doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.04.053

大功率外啮合齿轮泵吸油流道结构优化与试验

汤荣福[1,2]　冀　宏[1,2]　王素燕[3,4]　李彦泽[1,2]　代鹏云[1,2]

(1.兰州理工大学特种泵阀及流控系统教育部重点实验室,兰州 730050;
2.兰州理工大学能源与动力工程学院,兰州 730050;
3.柳工机械股份有限公司,柳州 545001;4.广西柳工元象科技有限公司,柳州 545001)

摘要:大功率外啮合齿轮泵在高转速运行时容积效率较低,无法满足电动工程机械高速化需求。首先建立传统泵三维模型,并基于三维模型的结构参数推导齿腔吸油流量-压力数学模型,对数学模型进行分析,提出一种基于"π"形槽设计的吸油流道优化方案;然后采用 Pumplinx 对全因子正交设计的结构参数进行计算,建立优化泵容积效率的预测模型;最后通过试验验证优化泵的性能。结果表明:径向吸油时,过流面积小,齿腔充满油液所需的瞬时压力较大,且高转速运行时,齿腔充液时间缩短,导致泵高转速运行时容积效率快速下降;通过径向-轴向联合吸油的方法,在 3 000 r/min 时所需 $\Delta p \geqslant 0.1$ MPa 的最小齿腔容积占比比径向吸油减小 42.62 个百分点,具有较高齿腔充液率;被优化结构参数对容积效率的影响程度从大到小依次为 d_2、R_m、d_1,且容积效率预测模型 R^2 为 0.997 1,具有较高可靠性;传统泵运行转速大于 2 700 r/min 时容积效率快速下降,在 3 000 r/min 时容积效率降至 81.87%,而优化泵在 2 700 r/min 后容积效率下降趋势较为缓慢,在 2 800、2 900、3 000 r/min 下容积效率分别提高 1.8、6.79、11.64 个百分点。

关键词:齿轮泵;高转速;容积效率;径向吸油;联合吸油方法

中图分类号:TH137.51　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)04-0563-08　　**OSID**:

Optimization and Verification to Suction Runner Structure of High-power External Gear Pump

TANG Rongfu[1,2]　JI Hong[1,2]　WANG Suyan[3,4]　LI Yanze[1,2]　DAI Pengyun[1,2]

(1. *Key Laboratory of Advanced Pumps, Valves and Fluid Control System of the Ministry of Education, Lanzhou University of Technology, Lanzhou* 730050, *China*
2. *College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou* 730050, *China*
3. *Guangxi Liugong Machinery Co., Ltd., Liuzhou* 545001, *China*
4. *Guangxi Liugong Yuanxiang Technology Co., Ltd., Liuzhou* 545001, *China*)

Abstract: The volume efficiency of the high-power external gear pump is insufficient at high speeds, rendering it inadequate for meeting the demands of high-speed electric construction machinery. Firstly, the 3D model of the traditional pump was established, and the mathematical model of the oil suction flow-pressure of the tooth cavity was derived based on the obtained structural parameters. Furthermore, an optimization scheme of oil suction runner based on "π" groove design was proposed to improve the volume efficiency by analyzing the mathematical model of oil suction flow-pressure in the tooth cavity. Then the structural parameters of the full factor orthogonal design were simulated by using Pumplinx, and a prediction model for optimizing pump volume efficiency was established. Finally, the performance of the optimized pump was verified by experiments. The results showed that when the radial oil suction was small, the instantaneous pressure required by the tooth cavity to fill the oil was large, and the filling time of the tooth cavity was shortened when the pump was running at high speed, which was the main reason for the decrease of the volume efficiency of the pump at high speed. Through the combined radial and axial oil suction method, the minimum volume ratio required for radial oil suction ($\Delta p \geqslant 0.1$ MPa) was

收稿日期:2024-11-12　修回日期:2024-12-04

基金项目:广西科技重大专项(桂科 AA23023012)、国家自然科学基金项目(52075233)和柳州市科技计划项目(2022ABC0101)

作者简介:汤荣福(1996—),男,博士生,主要从事现代液压元件基础理论及应用研究,E-mail:tangrflut@163.com

通信作者:冀宏(1972—),男,教授,主要从事现代液压元件基础理论及应用研究,E-mail:jihong@lut.edu.cn

reduced by 42.62 percentage points at 3 000 r/min, resulting in a high liquid filling rate of the tooth cavity. The influence degree of the optimized structural parameters on the volume efficiency was d_2, R_m, d_1 in order from large to small, and the prediction model for volume efficiency, with an R^2 value of 0.997 1, demonstrating high reliability. The volume efficiency of the traditional pump was decreased rapidly when the operating speed exceeded 2 700 r/min, and dropped to 81.87% at 3 000 r/min. However, the optimized pump exhibited a gradual decline in volume efficiency beyond 2 700 r/min. However, the volume efficiency of the optimized pump experienced a slow decrease. In comparison with traditional pump, there was an increase in volume efficiency by 1.8 percentage points, 6.79 percentage points, and 11.64 percentage points, respectively at speeds of 2 800 r/min, 2 900 r/min, and 3 000 r/min.

