

基于 AMESim 的两自由度高频激振转阀的仿真研究^{*}

吴万荣 黄 潜^{**} 吴威威 娄 磊
(中南大学机电工程学院,长沙 410083)

摘 要:传统的伺服阀大部分都是滑阀式,虽然控制精度高、性能稳定,但其工作频宽有限,难以满足高频大流量液压系统的需求。为此,提出一种两自由度的高频激振转阀。首先介绍其结构与工作原理,并根据流体连续性方程、阀口流量方程等理论推导出转阀的数学模型和提出提高激振频率的方法。然后采用 AMESim 建立高频激振转阀的仿真模型,分析系统压力、系统流量和阀口面积的影响,发现转阀阀口的流量与压力都跟随系统压力和阀口面积的增大而提高,但两者都不受系统流量的影响。

关键词:高频激振转阀;激振频率;AMESim 仿真模型;阀口压力;阀口流量

中图分类号:TH137 文献标识码:A doi:10.16507/j.issn.1006-6055.2016.06.020

Simulation of High Frequency Excitation Rotary Valve with Two Degrees of Freedom Based on AMESim^{*}

WU Wanrong HUANG Qian^{**} WU Weiwei LOU Lei

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083)

Abstract: Most of the traditional servo valve is valve type. Although it has the high control precision, stable performance, its working bandwidth is limited. So it is difficult to meet the demand of high frequency and large flow hydraulic system. In order to solve this problem, a high frequency excitation rotary valve with two degrees of freedom is proposed. Firstly, the structure and the working principle of this valve are introduced, the mathematical model of the rotary valve is derived according to the theory of fluid continuity equation and valve orifice flow equation and the way of improving the excitation frequency is proposed. Then, a simulation model of high frequency excitation rotary valve is set up by using AMESim. The effect of different system pressure, different system flow and different valve orifice area are analyzed. It is found that the flow and pressure of the valve port is increased with the increase of the pressure of the system and the area of the valve orifice, but both of them are not affected by the flow of the system.

Key words: high frequency excitation rotary valve; excitation frequency; simulation model of AMESim; valve port pressure; valve port flow

1 引言

随着现代工业的快速发展,液压激振技术获得了越来越广泛的应用。白继平等^[1]建立了电液高频疲劳实验台,并进行了谐振分析。刘毅等^[2]把电液激振技术运用在捣固机上,满足了捣固机在不同工况下的需求。王峰山等^[3]在振动筛上引入液压振动技术,有效地解决了单轴振动筛不能重载启动等问题。目前液压激振技术开始向着高频的方向发展^[4]。而传统的激振系统大多由伺服阀进行控制,通过向电液伺服阀中输入特性的波形信号,由电液伺服阀控制液压油交替地进出液压缸的左右工作

腔,驱动其活塞作往复运动,进而由液压缸带动负载振动^[5]。这种激振方案很大程度上受到伺服阀动态响应特性的限制,激振频率和流量都难以提高到更高水平^[6,7]。

为解决这类问题,本文提出一种两自由度的转阀,通过阀芯的轴向位移来控制阀口面积的大小,通过控制电机的转速来控制激振频率。

2 两自由度转阀结构

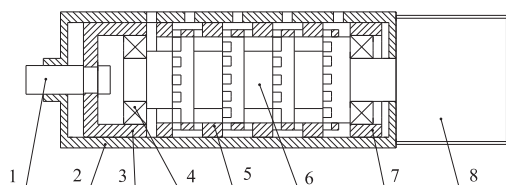
本文所提出的两自由度转阀的工作原理如图 1 所示,主要由阀芯、阀套、阀体及伺服电机等构成,其中阀芯有两个自由度,分别为旋转运动和轴向运动。阀芯的旋转运动由伺服电机控制,通过调节伺服电机的转速来控制高频激振转阀的换向频率;阀芯的轴向运动是由带螺纹的长杆来驱动,阀体左边突出

2016-08-03 收稿,2016-09-13 接收,2016-12-25 网络发表

^{*} 高性能复杂制造国家重点实验室项目(zzyjkt2015-03)资助

^{**} 通讯作者,E-mail:584970165@qq.com

的部分带有内螺纹,与长杆上的外螺纹相配合,通过旋转长杆便可以实现长杆的伸出与缩回,从而带动阀芯轴向移动,实现控制阀口开度从零到最大开口之间的变化。由以上分析可知,通过对转阀的旋转运动和轴向运动的分离控制,可实现对激振频率与阀口面积的独立调节控制。



