doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.04.051

# 双联轴向柱塞泵配流盘优化与流量脉动特性分析

潘　阳[1,2]　李毅波[1,2]　黄明辉[1,2]　马　俊[1,2]　梁德栋[1,2]

(1. 中南大学机电工程学院, 长沙 410083; 2. 中南大学高性能复杂制造国家重点实验室, 长沙 410083)

**摘要**: 针对双联轴向柱塞泵配流盘在脱离吸油和排油时,柱塞腔存在闭死压缩和闭死膨胀阶段,造成柱塞腔气穴现象和压力正超调或负超调,引起流量和压力突变产生大的噪声问题,提出了一种配流盘结构。首先建立柱塞泵流动特性数学模型,分析轴向柱塞泵噪声产生机理;然后设计新配流盘结构并优化匹配三角阻尼槽结构参数,建立过渡区压力特性方程,通过理论模型对比分析,新配流盘能降低柱塞腔在过渡区产生的压力冲击。为了验证新配流盘结构对整泵流量和压力影响,采用液压仿真软件 AMEsim 建立双联柱塞泵模型,通过实验测试对比分析,验证了模型正确性。在相同工况下,将新配流盘和原配流盘代入整泵模型中,结果表明新配流盘流量脉动率比原配流盘流量脉动率降低了 6.75%,证明新配流盘能很好地降低流体脉动。同时该模型为制造样机提供了理论基础,可降低新产品开发成本。

**关键词**: 轴向柱塞泵; 配流盘; 流量脉动; 结构优化

**中图分类号**: TH38; TH137.3　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2016)04-0391-08

# Valve Plate Improvement and Flow Ripple Characteristic Analysis for Double Compound Axial Piston Pump

Pan Yang[1,2]　Li Yibo[1,2]　Huang Minghui[1,2]　Ma Jun[1,2]　Liang Dedong[1,2]

(1. *College of Mechanical and Electrical Engineering*, *Central South University*, *Changsha* 410083, *China*
2. *State Key Laboratory of High Performance Complex Manufacturing*, *Central South University*, *Changsha* 410083, *China*)

**Abstract**: The piston chamber has compression and expansion in closed volume when it is separated from the process of discharge and suction, which caused cavitations and pressure overshoot or undershoot. In addition, the noise problem caused by flow ripple and pressure pulsation may occur. Therefore, a new valve plate was designed to solve those problems. First of all, the mathematical model of flow characteristic was established to analyze the mechanism of the noise in axial piston pump. Then, the new structure of the valve plate was designed and the structure parameter of triangle notch was optimized. According to the design of valve plate structure, the equation of pressure characteristic in transition region was established. Thereafter, the new valve plate was capable to reduce the pressure pulsation, which was validated by theoretical calculation. Finally, the simulation model of piston pump was developed based on AMEsim to analyze the effects of the new valve plate on flow rate and pressure. Moreover, the simulation model was verified accurately based on the comparison of experiment and simulation results. The flow pulsation rate was calculated in the simulation model with original valve plate and new valve plate under the same working condition. The results showed that the flow pulsation rates with the new valve plate and original valve plate were about 11.47% and 18.22%, respectively, and the flow pulsation rate with the new valve plate was decreased by 6.75% compared with the original one. As a consequence, the results showed that the new valve plate can effectively reduce the fluid borne noise in the axial piston pump. The simulation model can be used in the design of new products, which can lower the cost.

**Key words**: axial piston pump; valve plate; flow ripple; structure optimization

收稿日期: 2015-08-26　修回日期: 2015-10-10

**基金项目**: "十二五"国家科技支撑计划项目(2015BAF07B03)

**作者简介**: 潘阳(1986—),男,博士生,主要从事机械动力学和机电液控制理论与应用研究,E-mail: ypan86@163.com

**通信作者**: 李毅波(1981—),男,副教授,主要从事塑性成形装备及工艺和机电液控制理论与应用研究,E-mail: liyibo@csu.edu.cn

## 引言

泵的噪声分为流体噪声和结构噪声。流体噪声是由于多个柱塞周期性的交替吸排油形成流量脉动,流量脉动在负载阻抗作用下转化为压力脉动,引起液压元件振动,产生噪声;结构噪声主要由柱塞腔内吸排油过程中产生的压力冲击引起的振动经由斜盘、主轴、轴承等向外传递至壳体和端盖,产生噪声[1-3]。而上述噪声的起因都与柱塞泵配流副有着密切关系,国内外研究学者对柱塞泵配流盘进行了大量的研究[4-10]。虽然上述研究都能起到降低流量脉动和压力冲击的作用,但都存在不足。如三角阻尼槽结构参数最优值与柱塞泵工作参数有关;增设配错角若忽略了上下死点柱塞腔的闭死容积大小,当上死点不发生压力冲击和流量倒灌时,下死点则会产生压力负超调和气穴现象;研究发现在过渡区增加单向阀时,要求单向阀频率较高,而且会引起排油腰形槽包角降低,其降噪效果不明显;由于过渡区压力变化梯度较大,设置容腔在一定程度上会增加轴向柱塞泵的结构噪声。

本文以某型挖掘机串联双泵为研究对象,改进原有柱塞泵配流盘结构,通过优化匹配配流盘结构参数,使柱塞腔刚脱离吸油和排油腰形槽时,柱塞腔正好运动到外死点和内死点,避免造成闭死压缩和闭死膨胀阶段。首先建立柱塞泵流动特性数学模型,分析轴向柱塞泵噪声产生机理原因;然后通过物理模型分析,优化匹配孔槽结构参数,设计新型配流盘结构;应用液压仿真软件 AMEsim 建立双联柱塞泵模型,并通过实验验证模型正确性;最后将新配流盘与原配流盘代入仿真模型进行对比分析。

