doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.01.005

摆盘压缩机气缸分布圆半径优化设计

王　强[1,3],李鹏飞[2,3],杜　鑫[2,3],王素金[2,3],高秀峰[1,3],李　云[1,3]
（1. 西安交通大学 化学工程与技术学院,西安 710049;2. 航空工业庆安集团有限公司,西安 710082;
3. 航空工业庆安－西安交通大学高压高速流体机械联合研究中心,西安 710049）

摘　要:为了改善无油润滑摆盘压缩机的活塞环偏磨现象,针对两类典型防自转结构下的摆盘压缩机,构建摆盘处球铰及连杆的运动模型,并以周期运动内连杆平均倾角最小为优化目标,提出基于遗传算法的气缸分布圆半径优化设计方法。研究表明,在锥齿轮防自转结构下,各相位气缸对应的最优分布圆半径相同;在滚子直导槽防自转结构下,各相位气缸对应的最优分布圆半径不同,但可采用均值作为统一的分布圆半径,对各相位连杆平均倾角的影响很小,低于 5‰;当摆盘倾角在 25°以内时,在两类防自转结构下摆盘压缩机的最优气缸分布圆半径设计值几乎相同。将本优化设计方法应用于多种现有摆盘机构,连杆平均倾角降低约为 21.4%~28.6%,活塞侧向力峰值降低约为 19.5%~49.6%。本优化设计方法可有效改善活塞环偏磨现象。

关键词:摆盘压缩机;无油润滑;活塞环偏磨;气缸分布圆;运动学分析;优化设计
中图分类号:TH45　　**文献标志码:**A

Optimized design of cylinder distribution circle radius for wobble plate compressor

WANG Qiang[1,3], LI Pengfei[2,3], DU Xin[2,3], WANG Sujin[2,3], GAO Xufeng[1,3], LI Yun[1,3]
(1.School of Chemical Engineering and Technology, Xi′an Jiaotong University, Xi′an 710049, China;
2.Qingan Group Co., Ltd., Xi′an 710082, China;
3.AVIC Qingan and XJTU United Research Center for High-Pressure and High-Speed Fluid Machinery, Xi′an 710049, China)

Abstract: In order to improve the phenomenon of piston ring eccentric wear in oil-free lubricated wobble plate compressors, for wobble plate compressors under two typical types of anti-rotation structures, the motion models of the ball hinge on wobble plate and the connecting rod were constructed, and the optimization design method of cylinder distribution radius based on genetic algorithm with the optimization objective of minimizing the average tilting angle of the connecting rod in the motion period was proposed. The study shows that the best distribution circle radius of cylinder is the same for each phase under the bevel gear anti-rotation structure; and the best distribution circle radius corresponding to cylinder in each phase is different for each phase under the roller-straight groove anti-rotation structure, but the mean value can be used as a uniform distribution circle radius, and at this time the effect on the average tilting angle of the connecting rod in each phase is extremely small, less than 5‰; When the tilting angle of the wobble plate is 25° or less, the optimal design values of the cylinder distribution circle radius of the wobble plate compressor under the two types of anti-rotation structures are almost the same. By applying this optimization design method to a variety of existing wobble plate mechanisms, the average tilting angle of the connecting rod is reduced by nearly 21.4%~28.6%, and the peak piston lateral force is reduced by nearly 19.5%~49.6%. This optimization design method can effectively improve the eccentric wear phenomenon of piston ring.

Key words: wobble plate compressor; oil-free lubrication; piston ring eccentric wear; cylinder distribution circle; kinematic analysis; optimization design

0　引言

摆盘压缩机结构紧凑、效率高、运行平稳,被广泛应用于汽车空调系统、机载气源系统和化工生产系统等场景[1-5]。有时基于环境限制或产品要求,摆盘压缩机采用无油润滑,但易出现活塞

收稿日期: 2024－01－24　**修回日期:** 2024－07－21
基金项目: 陕西省高校联合项目(2021GXLH-Z-077)

环偏磨现象，导致整机能效降低和活塞环密封能力减弱等问题。

连杆作为摆盘与活塞间的重要传动部件，其倾斜状态会对活塞处侧向力和活塞环偏磨产生显著影响[6]。图 1 示出在无油润滑条件下活塞处受力状态，连杆倾斜时会在活塞处形成侧向力，使活塞向一侧偏移并挤压活塞环，导致活塞环在该侧承受更大接触压力并加剧磨损。连杆倾角越小，活塞侧向力越小，活塞环偏磨程度越低。连杆倾斜状态同时受摆盘处球铰运动和气缸定位影响。图 2 示出摆盘压缩机结构设计逻辑关系，在摆盘结构参数确定后，气缸分布圆半径仍可在一定范围内调整，并将显著影响连杆倾斜状态，故其设计值需要参考摆盘处球铰运动。