1. 带螺纹长杆;2. 阀体;3. 左活塞;4. 轴承;5. 阀套;6. 阀芯;7. 右活塞;8. 伺服电机

图1 两自由度转阀结构原理图

转阀阀芯阀套配合关系及其工作原理如图2所示。阀芯台肩上均匀分布有10对沟槽,在阀套上分布与之相应的窗口。设阀芯台肩上相邻沟槽之间的中心角 β 为 36° ,台肩上沟槽所对应的圆心角 α 为 $\beta/4$,相邻的台肩上沟槽相互错位,错位角度为 $\beta/2$,阀套上对应的窗口不错位。随着伺服电机驱动阀芯做旋转运动,阀芯台肩上的矩形沟槽与阀套上的窗口重叠形成节流阀口,且节流阀口的面积随阀芯的旋转呈周期性变化。如图3所示,系统采用双出杆液压缸,液压缸两腔分别与转阀的两个出口连接。随着阀芯的旋转,阀芯上的沟槽交替地与油缸进油口相接,进而控制液压油周期性的进入液压缸左右两腔。当阀芯转到如图3(a)位置时,液压缸右腔与高压油相通,液压缸左腔与油箱相通,此时液压缸活塞在右腔高压油的作用下向左运动;当阀芯转到如图3(b)位置时,液压缸左腔与高压油相通,液压缸右腔与油箱相通,此时液压缸活塞在左腔高压油的作用下向右运动。采用这种连接方式时液压缸两腔油液流量差呈 180° 周期性交替变化,从而驱动液压缸活塞高频来回往复运动。

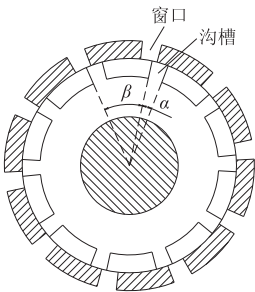
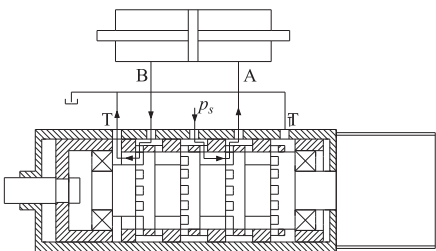
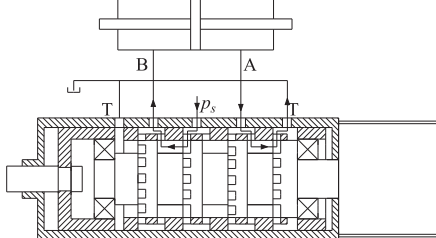


图2 阀芯阀套配合关系原理图



(a) 液压缸活塞向左运动



(b) 液压缸活塞向右运动

图3 转阀的工作原理图

3 两自由度转阀的数学模型

3.1 转阀阀口面积数学模型

转阀阀口面积示意图如图4所示,图4(b)为阀芯沟槽和阀套窗口的重合部分,可视为一个矩形区域,该区域面积等于阀芯与阀套轴向重合长度与周向开度的乘积,轴向重合长度 b 是由带螺纹的长杆控制阀芯的轴向位移决定,周向开度 a 是由伺服电机控制阀芯的旋转运动决定。

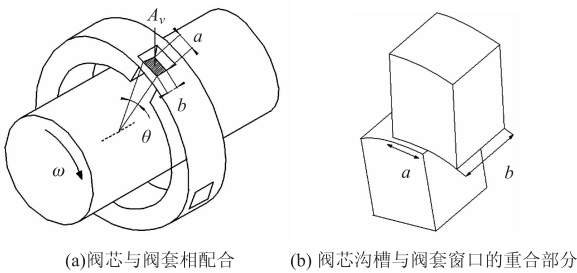


图4 转阀阀口面积示意图

阀芯台肩上阀口的开度皆匹配对称,台肩上沟槽所对应的圆心角 α 为 $\beta/4$,且错开角度为 $\beta/2$ 。因此,若以转阀的四个台肩阀口的周向开口皆关闭的状态作为初始状态,当阀芯的旋转角度 θ 从零增大到 α 过程中,奇数列台肩上阀口的周向开度从零逐渐增大到最大;当阀芯旋转角度继续从 α 增大到 2α 时,奇数列台肩上阀口的周向开度从最大值减小到零,在此阶段偶数列台肩上阀口的周向开度为零;当阀芯的旋转角度从 2α 增大到 3α 进程中,偶数列台肩上阀芯的周向开度从零增大到最大值;当阀芯

