DOI: 10.3901/JME.2020.12.214

多相流体进泵过程机理建模*

李翔宇¹ 高宪文² 袁春华¹ 侯延彬²

(1. 沈阳理工大学自动化与电气工程学院 沈阳 110159;

2. 东北大学信息科学与工程学院 沈阳 110819)

摘要: 从举升过程中油气水多相流体质量比变化的角度出发,在确定溶解气油质量比随压力变化规律的基础上,综合考虑有杆泵抽汲过程中泵腔内气体可压缩性、原油中溶解气析出、泵阀局部阻力和抽油杆柱弹性振动等因素的影响,建立泵腔压力、进泵流体流量、泵腔内液体体积与柱塞运动之间相互关系的数学模型,得到一组描述多相流体进泵过程的新模型。油田现场应用表明,使用新模型预测的泵效与实际泵效的相对误差小于5%,仿真示功图与泵功图几何特征符合生产实际,模型精度能够满足工程应用的要求。新模型适用于有杆泵系统泵效分析计算、优化设计与故障诊断等。

关键词: 抽油井; 泵效; 充满程度; 多相流; 示功图; 机理建模

中图分类号: N945

Mechanism Modeling for Multiphase Flow Entering Pump Process

LI Xiangyu¹ GAO Xianwen² YUAN Chunhua¹ HOU Yanbin²

(1. School of Automation and Electrical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159;

2. College of Information Science & Engineering, Northeastern University, Shenyang 110819)

Abstract: From the perspective of change of the mass ratio of oil-gas-water multiphase flow in the lifting process, the change law of dissolved gas-oil mass ratio with the pressure is determined. The compressibility of the gas in the pump barrel, dissolved gas separation, local resistance of the pump valve and vibration of the sucker rod string are comprehensively considered. The new mathematical model for oil-gas-water multiphase flow entering pump process is set up, which is the mathematical model describing interrelationship of the pressure in the pump barrel, the fluid flow into the pump barrel, the volume of the fluid in the pump barrel and the movement of the plunger piston. The field application showed that the relative error between the simulation value of pump efficiency and the real value is less than 10%, the geometric characteristics of simulated surface and pump dynamometer card conformed to the production activity, and the model precision met the engineering requirement. The new model is suitable to the pump efficiency calculation, the optimal design and the fault diagnosis of the sucker rod pumping system.

Key words: oil well; pump efficiency; volumetric efficiency; multiphase flow; dynamometer card; mechanism modeling

0 前言

有杆泵抽汲系统是目前油田开发、煤层气井现场普遍采用人工举升方式^[1-7],其结构如图1所示^[8]。石油开采过程中,多相流体进泵是最为复杂的过程之一^[9]。建立随有杆泵柱塞位置变化的泵腔压力、进泵流体流量和泵的充满程度等泵况参数变化规律的数学模型,对于提高与完善有杆泵系统设计、分

析方法的水平具有极其重要的意义^[10]。

文献[11-15]采用“静态”方法,在忽略泵阀局部阻力,假设在进泵流体速度等于柱塞上行速度的前提下,给出了泵的充满程度和泵效的解析表达式。但是,当柱塞上行速度较快或原油很黏且阀座孔径小时,进泵流体运动将明显滞后于柱塞运动,从而导致泵的充满程度不足。此时,采用静态方法计算泵的充满程度值比实际值偏高,计算误差较大^[9]。文献[10]侧重于对上下冲程中泵阀运动规律和泵腔压力变化规律的研究,并未给出进泵液体体积的变化规律,泵的充满程度仍采用静态方法计算。文献[9]假设泵内温度恒定,利用气体等温状态方程描述

* 国家自然科学基金(61573088)、辽宁省教育厅科学研究经费(LG201930)和辽宁省自然科学基金(20180540127)资助项目。20190921收到初稿,20200330收到修改稿