## 1 新配流盘结构方案

图 1a 所示为双联柱塞泵的配流盘结构[11],在配流盘过渡区增设配错角,使纵轴和死点轴不重合,并在排油过渡区应用三角阻尼槽进行预升压,在吸油过渡区应用 U 型阻尼槽进行预卸压。图 1a 中可看出,当柱塞腔脱离吸油腰型槽时,柱塞腔存在闭死压缩阶段,这会引起压力正超调;当柱塞腔脱离排油腰型槽时,柱塞腔存在闭死膨胀阶段,会造成压力负超调,产生气穴现象。因此,需要对原配流盘进行合理的优化设计,解决这一问题。

针对原配流盘存在的问题,设计新配流盘结构如图 1b 所示。新配流盘设计思路是将预卸压 U 型阻尼槽改为三角阻尼槽,同时去除配错角,优化匹配三角阻尼槽结构,使柱塞腔脱离吸油腰型槽时,柱塞腔刚好运动到外死点,并与三角阻尼槽接触避免闭死压缩阶段;同理,在脱离排油腰型槽时,柱塞腔刚好运动到内死点,并与三角阻尼槽接触避免闭死膨胀阶段。

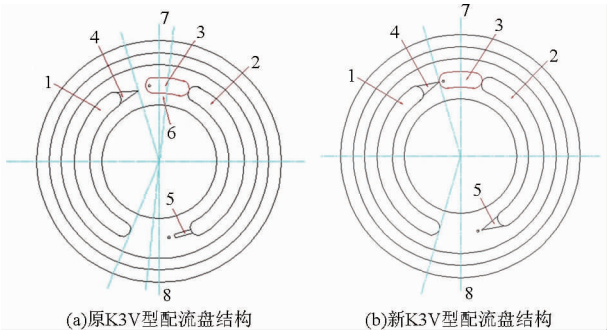



图 1 配流盘结构方案对比

Fig. 1 Comparison of valve plate structures

1. 排油腰型槽 2. 吸油腰型槽 3. 柱塞腔包角 4. 三角阻尼槽 5. U 型阻尼槽 6. 配错角 7. 外死点 8. 内死点

## 2 柱塞泵流体脉动数学模型

### 2.1 柱塞运动分析及瞬时流量

轴向柱塞泵由主轴带动 2 个缸体旋转,构成串联双泵,每个泵有 9 个柱塞,柱塞在柱塞孔内受柱塞腔油液压力、缸体、滑靴、斜盘等元件作用,影响柱塞的流体状态,从而改变柱塞腔流量和压力特性。以柱塞外死点为初始位置,柱塞轴向位移、速度方程[11-12]为

$$s_p = (1-\cos\varphi)R\tan\beta \tag{1}$$

$$v_p = \frac{\mathrm{d}s_p}{\mathrm{d}t} = R\omega\sin\varphi\tan\beta \tag{2}$$

式中 $\beta$——斜盘倾角 $\omega$——缸体角速度

$\varphi$——柱塞腔相对起点转过的角度

$R$——柱塞在缸体中的分布圆半径

单柱塞瞬时流量变化等于柱塞运动引起的柱塞腔容积变化率,计算表达式[11,13]为

$$V_i = V_0 + A_p s_i = V_0 - \frac{\pi}{4}d_p^2 s_i \tag{3}$$

$$q_i = \frac{\mathrm{d}V_i}{\mathrm{d}t} = \frac{\pi}{4}d_p^2 R\omega\tan\beta\sin\varphi \tag{4}$$

将位于排油区柱塞的瞬时流量叠加到一起即为柱塞泵的总瞬时流量[11-12]

$$\begin{aligned} Q &= q_{i1} + q_{i2} + \cdots + q_{iz_0} = \\ &A_p\omega R\tan\beta\sum_{i=1}^{z_0}\sin(\varphi + 2(i-1)\alpha) = \\ &A_p\omega R\tan\beta\frac{\sin\dfrac{z_0\pi}{z}\sin\left(\varphi + \dfrac{z_0-1}{z}\pi\right)}{\sin\dfrac{\pi}{z}} \end{aligned} \tag{5}$$

其中 $\alpha = 2\pi/z$

式中 $i$——柱塞编号 $d_p$——柱塞直径

$V_i$——单柱塞瞬时容积

$A_p$——柱塞截面积

$\alpha$——相邻柱塞之间夹角

$z_0$——排油区的柱塞数

$z$——柱塞总数，$z=9$

### 2.2　柱塞泵流量脉动数学模型

根据新设计配流盘结构，泵运动一个周期其流体的状态变化过程分为 3 个阶段。第 1 阶段，柱塞从刚接触三角阻尼槽到完全包围三角阻尼槽时转过 $\varphi_1$ 角，此阶段柱塞刚从吸油区转到排油区，柱塞腔压力小于排油区压力导致流量倒灌，排油流量为

$$Q=A_p\omega R\tan\beta\left[\frac{\cos(\varphi-0.5\alpha)}{2\sin(0.5\alpha)}-\sin\varphi\right]-\operatorname{sign}(p_d-p_t)C_qA_0\sqrt{\frac{2|p_d-p_t|}{\rho}} \tag{6}$$

式中　$p_d$——排油腔的工作压力

$p_t$——柱塞腔过渡区压力，与配流过程中过流面积 $A_0$ 有关

$A_0$——过流面积　　$C_q$——流量系数

$\rho$——油液密度

第 2 阶段，柱塞完全包围三角阻尼槽到排油腔最后一个柱塞离开，此过程排油腔内有 5 个柱塞排油，其流量方程为

$$Q=A_p\omega R\tan\beta\frac{\cos(\varphi-0.5\alpha)}{2\sin(0.5\alpha)} \tag{7}$$

