

多弧槽球面配流副润滑特性分析与多目标优化

叶绍干 胡佳俊 侯亮 赖伟群 卜祥建
(厦门大学机电工程系, 厦门 361021)

摘要: 为改善锥形缸体球面配流副油膜润滑特性,提出一种多弧槽球面配流副结构,并采用遗传算法对多弧槽球面配流结构进行多目标优化。首先,对多弧槽球面配流副进行理论建模,采用有限容积法对油膜压力控制方程进行离散化,利用环形三对角矩阵算法(CTDMA)求解球面配流副压力分布;然后,对多弧槽球面配流副承载特性进行仿真,分析球面配流副不同弧槽结构下的油膜厚度分布及压力分布规律;最后,以缸体倾角、泄漏量和摩擦转矩为优化目标,利用多目标遗传算法优化多弧槽球面配流副的结构参数。结果表明:多弧槽结构可提升球面配流副油膜承载能力,弧槽结构最小膜厚下降3.1%~4.0%,弧槽结构最大压力显著提高,最大增幅为16.3%;同时可有效降低泄漏量、摩擦转矩,优化后综合目标性能提升10.5%,缸体倾角、泄漏量和摩擦转矩分别下降5.1%、8.1%和5.9%,有效提升了球面配流副润滑性能。

关键词: 轴向柱塞泵; 多弧槽球面配流副; 润滑特性; 多目标优化

中图分类号: TH137.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2023)01-0440-10 OSID: 

Analysis and Multi-objective Optimization of Oil Film Lubrication Characteristics of Multi-arc Groove Spherical Valve-plate Structure

YE Shaogan HU Jiajun HOU Liang LAI Weiqun BU Xiangjian
(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361021, China)

Abstract: In order to improve the oil film lubrication characteristics of the spherical valve-plate pair with conical cylinder block, a multi-arc groove spherical valve-plate pair structure was proposed, and the genetic algorithm was used to optimize the multi-objective structure of the multi-arc groove spherical valve-plate pair. Firstly, the multi-arc groove valve-plate pair was theoretically modeled, the finite volume method was used to discretize the oil film pressure control equation and the circular tridiagonal matrix algorithm(CTDMA) was used to solve the pressure distribution of the spherical valve-plate pair. Secondly, the load-bearing characteristics of the multi-arc groove spherical valve-plate pair were simulated, the oil film thickness distribution and oil film pressure distribution of the spherical valve-plate pair with different arc groove structures were analyzed. Thirdly, the cylinder overturning angle, leakage loss and friction torque were used as the optimization objectives, the multi-objective genetic algorithm was used to optimize the structural parameters of the multi-arc groove spherical valve-plate pair. The results showed that the multi-arc groove structure can improve the load-bearing capacity of the oil film of the spherical valve-plate pair, the minimum oil film thickness decrease for the arc groove structure ranged from 3.1% to 4.0%, and the maximum pressure increase significantly for the arc groove structure was 16.3%; while effectively reducing the leakage loss and friction torque. After optimization, the overall target performance was improved by 10.5%, cylinder overturning angle, leakage loss and friction torque were reduced by 5.1%, 8.1% and 5.9%, respectively, which effectively improved the lubrication performance of the spherical valve-plate pair.

Key words: axial piston pump; multi-arc groove spherical valve-plate pair; lubrication characteristics; multi-objective optimization

0 引言

轴向柱塞泵作为重要的液压泵之一,广泛应用于航空航天、农业机械、车辆工程等领域^[1-4],摩擦副的磨损问题是其性能衰减甚至失效的重要原因,其中配流副^[5]作为轴向柱塞泵最重要的摩擦副之一,润滑性能对轴向柱塞泵的工况等级和寿命有着直接影响。

针对配流副润滑性能问题,国内外学者开展了大量研究。BERGADA 等^[6]基于流体微分方程考虑了配流副的力学特性、泄漏量、摩擦力矩,获得了不同位置下缸体负载及其波动。王凯丽等^[7]分析了深海柱塞泵工作参数、水深环境参数等参数变化时油膜压力分布、温度分布变化规律。ZHU 等^[8]测试分析了柱塞泵配流盘和缸体孔接触间摩擦磨损影响。叶绍干等^[9]利用多目标遗传算法对配流盘密封环结构参数进行了优化。宁志强等^[10]利用粒子群算法对非对称轴向柱塞泵的三角槽宽度参数进行了优化。窦振华等^[11]基于有限元软件分析了配流副的摩擦磨损及热力耦合特性。荆崇波等^[12]对球活塞式液压泵中锥形配流副润滑特性进行了分析。张晓刚等^[13]通过改变柱塞泵缸体结构、柱塞数等,设计了一种双排油内外环并联配流结构的轴向柱塞泵。潘阳等^[14]为了改善流量和压力突变噪声大的问题,对一种双联轴向柱塞泵配流盘结构进行了优化。以上研究对于改善配流副润滑特性提供了一定的思路,同时对配流副结构优化设计也有相关指导。

为进一步改善配流副润滑性能,国内外学者提出了多种优化方案,并进行研究与改进。CHACON^[15]考虑在配流盘表面引入规则形状波纹,进而调整间隙油膜厚度来改善配流副表面接触情

况。GEFFROY 等^[16]通过在缸体腰形槽设计压力槽的方式提供额外支撑作用,提升了油膜承载能力。赵愿等^[17]运用类似开槽方法来解决配流副磨损问题,分析开槽端面的油膜动压支撑作用,并结合数学模型仿真与试验对比分析。童哲铭等^[18]基于参考点的非支配排序遗传算法对离心泵叶片参数进行了多目标寻优。CHEN 等^[19]建立了多尺寸维度下的配流副结构优化模型,对配流副微观织构形状进行了优化。JI 等^[20]通过多重网格法,分析局部织构化参数对无量纲化平均压力的影响。ZHANG 等^[21]将激光表面纹理技术应用于配流盘,发现合理的表面织构可以起到减小磨损和降低缸体倾覆角的效果。以上优化方法研究表明,合理的配流副结构对提高配流副润滑特性有着显著影响,能为球面配流副结构优化提供理论指导。

本文提出一种多弧槽球面配流副结构,并对其结构进行优化。首先,对多弧槽球面配流副进行理论建模;然后,对多弧槽球面配流副承载特性进行仿真分析;最后,利用多目标遗传算法对多弧槽球面配流副的结构参数进行优化。

1 球面配流副润滑模型

1.1 多弧槽球面配流盘结构

本文提出一种沿内、外密封带各布置若干个圆弧槽的球面配流盘结构。如图 1 所示,弧槽的分布域为 φ_{gs} 到 φ_{ge} 之间的夹角区域, φ_{gs} 为分布域起点张角, φ_{ge} 为分布域终点张角;由于弧槽数目为 N ,故将分布域沿周向分割成 N 个区域,则每个弧槽所占区域的包角为 φ_a ,有 $\varphi_a = (\varphi_{ge} - \varphi_{gs})/N$, φ_g 为槽区包角; R_{gi} 、 R_{go} 分别为内、外密封带槽区节线半径; w_g 为槽宽;由于球面配流盘内、外密封带为球带状,因此槽区内深度不一,如图 1 中槽区截面所示, h_{gs} 、 h_{ge} 分别为槽区

