

无级变速器速比控制阀动态性能仿真与优化^{*}

刘金刚¹ 谭援强¹ 徐惠余² 陈建文²

(1. 湘潭大学机械工程学院, 湘潭 411105; 2. 江麓机电科技有限公司技术中心, 湘潭 411105)

【摘要】 提出了一种基于改进粒子群优化算法的无级变速器速比控制阀动态性能优化方法。首先通过机理分析的方法建立了速比控制阀的动态模型;然后根据无级变速器速比控制阀的使用要求,在考虑响应时间、超调量及节能等指标的基础上,确立了一个综合的优化目标函数;最后根据确立的目标函数,结合仿真模型,通过改进的粒子群优化算法对速比控制阀的结构参数进行了优化。试验结果表明经过优化的速比控制阀各项动态性能指标均优于原型阀,其中压力上升时间缩短了 100 ms,超调量下降了 0.05 MPa,更适用于无级变速器。

关键词: 无级变速器 速比控制阀 动态性能 仿真 优化

中图分类号: U463.212 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)03-0006-05

Dynamic Performance Simulation and Optimization of Speed Ratio Control Valve in Continuously Variable Transmission

Liu Jin'gang¹ Tan Yuanqiang¹ Xu Huiyu² Chen Jianwen²

(1. College of Mechanical Engineering, Xiangtan University, Xiangtan 411105, China

2. Technology Center, Jianglu Electromechanical Science & Technology Co., Ltd., Xiangtan 411105, China)

Abstract

A method for dynamic performance optimization of continuously variable transmission speed ratio control valve based on improved particle swarm optimization algorithm is presented. First at all, a dynamic model was set up by means of mechanism analysis to predict the valve dynamic performance. Then, an objective function for optimization was established considering dynamic performance indices of speed ratio control valve such as response time, overshoot and saving energy based on its operating requirements. Finally, the optimization problem was solved by using an improved particle swarm optimization algorithm with necessary constraints. The properties of the optimized valve were compared with the prototype workpiece, and the results indicated that the dynamic performance indices of the optimized valve were much better than those of the prototype workpiece.

Key words Continuously variable transmission, Speed ratio control valve, Dynamic performance, Simulation, Optimization

引言

电液控制系统的引入使得先进控制技术得以有效应用,大大改善了无级变速器(CVT)的性能。速比控制阀是 CVT 电液控制系统的核心元件,其性能对整个 CVT 甚至整车的工作状态都有很大的影响^[1]。

速比控制阀属于先导式电液比例减压阀,国内现有产品的设计和制造技术完全依赖从国外引进,没有掌握关键结构参数的设计方法,自主开发能力十分薄弱^[2~3],探索其关键结构参数的设计方法具有重要的现实意义。

无级变速器在速比变化过程中,对速比控制阀不仅有压力变化的要求,而且有瞬时流量要求,由于

收稿日期: 2009-04-09 修回日期: 2009-05-20

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50905152)、湖南省教育厅资助科研项目(09C964)和湘潭大学博士科研启动基金资助项目(09QDZ15)

作者简介: 刘金刚,讲师,主要从事机械传动检测与控制研究,E-mail: wellbuild@126.com

速比控制阀的瞬时流量主要取决于其主阀的通径大小,因此可以根据 CVT 变速时的瞬时目标流量确定速比控制阀的主阀通径。但由于压力的变化状态受制约的因素较多,因此本文利用计算机辅助设计方法对速比控制阀结构参数进行优化,以期设计速比控制阀具有更优的压力动态性能,更能满足无级变速器的使用要求。

1 动态模型建立和验证

1.1 模型建立

建立速比控制阀的数学解析模型是利用计算机进行优化设计的先决条件,本文采用液压系统动力学原理,建立速比控制阀的数学解析模型^[4]。速比控制阀的结构如图 1 所示,由先导阀子系统、压力容腔子系统和主阀子系统 3 个子系统互连而成。整个速比控制阀的动态特性可以由式(1)~(5)组成的微分方程组表示。