泵腔压力变化, 与实际工况差距较大; 利用气体传质方程描述泵腔内自由气体的溶解与析出, 多

相流物性参数与泵腔压力相互耦合影响, 模型较为复杂。

图 1 有杆泵系统示意图

针对上述问题, 本文提出从举升过程中多相流体质量比变化的角度出发, 在确定溶解气油质量比随压力变化规律的基础上, 利用气体多变过程方程和过阀流量方程描述泵腔压力和进泵液体流量的变化规律, 结合抽油杆柱有限元模型, 建立一种多相流体进泵过程机理模型, 动态模拟有杆泵工作过程, 确定泵腔压力、进泵流体流量、泵的充满程度等泵况参数变化规律, 预测地面示功图、泵功图和泵效。

1 多相流相关物性及进泵过程分析

1.1 溶解气油质量比

在流体进泵动态过程中, 进泵原油中溶解的天然气会随泵腔压力下降而释出, 气相质量增加, 液相质量减少, 原油从井下到地面的整个过程中亦是如此, 油气水多相流“二相三质图”如图 2 所示。某油藏在一定压力和温度条件下, 原油中所溶解天然气的含量(体积比和质量比)随压力的变化规律如图 3 所示, 溶解气油质量比可由下式计算

$$\alpha = \frac{\rho_g}{\rho_o} R_s = \frac{\rho_g k_0}{\rho_o} P = k_1 P \quad (1)$$

式中, ρ_g 为天然气密度, kg/m^3 ; ρ_o 为油密度, kg/m^3 ; R_s 为溶解气油体积比, 按图 3 所示修正量查图求得^[16]; k_0 为溶解气油体积比随压力变化规律的拟合系数; k_1 为溶解气油质量比系数。

图 2 举升过程中多相流质量变化示意图

图 3 原油中溶解气含量随压力变化曲线

1.2 抽油泵工作机理分析

图 4 为有杆泵抽油过程中固定阀、游动阀开关状态及泵筒内物性分布示意图。图 4a 和图 4i 表示

设游动阀开启时刻为 t_3 , 游动阀开启前任意时刻 t , 泵腔内液体体积

$$V_1 = V_{s1} + \int dV_1 \quad 0 \leq t \leq t_3 \quad (17)$$

式中, V_{s1} 为余隙内液体体积, m^3 。

一个冲程内进泵液体最大体积

$$\Delta V_{1\max} = \int_{t_1}^{t_2} V_1 dt \quad (18)$$

泵的充满程度定义为每冲程吸入泵腔内的液体体积 $\Delta V_{1\max}$ 与上冲程末柱塞行程容积 $V_{p\max}$ 之比

$$\beta = \frac{\Delta V_{1\max}}{V_{p\max}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} V_1 dt}{A_p S_p} \quad (19)$$

2.3.2 游动阀开启后泵腔内液体体积

泵向油管内排液阶段, 柱塞在抽汲液体中下行, 泵腔内液体体积等于泵腔容积 V 。

2.4 泵效计算

泵效是指油井的实际产液量与泵的理论排液量的比值, 即

$$\eta = Q_r / Q_t \times 100\% \quad (20)$$

式中, Q_r 为油井实际产液量, m^3/d ; Q_t 为泵的理论排液量, m^3/d , 可由式(21)计算

$$Q_t = 1\,440 A_p S N \quad (21)$$

式中, S 为抽油机冲程, m ; N 为抽油机冲次, min^{-1} 。

考虑到泵漏失和原油体积效应的影响, 泵效可由式(2)计算

$$\eta = \eta_k \cdot \beta \cdot \eta_l / B \quad (22)$$

式中, η_k 为冲程损失系数; η_l 为泵漏失系数; B 为泵口处井液体积系数。

2.5 泵负荷计算

取向下为载荷正方向, 泵负荷 $W(t)$ 为

$$W = A_p (P_d - p_i(t)) - A_{rd} P_d \pm f \quad (23)$$

式中, A_{rd} 为最下部一级抽油杆的横截面积, m^2 ; f 为柱塞与衬套之间的摩擦力, N 。

3 抽油杆柱与抽油机动力学模型

3.1 抽油杆柱动力学模型

由于抽油泵与抽油杆柱的工作过程互相耦合, 柱塞运动规律极为复杂, 为准确反映多相流体进泵过程, 需要建立抽油杆柱动力学模型。应力波在抽油杆柱中的传播过程可用带阻尼的一维波动方程描述^[13-15,17-18]

$$\frac{\partial^2 U(x,t)}{t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x^2} - c \frac{\partial U(x,t)}{\partial t} \quad (24)$$