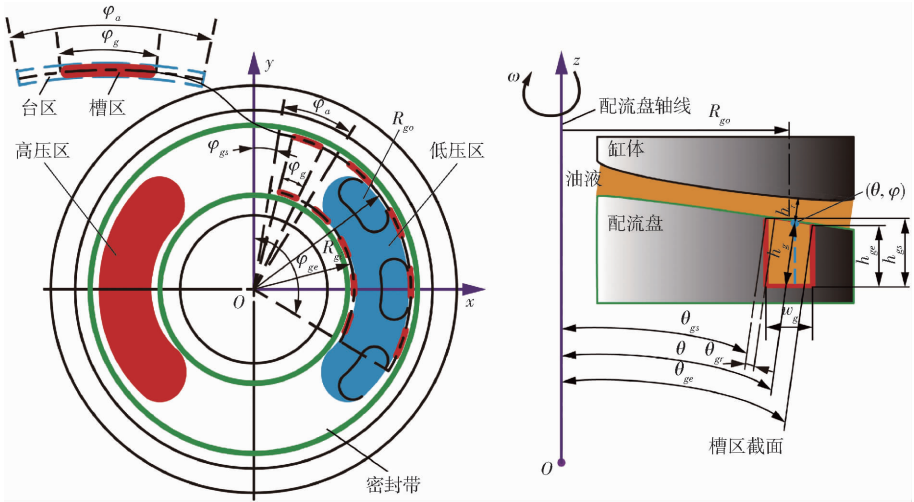


图 1 球面配流副弧槽结构示意图

Fig. 1 Schematic of arc groove structure of spherical valve-plate pair

内外侧槽深, θ_{gs} 、 θ_{ge} 分别为槽区内外侧的仰角。

定义槽区中心槽深为 h_{ge} , 槽区内任一球心张角 θ 处的槽深为

$$h_g = h_{ge} + R_s \sin(\theta_{ge} - \theta) \tan(\theta_{ge} - \theta_{gs}) \tag{1}$$

式中 R_s ——配流盘球面半径

定义槽区周向占比为槽区张角 φ_g 对角度 φ_a 的比值, 则槽区张角 φ_g 为

$$\varphi_g = \delta_g \varphi_a \tag{2}$$

其中

$$\varphi_a = \frac{\varphi_{ge} - \varphi_{gs}}{N} \tag{3}$$

式中 δ_g ——槽区周向占比

h_r 为位于槽区内任一点 (θ, φ) 不考虑槽深的油膜厚度, 而考虑槽深度的油膜厚度为

$$h(\theta, \varphi) = h_r + \frac{h_g}{\cos\theta} \tag{4}$$

如图 1 中槽区截面所示, 由于配流盘结构存在夹角 θ_{gr} , 该夹角区域的槽内油膜深度被槽内壁面截断, 而由几何分析可得夹角 θ_{gr} 为

$$\theta_{gr} = \arctan \frac{h_{gs} \sin\theta_{gs}}{R_s - h_{gs} \cos\theta_{gs}} \tag{5}$$

假设槽深极大值为 $8\text{ }\mu\text{m}$, 球面半径 R_s 为 400 mm , 因此计算夹角 θ_{gr} 极大值为 $2 \times 10^{-5}\text{ rad}$ 。

由于 θ_{gr} 极小, 因此为简化运算, 忽略该夹角区域, 统一采用式(1)计算槽区内膜厚。由于密封带宽度较小, 考虑便于加工以及保证弧槽具备足够的槽宽, 将内外密封带槽区节线半径 R_{gi} 、 R_{go} 分别设置在内、外密封带中心线上, 分别为 38.5 、 60.5 mm 。

1.2 油膜润滑理论模型

为了分析球面配流副油膜压力分布, 本研究建立球面间隙下的油膜流体动力润滑模型^[22]

$$\begin{aligned} \frac{1}{\eta R_s^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{\eta R_s^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = \\ \frac{6}{R_s} \frac{\partial}{\partial \theta} (h v_{r0}) + \frac{6}{R_s \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \varphi} (h v_{\varphi 0}) + \\ \frac{3\rho}{10\eta R_s^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3 v_{\varphi 0}^2}{\tan \theta} \right) + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \end{aligned} \tag{6}$$

式中 η ——油液动力粘度 ρ ——油液密度

h ——油膜厚度 p ——油膜压力

v_{r0} ——油膜微元沿经线切向速度

$v_{\varphi 0}$ ——油液微元沿纬线切向速度

采用有限容积法对油膜压力控制方程进行离散化, 由交错网格法建立如图 2 所示网格划分模型。其中, 白节点代表压力分布节点, 黑节点代表速度分布节点, 每一个压力节点与其周围的速度节点之间的区域组成控制容积(虚线框部分)^[22]。

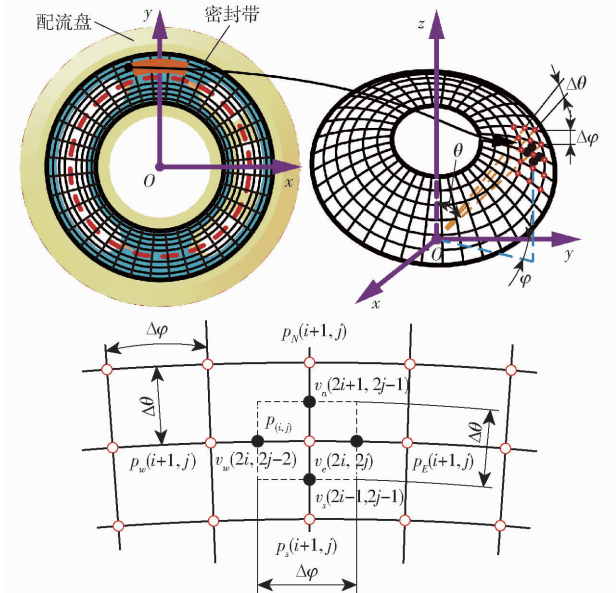


图 2 网格划分及节点控制容积
Fig.2 Discretization of mesh and control volume of mesh point

对式(6)两侧化简后可得^[22]

$$a_p p_p = a_n p_n + a_s p_s + a_e p_e + a_w p_w + S \tag{7}$$

其中

$$a_p = a_n + a_s + a_e + a_w \tag{8}$$

$$a_n = \frac{1}{\eta} \left[(h^3 \sin \theta)_n \frac{\Delta \varphi}{\Delta \theta} - (h^3 \cos \theta)_n \frac{\Delta \varphi}{2} \right] \tag{9}$$

$$a_s = \frac{1}{\eta} \left[(h^3 \sin \theta)_s \frac{\Delta \varphi}{\Delta \theta} + (h^3 \cos \theta)_s \frac{\Delta \varphi}{2} \right] \tag{10}$$

$$a_e = \frac{(h^3)_e}{\eta} \frac{\ln \left(\left| \tan \left(\frac{\theta_n}{2} \right) \right| \right) - \ln \left(\left| \tan \left(\frac{\theta_s}{2} \right) \right| \right)}{\Delta \varphi} \tag{11}$$

