

轴向柱塞泵流动特性理论建模与试验分析^{*}

马吉恩 徐 兵 杨华勇

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027)

【摘要】 利用油液可压缩特性建立了单柱塞流动特性模型,通过对柱塞运动规律、配流盘过流面积、节流系数、泄漏效应等重要参数的分析优化,提高了模型精度,在此基础上,利用集中参数建立了柱塞泵的整泵数学模型。通过 Matlab 编程建立了柱塞泵流动特性的仿真模型,编制了图形用户界面,能够实现对柱塞泵结构、工作参数、系统环境参数与柱塞泵流动特性(如压力冲击、流量脉动等)之间的自动仿真和分析。利用柱塞泵压力流量脉动测试试验台对柱塞泵流动特性进行测试,测试结果验证了模型的正确性和精度,证明改进的柱塞泵流动特性模型能够比较准确地对柱塞泵流动特性进行分析和预测,分析误差可以控制在 5% 以内。

关键词: 轴向柱塞泵 数学模型 流动特性 仿真

中图分类号: TH137.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)01-0188-07

Modelling and Experiment Study on Fluid Character of Axial Piston Pump

Ma Jien Xu Bing Yang Huayong

(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract

To study the fluid character of axial piston pump, a mathematical model of flow condition in piston chamber was developed with compressibility of fluid oil. The model was further improved by analysis of movement model of piston, cross area of valve plate, throttle coefficient, flow loss inside pump, etc. Besides, the model of whole piston pump with its hydraulic system was developed with lumped parameter method. A simulation system was built by using Matlab based on the mathematical pump model. A visual graphical user interface was established to automatically analyze the relation between pump geometric structure, working conditions, system parameters and flow conditions of pump. The flow conditions of the pump were tested by using pump flow ripple test rig. It is shown that the pressure pulsation and flow ripple results calculated by the mathematical model agree well with the experimental results. The analytical error can be controlled within 5%. It can be concluded that the developed mathematical model has high precision and can accurately predict the fluid character of axial piston pump.

Key words Axial piston pump, Mathematical model, Fluid character, Simulation

引言

为了从机理上深入理解柱塞泵工作特性,通过建立柱塞泵流动特性的数学模型,对柱塞泵结构进行分析和优化,进而得到关键元件优化设计规律,掌握关键元件的设计理论,已成为柱塞泵研究的一个

重要内容。国外主要研究机构在这方面进行了大量研究,德国亚琛工业大学^[1]借助 DSHplus 软件,对柱塞泵的流动特性进行了建模分析;德累斯顿工业大学^[2]也借助仿真工具完成了九柱塞泵流动特性模型的建立,并对柱塞泵弹性环结构进行了分析研究;美国普渡大学的 Monika 教授^[3]利用油液的压缩性

收稿日期: 2008-12-24 修回日期: 2009-02-26

^{*} “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAF01B01、2006BAF01B04)和国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2007AA041803)

作者简介: 马吉恩,博士生,主要从事流体传动及控制技术研究,E-mail: jienma@126.com

通讯作者: 徐兵,教授,主要从事流体传动及控制和机械电子工程领域的研究,E-mail: bxu@zju.edu.cn

模型对柱塞腔内油液的变化规律进行了比较系统的分析;英国巴斯大学^[4-5]通过引入阻尼槽油液的惯性项影响,对单柱塞流动特性模型进行了完善。国内液压领域的几个主要大学也在这方面进行了一系列的研究探索,20 世纪 80 年代末哈尔滨工业大学李苏宁^[6]对柱塞腔压力瞬时变化过程进行数学分析,80 年代末 90 年代初,上海交通大学^[7-8]对单柱塞模型进行了修正,并引入了油液综合体积弹性模量的动态模型。此外,甘肃工业大学那成烈等^[9-10]完成了柱塞腔流动特性建模,对阻尼槽结构进行了细化。北京航空航天大学^[11-12]利用 Matlab 和 DSHplus 等仿真软件实现了柱塞泵整泵建模。

归纳柱塞泵流动特性的建模研究,主要分为两个方面:一是对模型中具体参数如流量系数、过流面积、运动规律等作进一步修正和完善,提高模型精度;另一方面是完善柱塞泵整泵模型,建立流动特性与柱塞泵内部结构、工作参数、系统环境之间的关系模型,实现对柱塞泵流动特性的综合描述。

