

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.05.001

# 高压断路器高速工作缸缓冲过程研究\*

赵文强<sup>1,2</sup>, 袁昊<sup>1</sup>, 王振<sup>2</sup>, 赖奇暉<sup>1</sup>

(1. 武汉大学水射流理论与新技术湖北省重点实验室, 湖北武汉 430072; 2. 国网平高集团, 河南平顶山 467000)

**摘要:**针对高压断路器工作缸在高速重载工况下内部会产生剧烈液压冲击现象的问题,以某型号液压操动机构的台阶型活塞工作缸为研究对象,对高压断路器工作缸分段缓冲节流过程进行了集中参数建模,对高压断路器工作缸缓冲过程进行了CFD仿真分析,根据仿真结果提出了两种体现不同的液压油节流渐变过程的优化方案,即通过雷诺数的变化来模拟工作缸缓冲过程和通过工作缸活塞台阶进入距离与紊流层流的变化关系来模拟工作缸缓冲过程。研究表明:相较于普通缓冲节流过程模型,优化后的模型能更加准确地针对工作缸的缓冲过程进行模拟仿真,具有更高的计算精度与工程实用价值。

**关键词:**高压断路器;工作缸;缓冲

中图分类号:TH137.9;TP24

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)05-0447-06

## Cushion process of fast working cylinder in high voltage circuit breaker

ZHAO Wen-qiang<sup>1,2</sup>, YUAN Hao<sup>1</sup>, WANG Zhen<sup>2</sup>, LAI Qi-wei<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of Hubei Province For WaterJet Theory & New Technology, Wuhan University, Wuhan 430072, China; 2. Pinggao Group Co., Ltd., Pingdingshan 467000, China)

**Abstract:** Aiming at the serious hydraulic shock phenomenon in the high-voltage circuit breaker cylinder under the condition of high-speed heavy load, the centralized parameter modeling of the segment buffer throttling process of the high-voltage circuit breaker cylinder was carried out, and the CFD simulation analysis of the cylinder buffer process based on the CFD model of the high-voltage circuit breaker cylinder was carried out. The change of the Reynolds number and the change of the distance between the piston and the turbulent laminar flow were suggested to simulate the process of the cylinder cushioning process as the two optimum proposals. The simulation results show that the optimized model has higher accuracy and engineering practical value.

**Key words:** high voltage circuit breaker; working cylinder; cushion

## 0 引言

高压断路器中工作缸作为重要的执行元件,将储存的能量传递给传动机构,带动触头运动从而实现断路器开断。由于高压断路器系统工作时间达到毫秒级,工作缸需要带动几百千克的活塞达到10 m/s的运动速度,在工作缸内易形成瞬时液压冲击从而导致缸内压力剧烈变化,加剧高压断路器的非线性响应。这种非线性响应影响系统运行的稳定性,需要通过缓冲

结构的设计来减弱液压冲击效应。国外对缓冲基础理论研究起步早,学者 RICH<sup>[1]</sup> 在 20 世纪 70 年底就提出缓冲装置的必要性;WANG Y T 等人<sup>[2]</sup> 基于计算机模型仿真缓冲过程,并对其仿真缓冲模型进行了计算;SCHWARTZ C 等<sup>[3]</sup> 以能够控制活塞运动的液压缸为研究对象,分析其缓冲装置的工作机理,通过理论与试验研究不同工况下该缓冲装置是否能满足其功能;PARVIZ、GHADIMI、JALAYERI、GRABEL 等<sup>[4,9]</sup> 通过额外的控制元件与控制策略进行了缓冲结构的设计,

收稿日期:2017-09-23

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375350);湖北省自然科学基金资助项目(2015CFA154);国家电网项目总部管理科技项目(5210011600FU);

作者简介:赵文强(1976-),男,甘肃白银人,教授级高级工程师,主要从事电气工程方面的研究。E-mail:2016102080010@whu.edu.cn

并对缓冲过程的理论模型进行了分析。近年来,许多学者也对缸外缓冲装置进行了研究,通过额外的控制元件与控制策略来完成减弱过高的液压冲击。国际上科技领先的国家一些厂商,通过工程经验、理论分析与计算机仿真相结合,已设计出基本匀减速的液压缸活塞,且形式多样便于加工。缓冲技术领先的制造厂商纷纷建立了自主研发机构,如美国 ACE Controls 公司、英国 OLEO 公司、德国费斯托公司等等。