$$\begin{aligned} a_w = \\ \frac{(h^3)_w}{\eta} \frac{\ln \left(\left| \tan \left(\frac{\theta_n}{2} \right) \right| \right) - \ln \left(\left| \tan \left(\frac{\theta_s}{2} \right) \right| \right)}{\Delta \varphi} \end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned} S = - \left\{ 6R_s \left[((v_{r0} h \sin \theta)_n - (v_{r0} h \sin \theta)_s) - \right. \right. \\ \left. \frac{(v_{r0} h \cos \theta)_n + (v_{r0} h \cos \theta)_s}{2} \Delta \theta \right] \Delta \varphi + \\ 6R_s [(v_{\varphi 0} h)_e - (v_{\varphi 0} h)_w] \Delta \theta + \\ 12R_s^2 (\cos \theta_s - \cos \theta_n) \frac{h_p^{t+\Delta t} - h_p^t}{\Delta t} \Delta \varphi + \\ \frac{3\rho}{10\eta} \left[(v_{\varphi 0}^2 h^3 \cos \theta)_n - (v_{\varphi 0}^2 h^3 \cos \theta)_s - \right. \\ \left. \left(\left(\frac{v_{\varphi 0}^2 h^3 \cos^2 \theta}{\sin \theta} \right)_n + \left(\frac{v_{\varphi 0}^2 h^3 \cos^2 \theta}{\sin \theta} \right)_s \right) \frac{\Delta \theta}{2} \right] \Delta \varphi \left. \right\} \end{aligned} \tag{13}$$

运用环形三对角矩阵算法(Circular tridiagonal

matrix algorithm,CTDMA) 求解压力场各节点压力。在球坐标系下,配流副密封带上同一仰角所在纬线上各压力节点的离散化压力控制方程可由相邻节点压力之间关系式表述^[22],即

$$A_j p_j = B_j p_{j+1} + C_j p_{j-1} + D_j \quad (j = 1, 2, \cdots, m)$$

(14)

式中 p_{j-1} 、 p_j 、 p_{j+1} ——同一纬线上相邻节点上的压力
 D_j 则包含其余压力节点的作用。

式(14)可进一步简化为相邻两节点及一个固定节点之间的关系式^[22],即

$$p_j = E_j p_{j+1} + F_j p_m + G_j$$

(15)

当 $j = 1$, 有

$$\begin{cases} p_1 = E_1 p_2 + F_1 p_m + G_1 \\ E_1 = \frac{B_1}{A_1} \\ F_1 = \frac{C_1}{A_1} \\ G_1 = \frac{D_1}{A_1} \end{cases}$$

(16)

当 $1 < j < m$, 有

$$A_{j+1} p_{j+1} = B_{j+1} p_{j+2} + C_{j+1} p_j + D_{j+1} =$$

$$B_{j+1} p_{j+2} + C_{j+1} (E_j p_{j+1} + F_j p_m + G_j) + D_{j+1}$$

(17)

其中
$$\begin{cases} E_j = B_j / (A_j - C_j E_{j-1}) \\ F_j = C_j F_{j-1} / (A_j - C_j E_{j-1}) \\ G_j = (C_j G_{j-1} + D_j) / (A_j - C_j E_{j-1}) \end{cases}$$

(18)

当 $j = m$, 有

$$(A_m - B_m F_1) p_m = B_m E_1 p_2 + B_m G_1 + C_m p_{m-1} + D_m$$

(19)

对式(19)做系数替换有

$$J_2 p_m = K_2 (E_2 p_3 + F_2 p_m + G_2) + C_m p_{m-1} + L_2$$

(20)

化简可得

$$(J_2 - K_2 F_2) p_m = K_2 E_2 p_3 + K_2 G_2 + L_2 + C_m p_{m-1}$$

(21)

类比式(21)有

$$J_3 p_m = K_3 p_3 + L_3 + C_m p_{m-1}$$

(22)

进而推导可得

$$\begin{cases} J_{j+1} = J_j - K_j F_j \\ K_{j+1} = K_j E_j \\ L_{j+1} = K_j G_j + L_j \end{cases}$$

(23)

由此类推,进行反复运算后可得

$$p_m = \frac{(K_{m-1} + C_m) G_{m-1} + L_{m-1}}{J_{m-1} + (K_{m-1} + C_m) G_{m-1} + L_{m-1}}$$

(24)

结合式(14)~(24),可解得同一纬线上各压力节点压力,进而再由密封带内外边界向内部推进求

解,获得配流副油膜压力分布。将前后两次迭代所得压力的相对误差作为收敛指标,即

$$\frac{\sum_{\Omega} |p_{(i,j)}^{k+1} - p_{(i,j)}^k|}{\sum_{\Omega} p_{(i,j)}^k} \leq \varepsilon$$

(25)

式中 k ——迭代次数 ε ——收敛判据

2 仿真

2.1 多弧槽球面配流副厚度分布与压力分布

弧槽结构主要影响配流副油膜流体动压特性,进而改善球面配流副的润滑特性。因此,本文设计 3 种弧槽结构参数,建立球面配流副弧槽结构仿真模型,分析不同球面配流副弧槽结构下的油膜压力分布规律。

结构具体参数如表 1 所示。选择仿真工况为:工作压力 35 MPa,工作转速 1 500 r/min,斜盘倾角 15.5°。

表 1 弧槽结构参数
Tab.1 Parameters of arc groove structures

参数	原始结构	弧槽结构 1	弧槽结构 2	弧槽结构 3
起点张角 $\varphi_{gs}/(^{\circ})$	0	35	25	5
终点张角 $\varphi_{ge}/(^{\circ})$	0	245	245	345
周向槽占比 δ_g	0	0.56	0.72	0.66
槽宽 w_g/mm	0	1.4	1.2	1.4
槽数 N	0	8	8	5
中心槽深 $h_{gc}/\mu\text{m}$	0	7.27	6.46	4.32

为分析原始结构与弧槽结构的油膜厚度分布和压力分布规律,分别提取不同结构下整体油膜厚度分布与对应弧槽结构下外密封带厚度分布如图 3 所示,分别提取不同结构下整体油膜压力与对应弧槽结构下外密封带压力如图 4 所示。

如图 3 所示,相比原始结构,弧槽结构在外密封带最低膜厚分别为 3.24、3.13、3.11、3.14 μm ,弧槽结构相对原始结构下降 3.1%~4.0%;如图 4 所示,对比不同弧槽结构,整体油膜压力分布最大压力约为 40.5 MPa,原始结构以及弧槽结构 1、2、3 在外密封带下的最大压力分别为 35.0、40.7、36.6、35.3 MPa,相比原始结构与弧槽结构,最大压力有显著上升,增幅最大为 16.3%。对比图 4 中外密封带高压分布区域,可见弧槽结构的高压分布区域得到延伸。

综上所述,弧槽对外密封带油膜厚度与压力分布特性有着显著影响。与原结构相比,弧槽结构最低膜厚有所减小,但降低幅度减小,而外密封带压力增幅较为明显,表明弧槽结构可有效提升球面配流副油膜承载能力。