簧钢度; F_L 为负载力。

4 AMESim 模型的建立

AMESim 为一多学科领域的复杂系统建模与仿真平台,现已在多领域得到了广泛的应用,如汽车和液压领域^[8,9]。根据转阀的结构与工作原理,可以得到图 6 的 AMESim 仿真模型。因为在 AMESim 中并没有转阀的模型,而滑阀也具有自动换向功能,只是两者切换油路的方式不一样,滑阀为阀芯轴向移动,转阀是阀芯旋转,故在仿真模型中可以使用滑阀来替代转阀。用滑阀代替转阀的关键是需保证滑阀阀口面积的变化规律与转阀阀口面积的变化规律一致。而只要使滑阀阀芯的轴向移动速度和转阀阀口的线速度相同,这样它们两者阀口面积的变化规律便完全一致。因此根据转阀阀口面积变化规律来设置滑阀的参数是仿真的关键。在该仿真模型中着重转阀本身的特性研究,主要为阀口流量与压力,所以在出口处只连接了溢流阀,而没有连接其他的执行器。

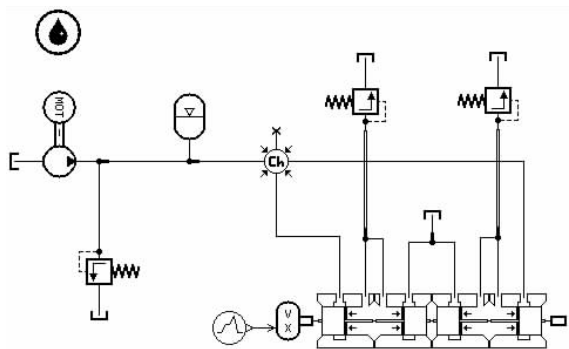


图 6 两自由度转阀的 AMESim 仿真模型

系统的高压油由定量泵提供,系统流量可以通过控制电机的转速来控制,系统压力由泵出口处的溢流阀来给定,滑阀阀芯位移与速度由线性信号发生器给定。通过改变滑阀阀芯的轴向位移或阀芯直径大小便可以改变阀口面积的大小。设定的工作频率为 1000Hz,仿真模型的运行时间为 5s,采样频率为 100KHz。模型的默认参数如表 1 所示。

表 1 AMESim 模型中的默认参数

参数名称	参数值
泵出口的流量	150 L/min
系统压力	150 bar
滑阀阀芯轴向位移	5 mm
滑阀阀芯大圆直径	3 mm
滑阀阀芯小圆直径	1 mm

5 仿真结果与分析

因为转阀两个出口是匹配对称的,所以在采集数据分析的时候只对其中一个阀口进行分析。

5.1 阀口压力的仿真分析

此时设置转阀出口处的溢流阀压力为 150 bar,其他参数按照表 1 中的数值进行设置。

5.1.1 不同系统流量下的阀口压力仿真分析

通过改变模型中电机的转速来改变泵出口的流量,分别设置电机的转速为 500 rev/min、750 rev/min、1000 rev/min、1250 rev/min、1500 rev/min、1750 rev/min,对应的系统流量为 50 L/min、75 L/min、100 L/min、125 L/min、150 L/min、175 L/min。此时转阀出口的压力如图 7 所示,6 种系统流量的情况下的转阀出口处压力曲线基本重叠在一起,并无区别,最小基本是 70.7 bar,最大值是 79.8 bar,都呈现三角形周期性变化,因此转阀阀口处的压力并没有跟随系统流量的变化而变化。