相比国外,国内对缓冲研究起步较晚,主要是通过结合国外理论与试验,对相关缓冲结构进行改进和性能分析。朱华兴<sup>[10]</sup>提出理想的节流缓冲过程应当保持速度特性、加速度、加速度变化率连续无突变,并以此理论基础推导渐变节流缓冲的数学模型,提出了实际结构的渐变理想节流的理论依据;刘希玲<sup>[11]</sup>基于结点容腔法建立了 Hoffmann 液压机构的数学模型,通过编程手段将其改编成计算机数值仿真模型,分析了系统中液压冲击效应,其建模方法与求解策略对分析液压缸内压力瞬变过程起到了一定的指导作用;刘波、丁凡等<sup>[12-13]</sup>将液压缸缓冲过程分为 3 个阶段,以圆锥形缓冲装置的数学模型为基础,在 Matlab/Simulink 中建立了仿真模型,通过求解得到了多种内缓冲结构类型的适用范围,并对液压缸外缓冲装置进行了相关研究,提出了一种新型的平板节流缓冲数学模型。

为深入研究工作缸缓冲过程,本文将从缓冲节流理论模型出发,利用计算流体力学仿真模型所得的结果,对现有理论模型进行修正。

### 1 工作缸缓冲节流模型

以某型号液压操动机构的台阶型活塞工作缸为研究对象<sup>[14]</sup>,其结构示意图如图 1 所示。

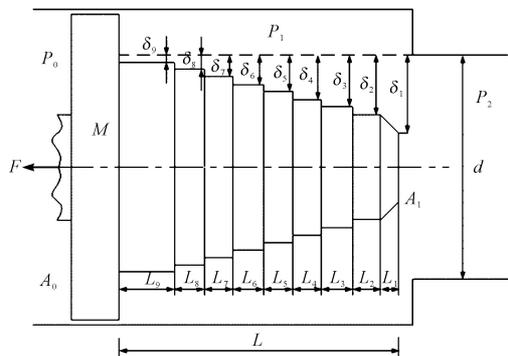


图 1 工作缸活塞结构示意图

该种工作缸活塞采用了 9 级台阶的结构,  $L_1 \sim L_9$  是每级台阶的长度,  $\delta_1 \sim \delta_9$  是每级台阶与缓冲孔间的间隙,  $P_2$  是工作缸排油腔压力,下面对其缓冲过程进行分析。

对于常用的活塞节流型内缓冲,其缓冲过程主要分为柱面节流过程(局部压力损失过程)、锥面节流过程

(锐缘节流过程)、环面节流过程(缝隙节流)3 个阶段。

(1) 当工作缸活塞处于柱面节流阶段时,流道由于截面突然收缩而产生局部压力损失,在该阶段中流量为:

$$Q_j = C_f \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (1)$$

式中:  $C_f$ — 截面收缩流量系数;  $\Delta p$ — 截面收缩前后压差,  $\Delta p = P_1 - P_2$ 。

(2) 当工作缸活塞接近缓冲孔时,活塞边缘与缓冲孔形成锥面节流,在该阶段中流量为:

$$Q_r = C_d d \pi \sqrt{(l_0 - x)^2 + \delta^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2)$$

式中:  $C_d$ — 锥面节流流量系数;  $l_0$ — 缓冲过程开始时活塞与缓冲孔的初始距离;  $x$ — 活塞位移。

(3) 当工作缸活塞进入缓冲孔时,活塞与缓冲孔之间的间隙形成环面节流。以第  $N$  级台阶完全进入缓冲孔,且第  $N + 1$  级台阶部分进入缓冲孔为例,在此阶段中流量为:

$$Q_f = \frac{\pi d \Delta p}{\left[ 12\mu \sum_{i=1}^N \left( \frac{l_i}{\delta_i^3} + \frac{x - l_0 - \sum_{i=1}^N l_i}{\delta_{i+1}^3} \right) \right]} \Delta p_w = \lambda \frac{(x_i - l_0) \rho v_b^2}{4\delta_i} \quad (3)$$