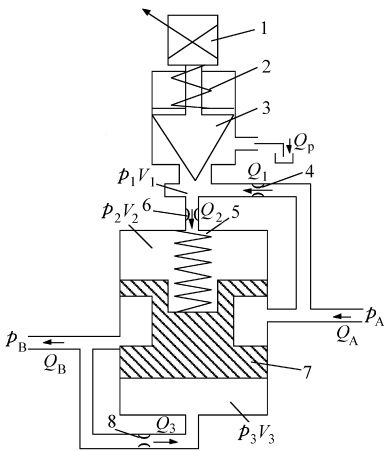


图 1 速比控制阀工作原理示意图

Fig. 1 Schematic structure of speed ratio control valve

1. 比例电磁铁 2. 先导阀弹簧 3. 先导阀芯 4. 阻尼孔 1
5. 主阀弹簧 6. 阻尼孔 2 7. 主阀芯 8. 阻尼孔 3

先导阀芯的动态特性

$$\frac{\pi}{4} D_p^2 p_1 + F_e = m_p \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + K_p (x_p + x_{p0}) + F_{ps} + F_{pt} \quad (1)$$

其中 $F_e = K_i I$

$$F_{ps} = -\rho \frac{Q_p^2}{A_p(x_p)} \cos \alpha$$

$$F_{pt} = C_d \pi D_p L_p \sqrt{2 \rho p_2} \dot{x}_p$$

$$A_p(x_p) = \pi D_p x_p \tan \alpha$$

式中 m_p ——先导阀芯质量
 B_p ——先导阀阻尼 C_d ——流量系数
 K_p ——先导阀弹簧刚度
 $x_p, \dot{x}_p, \ddot{x}_p$ ——先导阀芯位移、速度、加速度
 x_{p0} ——先导阀弹簧初始压缩量

F_e ——比例电磁铁作用于衔铁上的吸力
 K_i ——线圈力-电流增益系数
 I ——控制电流 D_p ——先导阀座直径
 F_{ps} ——作用在先导阀芯上的稳态液动力
 $A_p(x_p)$ ——先导阀有效节流面积
 F_{pt} ——作用在先导阀芯上的瞬态液动力
 L_p ——先导阀芯的阻尼长度
 α ——先导阀芯锥角 ρ ——液压油密度
 p_1 ——先导阀芯下方容腔压力
 p_2 ——主阀芯上方容腔压力
 Q_p ——流经主导阀的流量

主阀芯的动态特性

$$\frac{\pi}{4} D_m^2 (p_3 - p_2) = m_m \ddot{x}_m + B_m \dot{x}_m + K_m (x_m + x_{m0}) + F_{ms} + F_{mt} \quad (2)$$

其中 $F_{ms} = -\rho \frac{Q_B^2}{A_m(x_m)}$ $A_m(x_m) = \pi D_m x_m$

$$F_{mt} = C_d \pi D_m L_m \sqrt{2 \rho P_A} \dot{x}_m$$

式中 D_m ——主阀芯直径 m_m ——主阀芯质量
 p_3 ——主阀芯下方容腔压力
 Q_B ——主阀芯输出流量
 L_m ——主阀芯阻尼长度
 P_A ——主阀的输入压力
 B_m ——主阀阻尼 K_m ——主阀弹簧刚度
 $x_m, \dot{x}_m, \ddot{x}_m$ ——主阀芯位移、速度、加速度
 x_{m0} ——主阀弹簧初始压缩量
 F_{ms} ——作用在主阀芯上稳态液动力
 $A_m(x_m)$ ——主阀的有效节流面积
 F_{mt} ——作用在主阀芯上的瞬态液动力

先导阀芯下方容腔压力 p_1 的动态特性

$$\dot{p}_1 = \beta \frac{Q_1 - Q_2 - Q_p}{V_1} \quad (3)$$

式中, V_1 表示该压力容腔的体积,由于先导阀芯位移对压力容腔体积的变化影响很小,所以该体积可以看作是一个常数。 Q_1, Q_2 为流体阻尼孔 1、2 的流量。

主阀芯上方容腔压力 p_2 的动态特性

$$\dot{p}_2 = \beta \frac{Q_2 + \frac{\pi}{4} D_m^2 \dot{x}_m}{V_2(x_m)} \quad (4)$$

其中 $V_2(x_m) = V_{20} - \frac{\pi}{4} D_m^2 x_m$

式中 β ——液压油的体积模量
 $V_2(x_m)$ ——压力容腔 V_2 的体积
 V_{20} ——主阀芯位移为零时 V_2 的初始体积
主阀芯下方容腔压力 p_3 的动态特性

$$\dot{p}_3 = \beta \frac{Q_3 - \frac{\pi}{4} D_m^2 \dot{x}_m}{V_3(x_m)} \quad (5)$$