Key words: gear pump; high speed; volume efficiency; radial oil suction; combined suction method

0 引言

充分利用电动机驱动能量利用率高、转速范围宽的优势与高功率密度液压泵相结合,提升流量匹配灵活性,是降低液压动力单元功耗的有效措施[1]。大功率外啮合齿轮泵以其结构简单、成本低、抗污染能力强的优点[2]在电动工程机械中得到广泛应用,并基于电动化、高速化运行条件逐渐向轻量化、小型化发展[3]。然而外啮合齿轮泵在高转速运行时,容积效率大幅减小,能量利用率低,因此优化泵的吸油流道结构,提高齿腔充液率,进而提高容积效率,对降低能量损失具有重要意义。

提升液压泵容积效率的方法可分为两种。一种方法是利用数值模拟[4]和试验[5]对泵本体结构进行优化。由于外啮合齿轮泵端面泄漏量约占总泄漏量的70%[6],所以可通过优化侧板支撑方式[7]、改善齿轮端面润滑状态[8-10]、优化齿轮配合间隙[11-12]减少泄漏量,进而提高泵的容积效率。除此之外,卸荷槽[13]、齿数[14]、齿的线型[15]、吸油口尺寸[16-17]及方向[18]也会影响泵的性能。另一种方法是在泵的入口增加吸油增压装置,抵消泵的吸油阻力,缩短油液进入齿腔的时间。常用的增压方式有油箱增压[19]、射流泵增压[20]、离心泵增压[21]。文献[22-23]将电动机、空心轴离心泵和内啮合齿轮泵相结合形成高度集成的电机泵,内啮合齿轮泵在高转速时表现出较好的吸油性能。

本文首先通过试验对外啮合齿轮泵容积效率进行测试,并建立齿腔吸油流量-压力数学模型,对齿腔充液率低的原因进行理论分析。然后提出一种新的吸油流道结构,并利用数值模拟的方法对结构参数进行优化。最后利用试验验证优化结构的有效性。

1 外啮合齿轮泵模型

1.1 试验条件

测试对象为排量 63 cm^3/r 的传统外啮合齿轮泵。试验台如图 1 所示,油箱内装有 HM46 抗磨液压油,电动机驱动外啮合齿轮泵转动,油液从油箱内被吸出,经吸油管进入齿轮泵,并从排油管排出返回油箱。其中,外啮合齿轮泵进出口均安装有精度分别为 0.25% 和 0.1℃ 的压力传感器和温度传感器,用来测量油液的压力和温度,排油管路上安装有精度为 0.5% 的涡轮流量计用来测量体积流量。相关数据均被数据采集系统采集和记录,采集频率 10 Hz。

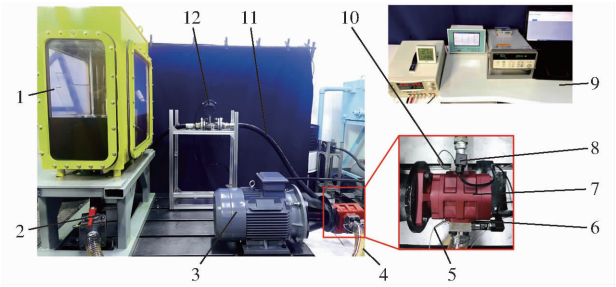


图 1 外啮合齿轮泵试验系统

Fig. 1 Experiment system for external gear pump

1. 油箱 2. 开关阀 3. 电动机 4. 吸油管 5. 入口温度传感器 6. 入口压力传感器 7. 外啮合齿轮泵 8. 出口压力传感器 9. 数据采集系统 10. 出口温度传感器 11. 排油管 12. 涡轮流量计

试验在油温 44.3℃、环境温度 27.3℃、泵空载条件下进行。泵稳定运行后,数据采集 20 s。获得不同转速下齿轮泵容积效率 η_C,如图 2 所示。

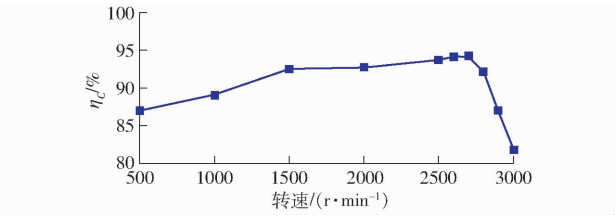


图 2 传统泵在不同转速下的容积效率

Fig. 2 Volume efficiency of gear pump at different speeds

由图 2 可知,随转速的升高,容积效率从 500 r/min 时的 87.97% 开始缓慢增加,到转速 2 700 r/min 时达到最大值 94.2%;然后容积效率迅速减小,在 3 000 r/min 时减小至 81.87%,相较

于最大容积效率降低 12.33 个百分点。为探究传统泵高转速运行容积效率突降的原因，建立外啮合齿轮泵齿腔吸油流量-压力数学模型，进行理论分析。

1.2　三维模型

齿轮泵三维模型如图 3 所示。其中齿轮模数 m 为 5 mm，齿数 z 为 12，齿宽 B 为 29 mm，齿顶圆直径 D_a、齿根圆直径 D_f、中心距 h 分别为 73.5、48.3、62.8 mm。

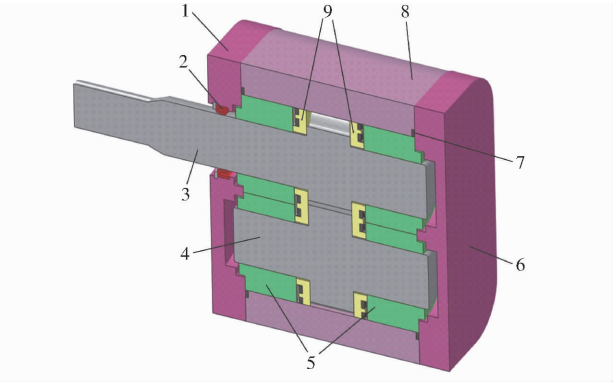


图 3　齿轮泵三维模型示意图

Fig. 3　3D structure diagram of external gear pump

1. 前端盖　2. 唇形密封圈　3. 主动齿轮轴　4. 从动齿轮轴　5. 轴套　6. 后端盖　7. 端面密封圈　8. 泵体　9. 浮动侧板

1.3　模型分析

进入吸油口齿腔内的流量取决于两齿脱离啮合后形成的最小面积区域 A。假设齿轮运动至一定角度，该角度的吸油状态视为静态，则满足从吸油口流经 A 至齿腔的瞬时流量 q 所需的 A 两侧最小压力差为 Δp。为清晰表示变量之间的关系，假设径向吸油时的最小吸油面积为 A_r，最小压力差为 Δp_r；轴向吸油时的最小吸油面积为 A_a，最小压力差为 Δp_a；齿腔最小容积为 V。径向吸油和轴向吸油的油液流动方向示意图如图 4 所示。