1 柱塞泵流动特性数学建模

1.1 单柱塞流动特性建模

单柱塞模型基于油液可压缩特性,将缸体柱塞腔看作是一个封闭的容积,根据体积弹性系数的定义,计算压力的变化情况。对于柱塞腔容积的变化,一方面柱塞往复运动,膨胀或压缩柱塞腔产生封闭容积体积变化,另一方面配流盘槽口和柱塞腔之间存在流进和流出流体的情况,流体的质量也发生变化,所以柱塞腔压力和体积变化规律微分表达式为

$$dp = -K \frac{dV}{V} + K \frac{qdt}{V}。$$

利用油液弹性变化规律,对单柱塞腔流动特性变化规律的数学建模模型绘制原理图如图 1 所示。

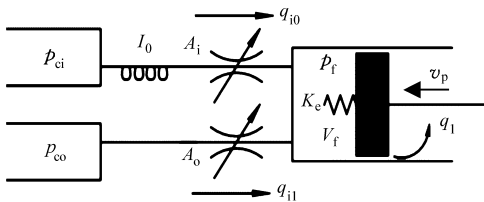


图 1 柱塞腔流动特性变化规律原理图
Fig. 1 Principle of fluid character inside piston chamber

根据数学模型原理,利用油液体积弹性公式得单柱塞油液特性方程为

$$\frac{dp_f}{dt} = \frac{K_e}{V_f} \left(q_r - q_i - q_g - q_l - \frac{dV_f}{dt} \right) \quad (1)$$

其中

$$V_f = V_0 + A_p S_p$$

$$q_i = C_i A_i \sqrt{2|p_f - p_c|/\rho} \text{sign}(p_f - p_c)$$

$$\frac{dq_g}{dt} = \left(\frac{p_f - p_c}{\rho} - \frac{q_g^2}{2C_i^2 A_i^2} \right) / \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a(x)} dx$$

- 式中 p_f ——柱塞腔油液压力 t ——时间
 K_e ——油液的弹性系数,对油液的可压缩性进行调解
 V_f ——柱塞腔油液体积 ρ ——油液密度
 V_0 ——上死点位置的柱塞腔容积
 q_r ——柱塞运动排油量 C_i ——节流系数
 q_i ——阻尼槽倒灌流量 A_i ——过流面积
 q_l ——间隙泄漏流量,包括缸体和柱塞、滑靴和斜盘之间的油液泄漏
 q_g ——惯性项流量
 p_c ——柱塞腔出口压力
 A_p ——柱塞横截面积
 S_p ——柱塞轴向位移

为了提高模型的精度,对模型中的主要参数进行了修正和完善。

1.1.1 柱塞运动规律分析

柱塞运动会使柱塞腔内流体发生变化,影响压力特征方程,因此需要建立精确的柱塞运动模型。根据柱塞泵缸体的内柱塞和主轴之间的位置关系可分为柱形缸体和锥形缸体。根据缸体的形状不同柱塞泵的运动方程也不同。