式中:  $l_i, \delta_i$ — 第  $i$  级台阶的长度与缓冲孔间的间隙。

对于 3 个缓冲阶段过渡时刻的确定,常见的方法是根据不同阶段下流量方程计算所得的流量值进行区分。

当柱面节流的流量大于等于锥面节流时的流量,认为锥面节流阶段开始,即:

$$C_f \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \geq C_d d \pi \sqrt{(l_0 - x)^2 + \delta^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (4)$$

当锥面节流的流量大于等于环面节流时,认为环面节流阶段开始,即:

$$C_d d \pi \sqrt{(l_0 - x)^2 + \delta^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \geq \frac{\pi d \Delta p}{\left[ 12\mu \sum_{i=1}^N \left( \frac{l_i}{\delta_i^3} + \frac{x - l_0 - \sum_{i=1}^N l_i}{\delta_{i+1}^3} \right) \right]} \quad (5)$$

由式(3,4) 计算所得的位移  $x$  值即是缓冲过程中的两个过渡点。

为求解式(1 ~ 5) 方程组,仍需要一组流量连续性方程与活塞受力平衡方程,从而能够建立工作缸内运动与流量变化的集中参数状态方程。

在控制腔内柱面节流阶段的流量连续方程为:

$$Q_{jc} = \frac{dV_1}{dt} - \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} = (A_1 + A_2) \dot{x} - \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (6)$$

式中:  $V_1$ —工作缸控制腔体积;  $\beta_e$ —油液的体积弹性模量。

在控制腔内锥面节流与环面节流阶段流量连续方程为:

$$Q_{dc} = \frac{dV_1}{dt} - \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} = A_1 \dot{x} - \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (7)$$

在常压腔内柱面节流阶段的流量连续方程为:

$$Q_{jp} = \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} + C_{dp} A_v \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} \quad (8)$$

在常压腔内锥面节流与环面节流阶段的流量连续方程为:

$$Q_{dp} = \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} - A_2 \dot{x} + C_{dp} A_v \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} \quad (9)$$

式中:  $V_2$ —工作缸常压腔体积;  $C_{dp}$ —截面收缩系数;  $A_v$ —柱塞腔回油的过流面积。

根据工作缸活塞受力状态,建立其运动过程中受力平衡方程,在柱面节流阶段为:

$$M\ddot{x} = P_0 A_0 - P_1 A_1 - P_1 A_2 - F - B\dot{x} \quad (10)$$

式中:  $B$ —粘性阻尼系数。

在锥面节流与环面节流的受力平衡方程为:

$$M\ddot{x} = P_0 A_0 - P_2 A_1 - P_2 A_2 - F - B\dot{x} \quad (11)$$

## 2 工作缸缓冲 CFD 仿真模型

CFD 分析方法主要是以流体基本方程为基础,通过工作缸缓冲 CFD 仿真模型,对工作缸内的压力分布与速度分布进行计算<sup>[15-17]</sup>,深入探究工作缸缓冲特性。