其中 $V_3(x_m) = V_{30} + \frac{\pi}{4} D_m^2 x_m$

式中 $V_3(x_m)$ ——压力容腔 V_3 的体积
 V_{30} ——主阀芯位移为零时 V_3 的初始体积
 Q_3 ——流经阻尼孔 3 的流量

在速比控制阀中,液压油通过阀芯节流口以及各阻尼孔的流态为紊流,以上各微分方程计算过程中用到的流量为

$$Q = C_d A(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (6)$$

式中 $A(x)$ ——有效节流面积
 Δp ——节流口两端压力差

1.2 模型验证

为了验证模型的预测精度,制作一个原型阀,通过试验和仿真的阶跃响应进行比较。其结构如图 1 所示,结构仿真参数见表 1。在仿真过程中,假设输入压力 p_A 为恒定值,把压力 p_B 定为输出变量,控制电流 I 设定为输入变量, p_B 和 I 的数值关系通过 4

表 1 原型阀仿真参数

Tab.1 Parameters of the prototype workpiece

参数	数值
主阀阻尼 $B_m / \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	7.5×10^{-2}
主阀弹簧刚度 $K_m / \text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	8×10^3
主阀芯阻尼长度 L_m / m	6.2×10^{-3}
液压油体积模量 $\beta / \text{N} \cdot \text{m}^{-2}$	1.8×10^9
阻尼孔 1 直径 D_1 / mm	0.5
阻尼孔 2 直径 D_2 / mm	0.5
阻尼孔 3 直径 D_3 / mm	0.5
压力容腔体积 V_1 / m^3	1.1×10^{-8}
主阀位移为零时 V_2 初始体积 V_{20} / m^3	3.6×10^{-8}
主阀位移为零时 V_3 初始体积 V_{30} / m^3	4.4×10^{-8}
主阀弹簧初始压缩量 x_{m0} / m	2×10^{-3}
先导阀芯质量 m_p / kg	7.0×10^{-3}
先导阀阻尼 $B_p / \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	4.2×10^{-2}
先导阀弹簧刚度 $K_p / \text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	6.0×10^4
先导阀弹簧初始压缩量 x_{p0} / m	2.4×10^{-3}
线圈电-电流增益系数 $K_i / \text{N} \cdot \text{A}^{-1}$	9.3
液压油密度 $\rho / \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	9.0×10^2
先导阀芯锥角 $\alpha / (^\circ)$	40
流量系数 C_d	0.62
先导阀座直径 D_p / mm	1.8
先导阀芯的阻尼长度 L_p / m	3.2×10^{-3}
主阀芯直径 D_m / mm	13

阶龙格-库塔算法以及迭代求得,整个计算过程借助了 Matlab 的 M 函数。有几个约束条件必须注意:① 当先导阀关闭而没有液压油流过先导回路时,压力 p_A 、 p_1 、 p_2 、 p_3 和 p_B 应该彼此相等,这样,以先导阀芯开启的一瞬间作为分界点将仿真计算分为两部分进行。② 先导阀芯及主阀芯的极限位移受到阀套结构的限制。③ 当阀芯移动到阀套的极限位置时,阀芯的加速度为零,除非作用在它们上的合力方向与极限位置方向相反。

在试验过程中,设置试验条件如下:液压油的温度保持在 40~50℃ 之间,环境温度为 20℃;原型阀的输入压力 p_A 通过溢流阀设定为 3.5 MPa,系统供油流量为 60 L/min,原型阀出口接直径为 0.3 mm 的阻尼孔作为负载;控制电流通过 PWM 方式调节,并通过电流传感器反馈,实现闭环控制,首先保持 1 A,然后在 0.5 s 时阶跃降为 0.2 A 并保持 1.5 s;输出压力 p_B 的采样频率为 200 Hz,压力传感器的量程为 0.2~5 MPa,传感器的精度为 0.1%。为了方便比较,将试验数据与仿真数据利用 Matlab 绘制在一幅图中,结果如图 2 所示,结果表明:建立的动态模型与实际系统具有较好的一致性,该模型可以应用于优化设计。