第 3 阶段，最后一个柱塞离开排油腔转角为 $\alpha$，即完成一个周期，此阶段排油腔内有 4 个柱塞排油，其流量方程为

$$Q=A_p\omega R\tan\beta\frac{\cos(\varphi-1.5\alpha)}{2\sin(0.5\alpha)} \tag{8}$$

上述为柱塞运动一个周期建立的柱塞泵流量数学模型，由第 1 阶段排油流量方程可知，该阶段与柱塞泵过渡区的压力变化有关系，因此需要建立柱塞腔压力特性数学模型。

### 2.3　柱塞腔压力特性数学模型

柱塞腔容积随着柱塞往复运动而周期性变化，将柱塞腔作为控制容积，利用油液体积弹性公式得柱塞腔压力梯度变化数学模型为[14]

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{K}{\omega}\frac{Q_i-Q_{cv}-Q_{cp}-Q_{sp}-v_pA_p}{V_0+s_pA_p} \tag{9}$$

式中　$p$——柱塞腔油液压力

$K$——油液的体积弹性模量

$Q_{cv}$——配流副处泄漏流量

$Q_{cp}$——柱塞副处泄漏流量

$Q_{sp}$——滑靴副处泄漏流量

$Q_i$——第 $i$ 个柱塞腔与配流油槽之间的流量

$V_0$——闭死容积

在实际工况中，由于在过渡区设置三角阻尼槽，存在预升压或预卸压，根据新配流盘结构建立过渡区压力方程。柱塞进入预升压或预卸压油液压力增量 $\mathrm{d}p$ 与油液被压缩量 $\mathrm{d}V$ 之间的关系为[15]

$$\mathrm{d}p=-K\frac{\mathrm{d}V}{V} \tag{10}$$

式中　$\mathrm{d}p$——柱塞腔中压力变化微分

$\mathrm{d}V$——柱塞腔油液体积变化微分

$V$——进入预升(卸)压区柱塞腔被封闭的油液初始体积

$$\mathrm{d}V=\mathrm{d}V_1+\mathrm{d}V_2 \tag{11}$$

$$\mathrm{d}V_1=\mp C_qS_x\sqrt{\frac{2|p_d-p_t|}{\rho}}\mathrm{d}t \tag{12}$$

$$\mathrm{d}V_2=\mp\omega A_pR\tan\beta\sin\left(\varphi-\frac{\phi}{2}\right)\mathrm{d}t \tag{13}$$

式中　$\mathrm{d}V_1$——通过减振槽向柱塞腔流进或流出的油液体积微分

$\mathrm{d}V_2$——闭死区柱塞腔机械压缩体积微分

$S_x$——减振槽过流面积

$\phi$——预升压或预卸压角

柱塞腔进入预升压或预卸压，柱塞腔内油液总体积

$$V=V_0+2A_pR[\tan\beta_s\mp\tan\beta\cos(\phi/2)] \tag{14}$$

式中　$\beta_s$——最大斜盘倾角

由方程(11)、(12)、(13)、(14)，得柱塞预升压或预卸压微分方程

$$\frac{\mathrm{d}p_t}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{K}{\omega}\cdot\frac{\mp\operatorname{sign}(p_d-p_t)C_qS_x\sqrt{\frac{2|p_d-p_t|}{\rho}}\mp\omega A_pR\tan\beta\sin\left(\varphi-\frac{\phi}{2}\right)}{V_0+2A_pR[\tan\beta_s\mp\tan\beta\cos(\phi/2)]} \tag{15}$$

由上述柱塞腔压力方程可知，配流盘过流面积将直接影响柱塞腔的压力变化，是产生流体噪声的主要原因。因此，设计合理的配流盘将明显降低流体脉动。

## 3　配流特性仿真模型

### 3.1　单柱塞配流面积

根据新设计配流盘结构，配流盘的过流面积包括三角槽、阻尼孔和腰型通流槽，随着主轴转动，柱塞腔与配流盘接触的面积也随着变化。图 2 所示为以外死点为起点，不同阶段柱塞腔与新设计配流盘窗口接触面积的变化过程，黑色区域表示配流面积[16]。

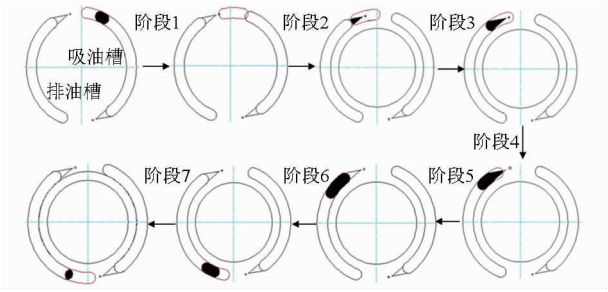



图 2 配流面积变化过程

Fig. 2 Change process of port area

阶段 1：当 $0 \leqslant \varphi_1 \leqslant \phi_1$，$\varphi = \varphi_p/2 - \varphi_1$，柱塞腔未能与阻尼孔接触，而且柱塞腔还未离开吸油槽，此时配流口通流面积为

$$S_1 = (\varphi R - 2r)\sqrt{\varphi R r - \frac{(\varphi R)^2}{4}} + 2r^2 \arcsin\frac{\varphi R - 2r}{2r} + \pi r^2 + \frac{\pi d^2}{4} \tag{16}$$

式中 $r$——腰型槽半径

$d$——阻尼孔直径

阶段 2：当 $\phi_1 < \varphi_2 \leqslant \phi_2$，$\varphi = \varphi_2 - \phi_1$，柱塞腔脱离吸油槽，柱塞腔与三角减振槽接触，此时配流口的通流面积为

$$S_2 = R\varphi r \sin\theta_1 \arctan(R\varphi \tan\theta_1 \tan\theta_2/(2r)) + \frac{\pi d^2}{4} \tag{17}$$

