滞留容积对微型二维活塞泵容积效率的影响与优化

周小云 周家健 陈 勇 阮 健*
浙江工业大学机械工程学院,杭州,310023

摘要:结合理论分析、数值理论及实验测试,深入探讨了倒灌、轴向泄漏、周向泄漏等因素对微型二维活塞泵容积效率的影响。研究结构表明,倒灌现象是造成容积效率下降的主要因素;减小滞留容积可有效减小倒灌流量、提高容积效率,35 MPa压力下的容积效率较原滞留容积时提高13个百分点。

关键词:二维活塞泵;容积效率;滞留容积;倒灌
中图分类号:TH137
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.07.006 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Effect of Trapped Volume on Volumetric Efficiency and Optimization of a Micro Two-dimensional Piston Pump

ZHOU Xiaoyun ZHOU Jiajian CHEN Yong RUAN Jian*
School of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou, 310023

Abstract: This study investigates the effects of reverse flow, axial leakage, and circumferential leakage on the volumetric efficiency of a micro two-dimensional (2D) piston pump through theoretical analysis, numerical simulation, and experimental testing. The results indicate that reverse flow is the primary cause of volumetric efficiency loss. Reducing the trapped volume can significantly decrease reverse flow and enhance volumetric efficiency; specifically, the efficiency increases by 13.31% at a working pressure of 35 MPa.

Key words: two-dimensional piston pump; volumetric efficiency; trapped volume; reverse flow

0 引言

机器人关节执行器主要分为电动和液压两类,其中,电动缸[1]具备高精度控制、低噪声及清洁的优点,适合精准操作的应用场景;液压驱动系统[2]因其高功率密度和快速响应的优势,更适合执行高负载、高动态性能的任务。

微型液压泵[3]作为液压系统的核心部件,需要高效地将电机的机械能转化为液压能,为液压缸提供高压油,还需适应频繁变速和带载启动的工况。二维活塞泵[4]使用滚动摩擦副代替滑动摩擦副,避开了复杂的油膜设计,使泵具备频繁带载、往复启动的能力,成为机器人液压系统的理想选择。

微型液压泵的效率与机器人的续航能力密切相关,而容积效率直接反映能量利用率。轴向柱塞泵的容积损失主要来源于间隙泄漏和压缩损失。IVANTYSYNOVA等[5-8]利用非等温间隙流模型预测泄漏,采用CASPAR软件优化阀板设计,利用预压槽和交错角减少能量损失。WANG[9]通过优化阀板几何结构来提高容积效率,MANRING[10]通过Poiseuille流计算高压下的泄漏。压缩损失受压力、油液黏度和气泡影响大。GENG等[11]指出空气会导致非线性压缩损失,QING等[12]发现了气穴在高转速下对损失的显著作用。PARK等[13]的研究表明,提高吸入压力有助于减少气穴和倒灌,提高容积效率。FROSIN等[14]发现,压力释放槽和平滑的预压缩容腔可减少倒灌。ZALUSKI[15]证明调整倾斜板轴心和旋转轴位置可提高容积效率,高压下的损失可减少15%。

HUANG等[16]发现,随着压力的增大,间隙泄漏导致的容积损失线性增大。陈勇等[17]发现,高压下的倒灌对容积效率的影响尤为显著。倒灌导致大量液压油回流到活塞腔,形成额外的容积损失。因此,笔者深入分析滞留容积对倒灌的影响,通过数值模拟和实验验证,深入探讨滞留容积与倒灌之间的关系,并提出设计优化方案、减小倒灌引起的容积损失,提高微型二维活塞泵的容积效率。

1 结构与原理

如图1所示,微型高压二维活塞泵[17]的泵芯

收稿日期:2024-11-13 **修回日期**:2026-03-28
基金项目:国家重点研发计划(2019YFB2005202);民用机器人二维液压控制元件研制(YY-HX-20210724)

由传动机构和配流机构组成。传动机构将电机轴的转动变为活塞轴的转动和轴向往复运动，使左右容腔周期性的增大和减小。配流机构在容腔增大时与吸油窗口连接，在容腔减小时与排油窗口连接。

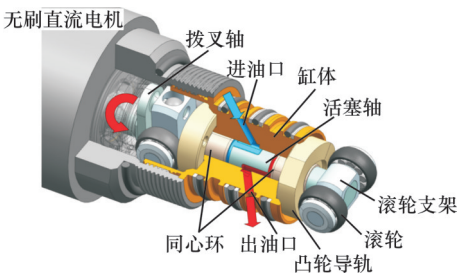


图1　微型二维活塞泵的结构

Fig.1　Structure of a micro 2D piston pump

二维活塞泵通过滚轮组件在凸轮导轨上的滚动实现活塞轴的往复运动，并使活塞在旋转过程中配合配流槽与窗口完成配流。一个旋转周期内，活塞轴与衬套和密封圈组合形成的2个密封容腔各完成2次吸油与排油，连续为液压系统提供动力。凸轮导轨与滚子结构的特殊设计消除了对油膜润滑的需求，结构更加简单，显著降低了系统的摩擦损耗，提高了泵的整体效率与可靠性。