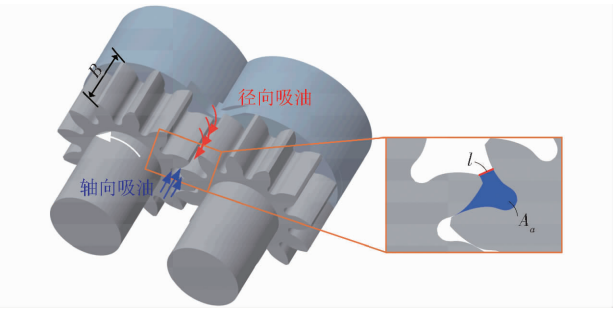


图 4　不同吸油方向示意图

Fig. 4　Diagram of different oil absorption directions

利用三维模型进行测量并拟合两齿之间最短距离 l 和轴向吸油面积 A_a 随齿轮转角 θ 的变化规律，获得 A_r、A_a、V 计算公式为

$$A_r = lB \tag{1}$$

$$A_a = 226.84\theta^2 - 1.9\theta + 10.74 \quad \left(0° \leqslant \theta \frac{180°}{\pi} \leqslant 35°\right) \tag{2}$$

$$V = A_a B \tag{3}$$

其中

$$l = \begin{cases} 0.063 & \left(0° \leqslant \theta \dfrac{180°}{\pi} < 14°\right) \\ 45.83\theta^2 - 14.85\theta + 0.96 & \left(14° \leqslant \theta \dfrac{180°}{\pi} \leqslant 35°\right) \end{cases} \tag{4}$$

$$\theta = \omega t \tag{5}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \tag{6}$$

式中　n——齿轮转速，r/min

ω——齿轮角速度，rad/s

由文献[24]可得压力-流量关系式

$$q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{7}$$

式中　C_d——流量系数　　ρ——密度

A——最小面积

式(7)可变换为

$$\Delta p = \frac{\rho}{2C_d^2}\left(B\frac{\mathrm{d}A_a}{\mathrm{d}t}\right)^2 \frac{1}{A^2} = \alpha \frac{1}{A^2} \tag{8}$$

其中

$$\alpha = \frac{\rho}{2C_d^2}\left(B\frac{\mathrm{d}A_a}{\mathrm{d}t}\right)^2 = \frac{\rho}{2C_d^2}[B(453.68\omega^2 t - 1.9\omega) \times 10^{-9}]^2 \tag{9}$$

将式(1)代入式(8)可得采用径向吸油时的最小压力差 Δp_r，将式(2)代入式(8)可得采用轴向吸油时的最小压力差 Δp_a。Δp_r 和 Δp_a 均为角速度 ω 的函数，公式为

$$\Delta p_r = \begin{cases} \alpha \dfrac{1}{(0.063B \times 10^{-6})^2} & \left(0° \leqslant \omega t \dfrac{180°}{\pi} < 14°\right) \\ \alpha \dfrac{1}{[B(45.83\omega^2 t^2 - 14.85\omega t + 10.74) \times 10^{-6}]^2} & \left(14° \leqslant \omega t \dfrac{180°}{\pi} \leqslant 35°\right) \end{cases} \tag{10}$$

$$\Delta p_a = \frac{\alpha}{4} \frac{1}{[(226.8\omega^2 t^2 - 1.9\omega t + 10.74) \times 10^{-6}]^2} \quad \left(0° \leqslant \omega t \frac{180°}{\pi} \leqslant 35°\right) \tag{11}$$

取系数 C_d 为 0.72[6]、ρ 为 860 kg/m^3，计算 V 及 Δp_r 随 θ 的变化曲线，如图 5a 所示，将 Δp_r 在 0 ~ 0.2 MPa 区间内曲线展示见图 5b，其中黄色区域