阶段 3：当 $\phi_2 < \varphi_3 \leqslant \phi_3$，$\varphi = \varphi_3 - \phi_2$，柱塞腔逐渐进入排油腰型槽变截面区域，此时配流口通流面积为

$$S_3 = (\varphi R - 2r)\sqrt{\varphi R r - \frac{(\varphi R)^2}{4}} + 2r^2 \arcsin\frac{\varphi R - 2r}{2r} + \pi r^2 + S_{2\Delta\max} \tag{18}$$

阶段 4：当 $\phi_3 < \varphi_4 \leqslant \phi_4$ 时，$\varphi = \varphi_4 - \phi_3$，柱塞腔逐渐退出三角槽区域，此时配流口通流面积需要减去部分三角减振槽通流面积

$$S_4 = \pi r^2 + \frac{1}{2}\varphi(R_{p1}^2 - R_{p2}^2) + S_{2\Delta\max} - R\varphi r \sin\theta_1 \arctan(R\varphi \tan\theta_1 \tan\theta_2/(2r)) \tag{19}$$

阶段 5：当 $\phi_4 < \varphi_5 \leqslant \phi_5$，柱塞腔完全进入排油腰型槽区域，此时配流口通流面积为恒定值

$$S_5 = \pi r^2 + \frac{1}{2}\gamma(R_{p1}^2 - R_{p2}^2) \tag{20}$$

阶段 6：当 $\phi_5 < \varphi_6 \leqslant \phi_6$，$\varphi = \gamma - \varphi_6 + \phi_5$，柱塞腔逐渐退出腰型槽区域，此时配流口通流面积为

$$S_6 = \pi r^2 + \frac{1}{2}\varphi(R_{p1}^2 - R_{p2}^2) \tag{21}$$

阶段 7：当 $\phi_6 < \varphi_7 \leqslant \pi$，$\varphi = \pi - \varphi_7$，柱塞腔逐渐退出腰型槽区域，此时配流口通流面积为

$$S_8 = (\varphi R - 2r)\sqrt{\varphi R r - \frac{(\varphi R)^2}{4}} + 2r^2 \arcsin\frac{\varphi R - 2r}{2r} + \pi r^2 \tag{22}$$

此时，柱塞腔脱离排油槽进入吸油槽，由于排油槽与吸油槽的结构相同，柱塞腔与配流盘的通流面积与排油槽相同。根据表 1 所示双联柱塞泵主要参数[17]，计算出单柱塞转动 1 周配流面积与缸体转角之间关系如图 3 所示。

**表 1 不同三角阻尼槽结构参数流量脉动率**

**Tab. 1 Flow pulsation rate of different triangular damping groove structure parameters**

| 开口/截面顶角 | 角度/(°) | 最大值/(L·min$^{-1}$) | 最小值/(L·min$^{-1}$) | 脉动幅值/(L·min$^{-1}$) | 平均值/(L·min$^{-1}$) | 脉动率/% |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\theta_1$ | 14 | 66.63 | 60.43 | 6.20 | 64.90 | 9.55 |
| | 15 | 66.63 | 63.67 | 2.96 | 65.62 | 4.51 |
| | 16 | 66.63 | 61.92 | 4.71 | 65.10 | 7.24 |
| | 17 | 66.63 | 59.27 | 7.36 | 64.77 | 11.36 |
| | 18 | 72.50 | 64.45 | 8.05 | 66.33 | 12.10 |
| $\theta_2$ | 80 | 66.63 | 60.38 | 6.25 | 64.90 | 9.63 |
| | 85 | 66.63 | 63.68 | 2.95 | 65.64 | 4.49 |
| | 90 | 66.63 | 59.61 | 7.02 | 64.82 | 10.80 |
| | 95 | 66.63 | 58.91 | 7.72 | 64.73 | 11.93 |
| | 100 | 70.69 | 64.27 | 6.42 | 66.12 | 9.71 |

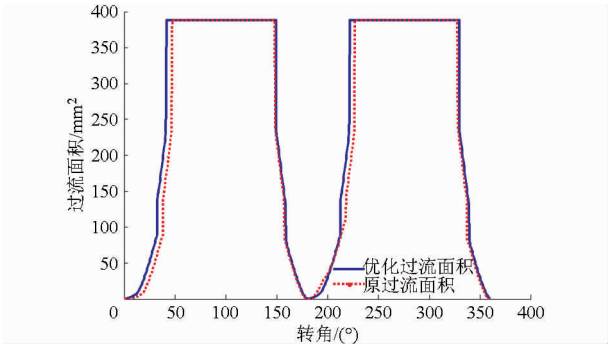



图 3 配流口配流面积变化仿真结果

Fig. 3 Simulation of port area changes

### 3.2 流量压力特性分析

将上述配流面积代入流量和压力脉动数学模型，对比分析改进前后的流量和压力脉动。图 4 为改进前后单个柱塞运动一周柱塞腔内压力变化，从图 4 可看出，经过改进后的配流盘在排油过渡区没有出现较大的压力冲击现象，在吸油过渡区有较小的压力冲击现象，但与原配流盘相比压力冲击明显降低很多，表明新配流盘能很好降低过渡区的压力冲击。

图 5 所示为改进前后泵出口流量仿真，文中截取 2 个周期，由图 5 可看出，经过改进后的泵出口流量在过渡区产生的流量倒灌明显比原配流盘小，而且流量脉动也比原配流盘降低，表明新配流盘能降

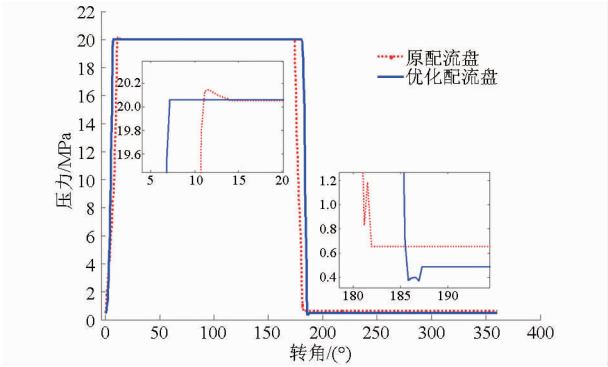



图 4　改进前后柱塞腔压力仿真对比

Fig. 4　Comparison of simulated pressure in piston chamber with different valve plates