### 2.1 工作缸缓冲 CFD 计算模型

本文研究对象高压断路器中所用的工作缸计算域在缓冲过程中的变化如图 2 所示。

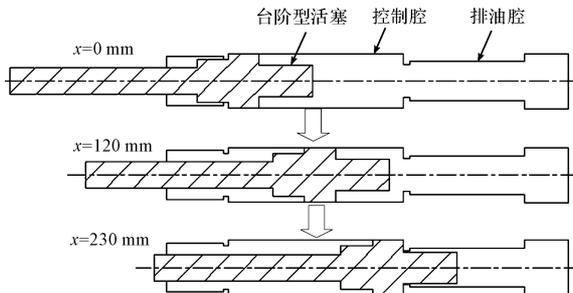


图 2 工作缸缓冲过程中的计算域变化

由于工作缸的基本结构是圆柱形中心对称,本研究考虑计算时间与效率,对计算区域采用二维旋转模型进行计算,其简化模型与边界条件如图 3 所示。

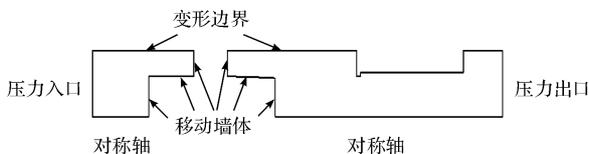


图 3 工作缸计算域与边界条件

进口边界和出口边界条件均为压力边界,压力入口压力为油液初始压力 32.6 MPa,压力出口压力为 0。

液压缸直径为 90 mm,分闸缓冲柱塞长 85 mm,与之相配的缓冲套内孔直径为 55 mm。初始状态下,柱塞在无杆腔的最左端,待断路器接收到分闸信号后,液压控制系统将右侧两腔的高压油联通油箱而泄压,柱塞在左侧有杆腔里高压油的推动下向右运动,同时柱塞将把无杆腔内的液压油挤入排油腔,再由排油腔排入油箱。柱塞将一直向右运动,在接近行程末端时经过缓冲制动,直到最后撞在无杆腔与排油腔之间的缓冲套上,停止运动。

考虑到台阶的尺寸与工作缸的尺寸差距较大,在划分网格时需要对局部区域进行加密处理。考虑到对于二维模型有四边形和三角形两种网格类型,四边形网格能产生更多的节点,计算结果更准确,但对于形状不规则的区域,往往变形率会比较高;而三角形网格具有对各种不规则计算域良好的适应性,但是相比四边形网格,节点数比较少。高速液压缸缓冲的计算区域形状不规则,所以使用四边形和三角形混合类型的非结构网格,以四边形网格为主,在保证对不规则区域生成质量较高的网格的前提下,尽量多地提高节点数量。最终完成的网格如图 4 所示(包含约  $7 \times 10^4$  单元与  $5 \times 10^4$  节点,网格尺度为 1 mm)。

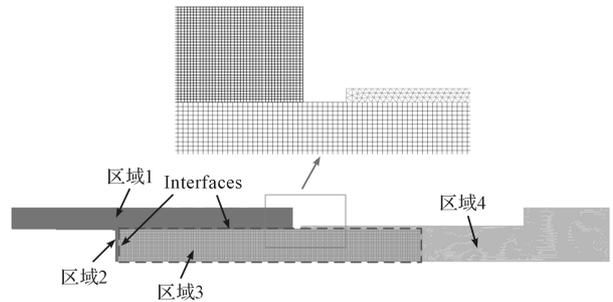


图 4 网格划分与局部加密

为体现工作缸在液压油压力的作用下自主完成缓冲过程,本研究在完成网格划分后,通过 FLUENT 中六自由度模型来模拟工作缸非预先指定规律的运动。利用用户自定义函数 UDF 定义工作缸活塞的质量、转动惯量与质心位置,并限制活塞在  $y$  方向与  $z$  方向的位移以及绕  $x, y, z$  轴的转动。由于台阶与缓冲孔间隙最小值达到 0.1 mm,为保证计算缓冲过程中近壁自由流的精度与可靠性,仿真湍流模型选取 SST  $k-\omega$  湍流模型。油液属性为 10#航空液压油,参考压力下密度为  $850 \text{ kg/m}^3$ ,体积弹性模量 700 MPa,动力粘度  $17 \text{ C}_p$ ,工作环境为标准大气压。求解策略为:控制方程的离散采用有限体积法,压力项离散项采用二阶迎风格式。压力与速度的耦合采用 Coupled 算法,相较于分离型算法该算法具有更好的收敛性。选用铺层的动网格方

法,时间步通过 EVENT 功能来实现变步长计算以保证计算精度并节省计算时间;在  $0-0.007\text{ s}$  阶段内缸内流动平稳时间步长取  $1\text{ s}$ ;在  $0.007\text{ s}-0.017\text{ s}$  内工作缸活塞进入缓冲孔,为详细研究活塞进入缓冲孔过程的流场变化此时时间步长取  $1 \times 10^{-5}$ ;此后阶段工作缸活塞基本完成缓冲过程,将时间步长改为  $1 \times 10^{-5}$ 。单步最大迭代次数设为 300,仿真过程残差均低于  $1 \times 10^{-5}$ 。