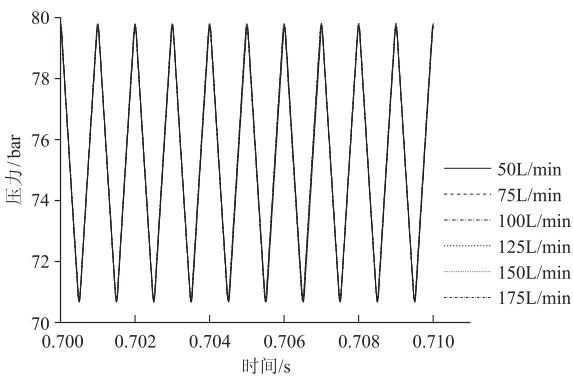


图 7 不同系统流量下转阀出口的压力

5.1.2 不同系统压力下的阀口压力仿真分析

通过改变模型中泵出口处溢流阀的压力来改变系统的压力,分别设定溢流阀的溢流压力为 40 bar、80 bar、120 bar、160 bar、200 bar。此时转阀出口处的压力如图 8 所示,转阀出口处的最大压力值和最小压力值都随着系统压力的升高而升高,而曲线都是呈现三角形周期性变化。出口处最高压力与最低压力值之间的差值也随着系统压力的升高而增大。在系统压力为 40 bar 时,阀出口处的最高压力为 22.3 bar,最低压力为 17.9 bar,两者的差值为 4.4 bar;在系统压力为 200 bar 时,阀出口处的最高压力为 105.6 bar,最低压力为 95.2 bar,两者的差值为 10.4 bar。

5.1.3 不同阀口面积下转阀出口的压力

转阀阀口面积可以通过改变阀芯的直径大小、

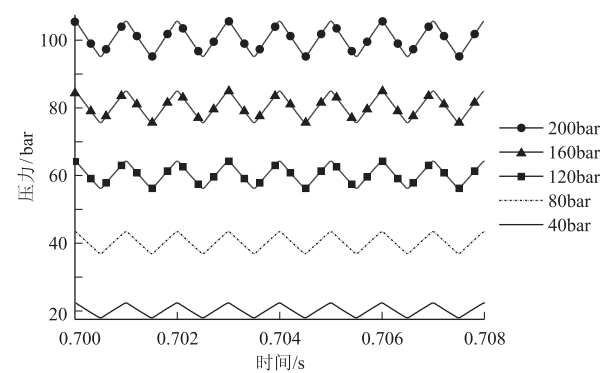


图 8 不同系统压力下转阀出口的压力

阀口对应的角度和阀口的轴向长度来实现。在这个仿真模型中主要是改变滑阀阀芯大圆的直径,相当于改变转阀阀口的轴向长度,从而改变了转阀阀口面积。滑阀阀芯大圆的直径分别取 2 mm、3 mm、4 mm、5 mm、6 mm,其余参数按照表 1 中的参数进行设置。得到的仿真结果如图 9 所示,随着阀芯大圆直径的增大即阀口面积的增大,阀口处的最高压力也随之升高,而阀口的最低压力却在下降。阀口最高压力与阀口最低压力之间的差值跟随阀芯大圆直径的增大而增大。

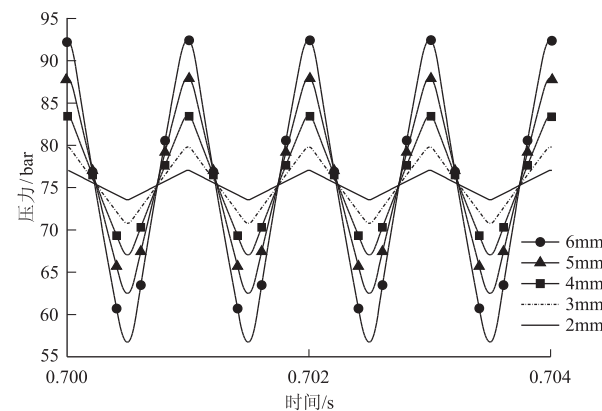


图 9 不同阀口面积下转阀出口的压力

5.2 阀口流量的仿真分析

液压阀出口的流量是衡量一个液压阀性能的重要指标,因此对转阀阀口处的流量进行研究是很有必要的。为排除出口压力的影响,把阀口处的两个溢流阀的溢流值都设定在 0 bar,相当于此时转阀不带负载。

5.2.1 不同系统流量下阀口的流量

通过改变电机转速,分别把泵出口流量设定为 75 L/min、100 L/min、125 L/min、150 L/min、175 L/min。其余参数按照表 1 中来设定。仿真结果如图 10 所示,阀口处的流量呈现规律变化,最大流量都是 50 L/min 左右,在一个周期内先快速上升,然