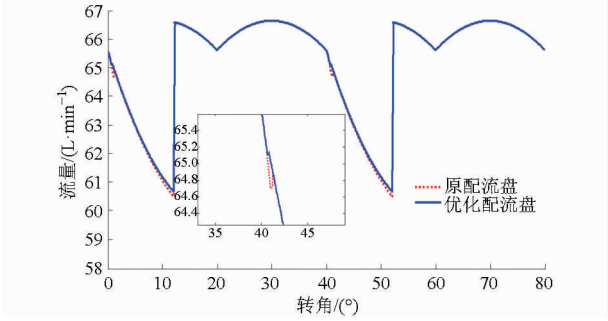



图 5　改进前后流量脉动仿真对比

Fig. 5　Comparison of simulated pump flow rate with different valve plates

低流量脉动现象。

通过对改进前后配流盘流量和压力仿真对比分析，验证了新配流盘能很好地降低流体噪声。由于新配流盘过渡区主要增设三角阻尼槽来降低压力冲击，因此，需要对三角阻尼槽结构进行匹配优化，以便选取最优结构参数。

### 3.3　三角阻尼槽对流量脉动影响

三角阻尼槽主要有 2 个重要参数：开口角 $\theta_1$ 和截面顶角 $\theta_2$，如图 6 所示。根据三角阻尼槽设计经验 $\theta_1$ 一般为 14°～18°，$\theta_2$ 一般为 80°～100°。通过选取不同 $\theta_1$、$\theta_2$ 进行流量脉动仿真。

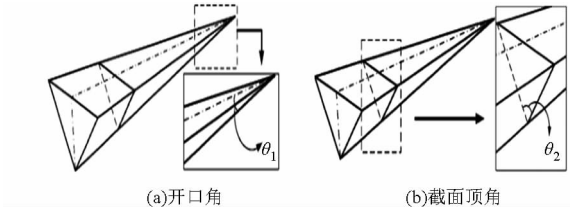



图 6　三角阻尼槽结构

Fig. 6　Triangular damping groove structure

在取值范围内分别选取不同 $\theta_1$ 和 $\theta_2$，计算配流面积并仿真不同角度对应的流量脉动如图 7 所示。由图可发现随着角度的增加，柱塞泵的流量变化趋势相同，并计算流量脉动率如表 1 所示。由表 1 可知，当三角阻尼槽开口角和截面顶角分别为 15°和 85°时，柱塞泵流量脉动幅值和脉动率最低。因此，新配流盘三角阻尼槽开口角选择 15°，截面顶角选择 85°，这时流量脉动最小。

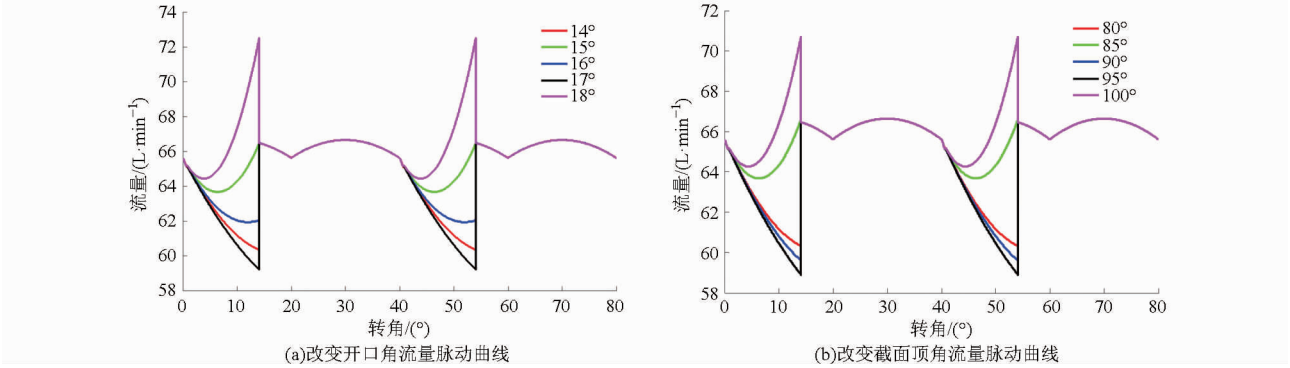



图 7　不同三角阻尼槽结构参数对流量脉动影响

Fig. 7　Effect of different triangular damping groove structure parameters on flow pulsation

## 4　仿真实验

为了验证新配流盘对流体脉动的影响，应用液压仿真软件建立 K3V 型恒功率变量双泵模型。将新配流盘和原配流盘代入仿真模型中，对比分析两配流盘对泵出口流量、压力动态特性影响。

### 4.1　K3V 型恒功率变量双泵仿真模型

以某型挖掘机 K3V112DT 双联柱塞泵为研究对象，该型泵有 2 个主泵和 1 个先导泵，每个主泵有单独的变量调节机构包括变量调节缸、2 个测量弹簧、变量调节阀、恒功率调节器等组成[18-20]。2 个测量弹簧近似实现双曲线恒功率特性曲线。根据该泵物理结构及工作原理，应用液压元件设计库中的元件构建单柱塞模型、主泵模型、恒功率调节器和变量调节阀系统组成整泵模型。双联柱塞泵主要参数见表 2。

K3V112DT 双联柱塞泵有 9 个柱塞，根据该泵结构参数，建立单柱塞仿真模型，如图 8 所示。由第 3 部分计算的配流盘过流面积以 *.txt 文件导入单个柱塞模型中，并设置合理的起始位置，然后封装成超级元件。设置各个柱塞的起始角度以及轴向运动