为转速 2 000 r/min 时，$\Delta p_r \geqslant 0.1$ MPa 的最小齿腔容积。

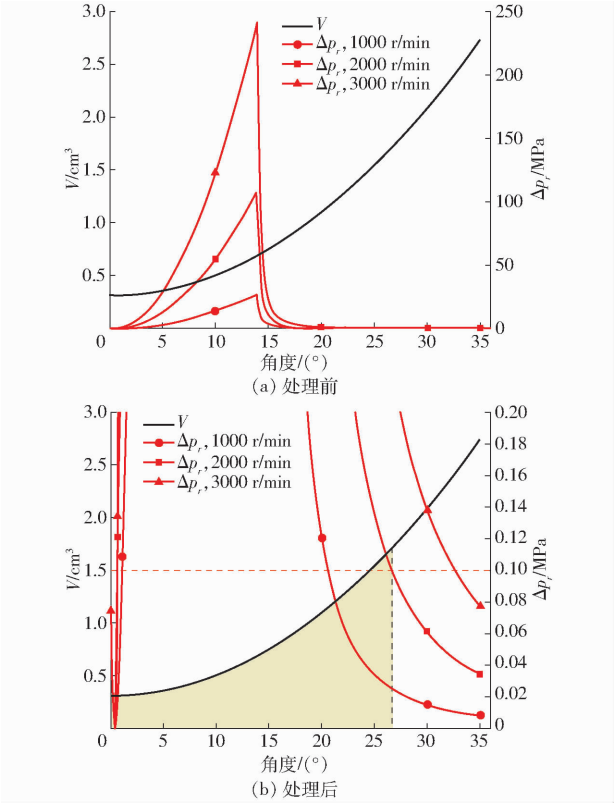


图 5 V 和 Δp_r 随 θ 的变化曲线

Fig. 5 V and Δp_r change curves with θ

由图 5 可以得到，径向吸油时，转速为 1 000、2 000、3 000 r/min，$\Delta p_r \geqslant 0.1$ MPa 的最小齿腔容积占齿腔总容积比例分别为 29.77%、52.55%、83.07%。然而，由于泵入口为大气压，不能提供如图 5a 所示的巨大压力，齿腔吸油不足，齿腔内会形成极低的负压，从而产生如图 6a、6b（图中 θ_0 表示初始角度）所示的由瞬时射流冲击引起的空化涡流，直至图 6c 所示径向面积增大后涡流消失。需要指出的是，该可视化试验在 500 r/min 情况下进行，若转速增加，则齿腔充液时间缩短，充液不足的现象会随之加剧。

若采用轴向吸油，则计算 V 及 Δp_a 随 θ 的变化曲线如图 7 所示，其中黄色区域为转速 2 000 r/min 时，$\Delta p_a \geqslant 0.1$ MPa 的最小齿腔容积。由图 7 可知，Δp_a 相较 Δp_r 大幅下降，这可有效减轻齿腔内的空化现象。转速为 1 000、2 000、3 000 r/min，$\Delta p_a \geqslant 0.1$ MPa 的最小齿腔容积占比分别为 0、42.92%、96.88%，比 Δp_r 分别减少 29.77、9.63、−13.81 个百分点。轴向吸油在较低转速下对减少大压差的齿腔容积占比具有明显作用，但在高转速 3 000 r/min 时仍不明显。

为减小 Δp 幅值并减少 $\Delta p \geqslant 0.1$ MPa 的最小齿腔容积占比，采用联合吸油方式，即以轴向吸油为主，径向吸油为辅。

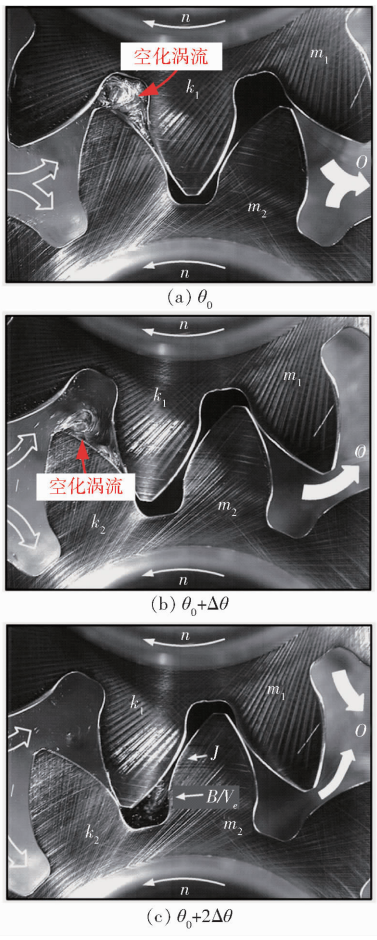


图 6 齿腔内的空化现象[25]

Fig. 6 Cavitation in tooth cavity

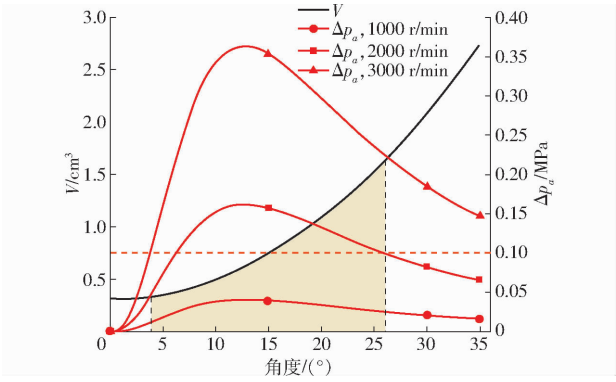


图 7 V 和 Δp_a 随 θ 的变化曲线

Fig. 7 V and Δp_a change curves with θ

按照吸油面积分配流量，则径向吸油流量 $q_{r,c}$ 和轴向吸油流量 $q_{a,c}$ 计算公式为

$$\begin{cases} q_{r,c} = q\dfrac{A_r}{A_r + 2A_a} \\ q_{a,c} = q\dfrac{A_a}{A_r + 2A_a} \end{cases} \tag{12}$$

同理，径向齿腔分配容积 $V_{r,c}$ 和轴向齿腔分配容积 $V_{a,c}$ 计算公式为

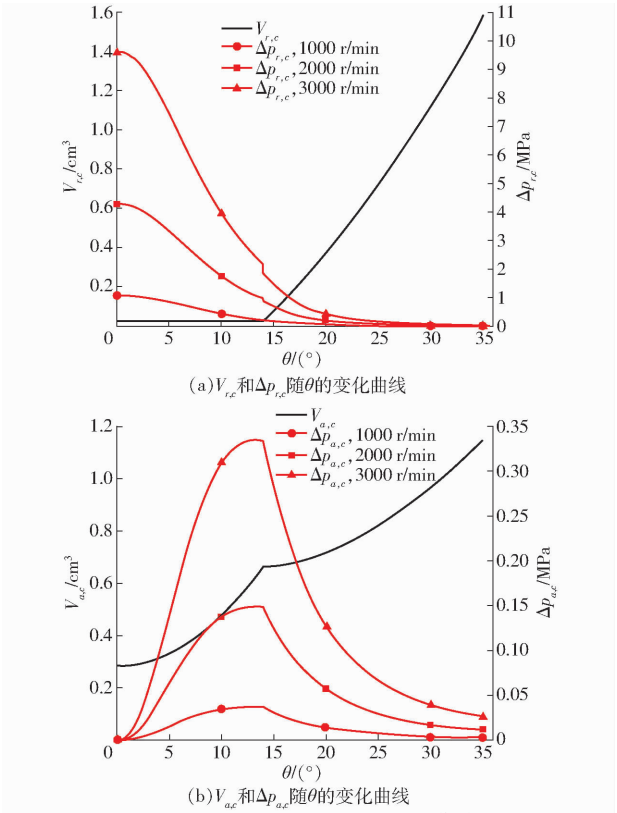
$$\begin{cases} V_{r,c} = V\dfrac{A_r}{A_r + 2A_a} \\ V_{a,c} = V\dfrac{2A_a}{A_r + 2A_a} \end{cases} \tag{13}$$