式中, $U(x,t)$ 为抽油杆柱任一截面(x 处)在任意时刻 t

时的位移; a 为应力波在抽油杆柱中的传播速度; c 为阻尼系数。

不失一般性, 考虑图 1a 所示三级组合抽油杆柱, 抽油杆数据如表 1 所示。上端 A 在悬点约束下按确定的正弦规律 $x_0(t)$ 运动, 下端 B(柱塞)承受与泵的工作状况有关的周期性液柱负荷 $W(t)$, 沿杆柱作用有阻尼力。根据应力波沿抽油杆柱纵向传播物理过程的动力学特性和有限元理论, 采用梁单元将杆柱离散化 n 个弹簧-质量-阻尼器系统组成的分布参数系统^[13-15,18-19], 问题转化为在满足悬点位移和泵负荷边界条件下, 如图 1c 所示机械系统受迫振动求解。应用牛顿第二定律可得描述抽油杆纵向振动基本微分方程组和油井负荷输出方程

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = k_1 x_0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_2 \dot{x}_2 + (k_2 + k_3)x_2 - k_3 x_3 = 0 \\ \vdots \\ m_{n-1} \ddot{x}_{n-1} + b_{n-1} \dot{x}_{n-1} + (k_{n-1} + k_n)x_{n-1} - k_n x_n = 0 \\ m_n \ddot{x}_n + b_n \dot{x}_n + k_n x_n - k_n x_{n-1} = -W \\ y = k(x_0 - x_1) \end{cases} \quad (25)$$

表 1 抽油杆数据

直径/mm	截面积/ cm^2	单位长度质量/ (kg/m)	弹簧常数/ $\times 10^{-5} \text{ kN}$	弹性模量/ Pa
19	2.84	2.35	1.664	
22	3.80	3.14	1.241	2.06×10^{11}
25	4.91	4.09	0.961	

整理式(25)可得抽油杆柱振动和油井负荷方程的一般形式

$$\begin{cases} M\ddot{\mathbf{x}} + B\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = \mathbf{u} \\ y = \mathbf{c}\mathbf{x} + d\mathbf{u} \end{cases} \quad (26)$$

式中, M 为系统集中质量矩阵; B 为系统阻尼矩阵; K 为系统刚度矩阵。

$$B = \begin{pmatrix} b_1 & & & \\ & b_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & b_n \end{pmatrix} \quad (27)$$

$$K = \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & & & \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & -k_{n-1} & k_{n-1} + k_n & -k_n \\ & & & -k_n & k_n \end{pmatrix} \quad (28)$$

系统输出矢量

$$\mathbf{c} = (-k_1 \quad 0 \quad \cdots \quad 0) \quad (29)$$

系统输入矢量

$$\mathbf{d} = (1 \quad 0 \quad \cdots \quad 0) \quad (30)$$

各质量位移矢量

$$\mathbf{x} = (x_1 \quad x_2 \quad \cdots \quad x_n)^T \quad (31)$$

系统输入矢量

$$\mathbf{u} = (k_1 x_0 \quad 0 \quad \cdots \quad 0 \quad -p)^T \quad (32)$$

$y(t)$ 为系统输出即悬点负荷; $W(t)$ 为泵负荷; $x_0(t)$ 为抽油机悬点运动规律。

3.2 抽油机动力学模型

常规游梁式抽油机是以游梁支点与曲柄轴中心的连线做固定杆 K , 以曲柄 R 、连杆 P 和游梁后臂 C 为三个活动杆所构成的如图 5 所示四连杆机构, 图 5 中几何关系为^[10]

$$\alpha = \arcsin(I/K) \quad (33)$$

$$\theta_1 = \theta_0 + \theta \quad (34)$$

$$\theta_2 = 2\pi - \theta_1 + a \quad (35)$$

$$L = \sqrt{R^2 + K^2 - 2RK \cos \theta_2} \quad (36)$$

$$\beta = \arcsin(R \sin \theta_2 / L) \quad (37)$$

$$\theta_3 = \arccos\left(\frac{P^2 + L^2 - C^2}{2PL}\right) - \beta \quad (38)$$