速度信号函数搭建 9 柱塞并封装组成主泵模型，按照恒功率变量控制原理建立 K3V112DT 双联轴向柱塞泵模型，如图 9 所示。

表 2 双联柱塞泵主要参数

Tab. 2 Main parameters of double compound piston pump

| 参数 | $r$/mm | $R$/mm | $\varphi_0$/(°) | $\rho$/(kg·m$^{-3}$) | |
|---|---|---|---|---|---|
| 数值 | 6 | 60 | 32.8 | 900 | |
| 参数 | $C_q$ | $p_h$/MPa | $p_d$/MPa | $K$/MPa | $V_0$/cm$^3$ |
| 数值 | 0.75 | 0.5 | 200 | $1.4\times10^3$ | 3.738 |

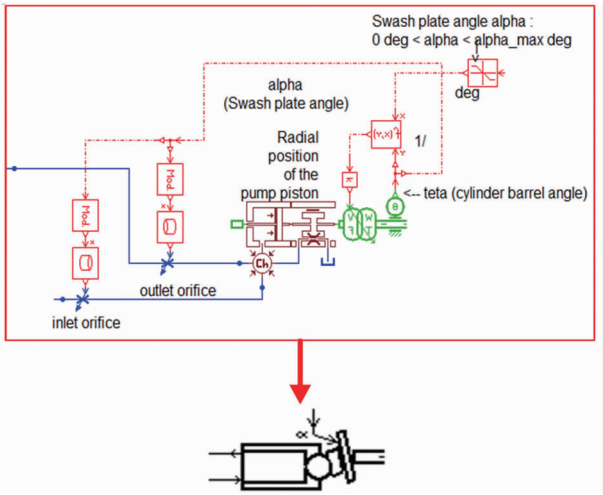



图 8 单个柱塞仿真模型

Fig. 8 Simulation model of single piston

设置模拟负载压力从 0 ~ 30 MPa，仿真得到泵出口流量随压力的变化，如图 10 所示，由图中可知，建立的 K3V112DT 双联柱塞泵能实现变量泵双曲线恒功率调节，符合该泵控制原理。

## 4.2 实验验证

为了验证仿真模型正确性，进行实验测试结果与仿真结果对比分析。实验台液压系统原理如图 11 所示，实验台由主油路和辅助油路组成，主油路完成对泵的性能测试，辅助油路包含先导油路、冷却过滤油路以及辅助回油油路。该实验台可以用于测试被试泵的相关性能参数，在不同负载下被试泵的流量和压力，且可以得到泵的动态性能等，其实验台如图 12 所示。设置实验转速为 1 500 r/min，工作压力为 20 MPa，采样频率 1 000 Hz，分别测试泵出口流量和压力。

将测试泵的流量和压力与仿真对比，如图 13 所示为柱塞泵出口压力对比，实验和仿真中泵的出口压力略大于工作设置压力是由于泵出口压力与系统中的阀、弹簧等有关，但从图中可看出仿真结果和实验测试结果吻合比较好，说明柱塞泵整泵模型对压力输出预测具有较高的精度。

由于泵出口压力受系统建模影响，模型的准确

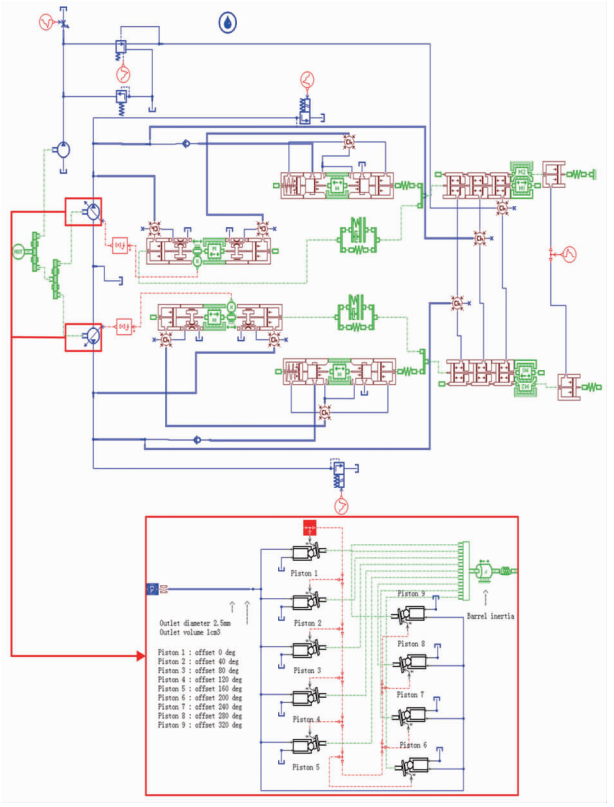



图 9 K3V112DT 恒功率变量双泵仿真模型

Fig. 9 Simulation model of K3V112DT tandem axial piston pump

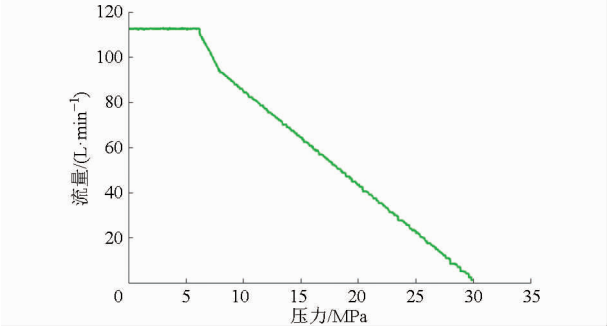



图 10 K3V112DT 恒功率变量泵流量和压力变化曲线

Fig. 10 Simulated relationships between output flow rate and pressure

性会影响到压力的分析结果。而泵的流量是泵的固有特性，只与泵本身结构和工作性能有关，不受系统建模的影响，因此从流量脉动对仿真和实验测试结果进行对比分析更准确。在相同的工况下，数学模型、仿真模型和实验测试得到泵流量脉动情况对比如图 14 所示。