### 2.2 工作缸缓冲 CFD 计算结果分析

(1) 当  $t=0.000\text{ s}$  时,工作缸活塞开始运动,工作缸内压力云图与速度矢量图如图 5 所示。

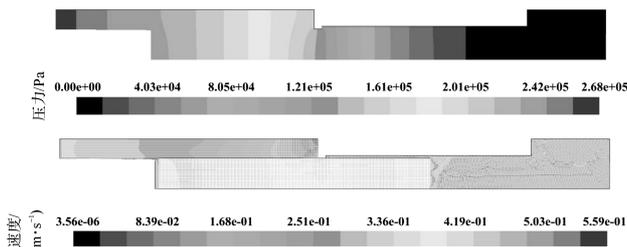


图 5  $t=0.000\text{ s}$  时压力云图与速度矢量图

从图 5 中可以看出:工作缸活塞离缓冲孔距离尚远,处于圆柱节流阶段。此时工作缸内流场稳定,压力梯度与速度矢量均匀分布,最高压力存在于控制腔最左侧。

(2) 当  $t=0.01\text{ s}$  时,工作缸活塞逐渐靠近缓冲孔,工作缸内压力云图与速度矢量图如图 6 所示。

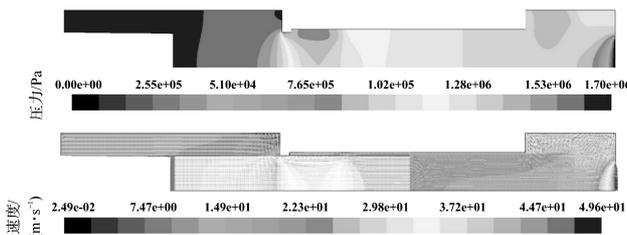


图 6  $t=0.01\text{ s}$  时压力云图与速度矢量图

此时工作缸活塞已运动一段距离,但仍与缓冲孔存在一定距离,依然处于柱面节流阶段。但可以看出:随着活塞靠近缓冲孔,控制腔靠近缓冲孔附近的压力梯度开始变大,控制腔内压力逐步提高。

(3) 当  $t=0.02\text{ s}$  时,工作缸活塞靠近缓冲孔,工作缸内压力云图与速度矢量图如图 7 所示。

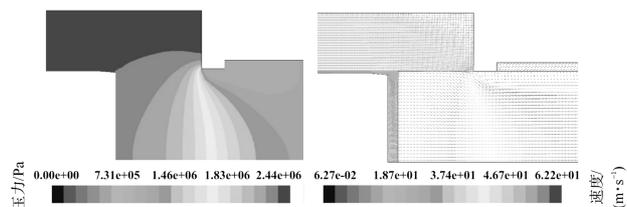


图 7  $t=0.02\text{ s}$  时压力云图与速度矢量图

此时工作缸活塞已靠近缓冲孔,可以从图 7 中看出:控制腔内高压油通过缓冲孔压力降低,并形成了锥

形节流面,同时油液速度方向垂直于节流锥面,工作缸进入锥面节流阶段。

(4) 当  $t=0.025\text{ s}$  时,工作缸活塞第一级台阶进入缓冲孔,工作缸内压力云图与速度矢量图如图 8 所示。

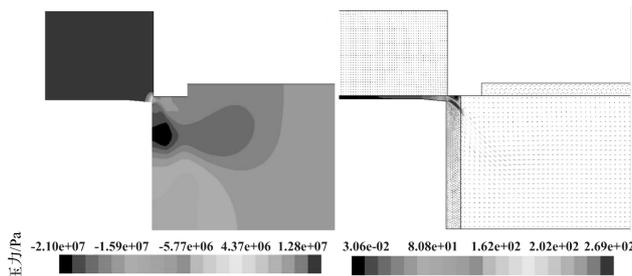


图 8  $t=0.025\text{ s}$  时压力云图与速度矢量图

随着第一级台阶进入缓冲孔,此时控制腔内压力均达到最大值,压力梯度集中在缓冲孔附近,且在缓冲孔附近油液速度达到最大,这验证了集中参数方法描述缓冲过程中的压力与速度变化是可行的,但不能充分考虑到复杂流态对其缓冲过程带来的误差。