2　容积效率模型

2.1　流动特性方程

右活塞腔的排油过程类似左活塞腔，但相位滞后90°。活塞往复运动引起的容积变化，活塞腔通过配流窗口完成排油，活塞腔压力与容积的关系为

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t}=\frac{K_{\mathrm{ef}}}{V}\left(-\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t}-q_{\mathrm{w}}+q_{\mathrm{a}}+q_{\mathrm{c}}\right) \tag{1}$$

式中：p为活塞腔压力；t为时间；K_{ef}为油液弹性模量；V为左活塞腔的容积；q_{w}为通过配流窗口的流量；q_{a}为轴向泄漏的流量；q_{c}为圆周方向泄漏的流量。

2.2　活塞腔的容积变化

二维活塞泵活塞轴的轴向运动轨迹为正弦曲线。活塞轴从中心位置开始，沿轴向进行往复运动，轴向位移s_{a}、轴向速度v_{a}分别为

$$s_{\mathrm{a}}=\frac{h}{2}\sin(2\omega t)+\frac{h}{2}=\frac{h}{2}\sin(4\pi nt)+\frac{h}{2} \tag{2}$$

$$v_{\mathrm{a}}=\frac{h}{2}\omega\cos(2\omega t)=\pi nh\cos(4\pi nt) \tag{3}$$

式中：h为凸轮导轨的行程；ω为活塞轴转动的角速度，$\omega=2\pi n$；n为泵的转速。

随着活塞轴的角位移从0°变为360°，轴向位移出现2次峰值和2次谷值，引起左右活塞腔容积的周期性变化，使泵完成4次吸排油。左右活塞腔的容积变化与活塞轴的轴向位移直接相关，其中，左活塞腔的容积为

$$V=V_{\mathrm{d}}+A_{\mathrm{p}}s_{\mathrm{a}} \tag{4}$$

$$A_{\mathrm{p}}=\frac{\pi}{4}(D_{\mathrm{p}}^2-d_{\mathrm{p}}^2) \tag{5}$$

式中：V_{d}为活塞腔的滞留容积；A_{p}为活塞往复运动中，活塞的肩部容积在轴向的投影面积；D_{p}为活塞的直径；d_{p}为活塞杆的直径。

图2所示为阀芯截面及相关尺寸。

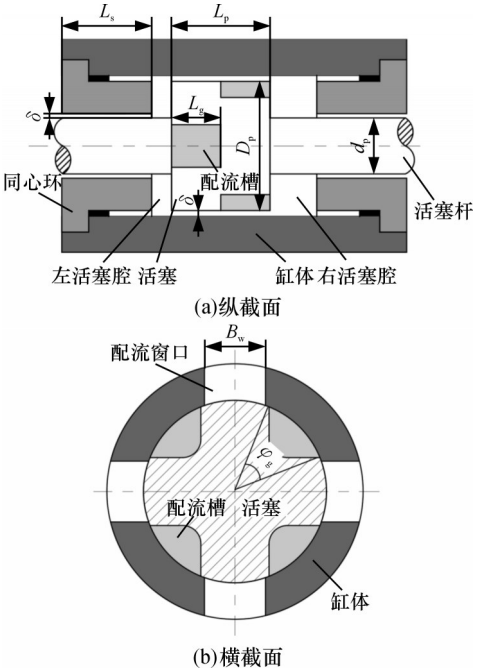


图2　泵芯截面与尺寸

Fig.2　Cross-section and dimensions of the pump core

2.3　液压油的弹性模量

液压油的可压缩性对容积效率有显著影响，因此采用IFAS模型[18]计算含气液压油的有效容积模量：

$$K_{\mathrm{ef}}=\frac{(1-\alpha)\left[1+\dfrac{m_{\mathrm{p}}(p-p_0)}{E_0}\right]^{-1/m_{\mathrm{p}}}+\alpha\left(\dfrac{p}{p_0}\right)^{1/\kappa}}{\dfrac{1-\alpha}{E_0}\left[1+\dfrac{m_{\mathrm{p}}(p-p_0)}{E_0}\right]^{-(1+1/m_{\mathrm{p}})}+\dfrac{\alpha}{\kappa p_0}\left(\dfrac{p}{p_0}\right)^{1+1/\kappa}} \tag{6}$$

式中：α为气体容积分数，$\alpha=12\%$；p_0为标准大气压，$p_0=101\ 325$ Pa；κ为空气的多变指数，$\kappa=1.15$；m_{p}为油液容积模量与压力相关的参数，$m_{\mathrm{p}}=11.4$；E_0为纯液压油的容积模量，$E_0=1500$ MPa。

2.4　通过配流窗口的瞬时流量

通过配流窗口的瞬时流量为

$$q_{\mathrm{w}}=C_{\mathrm{d}}S_{\mathrm{w}}\sqrt{2|p-p_{\mathrm{x}}/\rho|}\,\mathrm{sgn}(p-p_{\mathrm{x}}) \tag{7}$$