将式(12)代入式(8)可得

$$\Delta p_{i,c} = \frac{\rho}{2C_d^2} q_{i,c}^2 \frac{1}{A_i^2} \tag{14}$$

其中下标 i 表示所选择的吸油方式，r 表示径向吸油，a 表示轴向吸油。

图 8 为式(13)和式(14)计算得到的结果。$\Delta p_{r,c}$较 Δp_r大幅减小，但 $\Delta p_{a,c}$与 Δp_a基本相同。转速在 1 000、2 000、3 000 r/min，高于 0.1 MPa 的最小总齿腔容积占比分别为 4.26%、22.5%、40.45%，相较单独径向吸油时分别减小 25.51、30.05、42.62 个百分点，相较单独轴向吸油时分别减小 −4.26、20.42、56.43 个百分点，联合吸油方式表现出较好的吸油性能。



(a)$V_{r,c}$和$\Delta p_{r,c}$随θ的变化曲线

(b)$V_{a,c}$和$\Delta p_{a,c}$随θ的变化曲线

图 8　$V_{i,c}$及 $\Delta p_{i,c}$随 θ 的变化曲线

Fig. 8　$V_{i,c}$ and $\Delta p_{i,c}$ change curves with θ

综合以上理论分析可知，径向吸油时，由于过流面积小，齿腔充满油液时所需的瞬时压力较大，而泵入口压力接近大气压，无法满足齿腔充液需求，导致齿腔充液率降低，发生空化现象，且泵高转速运行时，齿腔充液时间缩短，是泵高转速运行时容积效率降低的主要原因。通过增大吸油面积可有效解决高转速下齿腔充液率低的问题。

2　结构优化方案及仿真分析

2.1　结构优化方案

为增加齿腔吸油过流面积，将浮动侧板和轴套开设“π”形槽，如图 9 所示。浮动侧板和轴套的“π”形槽形成轴向吸油流道，轴向吸油流道与吸油卸荷槽直接连通。

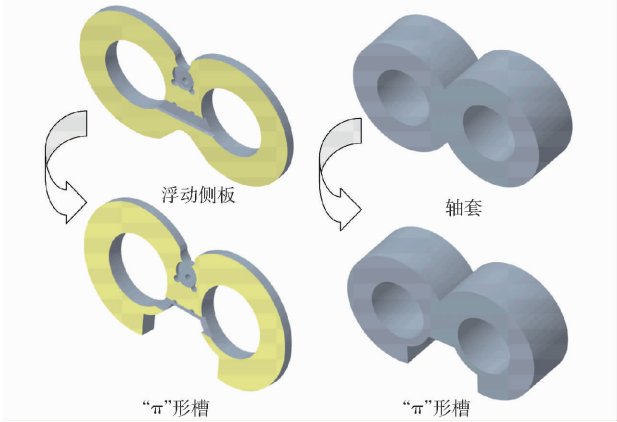


图 9　基于“π”形槽设计的浮动侧板和轴套三维结构示意图

Fig. 9　3D structure diagram of floating lateral plate and shaft sleeve based on “π” groove design

优化后泵的流体域如图 10 所示。其中入口流体域由径向吸油流道、轴向吸油流道和吸油卸荷槽流道 3 部分构成。

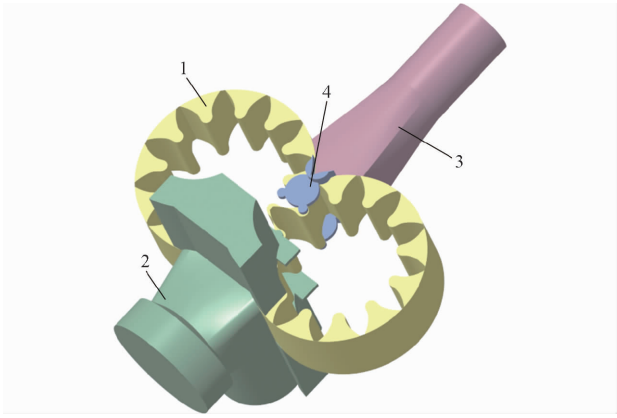


图 10　优化泵的三维流场示意图

Fig. 10　3D structure diagram of optimized external gear pump

1. 齿轮流体域　2. 入口流体域　3. 出口流体域　4. 排油卸荷槽流体域

2.2　仿真模型网格无关性验证

网格过多会增加计算时间，过少会降低计算精度。为选取合适的网格数量，利用 Pumplinx 流场仿真软件对不同网格数泵出口流量进行监测。湍流模型选择 Standard $k-\varepsilon$ 模型，绝对入口压力设为 0.1 MPa，绝对出口压力设为 0.3 MPa，油液动力粘度设为 0.037 Pa·s，齿轮转速设为 2 200 r/min。

仿真结果如图 11 所示。时均体积流量随网格数量的增加而增加。当网格数量为 7.6×10^5 和 1.13×10^6 时，容积效率之间仅相差 0.13%，满足网格无关性和计算精度要求。因此，综合考虑计算的时间成本和精度，本模型选择网格数 $7.6\times10^5\sim8.5\times10^5$。