(1) 柱形缸体

柱形缸体结构尺寸如图 2 所示,其中 R 为柱塞轴线在缸体中的分布圆半径, β 为斜盘倾角, φ 为缸体的转角即柱塞与初始位置上死点之间的夹角。

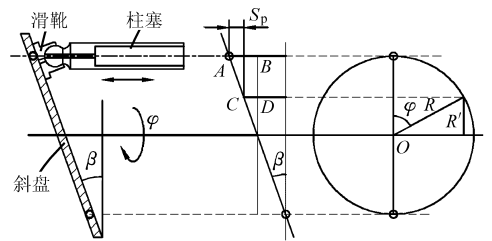


图 2 柱形缸体柱塞运动结构关系
Fig. 2 Movement of piston in cylindrical cylinder

柱塞轴向行程 $S_p = l_{AB} - l_{CD}$,根据图中几何结构关系和柱塞泵运动规律,得柱塞轴向位移方程为

$$S_p = (1 - \cos\varphi) R \tan\beta \quad (2)$$

柱塞运行速度为

$$v_p = \frac{dS_p}{dt} = R\omega \sin\varphi \tan\beta \quad (3)$$

式中 ω ——缸体的角速度

(2) 锥形缸体

图 3 是锥形缸体柱塞运动的结构关系图,图 3a 是沿着缸体上下死点剖面的结构图,图 3b 给出了柱塞在任意位置时,沿该位置柱塞轴线和主轴轴线剖

面的结构尺寸。其中 R_d 为下死点时滑靴球心到主轴的距离半径, r 为滑靴球心运行轨迹与标准圆轨迹之间的偏差距离, ψ 为锥形缸体柱塞与主轴之间的夹角。

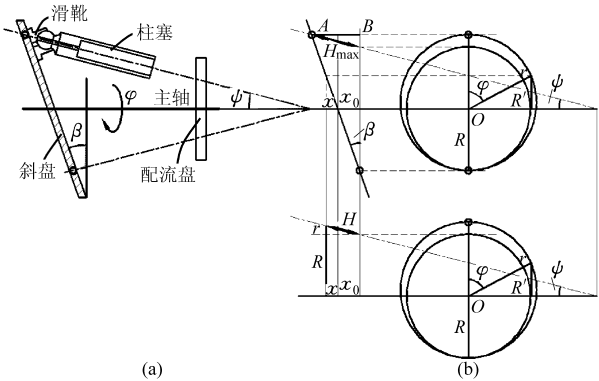


图 3 锥形缸体柱塞运动结构关系

Fig. 3 Movement of piston in tapered cylinder

(a) 结构图 (b) 结构尺寸

根据图 3 中的结构关系可知, 柱塞沿其轴向的位移 $S_p = H_{\max} - H$ 。根据图 3b 中的结构关系可知, 任意位置时柱塞的轴向剩余行程为 $H = (x + x_0) / \cos\psi$ 。根据图 3a 中的结构关系可得

$$x_0 = R \tan\beta \tag{4}$$

$$x = \frac{R \cos\varphi \tan\beta (1 + \tan\beta \tan\psi)}{1 - \cos\varphi \tan\beta \tan\psi} \tag{5}$$

整理可得任意位置时柱塞的轴向剩余行程为

$$H = \frac{R \tan\beta (1 + \cos\varphi)}{\cos\psi (1 - \cos\varphi \tan\beta \tan\psi)} \tag{6}$$

综上可得, 锥形缸体柱塞泵柱塞沿其轴向的位移方程为

$$S_p = \frac{R \tan\beta (1 - \cos\varphi) (1 + \tan\beta \tan\psi)}{\cos\psi (1 - \tan\beta \tan\psi) (1 - \cos\varphi \tan\beta \tan\psi)} \tag{7}$$

1.1.2 配流盘过流面积分析

柱塞泵工作过程中, 油液经过配流盘上的腰形槽流入或流出柱塞腔, 这个流动过程受到节流作用的影响, 尤其是当柱塞腔与配流盘腰形槽上阻尼槽接通时, 节流效果十分明显。该流动过程满足节流公式

$$q_i = C_r A_r \sqrt{2 |p_i - p_i| / \rho \text{sign}(p_i - p_i)} \tag{8}$$

式中 p_i ——配流盘腰形槽内油液压力

C_r ——流量系数 A_r ——过流面积

柱塞腔和配流盘槽口之间位置关系形成的过流面积 A_r 是影响柱塞泵流体流动特性的一个重要参数, 直接影响着配流效果和整个模型的最终计算精度, 过流面积随着柱塞腔和配流盘槽口之间位置关系变化而变化, 如图 4 所示。

根据柱塞腔和配流盘槽口之间不同的位置关系, 过流面积的形状不同, 过流面积的计算公式也不

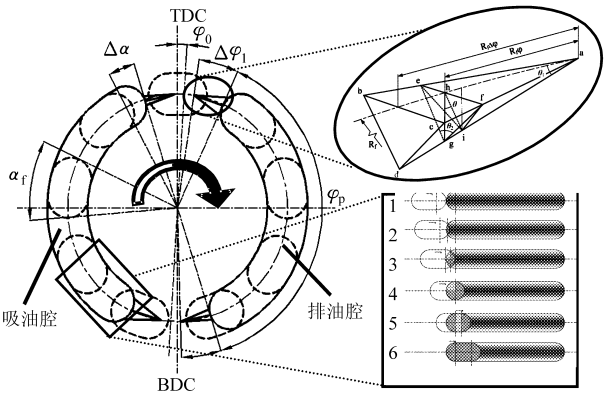


图 4 柱塞腔和配流盘槽口位置关系

Fig. 4 Relation between piston bore and valve plate kidney

同, 呈分段函数的形式。通过对配流盘过流面积进行分段计算得到配流盘过流面积变化规律如图 5 所示。图中排油腔侧高压油区过流面积 A_i , 吸油腔侧低压油过流面积 A_o 。