式中：C_{d}为流量系数，$C_{\mathrm{d}}=0.651$；S_{w}为排油窗口与配流槽的重合面积(配流面积)[19]；p_{x}为外界负载压力；ρ为油液在35℃、1个标准大气压下的密度，$\rho=835$ kg/m^3。

2.5　轴向泄漏的流量

轴向泄漏q_{a}包括外泄漏q_{e}和内泄漏q_{i}。外泄漏发生在活塞腔与同心环之间，流体通过二者的间隙泄漏至活塞腔外。间隙泄漏由压差驱动的

Poiseuille流和相对滑动引起的Couette流共同组成，故轴向的外泄漏流量为

$$q_e=\frac{\pi d_p\delta}{2}\left[v_a-\frac{\delta^2(p-p_{in})}{6\mu L_s}\right] \tag{8}$$

式中：δ为间隙高度；μ为油液的动力黏度，μ=0.017 32 Pa·s；p_{in}为进油口压力；L_s为同心环长度。

内泄漏流量为通过间隙从排油腔流流向吸油腔的流量，且由压差驱动的Poiseuille流和相对滑动引起的Couette流组成。活塞轴的配流槽导致环形密封间隙不完整，因此需对活塞轴和缸体的间隙进行等效处理。等效处理得到的轴向内泄漏流量为

$$q_i=-\frac{\delta^3(p-p_{in})}{12\mu}\left(\frac{\pi D_p-4B_g}{L_p}+\frac{4B_g}{L_p-L_g}\right)-\frac{\pi D_p v_a\delta}{2} \tag{9}$$

$$B_g=\varphi_g D_p/2 \tag{10}$$

式中：L_p为活塞部分总长度；L_g为配流槽长度；B_g为配流槽的弧长；φ_g为配流槽所占角度。

2.6 周向泄漏的流量

周向Couette流的流量小，可忽略不计。Poiseuille流代表从排油腔向吸油腔和排油窗向吸油窗的泄漏。活塞轴转角θ由0°变为90°时，间隙长度为

$$B_c=\begin{cases}(90^\circ-\varphi_g)D_p/2 & \theta\in[0,\varphi_c)\cup[90^\circ-\varphi_c,90^\circ]\\(90^\circ-\varphi_g+\varphi_c-\theta)D_p/2 & \theta\in[\varphi_c,45^\circ+\varphi_d)\\(\varphi_d+\theta-45^\circ)D_p/2 & \theta\in[45^\circ+\varphi_d,90^\circ-\varphi_c)\end{cases} \tag{11}$$

$$\varphi_c=|\varphi_w-\varphi_g| \tag{12}$$

$$\varphi_d=|45^\circ-(\varphi_w+\varphi_g)/2| \tag{13}$$

$$\varphi_w=2\arcsin(B_w/D_p) \tag{14}$$

式中：φ_c为最大重合角度；φ_d为死角；φ_w为配流窗口所占角度；B_w为配流窗口的宽度。

结合Poiseuille公式可得周向的泄漏流量

$$q_0=-\frac{\delta^3 L_w(p-p_{in})}{6\mu B_c} \tag{15}$$

值得注意的是，间隙长度B_c接近零时，q_0会趋于无限大，这是不现实的。因此，通过间隙的流量采用孔口流量方程计算，最终的圆周方向泄漏流量为

$$q_c=\min(|q_0|,q_1)\operatorname{sgn}q_0 \tag{16}$$

$$q_1=C_d\delta L_w\sqrt{2|p-p_x|/\rho} \tag{17}$$

式中：q_1为根据节流口流量公式得到的临时流量变量。流量系数C_d因间隙极小而取0.03。

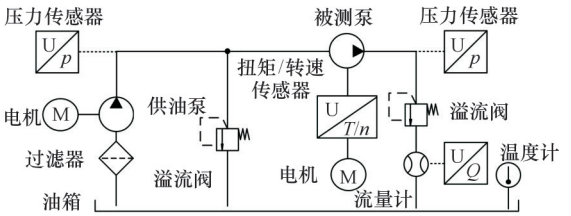
式(1)包含泄漏损失和油液压缩性的影响。通过求解微分方程，可确定左右活塞腔和排油腔内的关键状态变量，如压力、输出流量和泄漏流量。最终以流过配流窗口的流量为理论计算得到的排出流量，从而得到理论容积效率

$$\eta_{V,th}=\frac{1}{V_g}\int_{t_0}^{t_0+T}q_w\,dt \tag{18}$$

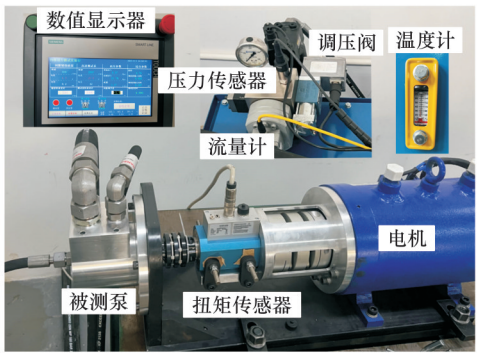
式中：V_g为理论排量；t_0为初始时刻；T为泵一次完整旋转的周期，$T=2\pi/\omega$。

3 实验设计与数据处理

为验证容积效率的数学模型，测试了微型二维活塞泵样机。测试用实验台如图3所示。通过测量微型二维活塞泵在不同工况下的输出流量和压力计算容积效率。油液初始温度为(35±1)℃，测试过程中，油温波动小于2℃，对应的黏度变化小于3%、容积效率变化小于0.5%，故温度引起的实验误差在可接受范围内。



(a)原理图



(b)实物图

图3 容积效率测试实验台

Fig.3 Volumetric efficiency test bench.