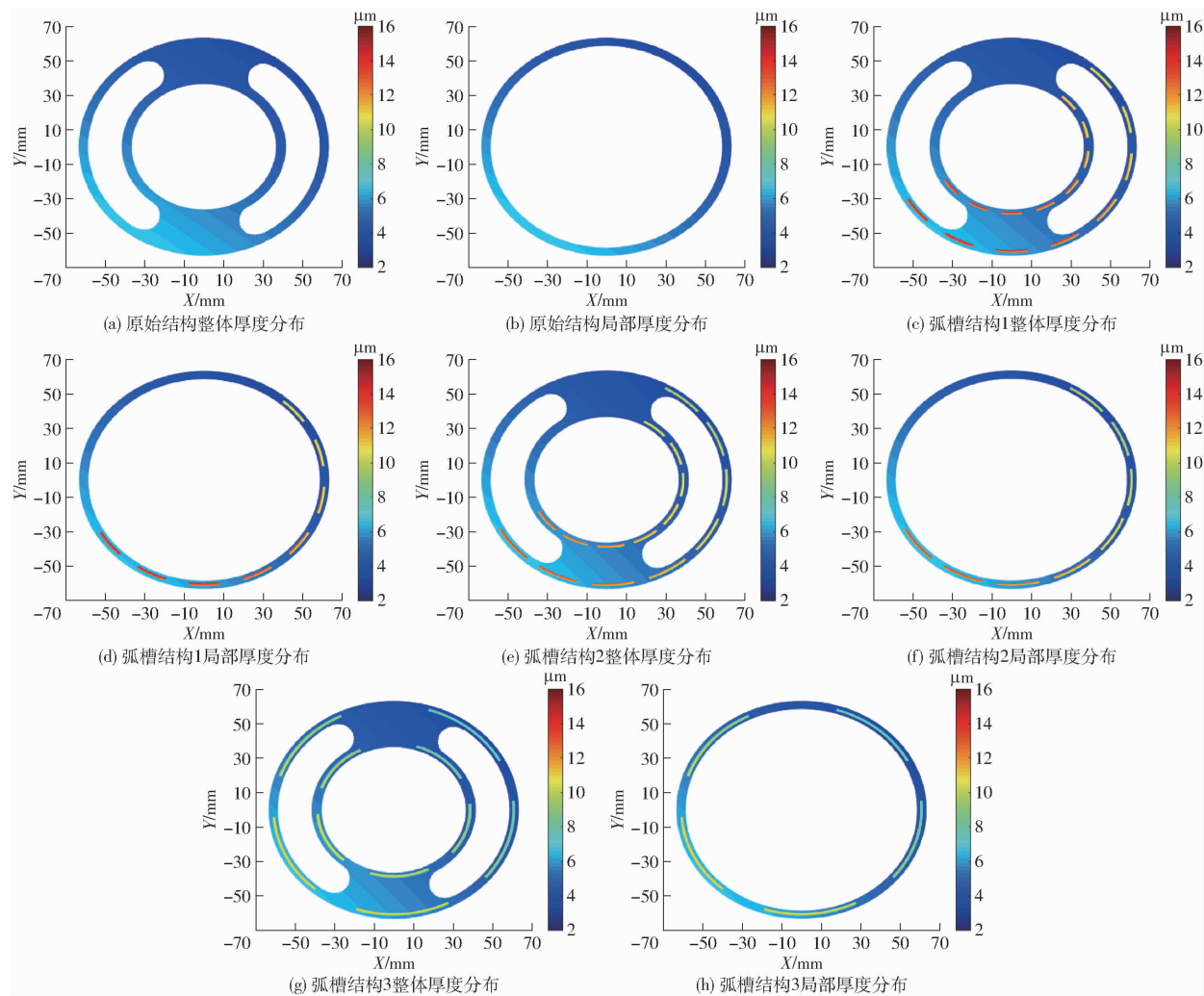


图3 球面配流副油膜厚度分布对比

Fig.3 Comparisons of thickness distributions of oil film of spherical valve-plate pair

2.2 弧槽结构对油膜润滑特性的影响

为了进一步说明弧槽结构对球面配流副油膜润滑特性的影响,本研究对多弧槽球面配流副和原始球面配流副的润滑特性进行对比分析。

图5~7给出了原始结构与弧槽结构1、2、3的缸体倾角、泄漏量以及摩擦转矩随方位角的变化规律。

由图5可知,相比原始结构,弧槽结构1、3的缸体倾角有所下降,分别下降5.1%、3.2%,而弧槽结构2相对原始结构有轻微提高,提高0.6%。由图6、7可知,弧槽结构1、2、3均在泄漏量及摩擦转矩上出现明显下降,弧槽结构球面配流副泄漏量最大下降8.1%,摩擦转矩最大下降5.9%。

仿真得到的原始结构与弧槽结构平均缸体倾角、平均泄漏量以及平均摩擦转矩如表2所示,其雷达图如图8所示。

如图8所示,相对原始结构,3种弧槽结构的特征参数均明显向内收缩,表明弧槽结构可有效改善球面配流副润滑性能。由于3组特征参数雷达图存在互相交叉,说明可进一步优化弧槽结构参数,以获

得更优特征值的弧槽结构。

3 多目标优化

3.1 优化参数设置

本文优化变量为弧槽结构参数,主要包括:分布域起点张角 φ_{gs} 、分布域终点张角 φ_{ge} 、槽宽 w_g 、周向槽占比 δ_g 、槽数 N 、中心槽深 h_{gc} ,则相应的优化变量为

$$X = (\varphi_{gs}, \varphi_{ge}, w_g, \delta_g, N, h_{gc}) \tag{26}$$

本文优化目的主要为增强球面配流副抗倾覆能力、提高油膜润滑能力,因此选用缸体倾角 γ 、泄漏量 Q 、摩擦转矩 M_f 为优化指标。

由于球面配流副运转过程中,缸体倾角 γ 、泄漏量 Q 、摩擦转矩 M_f 始终处于变化状态,为便于计算分析,采用单个周期内的平均值作为目标函数,即

$$\begin{cases} f_1(X) = \bar{\gamma} = \int_t^{t+T} \gamma dt / T \\ f_2(X) = \bar{Q} = \int_t^{t+T} Q dt / T \\ f_3(X) = \bar{M}_f = \int_t^{t+T} M_f dt / T \end{cases} \tag{27}$$