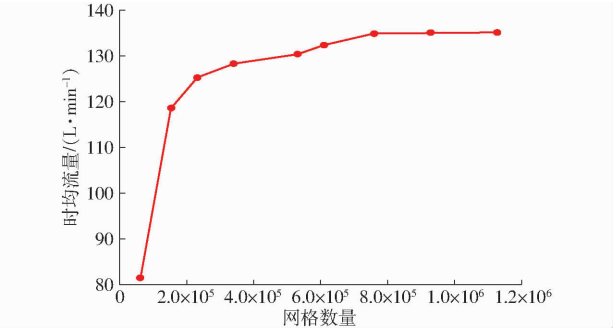


图 11 时均流量随网格数量变化曲线

Fig. 11 Time mean flow curve with number of grids

2.3 正交试验仿真分析

如图 12 为“π”形槽关键结构参数，包括圆弧半径 R_m、顶边间距 d_1、侧边间距 d_2。为探究结构参数对泵容积效率 η_N 的影响，设计正交试验表和仿真得到的容积效率如表 1 所示。其中仿真转速设为 3 000 r/min。

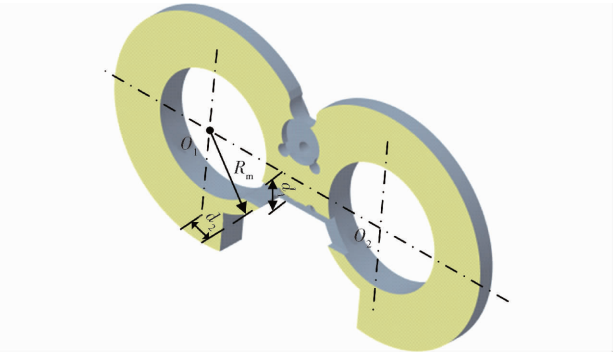


图 12 “π”形槽关键结构参数

Fig. 12 Key structural parameters of “π” groove

表 1 全因子正交试验设计

Tab. 1 Full factor orthogonal experiment design

序号	R_m/mm	d_1/mm	d_2/mm	η_N/%
1	24	10	10	93.15
2	24	10	5	94.38
3	30	10	10	92.07
4	24	15	5	94.15
5	30	15	10	91.65
6	30	15	5	93.14
7	24	15	10	92.64
8	30	10	5	93.39

利用 Minitab 创建响应变量为容积效率、显著性水平为 0.05 的标准化正态效应图和效应 Pareto 图，如图 13 所示。由图 13a 可知，主项 R_m、d_1、d_2 效应显著，其中 d_2 离中心线最远，其次是 R_m，最后是 d_1，说明对优化泵容积效率影响程度从大到小依次为 d_2、R_m、d_1。此外，所有主项在中心线的负方向，说明主项数值越大，泵的容积效率越低。

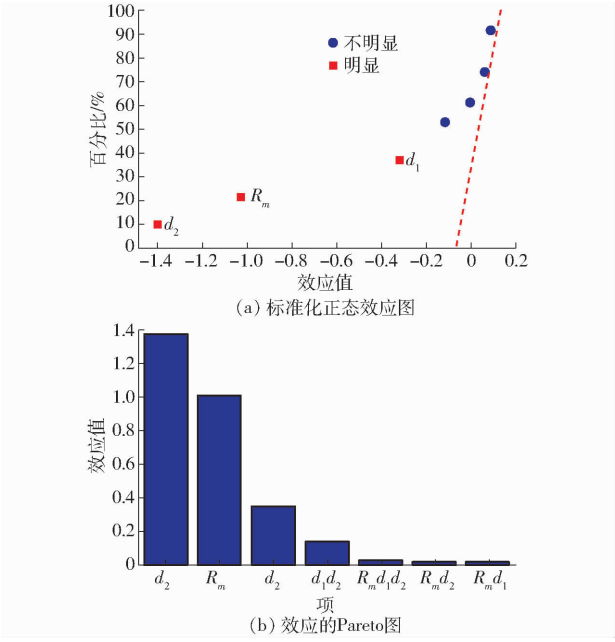


图 13 标准化正态效应图和效应的 Pareto 图

Fig. 13 Normalized normal effect diagram and Pareto diagram of effect

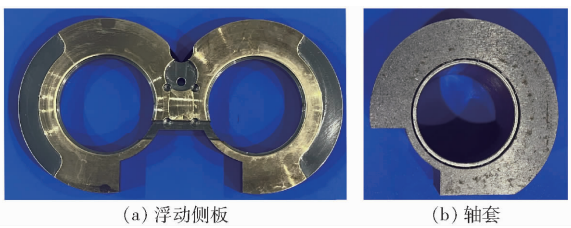
由图 13b 可以得到，效应阈值为 0.142。忽略 Pareto 图中未超过阈值且数值较小的交叉项，使用响应函数建立 η_N 预测模型

$$\eta_N = 99.747 - 0.1694R_m - 0.0018d_1 - 0.1633d_2 - 0.0091d_1d_2 \quad (R^2 = 0.9971) \tag{15}$$

3 试验验证

3.1 优化结构尺寸

由于结构尺寸限制，选择满足 $\max\{\eta_N\}$ 的设计值 $R_m = 24$ mm、$d_1 = 10$ mm 和 $d_2 = 5$ mm 进行试验验证。优化后浮动侧板和轴套实物图如图 14 所示。将其装入外啮合齿轮泵中，在图 1 所示试验系统中进行测试。



(a) 浮动侧板 (b) 轴套

图 14 优化后浮动侧板和轴套的实物图

Fig. 14 Optimized floating lateral plate and shaft sleeve

3.2 试验结果分析

测试油温为 41.7℃，环境温度为 23.7℃，其余测试条件相同。获得不同转速下优化泵容积效率 η_N 和容积效率差 $\eta_N - \eta_C$，如图 15 所示。