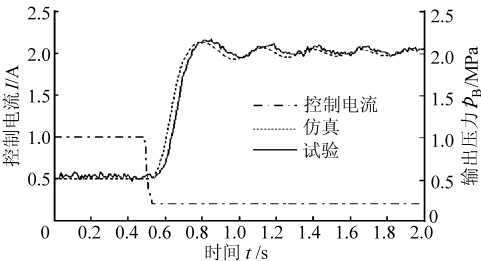


图 2 原型阀试验与仿真阶跃响应曲线

Fig.2 Step response of prototype workpiece in simulation and experiment

2 优化目标函数的建立

作为一种先导式比例减压阀,CVT 速比控制阀应具备的关键动态性能品质是快速的响应时间和较好的控制稳定性。将这两项动态性能指标作为优化目标,可以把下式作为优化目标函数

$$J = r_1 t_p + r_2 t_s + r_3 \sigma_{\max} \quad (7)$$

式中, r 为权重因子,其意义为控制相应性能指标的重要性, t_p 、 t_s 、 $\sigma_{\max}$ 分别为速比控制阀输出压力阶跃响应的上升时间、过渡时间、最大超调量。式(7)右边的第 1 项用以评价速比控制阀的响应速度,第 2 和第 3 项用以评价控制稳定性。

由于 CVT 速比控制阀的特殊应用场合,还应考虑以下额外的性能要求:作为在移动机械上使用的

控制元件,速比控制阀必须具有较小的电能损耗。因此,式(7)所示的优化目标函数并不完全适用于速比控制阀动态性能的评价,对于这一额外的性能要求,本文将单位电流引起的输出压力变化率 K_{IF} 也作为一项优化目标加入到目标函数中, $K_{IF} = \frac{p_B(\infty) - p_B(0)}{\Delta I}$, 其中, $p_B(0)$ 和 $p_B(\infty)$ 为速比控制阀输出压力阶跃响应的初始值和最终稳态值, ΔI 为控制电流的变化范围。另外,优化目标函数中的各分项的指标数值的量级是不一致的,为了解决这一问题,本文在利用原型阀的试验数据时对各指标进行了归一化处理。最终,优化目标函数函数式被修正为

$$J = r_1 \frac{t_p}{t_{pr}} + r_2 \frac{t_s}{t_{sf}} + r_3 \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\max r}} + r_4 \frac{K_{IFr}}{K_{IF}} \quad (8)$$

式中, t_{pr} 、 t_{sf} 、 $\sigma_{\max r}$ 和 K_{IFr} 分别为原型阀输出压力阶跃响应的上升时间、过渡时间、最大超调量和输出压力变化率;速比控制阀的各分项的指标都比较重要,式中的权重因子 r 均取 0.25。

3 结构参数优化

单独改变表 1 中某些的结构参数,通过仿真结果可以发现,阻尼孔 1 直径 D_1 和先导阀座直径 D_p 对目标函数中的第 4 项指标影响很大,同时对前 3 项也有影响;而阻尼孔 2 和 3 的直径 D_2 和 D_3 对前 3 项指标影响较大。本文选取以上 4 个结构参数作为优化对象,实现速比控制阀的动态性能优化。由于速比控制阀动态性能的仿真计算需要比较复杂的计算,耗时很长,寻找高效适用的优化算法是十分必要的。

与目前广泛应用的遗传算法相比,由 Kennedy 和 Eberhart 提出的粒子群优化算法 (PSO) 具有简单、容易实现、收敛速度快的优点,并且在种群规模较小的情况下就能取得很好的结果,这对于提高需要较长时间优化问题的计算效率具有重要的意义^[5-6]。但这种算法也存在着后期收敛速度较慢以及容易陷入局部最优的缺点,这主要是由于 PSO 算法中粒子本身没有选择、交叉和变异等机制,只是依靠群体之间的相互合作和竞争搜索最优解,因此,当粒子群集中在某一局部极值周围时,便无法对问题空间的其它区域进行搜索,从而出现了所谓的“早熟”现象。本文借鉴其他学者的研究成果^[7-8],将遗传算法的交叉机制引入 PSO 算法,完成速比控制阀结构参数的优化,整个过程分为以下几步。