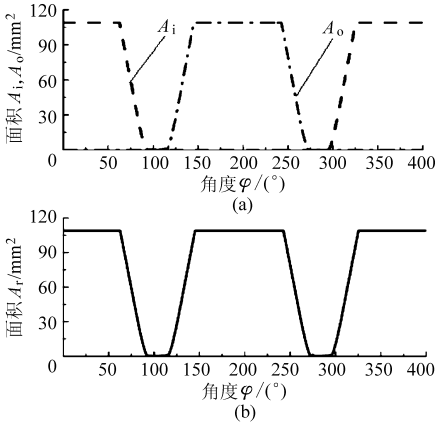


图 5 配流盘过流面积变化规律

Fig. 5 Cross area of valve plate

(a) 面积 A_i, A_o . (b) 面积 A_r

1.1.3 配流盘节流系数分析

配流盘阻尼槽的流量系数在一般手册中难以找到准确的数据。迄今为止人们在建立柱塞腔内瞬态压力模型时, 还没有一个准确的关于流量系数的关系式, 往往凭经验取值, 这就造成了一定的误差, 随着计算机技术和流体力学的发展, 可以通过配流流场的数值模拟, 获得流体流经阻尼槽的全部信息。本文利用数值计算的结果, 对配流过程中阻尼槽的流量系数进行研究, 得到流量系数的变化规律。

数值仿真计算流量系数时, 在柱塞腔内取一个面, 得到柱塞腔内压力 p_c 。在配流盘处取一个面, 得到配流盘内压力 p_0 。同时, 利用数值计算结果得到流经过流截面位置的流量。主要针对柱塞在节流槽区域工作过程变换中的截流系数情况进行分析。

根据节流面两端的压差和节流面的流量, 利用节流公式得到阻尼槽的流量系数如图 6 所示。当柱塞泵工作压力为 20 MPa 左右时, 流量系数在一个范

围内波动,在理论分析时可以认为阻尼槽处的流量系数基本为一恒定值,因此推荐流量系数可选常值 0.75。根据数学计算结果可知此时阻尼槽位置的流体流速可以达到 100 m/s 左右,该位置的雷诺数约为 2 970 左右,可以判断阻尼槽位置的流体处于湍流流动状态。

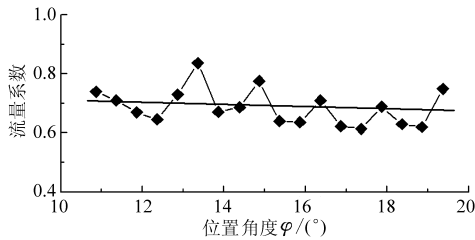


图 6 节流系数计算结果

Fig. 6 Throttle coefficient result

1.1.4 柱塞泵泄漏效应分析

柱塞泵内部的流体主要存在 3 方面的泄漏:一是缸体和柱塞之间柱塞副的缝隙泄漏 q_{sk} ;二是滑靴和斜盘之间滑靴副的缝隙泄漏 q_{sg} ;三是配流盘和缸体之间配流副的缝隙泄漏 q_{sb} 。如图 7 所示。对单柱塞进行建模时,以柱塞腔内流体作为研究对象(图 7 中虚线包围区域),流体的泄漏主要是缸体和柱塞之间柱塞副的缝隙泄漏 q_{sk} 和滑靴和斜盘之间滑靴副的缝隙泄漏 q_{sg} ,即单柱塞泄漏量 $q_1 = q_{sk} + q_{sg}$ 。配流盘和缸体之间配流副的缝隙泄漏 q_{sb} 可以等效到流体的出流流量 q_i 中,在进行单柱塞建模时不予考虑,只有在进行整个泵整体建模时才引入泄漏量 q_{sb} 的影响。

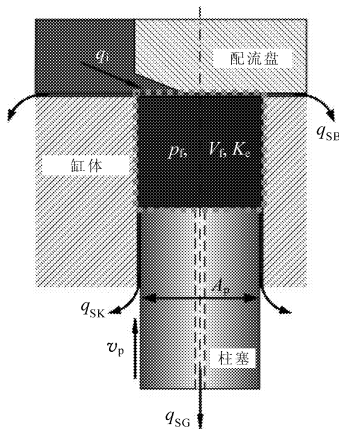


图 7 柱塞腔结构和泄漏图

Fig. 7 Structure of piston bore and fluid loss inside pump

1.2 柱塞泵流动特性整泵建模

1.1 节完成了单柱塞腔内的流动特性方程建模,实际柱塞泵包含多个柱塞,柱塞泵的流量脉动是多个柱塞腔流体共同作用的结果,柱塞泵的压力脉动还要受到其所在的液压系统结构和负载的影响。同时,各个柱塞之间的流体流动还会相互影响,系统