根据泵测得的实际输出流量q_{test}与理论流量，得到容积效率

$$\eta_{V,test}=\frac{q_{test}}{V_g n} \tag{19}$$

为研究滞留容积对微型二维活塞泵容积效率的影响，在相同条件下，采用滞留容积20.22 m^3和58.67 m^3的活塞轴研究滞留容积对倒灌和容积效率的影响。

4 实验与理论结果

4.1 理论参数设定

根据表1所示的泵参数计算得到活塞轴的轴向位移、速度、左活塞腔容积、配流面积，如图4所示。

式(1)使用Euler法求解(设定容许的相对误差为10^{-7})，得到左活塞腔的压力和流量。

表1　泵的设计参数

Tab.1　Design parameters of the pump

描述	值	描述	值
凸轮导轨行程 h/mm	0.8	同心环长度 L_s/mm	8
间隙高度 δ/μm	1.5	活塞长度 L_p/mm	9
配流槽所占角度 φ_g/(°)	45	配流槽长度 L_g/mm	6
配流窗口宽度 B_w/mm	2.4		

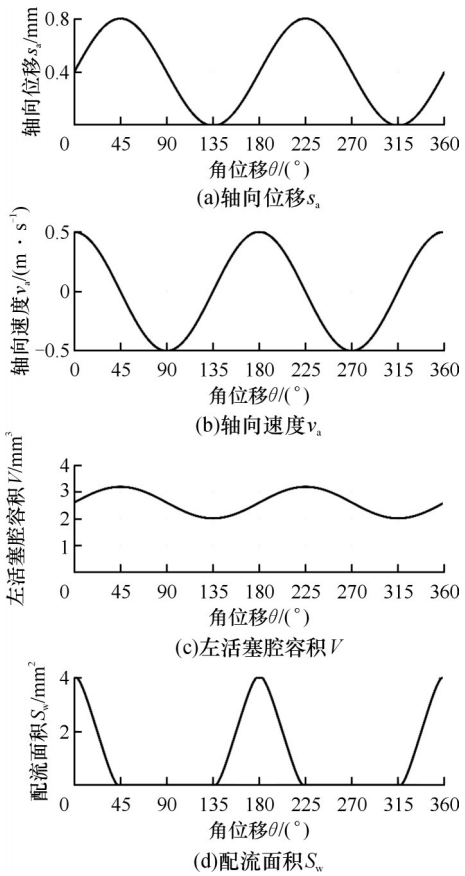


图4　运动和配流基本规律

Fig.4　Basic principles of motion and flow distribution

4.2　倒灌损失分析

倒灌不仅加剧活塞腔内压力振荡，增加系统噪声和振动，还会造成容积效率损失。不同负载压力 p_x 下的左活塞腔的压力变化如图5所示。排油初始阶段(45°～50°)，活塞腔与排油端口连通，压力在开启瞬间先快速上升、再缓慢上升至设定值，说明有高压油从排油管路压回活塞腔内，形成油液回流并压缩活塞腔内油液其中，该压力缓升是倒灌的典型特征。窗口关闭瞬间，流体没有排出通道，压力急剧上升，形成一个显著的压力峰值即“困油波峰”。排油窗口关闭后，腔内和排油管路的连通被切断，活塞继续运动，腔内残余油液受挤压。

图6所示为左活塞腔通过配流窗口排出的流量，可以看出，倒灌流量的维持时间虽短，但其峰值较大；随着负载压力的增大，倒灌流量的峰值也增大。

倒灌流量理论上应计入排油流量，但由于排

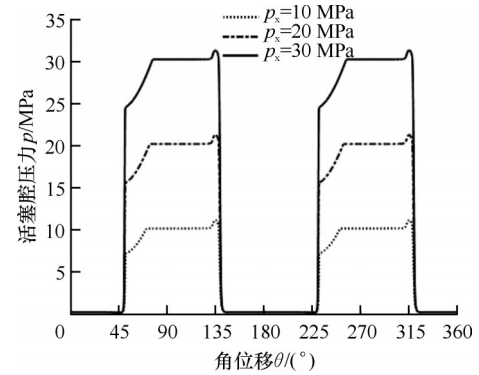


图5　不同负载压力下的左活塞腔压力

Fig.5　Pressure of left piston chamber under different load pressures

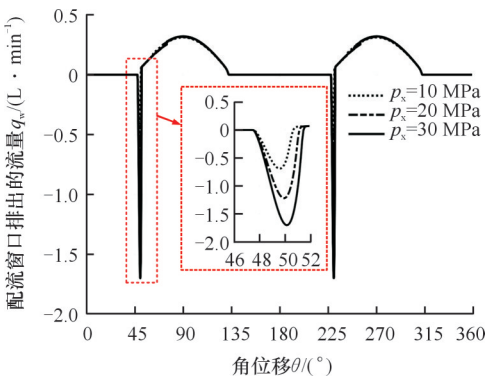


图6　左活塞腔通过配流窗口排出的流量

Fig.6　Flow discharged from the left piston chamber through the distribution port.