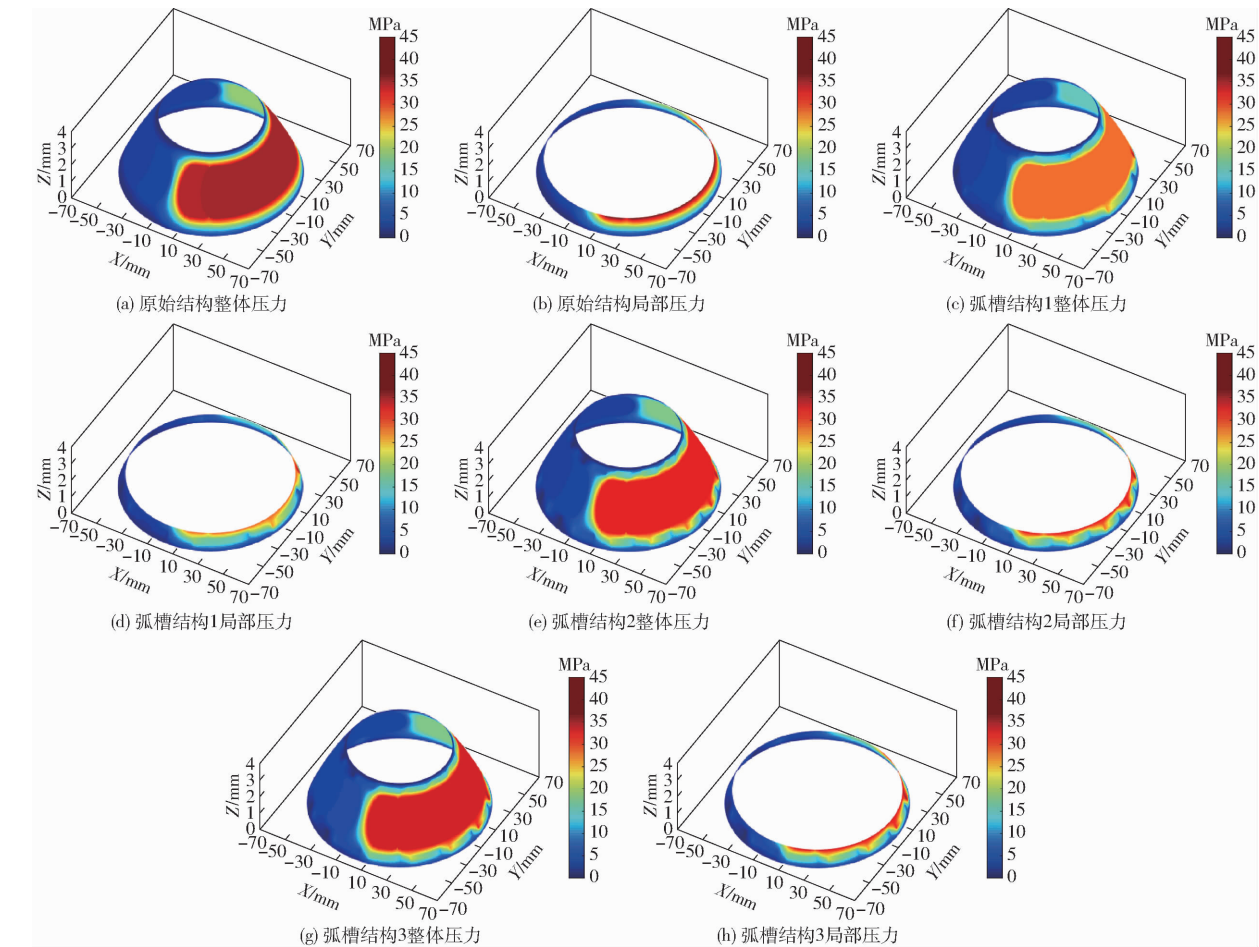


图 4 球面配流副油膜压力分布对比

Fig. 4 Comparisons of pressure distribution of oil film of spherical valve-plate pair

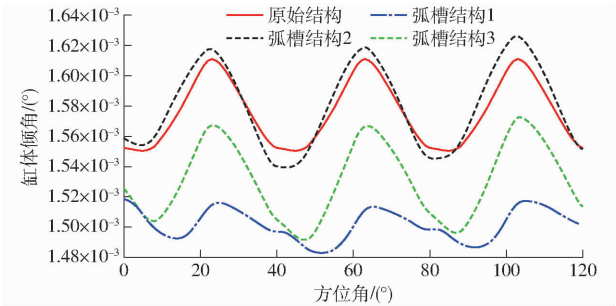


图 5 不同球面配流副结构下缸体倾角变化曲线

Fig. 5 Variations of cylinder overturning angles under different spherical valve-plate pair structures

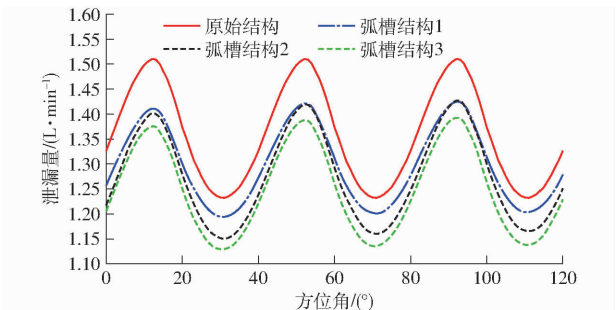


图 6 不同球面配流副结构下泄漏量变化曲线

Fig. 6 Variations of leakage losses under different spherical valve-plate pair structures

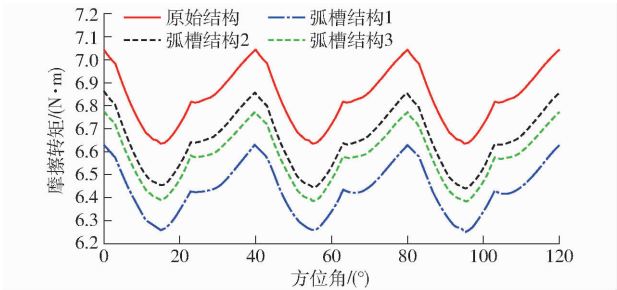


图 7 不同球面配流副结构下摩擦转矩变化曲线

Fig. 7 Variations of friction torques under different spherical valve-plate pair structures

表 2 不同球面配流副结构的平均缸体倾角、平均泄漏量和平均摩擦转矩对比

Tab. 2 Comparisons of average cylinder overturning angle, average leakage loss and average friction torque of different spherical valve-plate pair structures

结构	缸体倾角/ (°)	泄漏量/ (L·min ⁻¹)	摩擦转矩/ (N·m)
原始结构	1.58×10^{-3}	1.36	6.83
弧槽结构 1	1.50×10^{-3}	1.29	6.43
弧槽结构 2	1.58×10^{-3}	1.28	6.64
弧槽结构 3	1.53×10^{-3}	1.25	6.57
最大下降率/%	5.1	8.1	5.9

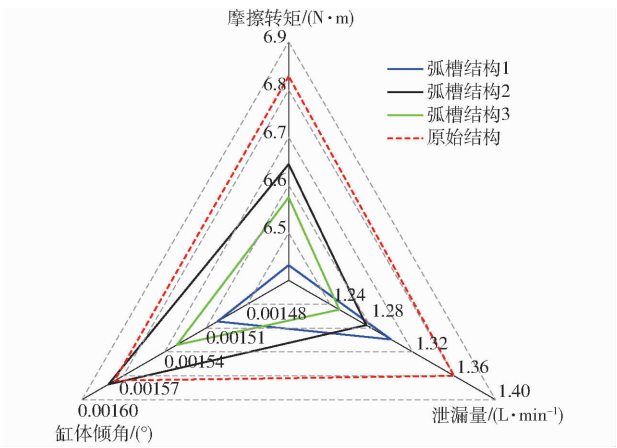


图8 不同球面配流副结构下的特征雷达图

Fig.8 Feature radar chart under different spherical valve-plate pair structures

式中 $\bar{\gamma}$ ——平均缸体倾角
 $\bar{Q}$ ——平均泄漏量
 $\bar{M}_f$ ——平均摩擦转矩

最终优化目标函数为

$$F(X)=\min(\bar{\gamma},\bar{Q},\bar{M}_f)\tag{28}$$

优化变量取值范围如表3所示。

3.2 优化模型

由于多目标优化不存在唯一最优解,因此最终解需要由决策者从求解得到的可行域中筛选。为保证解集个体的多样性,方便后续解集个体筛选具备

表3 优化变量取值范围

Tab.3 Value ranges of optimizable variables

参数	数值
起点张角 $\varphi_{gs}/(^{\circ})$	0 ~ 360
终点张角 $\varphi_{ge}/(^{\circ})$	0 ~ 360
周向槽占比 δ_g	0.1 ~ 0.9
槽宽 w_g/mm	0.5 ~ 1.5
槽数 N	3 ~ 10
中心槽深 $h_{gc}/\mu\text{m}$	2 ~ 8