(5) 当  $t=0.035\text{ s}$  时,工作缸活塞第二级台阶进入缓冲孔,工作缸内压力云图与速度矢量图如图 9 所示。

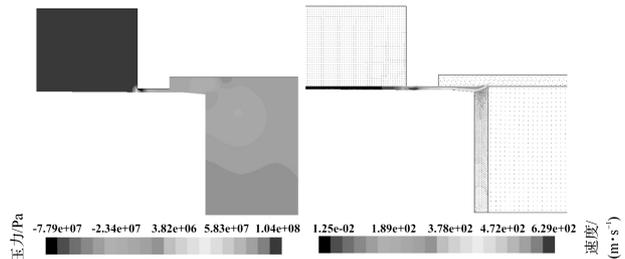


图 9  $t=0.035\text{ s}$  时压力云图与速度矢量图

从图 9 中可以看出:在缓冲孔附近仍存在较高的压力梯度,呈现出锥面节流状态,但是在进入的台阶附近已呈现出环面节流,速度矢量图体现出液压油呈层流的运动状态。

通过综合分析工作缸活塞在整个缓冲过程中的运动状态,基本验证了之前理论分析中缓冲的柱面节流、锥面节流以及环面节流的 3 个状态。但是 CFD 计算结果表明:当活塞台阶进入缓冲孔时,新进入的台阶与已进入的台阶同时存在着锥面节流与环面节流。因此,结合 CFD 计算结果中流场的变化过程,能够对已有的缓冲过程理论进行修正。

### 3 基于流体状态的工作缸综合动力学模型优化

从 CFD 流场分析结果可以看出:工作缸在台阶型活塞进入缓冲孔时存在锥面节流过程,该过程中液压油是紊流状态;而当台阶深入缓冲孔时,台阶与缓冲套

之间形成环面节流,该过程中液压油已趋近于层流状态。因此本文针对工作缸缓冲过程流场的变化,提出了两种针对体现液压油节流渐变过程的优化方案:

(1)当工作缸台阶型活塞进入缓冲孔时,液压油从紊流状态变为层流状态,通过雷诺数的变化来模拟工作缸缓冲过程中的渐变过程。

由于同心环缝的临界雷诺数为  $1\ 100^{[18]}$ ,将工作缸活塞进入缓冲区的过程描述为:

①若雷诺数  $Re \leq 1\ 000$  时,工作缸内液压油状态为层流,此时截面压差为:

$$\Delta p_c = \frac{12Q\mu x}{\pi d\delta_i^3} \quad (12)$$

式中: $Q$ —截面内流量; $\mu$ —油液动力粘度; $x$ —工作缸活塞进入缓冲孔距离; $d$ —缓冲孔直径。

②若雷诺数  $Re \geq 1\ 200$  时,工作缸内液压油状态为紊流,此时截面压差为:

$$\Delta p_w = \lambda \frac{(x_i - l_0)\rho v_b^2}{4\delta_i} \quad (13)$$

式中: $\lambda$ —损失系数; $v_b$ —液压油平均流速。

③若雷诺数  $1\ 000 \leq Re \leq 1\ 200$  时,工作缸内液压油处于层流到紊流的过渡区状态,此时截面压差可能满足以下关系:

关系1:压差为层流压差与紊流压差线性叠加,且层流压差随雷诺数增大减小,紊流压差随雷诺数增大而增大,即:

$$\Delta p_g = a_c \Delta p_c + b_c + a_w \Delta p_w + b_w \quad (14)$$

关系2:压差为层流压差与紊流压差叠且两者分别是二次方程曲线,且层流压差随雷诺数增大减小,紊流压差随雷诺数增大增大,即:

$$\Delta p_g = a_c \Delta p_c^2 + b_c + a_w \Delta p_w^2 + b_w \quad (15)$$

关系3:压差为层流压差与紊流压差叠加且两者分别满足指数函数趋势,且层流压差随雷诺数增大减小,紊流压差随雷诺数增大增大,即:

$$\Delta p_g = a_c^{\Delta p_c} + b_c + a_w^{\Delta p_w} + b_w \quad (16)$$

关系4:压差为层流压差与紊流压差叠且两者分别满足对数函数趋势,且层流压差随雷诺数增大减小,紊流压差随雷诺数增大增大,即:

$$\Delta p_g = \ln(a_c \Delta p_c + b_c) + \ln(a_w \Delta p_w + b_w) \quad (17)$$