从图 14 可看出，理论计算出的流量比仿真和实验测试的结果偏大，这是由于仿真和实验测试中泵的泄漏导致，三者的流量变化规律相同，并且仿真分析结果与实验测试结果吻合较好。计算三者的流量脉动率，理论分析计算得到的流量脉动率为 9.65%，实验测试约为 19.6%，仿真约为 18.22%，实验和仿真得到的流量脉动率误差为 1.38%。综

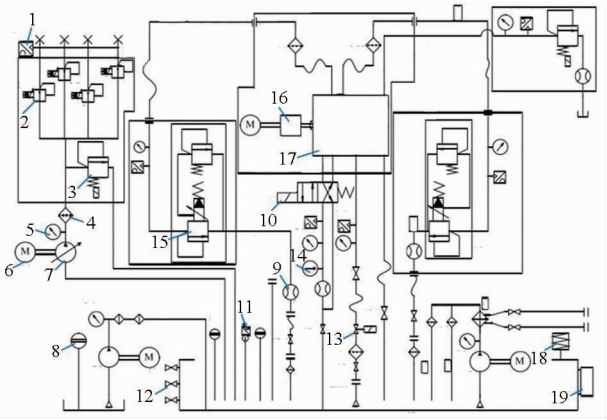


图 11　液压泵实验台液压系统原理图

Fig. 11　Elementary of pump test bench's hydraulic system

1. 压力传感器　2. 电磁比例减压阀　3. 电磁比例溢流阀　4. 过滤器　5. 压力表　6. 电动机　7. 辅助泵　8. 液位指示器　9. 流量计　10. 电磁换向阀　11. 温度指示器　12. 截止阀　13. 电磁开关阀　14. 温度计　15. 超高压比例溢流阀　16. 转矩测量仪　17. 被试泵　18. 空气滤清器组件　19. 油温油位计

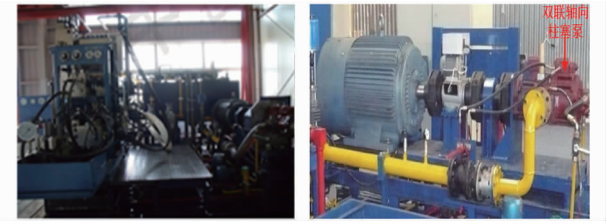



图 12　泵性能实验台

Fig. 12　Test bench of pump

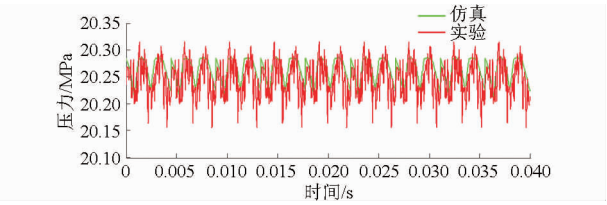



图 13　柱塞泵压力对比分析

Fig. 13　Comparison of pressure with different model

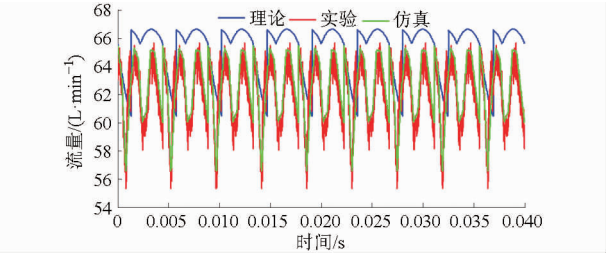



图 14　柱塞泵流量对比分析

Fig. 14　Comparison of flow rate with different models

上可见，仿真模型对 K3V 型双联柱塞泵有较高的仿真精度，可以用于轴向柱塞泵噪声激振源评估仿真研究。

### 4.3　新配流盘对泵噪声评估

在相同的工况下，将第三部分新配流盘和原配流盘过流面积代入上述建立整泵模型，验证新配流盘对泵出口流量和压力影响。图 15、16 分别为仿真得到的流量和压力对比，由图可知，新配流盘得到的流量和压力幅值均小于原配流盘的幅值，并计算改进前后流量脉动率。新配流盘仿真得到的流量脉动率约为 11.47%，原配流盘仿真得到的流量脉动率约为 18.22%，新配流盘流量脉动率比原配流盘降低了 6.75%，明显降低了流体噪声。通过仿真对比，验证新配流盘能实现很好的降噪效果。

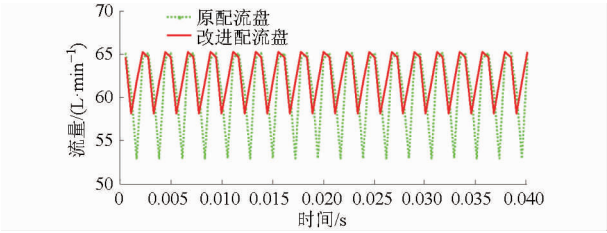



图 15　改进前后仿真流量对比分析

Fig. 15　Comparison of simulated flow rate with different valve plates

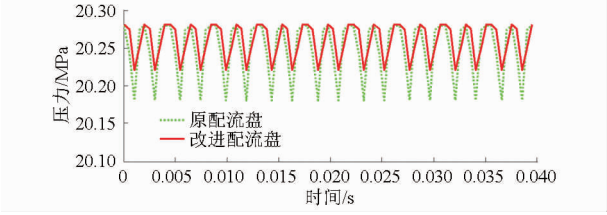



图 16　改进前后仿真压力对比分析

Fig. 16　Comparison of simulated pressure with different valve plates

## 5　结论

（1）针对双联柱塞泵配流盘对流体噪声影响，设计新配流盘结构，将原配流盘 U 型阻尼槽改为三角阻尼槽，不增设配错角，优化了匹配配流盘的结构参数，避免了在配流过程中产生闭死压缩和闭死膨胀阶段。