出口与活塞腔的压力差，部分油液被迫回流至活塞腔，形成损失流量，导致腔内油液被压缩，压力迅速上升，延迟了正常排油阶段的开始。该压力上升不仅增加活塞腔内的能量消耗，还引发额外的流量损失，因此倒灌流量也被称为压缩损失。倒灌流量对应 q_w 的负值部分($q_w \leqslant 0$)，由于活塞腔有2个，故倒灌造成的总容积效率损失(倒灌损失占理论流量的比例)为

$$\Delta\eta_{V,r}=\frac{2}{V_g}\int_{t_0}^{t_0+T}-q_w\,dt \tag{20}$$

图7给出了理论计算的倒灌损失随转速和负载压力变化的规律。随着负载压力从5 MPa增至35 MPa，开启瞬间排油腔与活塞腔的压差不断增大，根据式(7)可推断，峰值对应的倒灌流量也显著增大，累积的倒灌总容积效率损失从不足0.05增长到0.27。需要指出的是，随着转速的升高，倒灌流量与理论流量同步增大，但二者的增幅相近，因此倒灌损失在不同转速下基本保持不变。

4.3　轴向泄漏损失分析

间隙高度较小导致Couette流分量的影响远大于Poiseuille流分量，因此轴向外泄漏流量曲线近似为余弦函数曲线。如图8所示，轴向泄漏的主要驱动力是轴向速度变化，进一步说明Couette流在小间隙条件下对泄漏流量的支配作用。

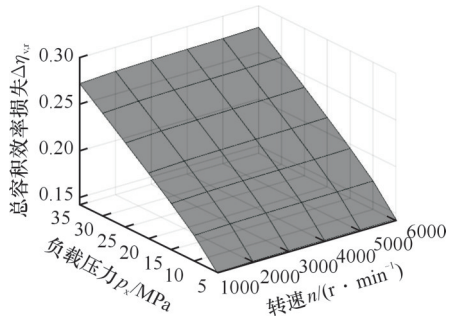


图7 倒灌流量在理论流量中的占比

Fig.7 Proportion of reverse flow in the theoretical flow

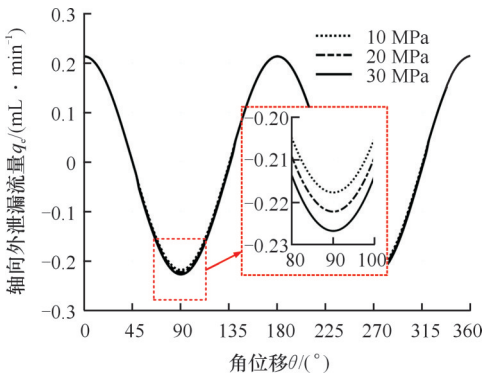


图8 轴向外泄漏流量

Fig.8 Axial external leakage flow

轴向的外泄漏发生在同心环与活塞杆的两处间隙。左活塞腔的轴向外泄漏流量仅在活塞反向移动(排油)时有效,通过积分可得其在理论流量中的占比

$$\Delta\eta_{V,e}=\frac{1}{V_g}\int_{t_0}^{t_0+T}|q_e|\mathrm{d}t \tag{21}$$

轴向的内泄漏发生在活塞与缸体之间的间隙,泄漏方向与活塞的轴向运动相反。图9展示了轴向内泄漏流量随压力的变化。Poiseuille流引起效率损失,相反方向的Couette流回流进入活塞腔,抵消部分泄漏。低压高转速下,Couette流的作用较强,提高容积效率;高压低转速时,Poiseuille流增大且Couette流较弱,容积效率有所下降。内泄漏在理论流量中的占比为

$$\Delta\eta_{V,i}=-\frac{1}{V_g}\int_{t_0}^{t_0+T}|q_i|t \tag{22}$$

总的轴向泄漏损失为

$$\Delta\eta_{V,a}=\Delta\eta_{V,e}+\Delta\eta_{V,i} \tag{23}$$

计算结果显示,不同工况下的轴向泄漏损失在理论流量中的占比均在0.1%以内,如图10所示。轴向内泄漏为负值,表明其对效率有一定的提升作用;轴向泄漏占比极小,因此在容积效率的计算中,轴向泄漏的影响几乎可以忽略不计。