上述关系式中, $a$ 、 $b$  均是根据实际工况中层流与紊流状态下压差值大小计算所得。

本研究分别将上述关系式带入工作缸缓冲综合动力学仿真模型,计算可以得到以下结论:在初始阶段中方案一中提出的4种模型具有相似的变化趋势,这是由于此时工作缸仍处于柱面节流阶段,工作缸内液压油状态保持一致。但随着锥面阶段的结束和环面阶段的开始,4种模型表现出了不同的波动幅值特性。根据

构建函数的不同,对数模型具有最高的压力峰值为124 MPa,指数模型压力峰值为113 MPa,一次模型压力峰值为95.8 MPa,二次模型压力峰值为105 MPa,最接近试验数据的压力峰109.1 MPa,且相较于其他方案,缓冲趋势更加接近试验中缓冲压力的变化。从结果比较可以看出:在工作缸活塞刚进入缓冲孔阶段,液压油主要处于紊流状态,随着活塞继续深入液压油状态发生变化,这种变化与对数模型与指数模型所代表的紊流状态迅速衰减与层流状态迅速出现的现象不符,同时过高的压力峰值表示一方面对数模型与指数模型中紊流状态的液压油所占比例过高,另一方面也说明对数模型与指数模型将紊流与层流的变化过程描述的过于剧烈。一次模型中所带表的紊流与层流状态平稳过渡导致压力峰值与压力幅值变化趋势均小于试验数据,表明实际工况下工作缸内液压油状态的变化并未如一次模型所描述的平稳,且液压油紊流与层流共同存在的比例也并非一次函数所能代表。二次模型对于试验数据的接近表明:在活塞进入缓冲孔的过程中紊流状态有可能持续一段时间后再进行衰减,而层流状态也是随着缓冲过程的进行才逐步显现,并非是随着工作缸活塞进入缓冲孔后立即存在的,而压力幅值的接近也说明在缓冲过程中液压油紊流与层流的状态分布较为符合二次模型。

(2)当工作缸台阶型活塞进入缓冲孔时,本研究以工作缸活塞台阶进入距离与紊流层流的变化关系,来模拟工作缸缓冲过程中的渐变过程。

根据CFD对工作缸缓冲过程的分析,可以看出紊流与层流状态的变化区域主要是集中在长为的缓冲套区域,且随着某级台阶完全进入后在该台阶上紊流状态的液压油逐渐转变为层流状态,该过程用数学方程可以描述为:

$$\Delta p_g = \Delta p_w \frac{x_i}{l_h} + \Delta p_c \frac{l_h - x_i}{l_h} \quad (18)$$

本研究将假设一中的二次模型与假设二中的距离模型分别带入工作缸缓冲综合动力学模型中,其与原方案以及试验数据对比结果如下:在初始阶段二次模型、距离模型以及原方案仍是基本重合,再次证明该柱面节流阶段中液压油状态未有变化,集中参数模型具有较高的适用性。随着工作缸活塞进入缓冲孔,3种模型计算逐渐出现差别,其中距离模型的峰值为108.8 MPa,相较于二次模型的理论修正模型更加接近试验数据的峰值109.1 MPa。但在缓冲趋势上,距离模型的缓冲趋势劣于二次模型的理论修正模型。这种现象说明:缓冲峰值压力处于工作缸活塞刚进入缓冲孔的阶段,液压油状态变化也主要集中在该阶段中的缓冲套附近,表明该阶段中压力的变化能够通过距

离模型进行描述。由于距离模型中状态变化区域是根据 CFD 中计算结果所得,而由于实际工况的复杂性可能导致缓冲孔内的流体状态变化区域与 CFD 计算结果存在一定区别,在进行距离模型建立时未考虑到可能存在的缓冲区域,这种情况直接导致了后续缓冲过程与实际工况不符。而二次模型能够直接通过判断流体状态的变化而进行自主计算,不用涉及实际工况下流体状态变化的区域,所以具有更精确的缓冲趋势。

综上所述,本文所提出的两种优化方案皆在一定程度上提高了对缓冲过程模型模拟的计算精度,相较于普通缓冲节流过程模型,能更加准确地针对工作缸的缓冲过程进行模拟仿真。

## 4 结束语

本文通过对高压断路器工作缸结构与缓冲机理的分析,建立了用于缓冲分析的集中参数理论模型,同时建立了工作缸缓冲的 CFD 仿真模型。通过 CFD 仿真计算,得到工作缸内的压力分布和速度分布,计算结果表明当活塞台阶进入缓冲孔时,新进入的台阶与已进入的台阶同时存在着锥界面节流和环面节流。