$$\theta_4 = \arccos\left(\frac{P^2 - L^2 - C^2}{2PL}\right) - \beta \quad (39)$$

$$\chi = \arccos\left(\frac{C^2 + L^2 - P^2}{2CL}\right) \quad (40)$$

$$\psi = \chi + \beta \quad (41)$$

$$x_0 = (\psi_{\max} - \psi)A \quad (42)$$

$$\psi_{\max} = \arccos\left(\frac{C^2 + K^2 - (R+P)^2}{2CK}\right) \quad (43)$$

$$\overline{TF} = -R \frac{A \sin(\theta_3 - \theta_2)}{C \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (44)$$

图 5 抽油机几何尺寸

为便于一般工程计算和分析, 抽油机悬点运动规律可简化成简谐运动为

$$x_0 = \frac{S}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi N}{30} t \right) \quad 0 \leq t \leq T \quad (45)$$

油田常用的 10 型抽油机几何尺寸见表 2, 当冲次 $N=5 \text{ min}^{-1}$, 冲程 $S=3 \text{ m}$ 时, 抽油机悬点运动规律精确和近似计算结果如图 6 所示。

表 2 CYJ10-3-53HB 型抽油机几何尺寸

参数	数值
连杆 P/mm	3 350
曲柄偏置角 $\theta_0/^\circ$	0
游梁前臂 A/mm	3 000
游梁后臂 C/mm	2 400
曲柄旋转半径 R/mm	1 150
支架轴承中心至底座地面之高度 H/mm	5 290
减速箱输出轴中心至底座地面之高度 G/mm	2 020
减速箱输出轴中心至支架轴承中心之水平距离 I/mm	2 300

图 6 抽油机悬点运动规律及转矩因数

4 现场应用

作者通过自主研发的抽油井智能测控仪, 同步采集电参数、示功图和井口压力等采油过程数据, 验证了本文所提建模方法的有效性。油田现场试验如图 7 所示, 实测数据如图 8、9 所示。

图 7 抽油井智能测控仪试验现场

图 8 实测电参数

图 9 实测悬点载荷、位移、示功图与电功图

以两口实际生产井为例，基础数据如表 3 所示。10 型抽油机电机型号与抽汲参数：Y250M-6/37kW，冲次 $N=5\text{ min}^{-1}$ ，冲程 $S=3\text{ m}$ ，泵径 $A_p=44\text{ mm}$ 。图 10 示出，1#油井由于供液不足，实测地面示功图明显呈“刀把”形状，当日实际泵效为 29.97%。图 11 示出，2#油井供液情况相对较好，泵的充满程度较高，但生产气液比相比 1#油井高，实际泵效 45.24%。两口油井的预测地面示功图与实测情况基本吻合，预测泵功图与井下工况相符。

表 3 油井基础数据

井号	油管规格/mm	套管内径/mm	泵深 L_p/m	抽油杆柱组合/mm		
				$\phi 19$	$\phi 22$	$\phi 25$
1	$\phi 73$	124	1 801.15	994.25	498.6	302.74
2			1 797.26	779.32	746.99	267.09

图 10 1#油井预测示功图与泵功图

图 11 2#油井预测示功图与泵功图

由图 12、13 可见，在深井泵工作过程中，抽油杆柱本的弹性，导致柱塞运动规律复杂；泵内气体膨胀与压缩的多变过程造成固定阀和游动阀的动作存在延迟；泵腔压力、进泵液体流量和进泵液体体积等泵况参数与柱塞运动、井液物性、泵阀规格和余隙容积等因素密切相关，是相互耦合地随时间变化的。由于 2#油井沉没压力和井液含气量较高，导致固定阀开启初期的开关状态不稳定，泵腔压力、进泵液体流量波动较大。此外，新模型采用动态积分方法累计进泵液体体积，可以更加准确地预测产液量，1#和 2#油井当日泵效预测值分别为 31.07%和 46.59%。