中的压力流量脉动还会对柱塞内的流体流动特性产生影响,因此想要对柱塞泵的流动特性进行精确分析,需要建立多柱塞柱塞泵的整体模型,整泵模型原理图如图 8 所示。对柱塞泵整体建模时需要补充配流盘和缸体之间配流副的缝隙泄漏 q_{sb} 的影响,整个柱塞泵中只有一处配流副存在,泄漏模型放置在各个柱塞流量汇合之后的位置。

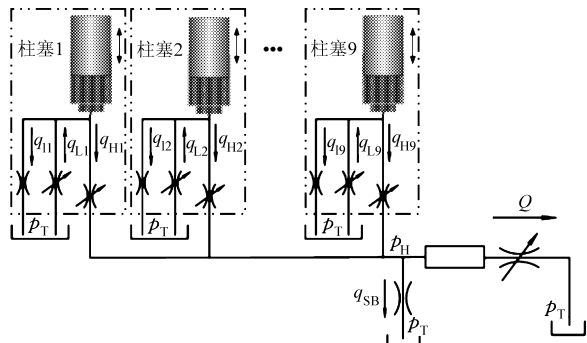


图 8 柱塞泵整泵模型结构原理图

Fig. 8 Model of the whole pump with hydraulic system

柱塞泵整体模型中,各个柱塞的基本模型参考单柱塞流动特性模型,通过配流盘过流面积变化引起的节流效果进行柱塞泵配流,控制整个泵的高低压力流量变化,通过对柱塞泵所在的液压系统进行建模,将柱塞泵的流量脉动转化为系统的压力脉动,进而得到系统压力对柱塞腔压力的反作用影响。

对液压系统流动特性的建模采用集中参数法,利用可压缩容积特性对各个柱塞腔的压力流量进行耦合,得到整个柱塞泵的出口压力和流量的流动特性。液压系统简化模型如图 9 所示,液压泵的流量为 Q_1 ,节流阀与泵之间的管道总容积为 V_t ,管道长度为 l ,管道压力为 p_H ;节流阀过流面积为 A ,流量系数为 c_q ,节流阀流量为 Q_2 ,节流阀回油压力为 p_T ,溢流阀用作安全阀。

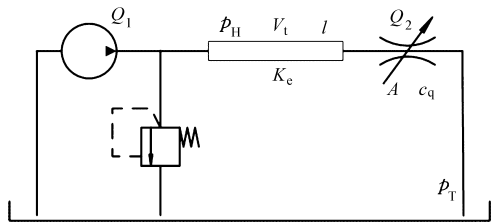


图 9 柱塞泵所在液压系统简化模型

Fig. 9 Model structure of pump working hydraulic system

液压泵的出口流量为各个柱塞排量之和,即

$$Q_1 = \sum_{i=1}^9 q_{Hi}$$

根据节流公式有

$$Q_2 = c_q A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_T)}$$

根据流体的连续性方程和流体的可压缩特性有

$$Q_1 - Q_2 = \frac{V_1 dp}{K_e dt}$$

由上述两式可得

$$\frac{V_1 dp}{K_e dt} + c_q A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_H - p_T)} = \sum_{i=1}^9 q_{Hi} \tag{9}$$

由式(9)可以看出,如果其他条件都不变,泵各个柱塞耦合时形成的流量 Q_1 产生脉动时,将引起管道内压力 p_H 的脉动,而且压力脉动的基频与流量脉动的基频保持一致。同时系统的压力脉动反作用到柱塞腔的高压位置,会影响柱塞腔压力特性的变化规律,进而影响流动特性的变化规律,这一点在后文的仿真结果中可以清楚地看到。

2 柱塞泵流动特性仿真模型搭建

柱塞泵整体模型利用 Matlab 编程实现其流动特性的计算仿真,同时可以利用该模型程序实现对柱塞泵参数的优化调整,得到不同结构柱塞泵的流动特性的变化规律。柱塞泵流动特性计算模型中设计了图形用户界面,如图 10 所示。用户界面左侧部分为需要参数输入框,右侧为柱塞泵的配流盘结构图、缸体柱塞结构图以及为柱塞泵提供工作环境的液压系统结构图,使用时只需要参考右侧结构图对应的参数,在左侧的参数输入框中输入相应的参数,包括柱塞泵的结构参数、工作参数以及其他如油液特性参数、负载节流阀参数等相关条件,之后直接点击“运行”按钮,就可以得到柱塞泵流动特性的的变化规律,包括柱塞泵出口压力脉动、出口流量脉动、柱塞腔压力变化规律、柱塞腔流量变化规律、柱塞泵泄漏规律等,并通过输出曲线进行直接显示,得到各个流动特性随角度或时间的变化规律,模型运行后同时会生成相关参数的文本文件,将运算结果进行

