变压力柱塞泵配流盘的压力敏感减振机理

黄伯超 王少萍

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191)

摘 要: 配流盘减振结构是从根源上降低液压系统压力脉动的最有效途径. 为使柱塞泵在大范围变化的工作压力点上均具有自适应性,提出一种新型的压力敏感减振结构,采用孔槽组合、在通油孔和排油腔之间串联一个单向节流阀,节流阀开度随着柱塞泵工作压力的提高而增加,以获得所需的预升(降)压特性. 优化设计出一种新型的压力敏感减振配流盘,并建立其数学模型. 仿真结果表明:该减振结构减振效果明显,对工作压力变化具有良好的自适应性,其压力脉动值相比传统三角槽配流盘可多降低高达27.7%.

关 键 词: 柱塞泵; 变压力; 压力脉动; 配流盘; 优化

中图分类号: V 245.1; TH 137.51

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2012)10-1336-05

Pressure sensing valve plate mechanism for ripple reduction of variable pressure piston pump

Huang Bochao Wang Shaoping

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The silencing structure of the valve plate is the most effective approach to reduce the pressure ripple in the hydraulic system via reducing the source flow ripple. To endue the piston pump with self-adaptability at the operating pressures over a wide range, a novel pressure sensing silencing structure based on the hole-groove combination was developed for the valve plate. A one-way throttle valve, with its opening in conformity to the operating pressure, was inserted into the passageway between the communication hole and the delivery port to obtain required pre-pressurization (pre-relief) characteristic. A novel pressure sensing silencing valve plate was designed and optimized, and a simulation model of the novel valve plate was produced. The simulation results demonstrate that the novel valve plate achieves an obvious silencing effect and excellent self-adaptability under the condition of variable operating pressures, and its reduced value of pressure ripple is up to 27.7% over that of traditional valve plate with V-type relief groove.

Key words: piston pump; variable pressure; pressure ripple; valve plate; optimization

机载液压系统通常由柱塞泵供压,由于泵油过程不连续与流体可压缩性,柱塞泵的输出流量必然存在流量脉动. 流量脉动在管路及负载阻抗作用下沿管路传播、因流体惯性和可压缩性引起压力脉动[1]. 压力脉动会产生噪声,并可诱发管路流固耦合振动,严重时将造成管路疲劳破坏,导致重大事故. 机载液压系统的高压化趋势使脉动问题愈加突出. 优化配流盘设计,降低柱塞泵流量脉动是抑制系统压力脉动的最佳途径[2].

20 世纪中期以来,国内外学者围绕流体脉动的数学模型[3]、结构设计[4-6]和测试方法[1]等方面做了大量工作. 文献[7]概述了一种带单向阀的理想定时方案,用以应对柱塞泵工况变化. 其原理是:配流盘按最高工作压力定时,并用单向阀连

收稿日期: 2012-04-23; **网络出版时间**: 2012-06-15 09:47

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20120615.0947.001.html

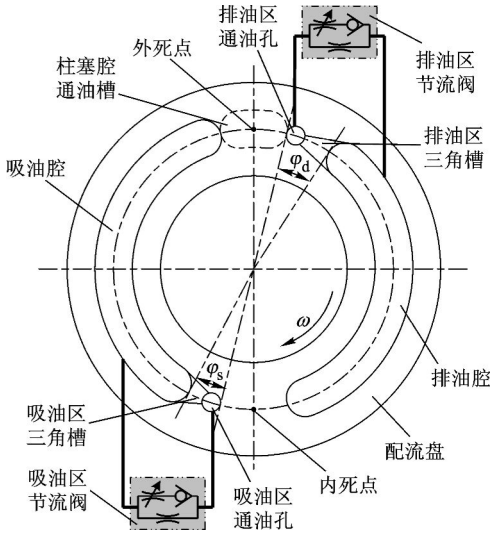
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175014)

作者简介: 黄伯超(1980-),男,广东河源人,博士生,huang_bochao@126.com.

接闭死区与排油腔;若实际工作压力降低,当柱塞腔预升压至超过泵出口压力时,高压油推开阀芯经阻尼孔排出. 文献[2]设计了具体结构、通过实验验证该方案,发现提高单向阀的阻尼可使结构在高低工作压力下均起减振作用. 但上述方案仅适用于柱塞泵绝大部分时间稳定工作于最高压力的情况,否则长时间经阻尼孔排油将降低效率、增加温升,且单向阀频繁启闭会增大噪声、缩短寿命. 文献[8]研究三角槽和阻尼孔两种常用结构的预升(降)压特性,发现三角槽可避免过升(降)压,但预升(降)压过程不均匀,而阻尼孔的预升(降)压过程线性度好,但容易过升(降)压,由此提出孔槽组合结构,并以实验验证.