（2）根据新配流盘结构，计算配流面积，建立柱塞泵流量压力数学模型，通过仿真对比分析可知，新配流能很好降低配流过渡区产生的压力冲击和流量脉动；通过优化新配流盘三角阻尼槽结构参数，选取了流量脉动最小的最优结构参数。

（3）应用液压仿真软件 AMEsim 建立 K3V112DT 双联柱塞泵模型，通过实验验证模型正确性，该模型可用于轴向柱塞泵噪声激振源评估；将新配流盘和原配流盘代入模型，分别计算流量脉动率，结果表明新配流盘流量脉动率比原配流盘降低了 6.75%，证明新配流盘能较好降低了流体噪声，同时为开发新的产品提供理论指导。

## 参 考 文 献


1 杨华勇, 马吉恩, 徐兵. 轴向柱塞泵流体噪声的研究现状[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8):71 - 77.
YANG Huayong, MA Ji'en, Xu Bing. Research status of axial piston pump fluid-borne noise[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8):71 - 77. (in Chinese)

2 SEENIRAJ G K. Model based on optimization of animal piston machines focusing on noise and efficiency[D]. West Lafayette, IN: Purdue University, 2009:1 - 6.

3 张德胜, 耿琳琳, 施卫东, 等. 轴流泵水力模型压力脉动和振动特性试验[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6):66 - 71.
ZHANG Desheng, GENG Linlin, SHI Weidong, et al. Experimental investigation on pressure fluctuation and vibration in axial-flow pump model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6):66 - 71. (in Chinese)

4 马吉恩, 徐兵, 杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与试验分析[J]. 农业机械学报, 2010,41(1): 188 - 194.
MA Jien, XU Bing, YANG Huayong. Modeling and experiment study on fluid character of axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(1): 188 - 194. (in Chinese)

5 李鑫, 王少萍, 黄伯超. 航空柱塞泵流量脉动仿真分析与结构优化[J]. 兰州理工大学学报, 2010, 36(3): 60 - 64.
LI Xin, Wang Shaoping, Huang Bochao. Simulation analysis of flow fluctuation in aviation piston pump and its structure optimization[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2010, 36(3): 60 - 64. (in Chinese)

6 CHO J, ZHANG X, MANRING N D, et al. Dynamic modeling and parametric studies of an indexing valve plate pump[J]. Journal of Fluid Power, 2002, 3(3):37 - 48.

7 EDGE K A, DARLING J. A theoretical model of axial piston pump flow ripple[C]// Proceedings of 1st Bath International Fluid Power Workshop, 1988: 113 - 136.

8 HARRISON K A, EDGE K A. Reduction of axial piston pump pressure ripple[J]. Proc. IMech E, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2000, 214(1): 53 - 64.

9 MARTIN F J. Hydraulic axial piston pump: US, 5135362[P]. 1992 - 08 - 04.

10 PETTERSSON M E, WEDDFELT K G, PALMBERG J O S. Methods of reducing flow ripple from fluid power pumps-a theoretical approach[C]. SAE Paper 911762, 1991.

11 邓海顺, 王传礼, 张立祥. 平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5):305 - 309.
DENG Haishun, WANG Chuanli, ZHANG Lixiang. Study on flow ripple of balanced two-ring axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5):305 - 309. (in Chinese)

12 翟培详. 斜盘式轴向柱塞泵设计[M]. 北京:煤炭工业出版社, 1978.

13 单乐. 轴向柱塞泵球面配流盘阻尼槽对流量脉动性影响的研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2014.
SHAN Le. The research of the Influence of damping groove of spherical valve plate on piston pump flow ripple[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2014. (in Chinese)

14 SEENIRAJ G K, ZHAO Minming, Ivantysynova M. Effect of combining pressures in grooves, PCFV and DCFV on pump noise generation[J]. International Journal of Fluid Power, 2011, 12(3):53 - 63.

15 李磊. 倾斜柱塞式斜盘变量泵的流量特性研究[D]. 成都:西南交通大学, 2008.
LI Lei. Research on flow characteristics of incline piston type swash plate variable displacement pump[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008. (in Chinese)

16 邱静. 低噪声斜盘式轴向柱塞泵配流盘研究[D]. 成都:西南交通大学, 2008.
QIU Jing. Study on low noise valve plate of swash plate axial piston pump[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008. (in Chinese)

17 张军辉. 面向轴向柱塞泵降噪的配流盘及配流方法研究 [D]. 杭州:浙江大学, 2013.
ZHANG Junhui. Study on valve plate and flow-distribution method for noise reduction of axial piston pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2013. (in Chinese)

18 王克龙. 双联轴向柱塞泵流量特性的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2011.
WANG Kelong. Flow characteristics of double-compound axial piston pump[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011. (in Chinese)

19 方晓瑜, 赵宏强, 文国臣. 基于 AMEsim 恒功率变量泵的仿真研究[J]. 工程设计学报, 2011, 18(6):437 - 443.
FANG Xiaoyu, ZHAO Hongqiang, WEN Guochen. Simulation research on constant power variable pump based on AMEsim[J]. Journal of Engineering Design, 2011, 18(6):437 - 443. (in Chinese)

20 卢宁, 付永领, 孙新学. 基于 AMEsim 的双压力柱塞泵的数字建模与热分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(9): 1055 - 1058.
LU Ning, FU Yongling, SUN Xinxue. Digital modeling of double press axial piston pump and its thermal analysis basing on AMEsim[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(9):1055 - 1058. (in Chinese)