更多的可操作空间,本研究运用遗传算法进行求解,并且采用并行计算解决计算效率问题。算法优化参数如表4所示,求解流程如图9所示^[22]。

表4 遗传算法优化参数

Tab.4 Optimization parameters of genetic algorithm

参数	数值
种群大小	100
遗传大小	10
帕累托分数	0.35
交叉率	1.0
遗传率	0.2
优化变量	$\varphi_{gs},\varphi_{ge},w_g,\delta_g,N,h_{gc}$
优化目标	$\bar{\gamma},\bar{Q},\bar{M}_f$

多目标遗传算法求解流程基本为:①随机产生初始种群。②计算种群个体适应度。③根据适应度和选择概率进行个体选择、交叉和变异,产生下一代

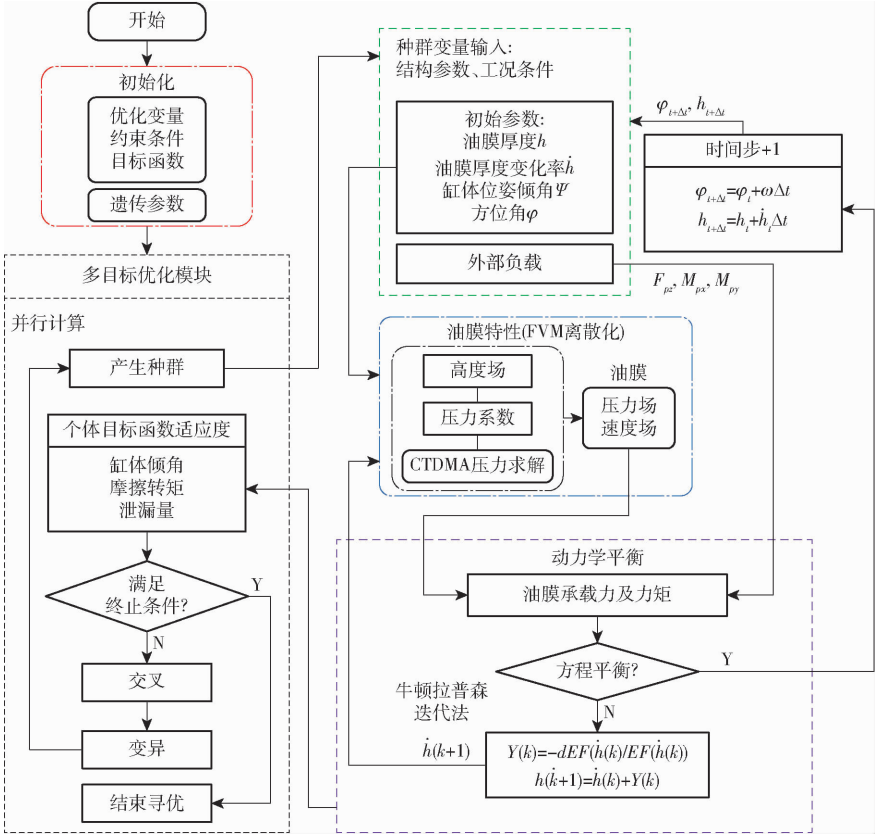


图9 多目标遗传算法优化流程图

Fig.9 Optimization process of multi-objective using genetic algorithm^[22]

种群新个体。④新个体组成新一代种群进行计算。⑤判定是否满足终止条件,否则将下一代种群代回步骤②。⑥输出帕累托最优解集。⑦决策者根据偏好或其它准则选择合适的个体。

3.3 优化结果及选择

为分析不同目标组合对优化结果的影响,将缸

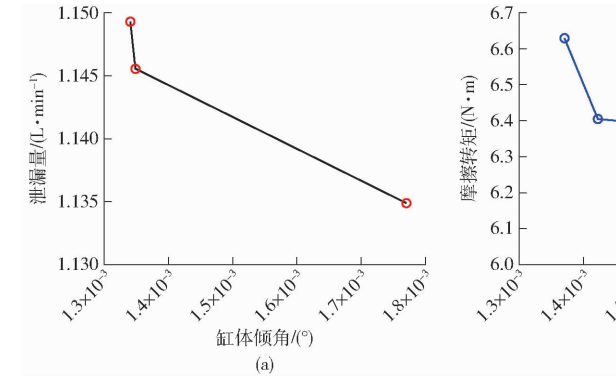


图 10 考虑两个目标函数的帕累托解集

Fig. 10 Pareto solution set considering two objective functions

量存在较大差异:其中,解集 U_1 仅得到 4 个个体;而另外两种组合分别得到 14、17 个个体,表明缸体倾角和泄漏量两个目标函数之间的冲突较小,组合得到的解集个体也较少,相对容易得到最优解。而缸体倾角与摩擦转矩,泄漏量与摩擦转矩表现出较强的冲突,在对一个目标进行优化的同时,另一个目标表现出明显的增大趋势,相应的解集个体也较多。

由图 10a 可知,解集 U_1 个体的泄漏量在 1.13 ~ 1.15 L/min 之间,差异较小,而当泄漏量进一步下降时,相应个体的缸体倾角出现了较大跨度,表明泄漏量与缸体倾角之间同样存在冲突。

由于目标函数之间存在冲突,并且实际优化通常需要考虑 3 个及以上的目标函数。因此,本研究同时考虑 3 个目标函数,经过迭代求解,解得最终优化种群的帕累托解集 U 如图 11 所示。

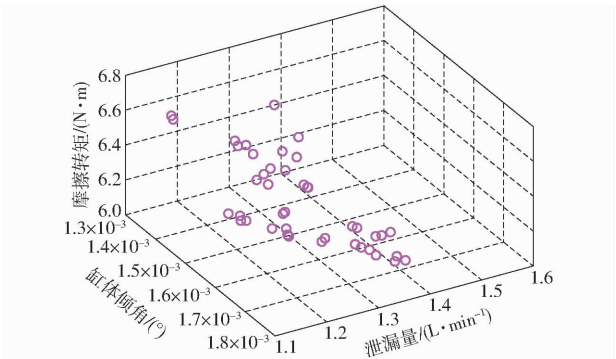


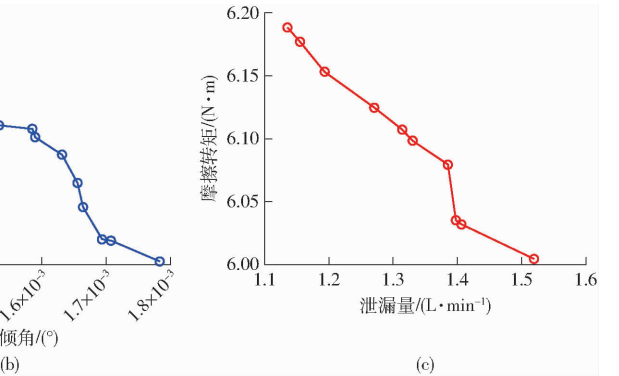
图 11 考虑 3 个目标函数的帕累托解集

Fig. 11 Pareto solution set considering three objective functions

考虑 3 个目标函数的帕累托解集包括 46 个个

体倾角、泄漏量以及摩擦转矩 3 个目标函数进行两两组合,求解分别考虑两个目标函数时的目标解集,获得不同目标组合下的帕累托解集 U_1 、 U_2 、 U_3 ,如图 10 所示。