1　压力敏感减振原理

现代机载液压系统的高压化、大功率化趋势,要求系统能根据工况变化作变压力调节,相应地需要为柱塞泵设计一种可自动适应大范围变压力调节的配流盘减振结构. 本文提出一种新型的压力敏感减振配流盘,如图 1 所示.



φ_s—吸油过渡区包角;φ_d—排油过渡区包角;ω—柱塞泵旋转角速度.

图 1　压力敏感减振配流盘

图 1 中的压力敏感减振结构包括吸油区减振结构和排油区减振结构两部分,二者原理相同、参数各异. 因篇幅所限,本文仅对排油区减振结构作具体分析,后文列出吸油区减振结构的参数优化结果以供参考.

压力敏感减振配流盘采用前孔后槽组合结构. 为适应变压力调节要求,将阻尼孔扩大为通油孔,并经设有中心孔的单向节流阀连接排油腔,共同起阻尼孔作用. 设计时,选定最常用工作压力为最佳压力点作结构参数优化. 当实际工作压力低于此压力点时,节流阀关闭,阀芯中心孔和三角槽形成的孔槽组合结构在小范围自适应预升压;当实际工作压力高于此压力点时,节流阀打开,孔槽组合结构中阻尼孔的等效直径增大,通过平缓增加倒灌量来调整预升压效果. 节流阀开度跟随实际工作压力变化,使该结构具有自适应性.

2　压力敏感减振配流盘数学建模

2.1　柱塞泵的理论瞬时流量

具有奇数个柱塞的液压泵,若不考虑流体惯性和可压缩性的影响,其理论瞬时流量 Q_T 为

$$Q_T = \begin{cases} A_p \omega R \tan\gamma \dfrac{\cos(\phi - 0.5\alpha)}{2\sin 0.5\alpha} & 0 < \phi \leqslant \alpha \\ A_p \omega R \tan\gamma \dfrac{\cos(\phi - 1.5\alpha)}{2\sin 0.5\alpha} & \alpha < \phi \leqslant 2\alpha \end{cases} \tag{1}$$

其中,A_p 为柱塞截面积;R 为柱塞分布圆半径;γ 为斜盘倾角;α 为相邻柱塞位置夹角的一半;ϕ 为柱塞随缸体转过的角度.

2.2　考虑流体可压缩性的柱塞泵瞬时流量

图 2 为 9 柱塞液压泵的柱塞通油槽相对于配流盘的单周期运动简图.

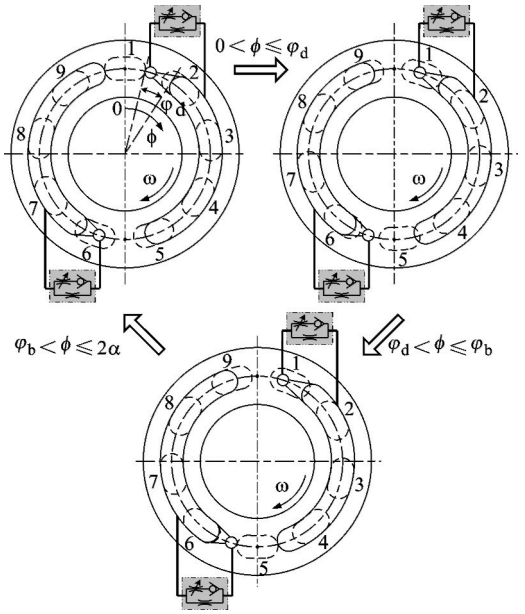


图 2　柱塞通油槽单周期运动简图

图 2 中将 9 个柱塞通油槽沿 ω 方向编号,以 1 号柱塞通油槽中心位于外死点(即柱塞处于最小留缸位置)时为 ϕ 的零点,φ_b 为 5 号柱塞通油槽脱离排油腔时对应的转角,有 $\varphi_d < \varphi_b \leqslant \alpha$. 考虑流体可压缩性,可将单周期运动分成 3 个阶段:

1) $0 < \phi \leqslant \varphi_d$. 1 号柱塞通油槽从初始位置转到完全包围三角减振槽;本阶段由于 1 号柱塞腔压力远小于排油腔压力,在沟通瞬间,排油腔内的