4.4 周向泄漏的损失分析

式(15)~式(17)表明,周向的泄漏流量不随转速升高而增大,而随压力升高而增大。圆周方

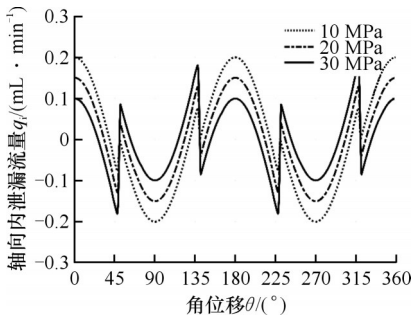


图9 轴向内泄漏流量

Fig.9 Axial internal leakage flow

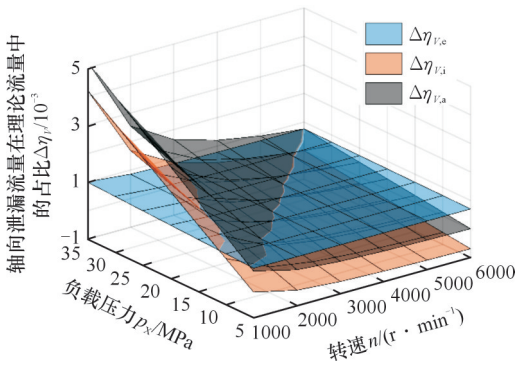


图10 轴向泄漏流量在理论流量中的占比

Fig.10 Proportion of axial leakage flow in the theoretical flow

向泄漏流量如图11所示。0°~45°和315°~360°内,左活塞腔处于吸油阶段,泄漏从右活塞腔流向左活塞腔;45°~135°和225°~315°内,泄漏从左活塞腔流向右活塞腔。因此,通过积分可得周向泄漏流量在理论流量中的占比

$$\Delta\eta_{V,c}=\frac{1}{V_g}\int_{t_0}^{t_0+T}|q_c|\mathrm{d}t \tag{24}$$

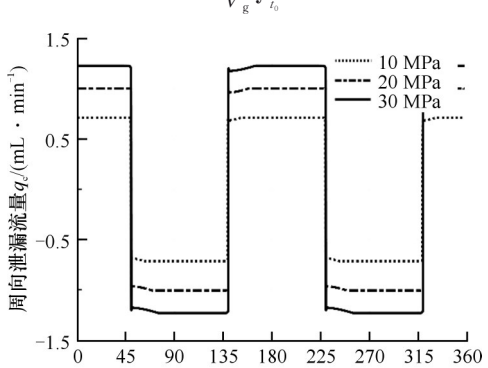


图11 周向泄漏流量

Fig.11 Circumferential leakage flow

由图12可看出,低转速(1000 r/min)的周向泄漏流量的最大比例约为0.04。随着转速的升高,泄漏流量在理论流量中的占比逐渐减小。这是因为转速升高时,泵的理论流量增大,而泄漏流量相对恒定,因此泄漏流量在理论流量中的占比减小。这说明高转速工况下,周向泄漏对泵的整体效率影响较小,而低转速下的泄漏损失更大。

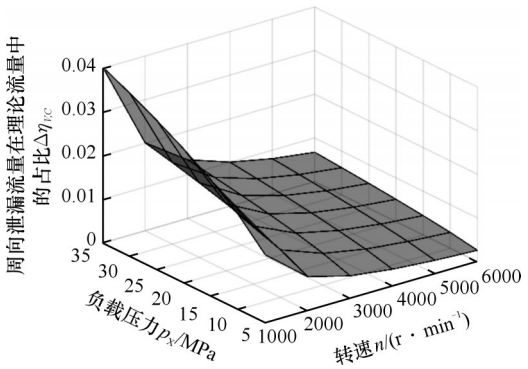


图12　周向泄漏流量在理论流量中的占比

Fig.12　Proportion of reverse flow in the circumferential leakage flow

4.5　容积效率的实验验证

如图13所示，容积效率随转速的升高略有增高，随压力的增大略有下降。工况1000 r/min、35 MPa的容积效率67.3%最低，工况6000 r/min、5 MPa的容积效率95.28%最高。

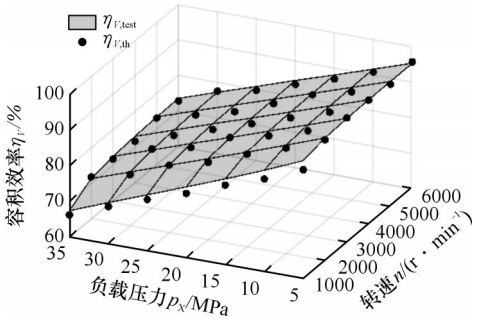


图13　容积效率的理论结果与实验结果

Fig.13　Theoretical results and experimental results of volumetric efficiency

容积效率的理论结果和实验结果的误差为

$$\varepsilon=\eta_{V,\text{test}}-\eta_{V,\text{th}} \tag{25}$$

图14所示工况的$|\varepsilon|<0.03$，且转速超过1000 r/min时，$|\varepsilon|<0.01$，验证了所提理论模型验证二维活塞泵容积效率的可靠性。转速1000 r/min下的理论值略大于实际值可能是由于未充分考虑低转速下的周向泄漏的流量系数变化，而此工况下的周向泄漏较明显。转速1000 r/min的理论值略大于试验值可能与低转速下周向泄漏的流量系数取值未随工况修正有关。