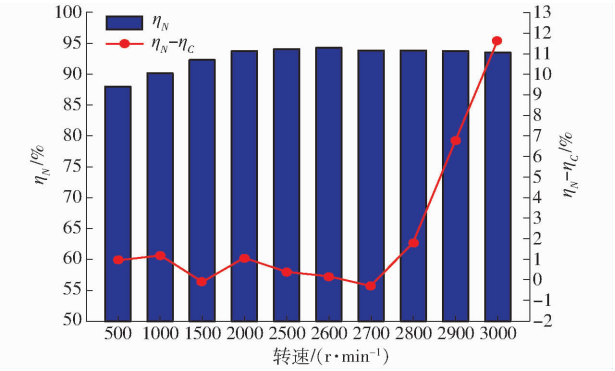


图 15　容积效率对比曲线

Fig. 15　Volume efficiency comparison curve

由图 15 可知，优化泵容积效率在转速 500 ~ 2 000 r/min 内呈近似线性增加，2 000 ~ 2 600 r/min 缓慢增加，在 2 600 r/min 时达到最大值 94.27%，超过转速 2 600 r/min 后缓慢减小，在 3 000 r/min 时容积效率为 93.51%。与图 2 所示优化前泵容积效率 η_C 相比，优化泵在 500 ~ 2 700 r/min 内容积效率相差较小，在 2 800、2 900、3 000 r/min 时容积效率分别提高 1.8、6.79、11.64 个百分点，可认为 2 700 r/min 为容积效率提升的临界转速。优化泵在高转速运行时具有明显优势。

4　结论

（1）传统结构的大功率外啮合齿轮泵高转速运行时容积效率较低。随转速的升高，传统泵容积效率从 500 r/min 时的 87.97% 开始缓慢增加，到转速 2 700 r/min 时达到最大值 94.2%；然后容积效率迅速减小，在 3 000 r/min 时减小到 81.87%，相较于最大容积效率减小 12.33 个百分点。

（2）径向吸油时，由于过流面积小，齿腔充满油液时所需的瞬时压力较大，而泵入口压力接近大气压，无法满足齿腔充液需求，导致齿腔充液率降低发生空化现象，且高转速运行时，齿腔充液时间缩短，是泵高转速运行时容积效率降低的主要原因。

（3）齿腔吸油流量-压力理论模型分析表明联合吸油方式具有明显效果。联合吸油方式在 1 000、2 000、3 000 r/min 高于 0.1 MPa 的总齿腔容积占比分别为 4.26%、22.5%、40.45%，相较单独径向吸油时分别减小 25.51、30.05、42.62 个百分点，相较单独轴向吸油时分别减小 -4.26、20.42、56.43 个百分点。

（4）结构参数 R_m、d_1、d_2 均对优化泵容积效率有明显影响，影响程度从大到小依次为 d_2、R_m、d_1。结构参数数值越大，泵的容积效率越低。容积效率预测模型 R^2 为 0.997 1，具有较高精度。基于预测模型和结构尺寸限制，使容积效率在 3 000 r/min 高转速运行时最大的结构尺寸为 R_m = 24 mm、顶边间距 d_1 = 10 mm、侧边间距 d_2 = 5 mm。

（5）经试验验证，优化泵在高转速运行时具有较高的容积效率。优化泵容积效率在转速 500 ~ 2 000 r/min 内呈近似线性增加，2 000 ~ 2 600 r/min 缓慢增加，在 2 600 r/min 时达到最大值 94.27%，超过转速 2 600 r/min 后缓慢减小，在 3 000 r/min 时容积效率为 93.51%。与传统泵容积效率相比，优化泵在 2 800、2 900、3 000 r/min 时容积效率分别提高 1.8、6.79、11.64 个百分点，可认为 2 700 r/min 为优化泵容积效率开始明显提升的临界转速。

参　考　文　献

[1] 林元正，林添良，陈其怀，等. 电动工程机械关键技术研究进展[J]. 液压与气动，2021，45(12)：1 - 12.
LIN Yuanzheng，LIN Tianliang，CHEN Qihuai，et al. Research progress on key technologies of electric construction machinery [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics，2021，45(12)：1 - 12.（in Chinese）

[2] MICHAEL P，KHALID H，WANKE T. An investigation of external gear pump efficiency and stribeck values[C]//SAE 2021 Commercial Vehicle Engineering Congress. Rosemont，2012：2041.

[3] 车明阳. 微小型外啮合齿轮泵的研制[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学，2020.
CHE Mingyang. Develpoment of miniature external gear pump[D]. Harbin：Harbin Institute of Technology，2020.（in Chinese）

[4] BÜGENER N，HELDUSER S. Analysis of the suction performance of axial piston pumps by means of computational fluid dynamics（CFD）[C]//7th International Fluid Power Conference. Aachen，2010：641 - 654.

[5] MILANI M，MONTORSI L，PALTRINIERI F. Experimental investigation of the suction capabilities of an innovative high speed external gear pump for electro-hydraulic actuated automotive transmissions[J]. International Journal of Fluid Power，2024，25(2)：243 - 272.

[6] 林建亚，何存兴. 液压元件[M]. 北京：机械工业出版社，1988.

[7] BORGHI M，MILANI M，PALTRINIERI F，et al. Studying the axial balance of external gear pumps[C]//SAE 2005 Commercial Vehicle Engineering Congress. Rosemont，2005：3634.

[8] KOÇ E. Analytical and experimental investigation into the sealing and lubrication mechanisms of the gear ends in pumps[J]. Wear，1989，135(1)：79 - 94.

[9] KOÇ E. Bearing misalignment effects on the hydrostatic and hydrodynamic behaviour of gears in fixed clearance end plates[J].

