90^\circ$, 利用三角函数关系可以求得速度 V_7 与连板 L_4 的夹角为

$$\gamma_4 = \alpha_4 + \theta_4 - 90^\circ$$

速度 V_8 与连板 L_4 的夹角为

$$\theta_4 = \arcsin\left[\frac{H_4 - R_4 \cdot \sin(180^\circ - \alpha_4)}{L_4}\right]$$

节点8的位移为

$$\Delta Z = S_{40} - [R_4 \cdot \sin(180^\circ - \alpha_4) + L_4 \cdot \cos\theta_4]$$

4 计算结果与分析

由上述数学表达式即可计算出图1中各构件在不同位置的角度,以及节点2、3、4、5、6、7、8对节点1的传动比,传动机构在不同位置各节点的传动比计算结果见图6,归化至节点1的运动系统等效质量计算结果见图7,操动机构(节点1)与灭弧室(节点8)的行程对应关系曲线见图8。

由图6计算结果可以看出,各节点的传动比是随节点1的行程位置不同变化的,运动系统的等效质量也是随节点1的行程位置变化的,见图7,在某

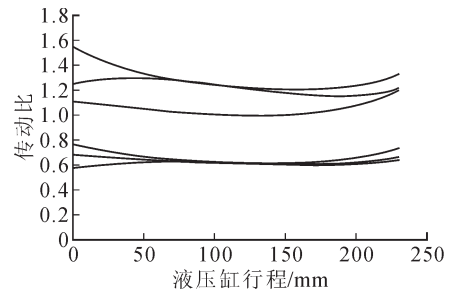


图6 各节点传动比

Fig. 6 Each node transmission ratio

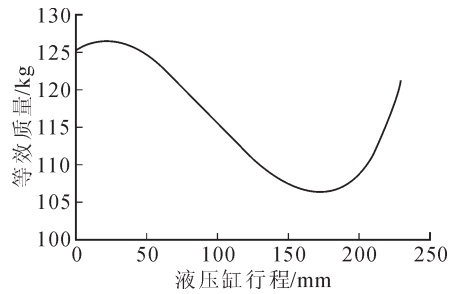


图7 运动系统的等效质量

Fig. 7 The equivalent mass of movement system

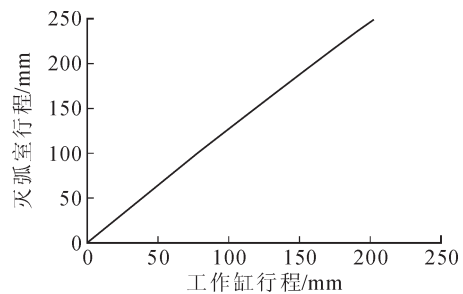


图8 操动机构与灭弧室行程对应曲线

Fig. 8 Stroke corresponding curve of actuator and interrupter unit

一确定位置,传动比的数值是确定值,等效质量也是确定值,其值只与传动机构的构件尺寸和其位置角度有关。操动机构与灭弧室的行程对应关系近似为直线,见图8。图7中运动质量的变化约为 $\pm 8.5\%$,设计中如果采用近似的平均传动比,而不考虑传动比及运动质量的变化,不仅会影响断路器机械特性计算的准确度,也会影响对断路器性能的分析,所以在设计中对传动比的计算需要重视。

5 结论

1)采用文中介绍的解析方法计算传动机构的传动比,关键是各构件位置角度的计算,在构件的尺寸确定后,传动比的数学表达式只与操动机构输入的位移量有关。

2)对设置有传动机构的断路器,传动比是影响机构运动和受力的重要参数,采用文中所述的解析

计算方法,便于对断路器的运动特性和受力进行动态分析计算。

3)用同样的分析方法,还可以计算其他形式平面连杆机构的传动比。

参考文献:

- [1] 徐国政. 高压断路器原理和应用[M]. 北京:清华大学出版社,2000.
XU Guozheng. Principle and application of high voltage circuit breaker[M]. Beijing:Tsinghua University Press, 2000.
- [2] 顾丕骅. 高压开关传动机构传动比的矢量分析法[J]. 高压电器,1989,25(5):8-13.
GU Pihua. Vector analysis method of transmission ratio of high-voltage switchgear transmission mechanism[J]. High Voltage Apparatus, 1989, 25(5):8-13.
- [3] 苑舜. 高压断路器弹簧操动机构[M]. 北京:机械工业出版社,2001.
YUAN Shun. Spring mechanism of the high voltage circuit breaker[M]. Beijing:China Machine Press, 2001.
- [4] 伍中宇. 超高压断路器液压操动机构特性研究[D]. 杭州:浙江大学,2008.
WU Zhongyu. Ultra-high voltage circuit breaker hydraulic operating mechanism characteristic research[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2008.
- [5] 李世芸,唐夫阳. 基于UG和ADAMS的高压开关弹簧机构动力学仿真和优化[J]. 高压电器,2008,44(2):110-113.
LI Shiyun, TANG Fuyang. Kinematic simulation and optimization for spring operating mechanism of circuit Switch based on UG and ADAMS[J]. High Voltage Apparatus, 2008, 44(2):110-113.
- [6] 郑建荣. ADAMS—虚拟样机技术入门与提高[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
ZHENG Jianrong. Virtual prototyping technology entry and improve[M]. Beijing:China Machine Press, 2002.
- [7] 楼家法. 高压开关机构设计[M]. 北京:机械工业出版社,1981.
LOU Jiafa. High voltage switch mechanism design[M]. Beijing:China Machine Press, 1981.
- [8] 顾丕骅. 高压断路器传动机构传动比对其速度特性影响的分析[J]. 高压电器,1990,26(1):8-13.
GU Pihua. Influence of transmission ratio of the high voltage circuit breaker transmission mechanism on the speed characteristics[J]. High Voltage Apparatus, 1990, 26(1):8-13.
- [9] 顾丕骅. 高压断路器传动机构最佳传动比设计分析[J]. 高压电器,1991,27(4):16-19.
GU Pihua. Design analysis on optimum transmission ratio of high voltage circuit breaker transmission mechanism[J]. High Voltage Apparatus, 1991, 27(4):16-19.
- [10] 李学荣. 四连杆机构综合概论[M]. 北京:机械工业出版社,1985.
LI Xuerong. Four-bar linkage mechanism comprehensive introduction[M]. Beijing:China Machine Press, 1985.
- [11] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2010.
CHENG Daxian. Mechanical design handbook[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2010.
- [12] 刘绍峻. 高压电器[M]. 北京:机械工业出版社,1982.
LIU Shaojun. High voltage apparatus[M]. Beijing:China Machine Press, 1982.
- [13] 施文耀. 开关液压机构[M]. 北京:机械工业出版社,1990.
SHI Wenyao. Hydraulic mechanism of switches[M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [14] 韩书谟,唐冬芝. 自能式SF₆断路器机械特性及压力特性的分析[J]. 高压电器通讯,1999(2):8-12.
HAN Shumo, TANG Dongzhi. Analysis of mechanical characteristics and pressure characteristics of SF₆ self extinguishing circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus Message, 1999(2):8-12.
- [15] 苑舜. 高压断路器液压操动机构[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
YUAN Shun. Hydraulic mechanism of the high voltage circuit breaker[M]. Beijing:China Machine Press, 2000.
- [16] 黎斌. SF₆高压电器设计[M]. 北京:机械工业出版社,2003.
LI Bin. SF₆ high voltage apparatus design[M]. Beijing: China Machine Press, 2003.
- [17] 施文耀,袁清. 自能式SF₆断路器运动特性的计算探讨[J]. 高压电器,2003,39(3):33-35.
SHI Wenyao, YUAN Qing. Calculation of mechanical movement characteristics of SF₆ self-energy circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2003, 39(3):33-35.
- [18] 孙弋,吴军辉,谈建国,等. 高压断路器运动特性仿真[J]. 高压电器,2003,39(5):7-9.
SUN Yi, WU Junhui, TAN Jianguo, et al. The moving characteristic simulation of high voltage circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2003, 39(5):7-9.
- [19] 曹云龙. 252 kV 三极机械联动自能式SF₆断路器空载特性分析与计算[J]. 高压电器,2011,47(5):65-69.
CAO Yunlong. Non-load characteristic analysis of 252 kV mechanical self-energized three-pole-gang-operation SF₆ circuit breaker[J]. High Voltage Apparatus, 2011, 47(5):65-69.
- [20] 焦永树,范慕辉. 理论力学教程[M]. 北京:机械工业出版社,2010.
JIAO Yongshu, FAN Muhui. Theoretical mechanics course[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2010.

顾根泉(1963—),男,高级工程师,主要从事断路器操动机构研发设计工作。

(编辑 吴俊丽)