图 12 1#油井抽油泵工作过程仿真

图 13 2#油井抽油泵工作过程仿真

由图 14、15 可见，在基于实测示功图计算的曲柄和电机轴转矩曲线。1#油井实测上行电流峰值 45 A，下行电流峰值 17 A，平衡度 37.78%；2#油

井实测上行电流峰值 44 A, 下行电流峰值 51 A, 平衡度 115.91%。转矩分析结果与实际情况相符。

图 14 1#油井负荷与转矩曲线

图 15 2#油井负荷与转矩曲线

图 16 为 1#油井全年每日实际泵效和预测泵效对比。其中, 实际泵效有三处奇异点, 样本点 75 对应的实际泵效明显偏低, 是由于春季电路检修, 该井当日生产时间仅为 16 h, 日产液量降至 4.3 t, 导致按泵效定义计算的泵效仅为 16.77%, 明显低于同期正常值; 样本点 99~101 和 234~237 对应的实际泵效明显偏高, 则是进行热洗清蜡作业, 排出洗井液造成的。除上述特殊情况外, 预测泵效与实际泵效吻合较好, 相对误差小于 5%, 平均绝对相对误差 2.55%, 方均根误差 0.67%。图 17 表示泵效随冲次变化的规律, 工程指导意义明显, 对于深井泵采油过程, 大冲程、低冲次和小泵径有利于提高泵效。预测泵效变化规律与实际情况相符进一步证明了新模型的有效性和泛化能力。

图 16 泵效随冲次变化规律

图 17 泵效随冲次变化规律

5 结论

(1) 本文在给出溶解气油质量比随压力变化规律的基础上, 综合考虑有杆泵抽汲过程中泵腔内气体可压缩性、原油中溶解气析出、泵阀局部阻力和抽油杆柱弹性振动等因素的影响, 针对泵腔容积、泵腔压力、进泵液体流量及泵的充满程度等泵况参数的变化规律, 建立了油气水多相流体进泵过程机理模型, 并利用数值法进行求解。

(2) 现场应用表明, 由于泵腔内气体可压缩性和溶解气析出的影响, 固定阀和游动阀的开启、关闭均存在不同程度的滞后; 抽油泵吸液过程中, 泵腔压力是随时间变化的, 并非始终等于沉没压力; 进泵液体流量也是随时间变化的; 采用动态积分方法累计进泵液体体积, 可以更加准确地预测泵的充满程度和泵效。

(3) 本研究为进一步提高有杆泵系统设计与分析的水平提供了理论基础和技术保障。

参考文献

- [1] 辜小花, 王坎, 李燕, 等. 基于演化模型偏好多目标优化的智能采油辅助决策支持[J]. 机械工程学报, 2017, 53(13): 159-169.
GU Xiaohua, WANG Kan, LI Yan, et al. The intelligent oil extraction auxiliary decision based on evolution model and preference driven multi-objective optimization[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(13): 159-169.
- [2] 董世民, 李伟成, 侯田博文, 等. 变频游梁式抽油系统运行参数的优化设计与性能仿真[J]. 机械工程学报, 2016, 52(21): 63-70.
DONG Shimin, LI Weicheng, HOUTIAN Bowen, et al. Optimizing the running parameters of a variable frequency beam pumping system and simulating its dynamic behaviors[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(21): 63-70.