针对工作缸缓冲过程流场的变化,本文提出了两种针对体现液压油节流渐变过程的优化方案:(1)通过雷诺数的变化来模拟工作缸缓冲过程中的渐变过程;(2)以工作缸活塞台阶进入距离与紊流层流的变化关系来模拟工作缸缓冲过程中的渐变过程。

计算结果表明:所提出的两种优化方案皆在一定程度上提高了对缓冲过程模型模拟的计算精度,相较于普通缓冲节流过程模型能更加准确地针对工作缸的缓冲过程进行模拟仿真。

### 参考文献 (References):

- [1] RICH B L, LANSKY Z J. Cushioning means for hydraulic cylinder[P]. United States Patent;3964370,1977-12-27.
- [2] WANG Y T, SINGH R, YU H C, et al. Computer simulation of a shock-absorbing pneumatic cylinder[J]. **Journal of Sound and vibration**,1984,93(3):353-364.
- [3] SCHWARTZ C, NEGRI V J D, CLIMACO J V. Modeling and analysis of an auto-adjustable stroke end cushioning device for hydraulic cylinders[J]. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**,2005,27(4):415-425.
- [4] GHADIMI P, DASHTIMANESH A, DJEDDI S R. Study of water entry of circular cylinder by using analytical and numerical solutions[J]. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences & Engineering**,2012,34(3):225-232.
- [5] JALAYERI E, IMAM A, SEPEHRI N. A throttle-less single rod hydraulic cylinder positioning system for switching loads[J]. **Case Studies in Mechanical Systems & Signal Processing**,2015(6):27-31.
- [6] GRABBEL J, IVANTYSYNOVA M. An investigation of swash plate control concepts for displacement controlled actuators[J]. **International Journal of Fluid Power**,2014,6(2):19-36.
- [7] LINJAMA M, KOSKINEN K T, VILENIUS M. Accurate trajectory tracking control of water hydraulic cylinder with non-ideal on/off valves[J]. **International Journal of Fluid Power**,2014,4(1):7-16.
- [8] DANIEL B, CLAUS H, THOMAS L. Hybrid drives in crawler excavators: concepts and solutions[C]. Third symposium on hybrid drive systems for mobile machinery, New York: IEEE,2011.
- [9] NAM D N C, YOON J I, AHN K K. Position control of electro hydrostatic actuator using a modified back stepping controller[J]. **Journal of the Korean Society for Fluid Power & Construction Equipments**,2012,9(3):16-22.
- [10] 朱华兴. 液压系统的最佳缓冲控制及其实施方法的研究[J]. **机床与液压**,1988,15(5):26-31.
- [11] 刘希玲,杨述明,李雄兵. Hoffmann 液压机构压力波动的动态特性仿真[J]. **湖南大学学报:自然科学版**,2011,38(2):41-44.
- [12] 刘波,吴嵩,丁凡,等. 高速液压缸平板节流缓冲过程的研究[J]. **机床与液压**,2004(9):40-41.
- [13] 丁凡,路甬祥. 短筒型缓冲结构的高速液压缸缓冲过程的研究[J]. **中国机械工程**,1998,9(10):52-54.
- [14] 张虹源,刘庆教. 液压缸侧向力对系统振动影响分析[J]. **液压气动与密封**,2017(8):34-38.
- [15] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- [16] 隋洪涛. 精通 CFD 动网格工程仿真与案例实战[M]. 北京:人民邮电出版社,2013.
- [17] 宋世慧,卢洪超,邵万珍. 车用液压缓速器设计及 CFD 流体仿真分析[J]. **液压气动与密封**,2016(11):10-13.
- [18] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京:机械工业出版社,1986.

[编辑:周昱晨]

### 本文引用格式:

赵文强,袁昊,王振,等. 高压断路器高速工作缸缓冲过程研究[J]. **机电工程**,2018,35(5):447-452.

ZHAO Wen-qiang, YUAN Hao, WANG Zhen, et al. Cushion process of fast working cylinder in high voltage circuit breaker[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2018,35(5):447-452.

《机电工程》杂志;http://www.meem.com.cn