(1) 生成初始种群

首先设置粒子群代数 $iter = 1$, 最大进化代数

$iter_{\max} = 16$ 。然后生成一个包括 $G = 20$ 个粒子位置和速度的初始种群,每个粒子位置 S_g 代表一个可能的结构参数组合,而速度 V_g 决定了其进化的方向和距离,个体极值位置 $P_{\text{best}}(g)$ 为粒子本身到目前为止所搜索到的最优解,全局极值位置 G_{best} 为整个粒子群目前为止所搜索到的最优解。其结构形式为

$$S_g = [D_{1g} \quad D_{2g} \quad D_{3g} \quad D_{4g}] \quad (g = 1, 2, \dots, G) \quad (9)$$

$$V_g = [v_{1g} \quad v_{2g} \quad v_{3g} \quad v_{4g}] \quad (10)$$

$$P_{\text{best}}(g) = [p_{1g} \quad p_{2g} \quad p_{3g} \quad p_{4g}] \quad (11)$$

$$G_{\text{best}} = [g_1 \quad g_2 \quad g_3 \quad g_4] \quad (12)$$

式(9)中, D_1 、 D_2 、 D_3 、 D_4 分别为速比控制阀 3 个阻尼孔和导阀座的直径,其取值应该控制在一定的范围内,如果太小则对油液的污染会非常敏感,如果太大又起不到应有的阻尼作用。本文以一个简单计算获得粒子的初始位置;同时把每个粒子的速度、个体极值位置以及全局极值位置均初始为零。计算式为

$$\begin{cases} D_{1g} = 0.3 + 1.2r \\ D_{2g} = 0.3 + 1.2r \\ D_{3g} = 0.3 + 1.2r \\ D_{4g} = 0.8 + 2.2r \end{cases} \quad (13)$$

式中, r 为一个 0 ~ 1 之间的随机数,每次用到 r ,它就被重新生成。

(2) 适应性评估

对于每个粒子 S_g ,首先利用上一节建立的动态模型仿真出它们的各项性能指标,然后利用这些性能指标求出目标函数式(8)的值 J_g ,把 J_g 的倒数作为相应的粒子适应度

$$F_g = \frac{1}{J_g} \quad (14)$$

根据各粒子适应度的计算结果,更新个体极值位置 $P_{\text{best}}(g)$ 以及全局极值位置 G_{best} 。

(3) 进化

对于每个粒子 S_g ,根据以下方程更新自己的速度和位置

$$\begin{aligned} v_{ig}(iter + 1) = \\ \omega v_{ig}(iter) + \lambda_1 r_1 (p_{ig} - D_{ig}) + \lambda_2 r_2 (g_i - D_{ig}) \end{aligned} \quad (15)$$

$$D_{ig}(iter + 1) = D_{ig}(iter) + v_{ig}(iter + 1) \quad (16)$$

式中, λ_1 和 λ_2 为权重因子,本文都设为 2; r_1 和 r_2 为区间 $[0, 1]$ 内分布的两个相互独立的随机数; ω 为惯性因子,较大的 ω 值有利于提高搜索速度,而较小的 ω 值有利于提高搜索精度,为兼顾搜索速度和精度,本文随着迭代的进行,按照式(17)线性地减小 ω 的值。

$$\omega(ite r) = \omega_{\max} - \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{ite r_{\max}} ite r \quad (17)$$

式中, $\omega_{\max}$ 和 $\omega_{\min}$ 是 ω 的最大最小值, 分别取值为 0.9 和 0.4。

(4) 交叉

通过以上算法完成 $ite r_{\max}$ 代进化后, 引入遗传算法的交叉操作, 以避免以上计算结果为一个局部最优值。对于每一个粒子 S_g , 生成一个从 0 到 1 之间的随机数 r , 如果 r 的值小于交叉概率 P_c (本文选择交叉概率 $P_c = 0.5$), 那么这个粒子将被选中进行交叉操作, 否则, 保持不变。

(5) 重复或停止

完成第 4 步交叉操作后, 保留全局极值位置 G_{best} , 将 $ite r$ 重新设置为 1, 并返回第 2 步重新计算, 直至再完成 $ite r_{\max}$ 代计算。如果 G_{best} 没有发生变化, 则认为找到了全局最优值, 中止计算; 如果 G_{best} 发生了变化, 则认为第 1 次迭代过程得到是局部最优值, 保留第 2 次迭代得到全局极值位置 G_{best} , 重新交叉进化。