高压油开始通过孔槽组合结构发生倒灌;另外还有 4 个柱塞通油槽与排油腔保持完全连通;

2) $\varphi_d < \phi \leqslant \varphi_b$. 从 1 号柱塞通油槽完全包围三角减振槽转到 5 号柱塞通油槽脱离排油腔;本阶段有 5 个柱塞通油槽与排油腔保持完全连通;

3) $\varphi_b < \phi \leqslant 2\alpha$. 5 号柱塞通油槽脱离排油腔转到 9 号柱塞到达外死点;本阶段有 4 个柱塞腔通油槽与排油腔保持完全连通.

根据上述 3 个阶段的特点,由式(1)可得考虑流体可压缩性的柱塞泵瞬时流量 Q_s 为

$$Q_s = \begin{cases} A_p\omega R\tan\gamma\left[\dfrac{\cos(\phi - 0.5\alpha)}{2\sin 0.5\alpha} - \sin\phi\right] - \\ \operatorname{sign}(p_d - p_t) C_d A_{eq}\sqrt{\dfrac{2\mid p_d - p_t\mid}{\rho}} - Q_{leak,1} \\ \qquad 0 \leqslant \phi \leqslant \varphi_d \\ A_p\omega R\tan\gamma\left[\dfrac{\cos(\phi - 0.5\alpha)}{2\sin 0.5\alpha}\right] - Q_{leak,2} \\ \qquad \varphi_d < \phi \leqslant \varphi_b \\ A_p\omega R\tan\gamma\dfrac{\cos(\phi - 1.5\alpha)}{2\sin 0.5\alpha} - Q_{leak,3} \\ \qquad \varphi_b < \phi \leqslant 2\alpha \end{cases} \tag{2}$$

其中,ρ 为液压油密度;C_d 为流量系数;A_{eq}为等效通油面积;p_d 为排油腔压力,本文视同于工作压力;p_t 为过渡区柱塞腔压力;$Q_{leak,1}$, $Q_{leak,2}$, $Q_{leak,3}$ 为 3 个阶段的泄漏流量(依前文分析,对于 9 柱塞泵有 $Q_{leak,1} = k_{leak}(p_t + 4p_d)$, $Q_{leak,2} = 5k_{leak}p_d$, $Q_{leak,3} = 4k_{leak}p_d$,其中 k_{leak}为柱塞腔泄漏系数. 对于 p_t,有

$$\frac{dp_t}{d\phi} = \frac{\beta_e \operatorname{sign}(p_d - p_t) C_d A_{eq}\sqrt{\dfrac{2\mid p_d - p_t\mid}{\rho}}}{\omega(V_0 + A_p R\tan\gamma)} + \frac{\beta_e(A_p\omega R\tan\gamma\sin\phi - k_{leak}p_t)}{\omega(V_0 + A_p R\tan\gamma)} \qquad 0 \leqslant \phi \leqslant \varphi_d \tag{3}$$

其中,β_e 为液压油体积弹性模量;V_0 为零斜盘倾角下每个柱塞腔及其通油槽总容积. 柱塞泵流体脉动对系统的影响主要体现在压力脉动及其诱发的管路流固耦合振动,国内外相关标准[9]均以压力脉动的绝对值作为衡量柱塞泵输出品质的指标. 泵出口管路阻抗是泵流量脉动之外影响柱塞泵出口处压力脉动的关键因素,主要表现为容性[1]. 柱塞泵配流盘优化设计使流量脉动值最小,也将使泵出口压力脉动值最小. 因此本文以流量脉动值为优化对象、以压力脉动值结果作对比,是符合实际情况的. 柱塞泵出口处的瞬时压力 p_s 为

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{\beta_e}{V_t}(Q_s - k_p p_s - \mid Q_L \mid) \tag{4}$$

其中,t 为时间;V_t 为泵出口容腔的总容积;k_p 为泵出口容腔的流量压力系数;Q_L 为负载流量.

2.3 压力敏感减振结构的等效通油面积

当柱塞泵工作压力较高时,可证明:①经本减振结构各通道的倒灌均为紊流状态,各通道 C_d 均趋近于常值,并近似相同(通常取 0.6)[10];②各倒灌通道上下游条件相同.