由图 10 可知,在初始种群个体数量一致的情况下,不同的目标函数组合得到的帕累托解集个体数



体,需要根据实际需要或者其它选择准则对其筛选,选取一个或几个个体作为优化最优解。

为直观分析优化后的多弧槽球面配流副润滑性能的改善程度,将解集 U 的个体目标值与原始结构进行对比,如图 12 所示。

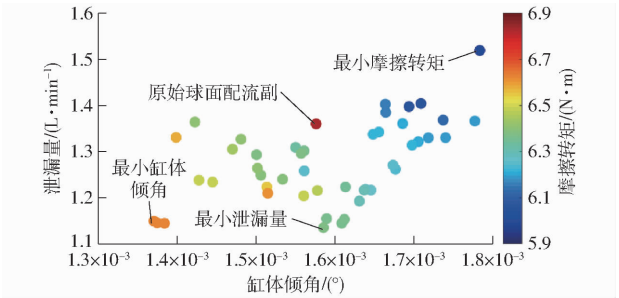


图 12 解集 U 的个体目标函数

Fig. 12 Individual objective functions of solution set U

检查个体的所有目标函数值均不高于原始结构,并在此基础上根据解集 U 中的所有目标函数值进行个体过滤,剔除存在一个或多个目标函数值大于原始结构的情况的个体,滤除标准为

$$\begin{cases} X \in U \\ f_1(X) \leq \gamma_0 \\ f_2(X) \leq Q_0 \\ f_3(X) \leq M_{j0} \end{cases} \quad (29)$$

式中 γ_0 ——原始球面配流副缸体倾角
 Q_0 ——原始球面配流副泄漏量
 M_{j0} ——原始球面配流副摩擦转矩

由此对解集 U 筛选获得解集 L ,解集 L 个体目标值如图 13 所示。

筛选后解集 L 中个体总数为 19 个,解集 L 中的

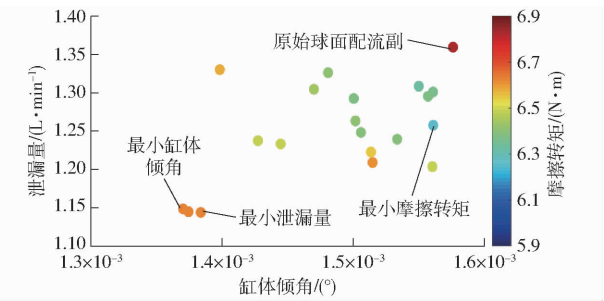


图 13 解集 L 个体目标函数

Fig. 13 Individual objective functions of solution set L

每个个体的所有目标函数均小于原始结构,有效避免了后续选择的解集个体在个别目标性能上出现表现极端不佳的现象。

采用线性加权筛选方法对个体目标函数的递减比例进行加权获得综合目标函数,从而进行二次筛选。设置 3 个目标函数的权重相等均为 1/3,最优解被选择为最佳油膜特性的结构参数,综合目标函数为

$$G(X) = \frac{1}{3} \left(\frac{\gamma_0 - f_1(X)}{\gamma_0} + \frac{Q_0 - f_2(X)}{Q_0} + \frac{M_{f0} - f_3(X)}{M_{f0}} \right) \times 100\%$$

(30)

计算可得每个个体的综合目标函数值如图 14 所示。

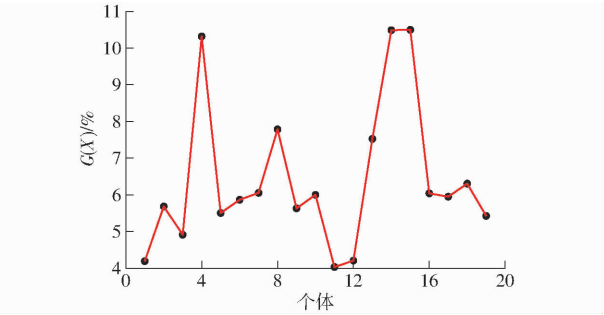


图 14 综合目标函数值

Fig. 14 Comprehensive objective function values

经过初次筛选后,解集 L 保证了个体在所有目标函数上均优于原始结构,由图 14 可知,解集 L 中每个个体至少在 1 个目标函数上相对原始结构取得了优化,其中综合性能最大优化个体为个体 15,综合性能提升达到 10.5%,最小优化个体为个体 11,综合性能提升 4.0%。

选择优化性能最高且相近的前 4 个个体,分别为个体 4、8、14 及 15,其目标函数值对比雷达图如图 15 所示。由图 15 可知,寻优过程中出现两个趋势:一个是沿着缸体倾覆角和泄漏量越来越小的趋势,如个体 4、14 及 15;另一个是沿着摩擦转矩越来越

越小的趋势,如个体 8。这是由于目标函数之间相互制衡,优化算法能有效避免对单个目标函数进行寻优,同时缸体倾角与泄漏量之间为弱冲突;相比之下,缸体倾角、泄漏量均与摩擦转矩之间呈现负相关现象,形成较强的矛盾关系。

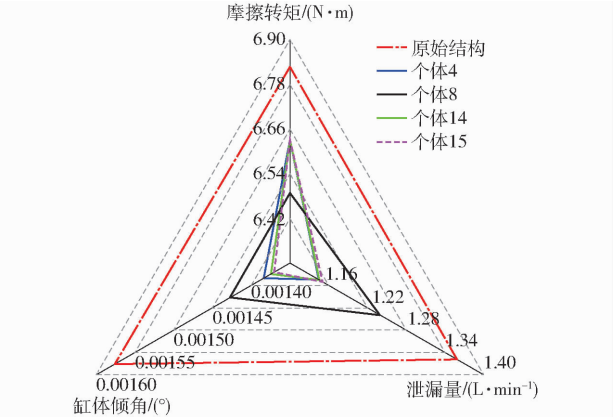


图 15 目标函数值雷达图

Fig. 15 Radar chart of objective function values

因此,决策者可根据以下两种需求进行选择或重新分配权重寻优:①对缸体位姿稳定性或容积效率有较高要求,可对缸体倾角和泄漏量赋予高权重或设为主要函数。②对球面配流副机械效率损耗控制要求较高,可对摩擦转矩赋予高权重或设为主要函数。

综上所述,本文提出的多弧槽球面配流副结构可有效提高球面配流副润滑性能,并且可同时考虑对多个性能指标优化,降低缸体倾角以提高球面配流副抗倾覆能力,降低泄漏量与摩擦转矩以提高润滑性能。

4 结论

(1)提出了一种多弧槽球面配流副结构,进行了弧槽结构参数设计,将弧槽分别置于球面配流盘内、外密封带,对多弧槽球面配流副进行了理论建模。

(2)对弧槽结构承载特性进行仿真分析,相比原始结构,弧槽结构最小膜厚下降幅度为 3.1% ~ 4.0%,弧槽结构最大压力显著提高,增幅提高为 16.3%。

(3)基于遗传算法对多弧槽球面配流盘结构进行多目标参数寻优。对比原始结构,弧槽结构球面配流副缸体倾角最大下降 5.1%,泄漏量最大下降 8.1%,摩擦转矩最大下降 5.9%,最终获得的最优解集个体综合目标函数提升 10.5%,有效提升了球面配流副的润滑性能。