Wear, 1994, 173(1 - 2):199 - 206.
[10] KOÇ E, NG K, HOOKE C J. An analysis of the lubrication mechanisms of the bush-type bearings in high pressure pumps[J]. Tribology International, 1997, 30(8): 553 - 560.
[11] ZHAN Peng, WEI Liejiang, LIU Rongmin, et al. Flow field modeling and simulation of high-speed gear pump considering optimal radial and end clearance[J]. IEEE Access, 2023, 11: 64725 - 64737.
[12] 陈鼎,张杨,叶绍干,等.配合间隙对直线共轭内啮合齿轮泵流场特性的影响[J]. 农业机械学报, 2024, 55(2): 442 - 449.
CHEN Ding, ZHANG Yang, YE Shaogan, et al. Influence of mating clearance on flow field characteristics of linear conjugate internal gear pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(2): 442 - 449. (in Chinese)
[13] LIU Hongru, PAN Mengni, FU Jiangfeng, et al. A new type unloading groove design and simulation for engine fuel gear pump [C]// 13th International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering. IEEE, 2022: 86 - 90.
[14] IVANOV V, KARAIVANOV D, IVANOVA S, et al. Gear mesh geometry effect on performance improvement for external gear pumps[C]// MATEC Web of Conferences, EDP Sciences, 2019: 01007.
[15] ZHAO Xinran, VACCA A. Analysis of continuous-contact helical gear pumps through numerical modeling and experimental validation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 109: 352 - 378.
[16] 杨国来, 王文宇, 黄付田, 等. 不同吸油口尺寸及转速下齿轮泵空化特性[J]. 液压与气动, 2020,44(1): 74 - 79.
YANG Guolai, WANG Wenyu, HUANG Futian, et al. Cavitation characteristics of gear pumpunder different suction port sizes and speeds[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020,44(1): 74 - 79. (in Chinese)
[17] EL-HADJ A A, SHAYFULL Z B A R. Optimization of an external gear pump using response surface method[J]. Journal of Mechanics, 2020, 36(4): 567 - 575.
[18] BÜGENER N, KLECKER J, WEBER J. Analysis and improvement of the suction performance of axial piston pumps in swash plate design[J]. International Journal of Fluid Power, 2014, 15(3): 153 - 167.
[19] FAN Xiaoxuan, ZHAO Dingxuan, ZHAO Xiaolong, et al. Design of shipborne constant pressure pressurized tank and constant pressure control[C]// IEEE 8th International Conference on Fluid Power and Mechatronics. IEEE, 2019: 1042 - 1048.
[20] ROMANENKO I, BILOHUB O. Increasing the efficiency of the operating cycle of a high-pressure fuel gear pump by using a jet pump as a booster stage[J]. Aerospace Technic and Technology, 2023(2): 38 - 45.
[21] 杨胜清, 冀宏, 李晨, 等. 高速运行齿轮泵的吸油空化与抑制[J]. 液压与气动, 2024, 48(8):18 - 28.
YANG Shengqing, JI Hong, LI Chen, et al. Suction cavitation andsuppression of high-speed gear pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2024, 48(8):18 - 28. (in Chinese)
[22] 李小平, 冀宏, 张继铭, 等.气隙非浸油式电机叶片泵的主泵吸油配流设计[J].农业工程学报, 2016, 32(10):54 - 59.
LI Xiaoping, JI Hong, ZHANG Jiming, et al. Design of suction flow distributor of main pump in non-oil-immersed air gap type hydraulic electro-motor pump[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(10):54 - 59. (in Chinese)
[23] SUN Fei, JI Hong, YANG Shengqing, et al. Numerical investigation on pairing solutions of non-positive displacement pumps and internal gear pump for high-speed design[J]. Fluids, 2023, 8(6): 178.
[24] VACCA A, FRANZONI G. Hydraulic fluid power: fundamentals, applications, and circuit design[M]. Hoboken: John Wiley & Sons, 2021.
[25] STRYCZEK J, ANTONIAK P, JAKHNO O, et al. Visualization research of the flow processes in the outlet chamber-outlet bridge-inlet chamber zone of the gear pumps[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2015, 15(1): 95 - 108.

(上接第 562 页)

[23] 韩建友. 高等机构学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
[24] 韩建友, 杨通, 于靖军. 高等机构学[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2015.
[25] CUI Lei, DAI J S. Posture, workspace, and manipulability of the metamorphic multifingered hand with an articulated palm [J]. Journal of Mechanisms and Robotics-Transactions of the ASME, 2011, 3(2): 021001.
[26] WEI Guowu, DAI J S. A spatial eight-bar linkage and its association with the deployable platonic mechanisms[J]. Journal of Mechanisms and Robotics-Transactions of the ASME, 2014, 6(2): 021010.
[27] 钱卫香. 具有二阶密切直线导路机构最优运动设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2013(7): 82 - 85.
QIAN Weixiang. Optimal kinematic design of guidance mechanism with second-order osculating straight line[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2013(7): 82 - 85. (in Chinese)
[28] 李琦, 李华英. 平面四杆直线机构连杆曲线的直线近似度研究[J]. 轻工机械, 2003(2): 39 - 41.
LI Qi, LI Huaying. Study the approximate extent between the curve and the linear in planar linkage mechanisms[J]. Light Industry Machinery, 2003(2): 39 - 41. (in Chinese)
[29] SONG S M, WALDRON K J, 刘勇, 等. 行走的机器——六足机器人[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2017.
[30] LI Shujun, DAI J S. Structure synthesis of single-driven metamorphic mechanisms based on the augmented Assur groups[J]. Journal of Mechanisms and Robotics-Transactions of the ASME, 2012, 4(3): 031004.
[31] ZHANG Ketao, DAI J S. Screw-system-variation enabled reconfiguration of the Bennett plano-spherical hybrid linkage and its evolved parallel mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2015, 137(6): 062303.