通过以上计算, 最后求出的最优的速比控制阀结构参数组合为: $S_g^{\text{optimal}} = [0.58 \quad 0.72 \quad 0.43 \quad 2.09]$ 。为了加工方便, 该值被圆整为工程上更合理的数据 $S_g^{\text{optimal}} = [0.6 \quad 0.7 \quad 0.4 \quad 2.1]$ 。

将优化阀与原型阀的阶跃响应做了对比试验, 结果如图 3 所示。在试验中, 通过调整先导阀弹簧

的预压缩量, 保证两者的弹簧预紧力相等。试验结果表明相比于原型阀, 优化阀的各项性能参数都有不同程度的提高: 压力的上升时间 t_p 约从 300 ms 缩短为 200 ms, 过渡时间 t_s 约从 1 s 缩短为 400 ms, 超调量约从 0.2 MPa 下降为 0.15 MPa。而且, 优化阀在相同的控制电流变化范围内输出压力的变化范围更大, 这就意味着较小的电流可以引起更大的输出压力变化, 优化阀具有节能的优点。

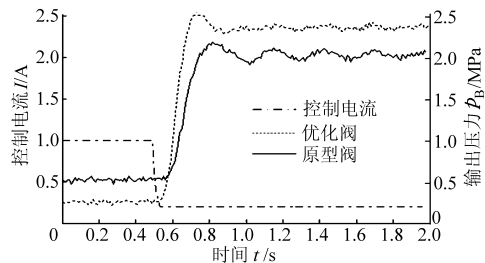


图3 优化阀与原型阀动态性能对比

Fig.3 Comparison of prototype workpiece with optimized valve

4 结束语

采用液压系统动力学原理, 建立了速比控制阀的数学解析模型, 该模型能准确预测速比控制阀的动态性能。结合以上模型, 通过粒子群优化算法对速比控制阀的敏感结构参数进行了优化, 试验结果表明优化后的速比控制阀的超调量、上升时间、过渡时间相对于原型阀都有所缩减, 其动态性能指标明显优于原型阀。

参 考 文 献

- 刘金刚, 周云山, 高帅, 等. 智能预测控制在无级变速器速比跟踪中的应用[J]. 中国机械工程, 2008, 19(14): 1 664 ~ 1 668.
Liu Jin'gang, Zhou Yunshan, Gao Shuai, et al. Application of intelligent predictive control in CVT speed ratio control [J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(14): 1 664 ~ 1 668. (In Chinese)
- 杨亚联. 金属带无级自动变速传动的关键问题研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2002.
Yang Yalian. Study on some key problems of metal-belt continuously variable transmission [D]. Chongqing: Chongqing University, 2002. (in Chinese)
- 宋锦春. 金属带式无级变速器电液比例系统建模与控制技术[D]. 沈阳: 东北大学, 2004.
Song Jinchun. Study of modeling and control technique of electro-hydraulic proportional system of metal V-belt type continuously variable transmission (CVT) [D]. Shenyang: Northeastern University, 2004. (in Chinese)
- Maiti R, Saha R, Watton J. The static and dynamic characteristics of a pressure relief valve with a proportional solenoid controlled pilot stage[J]. Proceedings of the IMechE Part I: Journal of System Control Engineering, 2002, 216(2): 143 ~ 156.
- Eberhart R C, Kenedy J. A new optimizer using particle swarm theory [C] // Proceedings of the IEEE 6th International Symposium on Micro Machine and Human Science, Nagoya, Japan, 1995: 39 ~ 43.
- Kennedy J, Eberhart R C. Particle swarm optimization [C] // Proceedings of 1995 IEEE International Conference on Neural Networks, Piscataway, USA, 1995, 4: 1 942 ~ 1 948.
- Van den Bergh F. An analysis of particle swarm optimizers [D]. South Africa: Department of Computer Science University of Pretoria, 2002.
- 陈东宁, 姜万录, 王益群. 基于粒子群算法的冷连轧机轧制负荷分配优化[J]. 中国机械工程, 2007, 18(11): 1 303 ~ 1 306.
Chen Dongning, Jiang Wanlu, Wang Yiqun. Load distribution optimization of tandem cold mill based on PSO algorithm [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(11): 1 303 ~ 1 306. (in Chinese)