参 考 文 献

- [1] ZHANG Junhui, WANG Di, XU Bing, et al. Experimental and numerical investigation of flow forces in a seat valve using a damping sleeve with orifices[J]. *Journal of Zhejiang University-Science A: Applied Physics & Engineering*, 2018, 19(6): 417–430.
- [2] YE Shaogan, ZHANG Junhui, XU Bing. Noise reduction of an axial piston pump by valve plate optimization[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 31(1): 1–16.
- [3] CHENG Min, LUO Shiqi, DING Ruqi, et al. Dynamic impact of hydraulic systems using pressure feedback for active damping[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2021, 89: 454–469.
- [4] SHI Hu, YUE Yinyun, WANG Haitao, et al. Design and performance analysis of human walking induced energy recovery system by means of hydraulic energy conversion and storage[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 217(6): 113008.
- [5] 刘思远,王广达,孙红梅,等. 基于润滑机理的智能液压元件本体性能预测方法[J]. *中国机械工程*, 2020, 31(8): 952–959.
- LIU Siyuan, WANG Guangda, SUN Hongmei, et al. Prediction method of performance of intelligent hydraulic components based on lubrication mechanism[J]. *China Mechanical Engineering*, 2020, 31(8): 952–959. (in Chinese)
- [6] BERGADA J M, WATTON J, KUMAR S. Pressure, flow, force, and torque between the barrel and port plate in an axial piston pump[J]. *Journal of Dynamic Systems Measurement & Control*, 2008, 130(1): 011011–1–16.
- [7] 王凯丽,曹学鹏,曹皓清,等. 基于 CFD 的深海柱塞泵配流副流场特性分析[J]. *液压与气动*, 2018, 42(12): 37–42.
- WANG Kaili, CAO Xuepeng, CAO Haoqing, et al. Flow field characteristics analysis based on CFD for port plate pair of piston pump in ocean-depths[J]. *Chinese Hydraulics and Pneumatics*, 2018, 42(12): 37–42. (in Chinese)
- [8] ZHU Y, CHEN X, ZOU J, et al. A study on the influence of surface topography on the low-speed tribological performance of port plates in axial piston pumps[J]. *Wear*, 2015, 338: 406–417.
- [9] 叶绍干,葛纪刚,侯亮,等. 基于遗传算法的轴向柱塞泵配流盘密封环结构多目标优化[J]. *农业机械学报*, 2022, 53(1): 441–450.
- YE Shaogan, GE Jigang, HOU Liang, et al. Multi-objective optimization of cylinder/valve-plate seal ring in axial piston pump based on genetic algorithm[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2022, 53(1): 441–450. (in Chinese)
- [10] 宁志强,卫立新,张瑞,等. 基于多核 CPU 的复杂液压产品快速并行优化方法[J]. *农业机械学报*, 2022, 53(4): 441–449.
- NING Zhiqiang, WEI Lixin, ZHANG Rui, et al. Rapid parallel optimization method of complex hydraulic product based on multi-core CPU[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2022, 53(4): 441–449. (in Chinese)
- [11] 窦振华,牛蒯楷,赵二辉,等. 柱塞泵配流副滑摩界面摩擦磨损及热力耦合分析[J]. *液压与气动*, 2021, 45(8): 88–96.
- DOU Zhenhua, NIU Linkai, ZHAO Erhui, et al. Thermo-mechanical coupling analysis of port plates contact surface in piston pumps[J]. *Chinese Hydraulics and Pneumatics*, 2021, 45(8): 88–96. (in Chinese)
- [12] 荆崇波,周俊杰,刘建豪,等. 球活套式液压泵锥形配流副自适应润滑特性[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2019, 51(1): 162–169.
- JING Chongbo, ZHOU Junjie, LIU Jianhao, et al. Self-adapting lubrication characteristics of conical coupling of ball piston hydraulic pump[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2019, 51(1): 162–169. (in Chinese)
- [13] 张晓刚,闫政,权龙,等. 双排油轴向柱塞泵配流特性理论分析与试验[J]. *农业机械学报*, 2017, 48(6): 373–380.
- ZHANG Xiaogang, YAN Zheng, QUAN Long, et al. Theoretical analysis and experiment on flow allocation characteristics of dual discharging axial piston pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2017, 48(6): 373–380. (in Chinese)
- [14] 潘阳,李毅波,黄明辉,等. 双联轴向柱塞泵配流盘优化与流量脉动特性分析[J]. *农业机械学报*, 2016, 47(4): 391–398.
- PAN Yang, LI Yibo, HUANG Minghui, et al. Valve plate improvement and flow ripple characteristic analysis for double compound axial piston pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016, 47(4): 391–398. (in Chinese)
- [15] CHACON R. Cylinder block/valve plate interface performance investigation through the introduction of micro-surface shaping [D]. West Lafayette: Purdue University, 2014.
- [16] GEFFROY S, WEGNER S, GELS S, et al. New design concepts for the tribological contact of cylinder block and valve plate [C]//*Fluid Power Systems Technology*. American Society of Mechanical Engineers, 2020.
- [17] 赵愿,周俊杰,荆崇波,等. 轴向柱塞泵端面开槽配流副动压支撑特性[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2018, 50(1): 169–174.
- ZHAO Yuan, ZHOU Junjie, JING Chongbo, et al. Dynamic pressure support characteristics of slotted end flow distribution pair of axial piston pump[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2018, 50(1): 169–174. (in Chinese)
- [18] 童哲铭,陈尧,童水光,等. 基于 NSGA-III 算法的低比转速离心泵多目标优化设计[J]. *中国机械工程*, 2020, 31(18): 2239–2246.
- TONG Zheming, CHEN Yao, TONG Shuiguang, et al. Multi-objective optimization design of low specific speed centrifugal pumps based on NSGA-III algorithm[J]. *China Mechanical Engineering*, 2020, 31(18): 2239–2246. (in Chinese)
- [19] CHEN Yuan, ZHANG Junhui, XU Bing, et al. Multi-objective optimization of micron-scale surface textures for the cylinder/valve plate interface in axial piston pumps[J]. *Tribology International*, 2019, 138: 316–329.
- [20] JI Jinghu, FU Yonghong, BI Qinsheng. Influence of geometric shapes on the hydrodynamic lubrication of a partially textured slider with micro-grooves[J]. *Journal of Tribology*, 2014, 136(4): 041702.
- [21] ZHANG Junhui, CHEN Yuan, XU Bing, et al. Effect of surface texture on wear reduction of the tilting cylinder and the valve plate for a high-speed electro-hydrostatic actuator pump[J]. *Wear*, 2018, 414: 68–78.
- [22] 叶绍干,赖伟群,侯亮,等. 锥形缸体球面配流副润滑特性建模及试验验证[J]. *中国机械工程*, 2022, 33(20): 2420–2428.
- YE Shaogan, LAI Weiqun, HOU Liang, et al. Modeling and experimental validation of lubrication characteristics of spherical valve-plate pair with conical cylinder block[J]. *China Mechanical Engineering*, 2022, 33(20): 2420–2428. (in Chinese)