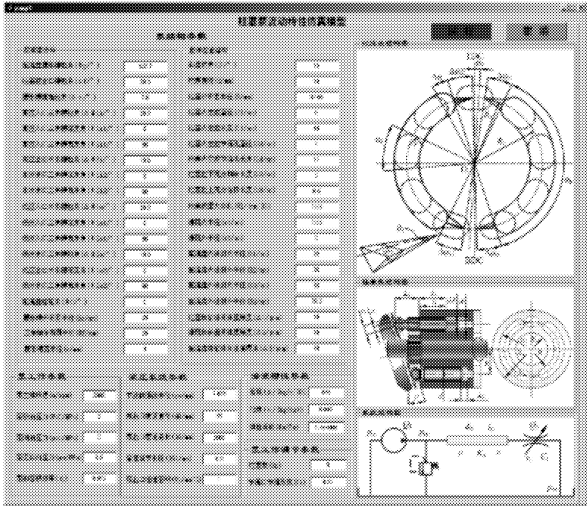


图 10 柱塞泵流动特性仿真模型图形用户界面

Fig. 10 Visual graphical user interface of simulation model

保存,用户可以通过其他数据处理软件对计算结果进行分析处理。同时,仿真计算结果存储成文本文件可以很方便地为其他分析软件和程序系统提供参考数据,有利于建立整个柱塞泵的联合仿真模型。

为了和试验数据进行对比,对 40 排量九柱塞泵在工作压力为 19 MPa,转速为 2 000 r/min 的工况下进行仿真模拟,柱塞泵模型仿真分析的结果如图 11 所示。从分析结果可以看出,对于单柱塞腔内流量的变化主要是受柱塞运动的影响,总体变化趋势呈正弦曲线的变化规律,当柱塞在过渡区转换的过程中,柱塞腔流量表现出比较明显的流量倒灌和流量冲击振荡现象,如图 11a 所示。各个柱塞的正弦流量变化规律加流量倒灌和冲击共同作用形成泵的出口流量变化规律如图 11b 所示。在该仿真工况下,泵的流量脉动率大约为 17.8%,该数值与实际情况十分接近。

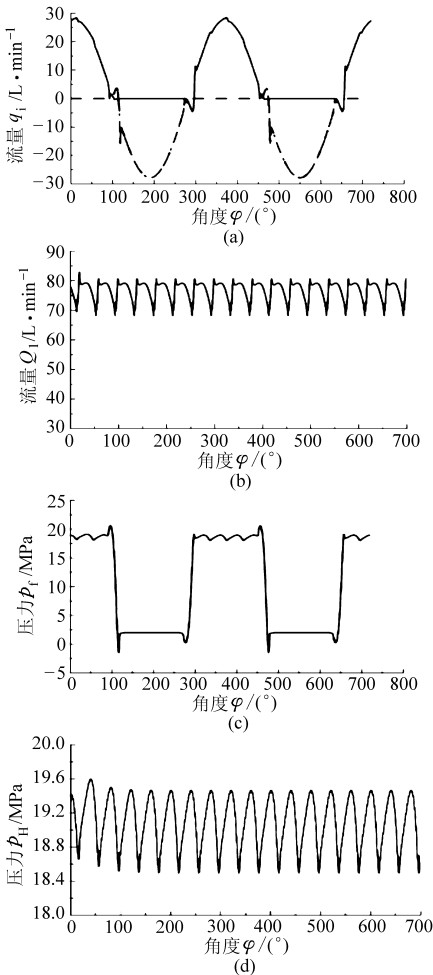


图 11 柱塞泵流动特性仿真模型结果输出

Fig. 11 Results from simulation model of pump fluid character

- (a) 柱塞腔流量变化规律
- (b) 泵出口流量脉动变化规律
- (c) 柱塞腔压力变化规律
- (d) 泵出口压力脉动变化规律

柱塞泵模型仿真结果显示,柱塞泵在配流过程中,高压向低压转换和低压向高压转换的过程中,柱

塞腔内部有比较明显的压力冲击现象,如图 11c 所示。压力冲击主要是由于在配流过程中高低压交换节点位置,柱塞腔和配流盘腰形槽之间存在比较明显的压差,压差作用下产生的流量倒灌和阻尼槽的节流作用共同影响形成压力冲击现象。同时受到泵出口压力脉动现象(图 11d)的反作用影响,使柱塞腔内的压力在高压区平缓位置产生了叠加的压力脉动。