- [3] 刘新福, 王春升, 刘春花, 等. 基于井液流动特性的抽油杆柱力学模型及应用[J]. 机械工程学报, 2013, 49(14): 176-181.
LIU Xinfu, WANG Chunsheng, LIU Chunhua, et al. Development of mechanical model for rod string based on well liquid flow characteristics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(14): 176-181.
- [4] 刘新福, 刘春花, 綦耀光. 煤层气井排采系统有杆泵运行特性分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(8): 195-200.
LIU Xinfu, LIU Chunhua, QI Yaoguang. Operating performance of sucker rod pump for the pumping system in coalbed methane wells[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(8): 195-200.
- [5] 刘新福, 綦耀光, 胡爱梅, 等. 煤层气井有杆泵排采设备悬点载荷变化规律[J]. 机械工程学报, 2011, 47(15): 127-134.
LIU Xinfu, QI Yaoguang, HU Aimei, et al. Variation of polished rod loads for sucker rod pumps in coalbed methane wells[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(15): 127-134.
- [6] 杨冬平, 高学仕, 戴扬. 双驴头抽油机变参数柔性连杆机构动态仿真系统[J]. 机械工程学报, 2010, 46(9): 59-65.
YANG Dongping, GAO Xueshi, DAI Yang. Dynamic simulation system of variable parameter flexible linkage mechanism of dual horse head pump unit[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(9): 59-65.
- [7] WANG Fudong, LIU Xinfu, GUAN Zhichuan, et al. Approach to the design calculation of sucker rod pumping systems in coalbed methane wells[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 24(6): 983-991.
- [8] 李翔宇, 高宪文, 侯延彬. 基于在线动态高斯过程回归抽油井动液面软测量建模[J]. 化工学报, 2015, 66(6): 2150-2158.
LI Xiangyu, GAO Xianwen, HOU Yanbin. Online dynamic Gaussian process regression for dynamic liquid level soft sensing of sucker-rod pumping well[J]. CIESC Journal, 2015, 66(6): 2150-2158.
- [9] 蒋汉青, 李福军, 曹广胜. 多相流体进泵规律对泵效的影响[J]. 大庆石油学院学报, 1994, 18(2): 27-32.
JIANG Hanqing, LI Fujun, CAO Guangsheng. The study of the effect of the law of the multifluid entering pump on pump efficiency[J]. Journal of Daqing Petroleum Institute, 1994, 18(2): 27-32.
- [10] 董世民. 抽油机井动态参数计算机仿真与系统优化[M]. 北京: 石油工业出版社, 2003.
- DONG Shimin. Computer simulation of dynamic parameters of rod pumping system optimization[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2003.
- [11] 何启厚. 论深井泵的泵效[J]. 石油勘探与开发, 1986(5): 61-67.
HE Qihou. A discussion on oil well pump efficiency[J]. Petroleum Exploration and Development, 1986(5): 61-67.
- [12] TEBOURSKEI H, DOTY D R, SCHMIDT Z. Equations for transient gas solubility rates improve calculation of volumetric and work efficiencies for sucker rod pumps[C]// Society of Petroleum Engineers. Proceedings of SPE Western Regional Meeting, March 23-25, 1994, Long Beach, California. Texas: SPE, 1994: 71-81.
- [13] XING Mingming, DONG Shimin. A new simulation model for a beam-pumping system applied in energy saving and resource-consumption reduction[J]. SPE Production & Operations, 2015, 30(2): 130-140.
- [14] XING Mingming, DONG Shimin, TONG Zhixiong, et al. Dynamic simulation and efficiency analysis of beam pumping system[J]. Journal of Central South University, 2015, 22(9): 3367-3379.
- [15] XING Mingming. Response analysis of longitudinal vibration of sucker rod string considering rod buckling[J]. Advances in Engineering Software, 2016, 99: 49-58.
- [16] BROWN K E. The technology of artificial lift methods[M]. Tulsa: PennWell Books, 1977.
- [17] GIBBS S G, MILLER D L. Inferring power consumption and electrical performance from motor speed in oil-well pumping units[J]. IEEE Transactions on Industrial Applications, 1997, 33(1): 187-193.
- [18] ZHAO Haisen, WANG Yilong, ZHAN Yang, et al. Practical model for energy consumption analysis of beam pumping motor systems and its energy saving applications[J]. IEEE Transactions on Industrial Applications, 2018, 54(2): 1006-1016.
- [19] WILAMOWSKI B M, KAYNAK O. Oil well diagnosis by sensing terminal characteristics of the induction motor[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2000, 47(5): 1100-1107.
- 作者简介: 李翔宇, 男, 1982 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为复杂工业过程建模、控制与优化。
袁春华(通信作者), 女, 1987 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为复杂工业过程建模、控制与优化。
E-mail: yuanch425@163.com