设节流阀阀芯为通用的锥形,有

$$\left.\begin{aligned} A_{eq} &= A_0 + A_1 + A_2 \\ A_0 &= \frac{1}{4}\pi d_0^2 \qquad 0 \leqslant \phi \leqslant \varphi_d \\ A_1 &= \pi(d_1 - x_v\sin\theta_1\cos\theta_1)x_v\sin\theta_1 \\ A_v(p_d - p_t) &= m_v x_v'' + B_v x_v' + k_v(x_v + x_0) \\ &\qquad 0 \leqslant x_v \leqslant x_m \\ A_2 &= R^2(\varphi_1 - \varphi_0)^2\sin^2\theta_2\tan\frac{\theta_3}{2} \quad 0 \leqslant \phi \leqslant \varphi_1 \\ A_2 &= R^2(\phi - \varphi_0)^2\sin^2\theta_2\tan\frac{\theta_3}{2} \quad \varphi_1 \leqslant \phi \leqslant \varphi_d \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

其中,A_0, A_1, A_2 为阀芯中心孔面积、阀口面积和三角槽过流面积;d_0 为阀芯中心孔直径;d_1 为阀口直径;m_v 为阀芯及负载等效质量;k_v 为阀芯弹簧刚度;x_0 为阀芯弹簧预紧位移;x_v 为阀芯位移;B_v 为粘性阻尼系数;x_m 为阀芯最大位移;A_v 为阀芯截面积;θ_1 为阀芯半顶角;θ_2 为三角槽开口角;θ_3 为三角槽横截面顶角;φ_0 为三角槽顶点角度位置;φ_1 为孔槽相接处角度位置.

3 压力敏感减振结构参数优化

变压力变量柱塞泵的任务工况复杂多变,可用工况参数集合 T_P 将全任务工况表征为

$$T_P = \{\gamma_{min}, \gamma_{max}, p_{min}, p_{com}, p_{max}\} \tag{6}$$

其中,γ_{min}为最小斜盘倾角;γ_{max}为最大斜盘倾角;p_{min}为最小工作压力;p_{com}为最常用工作压力;p_{max}为最大工作压力;本文近似取 $\gamma_{min} = 0$.

配流盘减振结构的目标是:①当 $0 \leqslant \phi < \varphi_d$ 时 $p_t < p_d$,当 $\phi = \varphi_d$ 时 $p_t = p_d$;②在 $0 \leqslant \phi \leqslant \varphi_d$ 范围内倒灌流量峰值最小. 假设吸油腔压力为零,由此将倒灌量 Q_b 从式(2)中单列如下:

$$Q_b = C_d A_{eq}\sqrt{\frac{2(p_d - p_t)}{\rho}} \quad 0 \leqslant \phi \leqslant \varphi_d \tag{7}$$

3.1 $p_{min} \leqslant p_d \leqslant p_{com}$条件下的优化数学模型

令 $p_{com}A_v = k_v x_0$,即阀芯在 $p_d > p_{com}$时才开启,

则当 $p_{min} \leqslant p_d \leqslant p_{com}$,阀芯始终关闭,此时 $A_{eq} = A_0 + A_1$,得到优化数学模型:

$$\left.\begin{aligned} &\min[\max Q_b(\boldsymbol{\chi}_0)] \\ &\text{s.t.}\ \ p_t(\varphi_d) = p_d \\ &\qquad 0 \leqslant \phi \leqslant \varphi_d \\ &\qquad p_{min} \leqslant p_d \leqslant p_{com} \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

其中,$\boldsymbol{\chi}_0 = [\varphi_0 \quad \varphi_1 \quad \varphi_d \quad \theta_2 \quad \theta_3 \quad d_0]^T$ 为设计变量.

3.2　$p_{com} < p_d \leqslant p_{max}$ 条件下的优化数学模型

当 $p_{com} < p_d \leqslant p_{max}$ 且满足 $A_v(p_d - p_t) > k_v x_0$ 时,阀芯开启,此时 $A_{eq} = A_0 + A_1 + A_2$,有

$$\left.\begin{aligned} &\min[\max Q_b(\boldsymbol{\chi}_1)] \\ &\text{s.t.}\ \ p_t(\varphi_d) = p_d \\ &\qquad k_v x_0 = p_{com} A_v \\ &\qquad 0 \leqslant \phi \leqslant \varphi_d \\ &\qquad p_{com} < p_d \leqslant p_{max} \\ &\qquad 0 \leqslant \theta_1 \leqslant 90^\circ \\ &\qquad d_1 > d_0 \\ &\qquad A_v > \frac{1}{4}\pi(d_1^2 - d_0^2) \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

其中,$\boldsymbol{\chi}_1 = [\theta_1 \quad d_1 \quad x_0 \quad x_m \quad A_v \quad k_v]^T$ 为设计变量.