对于柱塞泵的泄漏,柱塞副和滑靴副泄漏数与柱塞数相同,配流副的泄漏只有 1 处,柱塞泵的泄漏等于各个泄漏相加,对柱塞泵泄漏分析结果如图 12 所示。在工作压力 19 MPa 左右,转速 2 000 r/min,平均流量 80 L/min 时,泵的总泄漏约为 2.4 L/min,得到泵的容积效率为 97% 左右,与实际泵的效率吻合,此时压力流量的分析结果与试验测试结果也比较吻合。3 种泄漏形式中滑靴副的泄漏最明显,占总泄漏量的 56% 左右,配流副泄漏次之,约占总泄漏量的 30%,柱塞副的泄漏最小,占总泄漏量的 14% 左右。

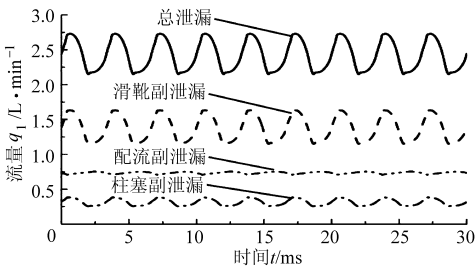


图 12 柱塞泵内部流量泄漏

Fig. 12 Flow loss inside piston pump

3 试验验证分析

为了验证柱塞泵流动特性仿真模型的精度,搭建了柱塞泵压力流量脉动测试平台,如图 13 所示。利用高频压力传感器对柱塞泵出口的压力信号进行测量,利用流量脉动测试原理,通过数学计算得到泵的流量脉动情况。

利用柱塞泵压力流量脉动测试平台对 40 排量

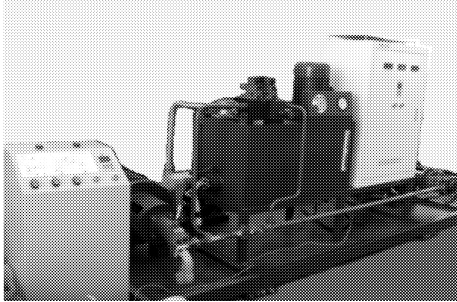


图 13 柱塞泵压力流量脉动测试平台

Fig. 13 Test rig for flow ripple and pressure pulsation of pump

的九柱塞泵工作压力在 19 MPa,转速为 2 000 r/min 时的泵出口压力脉动情况进行了对比,柱塞泵出口压力脉动情况的对比如图 14 所示。结果显示模型仿真结果和试验测试结果吻合比较好,说明完善后的柱塞泵整泵模型对压力输出的预测具有较高的精度。

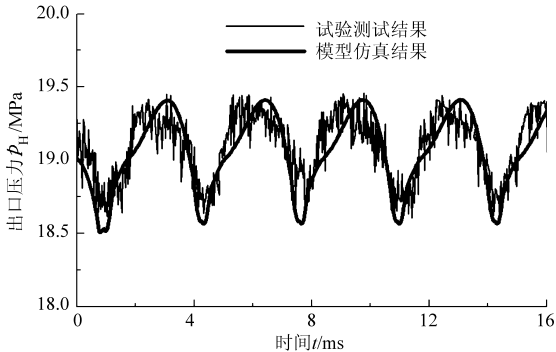


图 14 数学模型压力脉动结果与试验数据对比

Fig. 14 Comparison of pressure pulsation between model simulation and experiment

对泵的流动特性进行数学建模和流场仿真分析时,泵出口的压力脉动情况与模型分析时建立的系统模型有关,因此系统建模的准确性会影响到压力脉动的分析结果。泵的流量脉动是泵的固有特性,只与泵本身的结构和工作性能有关,不受系统建模的影响,因此从流量脉动的角度对数学建模和流场仿真的结果进行对比分析更具有可信度。在相同条件下利用数学模型和试验测试手段得到泵的流量脉动情况对比曲线如图 15 所示。

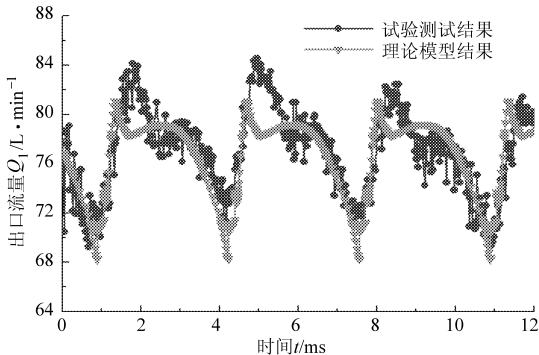


图 15 数学模型流量脉动结果与试验数据对比

Fig. 15 Comparison of flow ripple between model simulation and experiment

由图 15 可以看出,试验测试结果的流量脉动的脉动幅值大约为 14.9 L/min,数学模型仿真得到的流量脉动的幅值约为 14.2 L/min,数学模型对流量脉动幅值预测的误差约为 4.7%。幅值误差相对与泵 80 L/min 的总排量来说非常小,可见数学模型得到的泵的流量脉动情况和试验测试结果吻合较好。根据数学模型结果显示,泵的流量脉动率约为