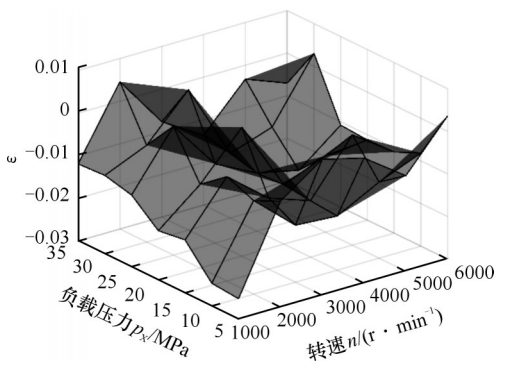


图14　理论效率与实验效率的误差

Fig.14　Errors between theoretical efficiency and experimental efficiency

4.6　滞留容积的影响

倒灌是导致容积效率损失的主要因素之一。由式(1)可知，滞留容积V减小时，腔内压力建立速率$\mathrm{d}p/\mathrm{d}t$明显加大，排油窗口开启瞬间的压力差减小，从而抑制峰值倒灌流量与相应的压缩损失。为验证该机理，通过减小配流槽深度，将原样机的滞留容积58.67 mm^{3}改为20.22 mm^3(保证加工公差的可行最小滞留容积)。

如图15所示，倒灌流量峰值由约1.68 L/min降至1.33 L/min，减小20.8%；倒灌的时间也明显缩短。

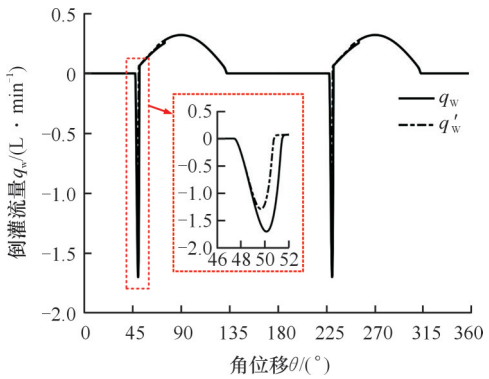


图15　改进前后的配流窗口排出流量

Fig.15　Discharge flow rate of distribution windows before and after improvement

图16中，$\eta'_{V,\text{th}}$、$\eta'_{V,\text{test}}$分别为改进后容积效率的理论值与测量值。35 MPa下，容积效率由73%增大至86%，增大13个百分点，进一步验证了减小滞留容积对效率提升的显著作用。

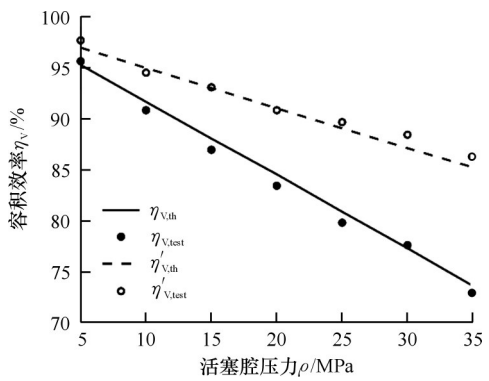


图16　不同滞留容积对容积效率的影响(n=6000 r/min)

Fig.16　Impact of different trapped volumes on volumetric efficiency(n=6000 r/min)

将滞留容积减至20.22 mm^{3}可显著抑制倒灌现象，减小压缩损失与流量脉动，大幅提高微型二维活塞泵的容积效率。

5 结论

1)倒灌导致容积效率下降。滞留容积V_d减小时，内腔内压力建立速率dp/dt明显增大，排油窗口开启瞬时的压力差减小。压力差减小导致配流窗口的瞬时流量q_w峰值减小，有效抑制倒灌，减小总流量损失。因此，将滞留容积减至最小可显著减轻倒灌，提高微型二维活塞泵的容积效率。

2)滞留容积影响显著。研究表明，减小滞留容积能有效减小倒灌流量峰值，提高容积效率。负载压力35 MPa下，减小滞留容积后的容积效率由0.73增大至0.86，表明滞留容积优化对泵的高效运行有重要作用。

3)轴向泄漏对容积效率的影响较小。轴向泄漏在理论流量中占比极低，且在较高转速下对效率的影响可忽略不计。

4)周向泄漏随压力升高而增大，但不受转速影响。随着转速的升高，理论流量增大，泄漏流量在理论流量中的占比逐渐减小。这种特性使周向泄漏在高转速工况下对效率的影响较小，在低转速下的影响较大。

未来的研究可进一步探讨不同工作条件下的泄漏和倒灌抑制措施，如引入卸荷槽和错配角，以进一步降低振动和噪声，增大泵的容积效率，延长使用寿命。

参考文献：

[1] 陈超，赵升吨，崔敏超，等. 电动缸的研究现状与发展趋势[J]. 机械传动，2015，39(3)：181-186.
CHEN Chao，ZHAO Shengdun，CUI Minchao，et al. Study Status and Developing Trend of Electric Cylinder[J]. Journal of Mechanical Transmission，2015，39(3)：181-186.