3.3　参数优化方法和优化结果

式(8)和式(9)属于等式约束与不等式约束共存的优化问题,可用拉格朗日乘子法解决.

采用表 1 中所列的柱塞泵结构参数和工况参数,应用拉格朗日乘子法作优化计算,求得配流盘排油区减振结构的参数优化结果如表 2 所示.

表 1　柱塞泵的结构参数和工况参数

参数	数值	参数	数值
R/mm	37	ρ/(kg·m^{-3})	900
A_p/mm^2	227	β_e/MPa	1400
V_0/mm^3	908	ω/(rad·s^{-1})	314
α/(°)	20	γ_{min}/(°)	0
C_d	0.6	γ_{max}/(°)	15
k_{leak}/(m^5(N·s)$^{-1}$)	1.4×10^{-12}	p_{min}/MPa	7
k_p/(m^5(N·s)$^{-1}$)	1.6×10^{-11}	p_{com}/MPa	14
V_t/mm^3	2.65×10^4	p_{max}/MPa	28

表 2　配流盘排油区减振结构参数优化结果

参数	数值	参数	数值
φ_0/(°)	0	d_0/mm	1.1
φ_1/(°)	5	d_1/mm	3.2
φ_d/(°)	12	x_0/mm	2.52
θ_1/(°)	45	x_m/mm	3.0
θ_2/(°)	16	A_v/mm^2	7.2
θ_3/(°)	90	k_v/(N·mm^{-1})	40

同理可得吸油区减振结构参数优化结果,现将结果列于表 3,不再赘述.

表 3　配流盘吸油区减振结构参数优化结果

参数	数值	参数	数值
φ_{s0}/(°)	0	d_{s0}/mm	0.6
φ_{s1}/(°)	2.8	d_{s1}/mm	1.8
φ_s/(°)	6.6	x_{s0}/mm	0.77
θ_{s1}/(°)	45	x_{sm}/mm	1.0
θ_{s2}/(°)	12	A_{sv}/mm^2	2.2
θ_{s3}/(°)	90	k_{sv}/(N·mm^{-1})	40

4　压力敏感减振配流盘性能仿真

为了作对比,使用同一个柱塞泵的参数,在相同工况下对传统三角槽配流盘作同样的优化设计,优化过程同上节,详细结果不再列出.

4.1　$p_d = 14$ MPa 时的仿真结果对比

图 3 所示为 $p_d = 14$ MPa 条件下,采用不同配流盘结构时,柱塞泵出口压力的对比.

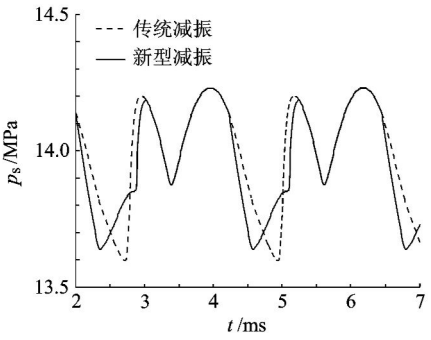


图 3　$p_d = 14$ MPa 时柱塞泵出口压力对比

图 3 中的柱塞泵出口压力曲线,采用传统配流盘时最大值为 14.23 MPa,最小值为13.60 MPa,求得压力脉动值为 0.63 MPa;采用新型配流盘时最大值为 14.23 MPa、最小值为 13.64 MPa,求得压力脉动值为 0.59 MPa. 两相对比,采用新型配流盘的压力脉动值比采用传统配流盘的压力脉动值减少 6.3%. 由于 $p_d = 14$ MPa 对两种配流盘而言均为最佳工作压力点,此时新型配流盘的单向节流阀尚未起作用,上述结果说明孔槽组合结构相比单用三角槽结构更佳.

4.2　$p_d = 28$ MPa 时的仿真结果对比

图 4 所示为 $p_d = 28$ MPa 条件下,采用不同配流盘结构时,柱塞泵出口压力的对比.