17.8%, 试验测试得到的泵的流量脉动率约为18.6%。

4 结 论

(1)利用油液可压缩特性建立了单柱塞流动特性模型,通过对柱塞的运动规律、配流盘过流面积、节流系数、泄漏效应等重要参数进行分析优化,提高了模型精度,利用集中参数法建立了柱塞泵的整泵数学模型。

(2)通过 Matlab 编程建立了柱塞泵流动特性仿

真模型,编制了图形用户界面,能够实现对柱塞泵结构、工作参数、系统环境参数与柱塞泵流动特性(如压力冲击、流量脉动等参数)之间的自动仿真和分析。

(3)利用柱塞泵压力流量脉动测试试验台对柱塞泵流动特性进行测试,试验测试结果和模型仿真结果对比发现:改进后的柱塞泵流动特性模型与泵压力脉动和流量脉动的变化规律吻合较好,分析误差可以控制在5%以内,说明模型具有较高的精度,可以实现对柱塞泵流动特性的预测和分析。

参 考 文 献

1 Sanchen G. Auslegung von axialkolbenpumpen in schrägscheibenbauweise mit hilfe der numerischen simulation[D]. Aachen: Aachen University, 2003.

2 Becher D. Untersuchungen an einer axialkolbenpumpe mit ringsystem zur mingerung von pulsationen[D]. Dresden: TU Dresden, 2004.

3 Jaroslav I, Monika I. Hydrostatic pumps and motors[M]. Inadia: Akademia Books International, 2001.

4 Edge K A, Darling J. The pumping dynamics of swash plate piston pumps[J]. ASME Journal of Dynamic System Measurement and Control, 1986,111(2):307~312.

5 Edge K A, Darling J. A theoretical model of axial piston pump flow ripple[C]//Proceedings of the First Bath International Fluid Power Conference, University of Bath. Bath: University of Bath Press, 1988.

6 李 小 宁. 降低斜盘型轴向柱塞泵噪声的理论和实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,1984.
Li Xiaoning. Theoretical and experimental study on noise control of swash plate axial piston pump[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 1984. (in Chinese)

7 邱泽麟. 轴向柱塞泵流体噪声与振动研究及降噪、诊断应用[D]. 上海:上海交通大学,1988.
Qiu Zelin. Study on the fluid-born noise and vibration of axial piston pump and application of noise control and diagnosis[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 1988. (in Chinese)

8 余 经 洪. 柱塞泵动态模型与降噪[D]. 上海:上海交通大学,1990.
Yu Jinghong. Dynamic model of piston pump and noise control[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 1990. (in Chinese)

9 邢科礼, 那成烈. 轴向柱塞泵配流盘减振结构对压力流量的影响[J]. 机械研究与应用, 1997(1):10~13.
Xing Keli, Na Chenglie. Influence of throttle structure in valve plate on pressure and flow of axial piston pump[J]. Journal of Analysis and Application on Mechanic, 1997(1):10~13. (in Chinese)

10 那成烈. 轴向柱塞泵可压缩流体配流原理[M]. 北京:兵器工业出版社,2003.

11 郭卫东, 王占林. 斜盘式轴向柱塞泵实际流量的分析研究[J]. 北京航空航天大学学报, 1996, 22(2): 223~227.
Guo Weidong, Wang Zhanlin. Analysis for the real flowrate of a swash plate axial piston pump[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1996, 22(2): 223~227. (in Chinese)

12 卢菊仙. 飞机液压油源脉动分析与消振研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2006.
Lu Juxian. Pulsant analysis of the aero plane hydraulic pump and research on reducing vibration [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)

13 王 彬,周 华,杨 华 勇. 轴向柱塞泵平面配流副润滑特征参数实时测量[J]. 农业机械学报,2009,40(9):209~213, 170.
Wang Bin, Zhou Hua, Yang Huayong. Real-time measurement on lubrication characteristic parameters of plane port pair in axial piston pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(9):209~213,170. (in Chinese)