[2] 张军辉，倪小昊，纵怀志，等. 机器人用电静液作动器研究现状与发展趋势[J]. 机械工程学报，2025，61(4)：273-289.
ZHANG Junhui，NI Xiaohao，ZONG Huaizhi，et al. Research Status and Development Trend of Electro-hydrostatic Actuators for Robots[J]. Journal of Mechanical Engineering，2025，61(4)：273-289.

[3] 杨友胜，战凯. 微型液压技术发展概况[J]. 北京工业大学学报，2020，46(9)：1068-1080.
YANG Yousheng，ZHAN Kai. Overview of the Micro-hydraulic Transmission Technology[J]. Journal of Beijing University of Technology，2020，46(9)：1068-1080.

[4] 阮健，李进园，金丁灿，等. 二维(2D)活塞泵原理性验证研究[J]. 浙江工业大学学报，2017，45(3)：264-269.
RUAN Jian，LI Jinyuan，JIN Dingcan，et al. Research and Feasibility Verification of Two-dimensional (2D) Piston Pump[J]. Journal of Zhejiang University of Technology，2017，45(3)：264-269.

[5] IVANTYSYNOVA M. A New Approach to the Design of Sealing and Bearing Gaps of Displacement Machines[J]. Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power，1999，1999(4)：45-50.

[6] WIECZOREK U，IVANTYSYNOVA M. Simulation of the Gap Flow in the Sealing and Bearing Gaps of Axial Piston Machines[C]//Proceedings of 1st FPNI PhD Symposium，2000：493-507.

[7] WIECZOREK U，IVANTYSYNOVA M. Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines—the Simulation Tool Caspar[J]. International Journal of Fluid Power，2002，3(1)：7-20.

[8] IVANTYSYNOVA M，HUANG Changchun，JAPING A J. Determination of Gap Surface Temperature Distribution in Axial Piston Machines[C]//Fluid Power Systems and Technology. ASMEDC，2006：85-93.

[9] WANG Shu. Improving the Volumetric Efficiency of the Axial Piston Pump[J]. Journal of Mechanical Design，2012，134(11)：111001.

[10] MANRING N D，MEHTA V S，NELSON B E，et al. Increasing the Power Density for Axial-piston Swash-plate Type Hydrostatic Machines[J]. Journal of Mechanical Design，2013，135(7)：071002.

[11] GENG Baolong，GU Lichen，LIU Jiamin，et al. Dynamic Modeling of Fluid Nonlinear Compression Loss and Flow Loss Oriented to Fault Diagnosis of Axial Piston Pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part C：Journal of Mechanical Engineering Science，2021，235(17)：3236-3251.

[12] QING Lvjun，GU Lichen，YANG Bin，et al. Prediction Approach of Compression Loss in Bent-axis Piston Pump with Cavitation[J]. Advances in Mechanical Engineering，2022，14(11)：168781322211358.

[13] PARK In-Kyu，RHIM Yoon-Chul. A Study on the Characteristics of Volumetric Efficiency of an Axial Piston Pump Considering Piston Tilting[J]. KTS International Journal，2009，10(1/2)：37-42.

[14] FROSINA E，MARINARO G，SENATORE A，et al. Effects of PCFV and Pre-compression Groove on the Flow Ripple Reduction in Axial Piston Pumps[C]//2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS). IEEE，2018：1-7.

[15] ZAŁUSKI P. Influence of Fluid Compressibility and Movements of the Swash Plate Axis of Rotation on the Volumetric Efficiency of Axial Piston Pumps[J]. Energies，2022，15(1)：298.

[16] HUANG Yu，RUAN Jian，CHEN Yong，et al. Research on the Volumetric Efficiency of 2D Piston Pumps with a Balanced Force[J]. Energies，2020，13(18)：4796.

[17] 陈勇，李胜，阮健，等. 微型高压二维活塞泵的设计与容积效率[J]. 兵工学报，2022，43(2)：423-433.
CHEN Yong，LI Sheng，RUAN Jian，et al. Design and Volumetric Efficiency of Micro High-pressure Two-dimensional Piston Pump[J]. Acta Armamentarii，2022，43(2)：423-433.

[18] SCHMITZ K，MURRENHOFF H. Grundlagen der Fluidtechnik：Teil 1：Hydraulik[M]. Shaker，2018.

[19] KIM S，MURRENHOFF H. Measurement of Effective Bulk Modulus for Hydraulic Oil at Low Pressure[J]. Journal of Fluids Engineering，2012，134(2)：021201.

（编辑 张 洋）

作者简介：周小云，男，1990年生，工程师、硕士研究生。研究方向为流体传动与控制。E-mail：zdyun777@163.com。阮 健*（通信作者），男，1963年生，教授、博士研究生导师。研究方向为流体传动、电液数字控制。E-mail：ruanjiane@zjut.edu.cn。

本文引用格式：

周小云，周家健，陈勇，等. 滞留容积对微型二维活塞泵容积效率的影响与优化[J]. 中国机械工程，2026，37(7)：1580-1586.

ZHOU Xiaoyun，ZHOU Jiajian，CHEN Yong，et al. Effect of Trapped Volume on Volumetric Efficiency and Optimization of a Micro Two-dimensional Piston Pump[J]. China Mechanical Engineering，2026，37(7)：1580-1586.