与图 3 对比,图 4 中采用传统配流盘的柱塞泵出口压力曲线,其基本形状没有发生改变,只是第 1 下降段的斜率相比更大,表明工作压力升高后,三角槽结构的倒灌流量有所增大,证明三角槽结构也具有一定的自适应性. 而采用新型配流盘时,泵出口压力曲线的形状发生了大幅度的改变,

第 1 下降段除斜率显著增大外,还出现 1 个尖峰,指示在柱塞腔与配流盘减振结构沟通瞬间,可变节流阀阀芯开启,但由于尖峰幅值较小,对压力脉动值没有造成影响;在柱塞腔完成预升压的时刻,阀芯关闭同样使压力曲线出现 1 个下行尖峰;相对而言,柱塞泵的压力脉动过程变得更加平缓.

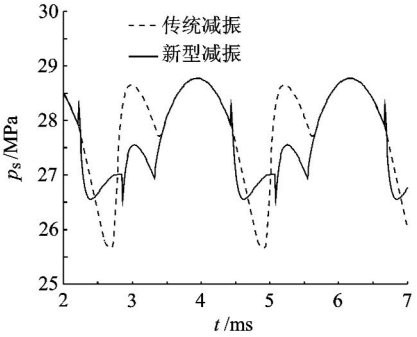


图 4 p_d = 28 MPa 时柱塞泵出口压力对比

图 4 中的柱塞泵出口压力曲线,采用传统配流盘时最大值为 28.78 MPa,最小值为25.68 MPa,求得压力脉动值为 3.10 MPa;采用新型配流盘时最大值为 28.78 MPa,最小值为 26.54 MPa,求得压力脉动值为 2.24 MPa. 与 p_d = 14 MPa 时的压力脉动值对比,若采用传统配流盘,其数值升高 392%,若采用新型配流盘,其数值升高 280%,表明新型配流盘的压力自适应性要强得多. 两相对比,柱塞泵采用新型配流盘时的压力脉动值比采用传统配流盘时的压力脉动值减少了 27.7%.

p_d = 28 MPa 为离最佳压力点最远的工况,此时采用新型配流盘的柱塞泵,其压力脉动值距相关标准中"在任何情况下,压力脉动值均不应超过 ±2.1 MPa"的规定尚有一定裕度. 而采用传统配流盘时,其最小压力值 25.68 MPa 相比额定压力 28 MPa 下降了 2.32 MPa,已超出规定范围. 为确保柱塞泵在全任务工况条件下均能满足相关标准的规定要求,一个简单而有效的解决办法就是采用本文提出并经仿真验证的新型压力敏感配流盘结构.

5 结束语

本文设计了一种新型的压力敏感减振配流盘结构,可通过自动调节倒灌量来适应工作压力大范围变化. 在离最佳工作压力点最远的工况下,采用新型配流盘的柱塞泵,其压力脉动值比采用传统配流盘减少 27.7%,确保了柱塞泵在全任务工况条件下均能满足相关标准的规定要求,从而验证了压力敏感减振配流盘的可行性和优越性.

参考文献(References)

[1] Edge K A, Johnston D N. The secondary source method for the measurement of pump pressure ripple characteristics-Part 1: description of method [J]. Journal of Power and Energy, 1990, 204(1): 33 - 40

[2] Harrison A M, Edge K A. Reduction of axial piston pump pressure ripple [J]. Journal of Systems and Control Engineering, 2000, 214(1): 53 - 63

[3] Edge K. A, Darling J. The pumping dynamics of swash plate piston pumps [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1989, 111(2): 307 - 312

[4] Bergada J, Kumar S, Davies D L, et al. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples [J]. Applied Mathematical Modelling, 2012, 36(4): 1731 - 1751

[5] Ma J, Fang B, Xu B, et al. Optimization of cross angle based on the pumping dynamics model [J]. Journal of Zhejiang University-Science A, 2010, 11(3): 181 - 190

[6] Seeniraj G K, Ivantysynova M. Impact of valve plate design on noise, volumetric efficiency and control effort in an axial piston pump[C]//ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Chicago: Fluid Power Systems and Technology Division, 2006: 77 - 84

[7] Helgestad B O, Foster K. Bannister F K. Pressure transients in an axial piston hydraulic pump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1974, 188(17/74): 189 - 199

[8] 邢科礼,那成烈,魏周宏. 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, Wei Zhouhong. Influence of valve plate silencing structure on pressure & flow-rate for axial piston pump [J]. Mechanical Research & Application, 1997(1): 10 - 13 (in Chinese)

[9] SAE-AS19692 Pumps, hydraulic, variable flow, general specification for [S]

[10] Merritt H E. Hydraulic control systems [M]. New York: John Wiley & Sons Inc, 1967: 29 - 48

(编 辑:刘登敏)