后进入一个平缓期,再快速下降为 0,在 0 流量处维持一段时间。5 种系统流量情况下阀口的流量曲线基本重叠,表明转阀阀口处的流量不跟随系统流量的改变而改变。

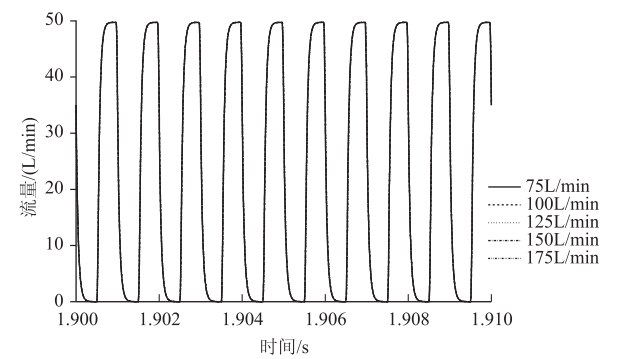


图 10 不同系统流量下转阀出口的流量

5.2.2 不同系统压力下阀口的流量

通过改变泵出口处溢流阀的溢流值来改变系统的压力,分别设定系统压力为 40 bar、80 bar、120 bar、160 bar、200 bar,其余参数按照表 1 中的参数设定,仿真结果如图 11 所示,转阀阀口处的最大流量随着系统压力的升高而增大,当系统压力为 40 bar 时,阀口的最大流量为 25.3 L/min,当系统压力为 200 bar 时,阀口处的最大流量为 58.4 L/min。

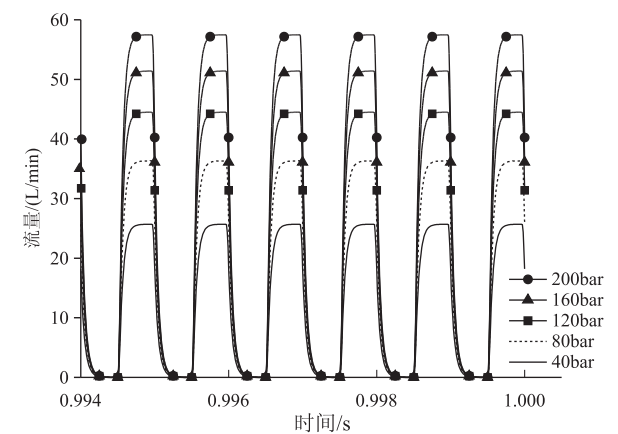


图 11 不同系统压力下转阀出口的流量

5.2.3 不同阀口面积下转阀出口的流量

如上文所述通过改变阀芯大圆的直径来改变阀口面积,滑阀阀芯的大圆直径分别取 2 mm、3 mm、4 mm、5 mm、6 mm,其余参数按照表 1 中的参数进行设置,得到的仿真结果如图 12 所示,阀口处的流量随着滑阀阀芯大圆直径的增加而升高,即阀口的流量随着阀口面积的增大而增大,且增长的速率越来越快。但在直径是 6 mm 时流量的增长放缓,可能是由于受到系统自身流量的限制所致。

根据上述的分析可知通过提高系统压力可以提

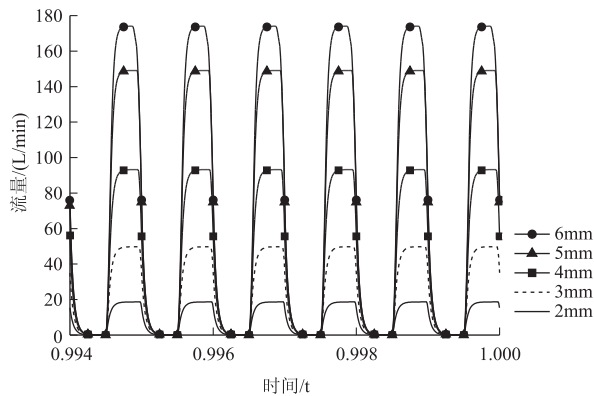


图 12 不同阀口面积下转阀出口的流量

高转阀阀口处的压力和增大阀口处的流量,而系统流量对两者没有影响。而在转阀的设计上,可以通过增大阀口面积来提升阀出口处的压力与增大阀口处的流量。

6 结论

本文提出了一种两自由度的高频激振转阀。与传统的滑阀式换向阀相比,这种转阀有较高的换向频率,可以满足高频大流量的需求。通过对该两自由度转阀的结构、理论和 AMESim 仿真结果分析,得到这种转阀的一些特性和结构参数对转阀性能的影响情况,为这种转阀的设计提供了思路,具体如下:

1) 转阀的激振频率可以通过控制伺服电机的转速进行控制,并且可以通过增加转阀阀芯和阀套上的通流沟槽来提高转阀的激振频率。通过上述两个方法,转阀的激振频率可以达到 1000 Hz 或更高,

远远高于传统的伺服阀。

2) 阀口处的压力都呈现有规律的变化,先快速升高然后再快速下降,且其随着系统压力的升高而升高,不受系统流量影响。阀口处的压力也受到阀口面积的影响,压力随着阀口面积的增大而升高。

3) 阀口处的流量是周期性变化。与阀口压力情况类似,阀口流量也受到系统压力的影响而不受系统流量的影响。阀口面积对阀口流量的影响较为显著,阀口流量随着阀口面积的增大而快速增长,且增长速率越来越大。

参考文献

- [1] 白继平,阮健,贾文昂. 电液谐振式高频疲劳试验台动态特性研究[J]. 振动与冲击,2013,32(9):95-99.
- [2] 刘毅,龚国芳,闵超庆. 捣固机械激振技术现状与展望[J]. 机械工程学报,2013,49(16):138-146.
- [3] 王峰山,寇子明. 液压激振技术在振动筛上的应用研究[J]. 煤炭加工与综合利用,2004,(6):23-24.
- [4] 邢彤,左强,杨永帅,等. 液压激振技术的研究进展[J]. 中国机械工程,2012,23(3):362-367,377.
- [5] 杨小辉. 高频电液伺服阀工作原理及零偏在线调整[J]. 机械工程与自动化,2010,(2):185-186.
- [6] 苏东海,任大林,杨京兰等. 电液比例阀与电液伺服阀性能比较及前景展望[J]. 液压气动与密封,2008,28(4):1-4.
- [7] 方群,黄增. 电液伺服阀的发展历史、研究现状及发展趋势[J]. 机床与液压,2007,35(11):162-165.
- [8] 袁洪滨,张民庆,孙彦堂,等. 基于 AMESim 的直动式电磁阀动态仿真研究[J]. 火箭推进,2011,37(5):30-35.
- [9] 杨武双. 基于 AMESim 的车辆防抱死制动系统的仿真研究[D]. 长沙:湖南大学,2008.

(上接第 1197 页)

- [2] 张毅,董鹏飞,孙晓燕,等. 基于场协同理论的板式换热器性能优化数值研究[J]. 化工机械,2013,40(4):487-491.
- [3] 张仲彬,张浩,郑孔桥. 板式换热器分配区改造的数值模拟及场协同分析[J]. 东北电力大学学报,2015,36(1):51-55.
- [4] 张勤,李志信,梁新刚. 多股流换热器动态过程场协同分析[J]. 热能动力工程,2009,24(6):782-786.
- [5] 张毅,董鹏飞,孙晓燕,等. 基于场协同理论的板式换热器性能优化数值研究[J]. 化工机械,2013,40(4):487-491.
- [6] 过增元. 换热器中的场协同原则及其应用[J]. 机械工程学报,2003,39(12):1-9.
- [7] 崔国民,郭嘉. 换热器动态场协同效应分析[A]. 石油和化工行

业节能技术研讨会会议论文集,2006.

- [8] 过增元. 热流体力学[M]. 北京:清华大学出版社,1992:271-299.
- [9] 何雅玲,雷勇刚,丽亭,等. 高效低阻强化换热技术的三场协同性探讨[J]. 工程热物理学报,2009,30(11):1904-1906.
- [10] 陈群,任建勋,过增元. 流体流动场协同原理及其在减阻中的应用[J]. 科学通报,2008,53(4):489-492.
- [11] 路广涛. 湍流场协同模型及减阻应用[D]. 大连:大连理工大学,2014.
- [12] 崔国民,卢洪波,蔡祖恢,等. 场协同下的多股流换热器换热性能研究[J]. 工程热物理学报,2002,23(3):323-326.
- [13] 崔国民,杜娟丽,卢洪波. 多股流自组织能力系数与运行优化[J]. 石油化工,2005,34(s1):758-760.