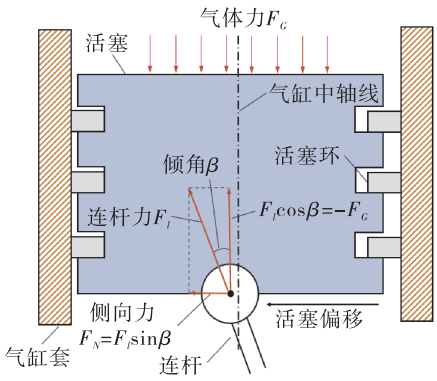


图 1 无油润滑条件下活塞处受力状态

Fig.1 Force state at piston under oil-free lubrication condition

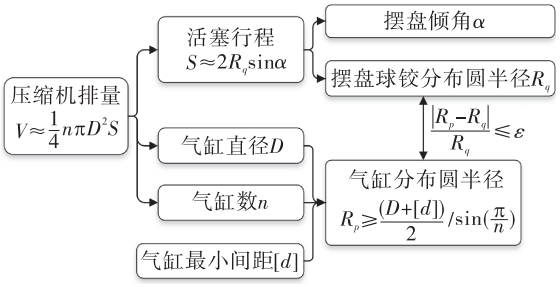


图 2 摆盘压缩机结构设计逻辑关系

Fig.2 Logical relationship of structural design of wobble plate compressor

摆盘压缩机借助摆盘机构实现传动，在不同防自转结构下摆盘机构的运动特征不同。最典型的两大类防自转结构为锥齿轮结构和滚子直导槽结构，还存在弹性直导槽、“8”字槽等改进结构，但摆盘运动形式类同于前两者[7-9]。TOJO 等[10]建立三重坐标系描述了滚子直导槽式摆盘压缩机的运动特性，提出球铰运动轨迹和连杆倾角的总体方程，该模型也被 WANG 等[11]应用于综合活塞力和阻力矩分析。马国远等[12]较早开展摆盘压缩机研究，提出了变容量摆盘压缩机的运动学模型，并研究了其动力学特性。吴朝晖等[13]提出摆盘发动机通用运动模型，明确了不同防自转结构下的摆盘运动特征。朱拥勇等[14]通过分析摆盘处球铰运动方程，初步展示球铰的双扭线特征。周铁军等[15]开展滚子直导槽约束下摆盘处点的位移分析。武泽宇[16]在此基础上研究，展示摆盘处点的类“8”字运动轨迹。张雨潇[17-18]分析了锥齿轮式摆盘发动机摆盘处球铰的位置曲线。然而现有结合摆盘处球铰运动特征开展连杆倾角分析和气缸分布圆半径设计的研究较少，导致现有摆盘压缩机在设计气缸分布圆半径时仍缺乏理论参考。

本文围绕无油润滑摆盘压缩机的活塞环偏磨问题，拟通过优化设计气缸分布圆半径以减小连杆倾角，进而降低活塞侧向力、改善活塞环偏磨现象。同时对锥齿轮和滚子直导槽两类典型防自转结构的摆盘压缩机开展研究，结合摆盘处球铰运动特征分析提出连杆运动模型，并以周期运动内连杆平均倾角最小为优化目标，提出气缸分布圆半径优化设计方法，为摆盘压缩机气缸分布圆半径设计提供理论参考。

1 摆盘压缩机运动模型

1.1 摆盘压缩机结构与几何关系

以某一四列锥齿轮式摆盘压缩机为例，展示摆盘压缩机基本结构，图 3 示出简化后模型。锥齿轮式与滚子直导槽式摆盘压缩机仅在防自转结构和作用原理上不同。两者的摆盘结构如图 4 所示，前者通过一对锥齿轮啮合，使摆盘以与主轴相同频率匀速摆动；后者在摆盘侧边缘加工滚轮，并利用直导槽将滚轮限位在一平面内以限制摆盘自转。

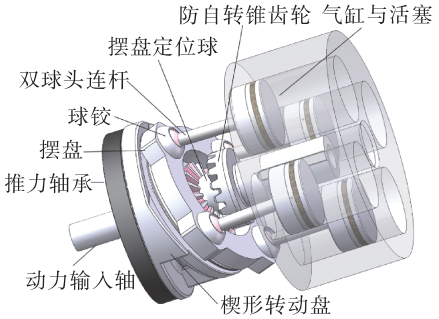
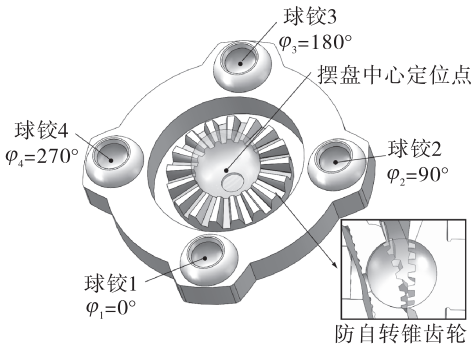
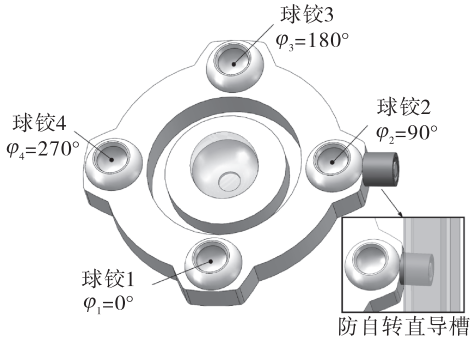


图 3 四列锥齿轮式摆盘压缩机模型

Fig.3 Model of four-cylinder wobble plate compressor with bevel gear structure



（a）锥齿轮防自转型



（b）滚子直导槽防自转型

图 4　不同防自转类型的摆盘结构

Fig.4　Structures of wobble plate with different anti-rotation types

摆盘压缩机主要运动结构及几何关系如图 5 所示。模型中默认摆盘各球铰中心和摆盘中心定位点在同一平面。重要结构尺寸参数包括摆盘倾角α、摆盘球铰分布圆半径 R_q、气缸分布圆半径 R_p 和连杆长度 L。连杆两端分别与摆盘和活塞相连，因此，倾角β受摆盘球铰运动和气缸定位影响。由于摆盘结构优先确定，气缸定位应参考摆盘球铰运动以限制连杆倾角。

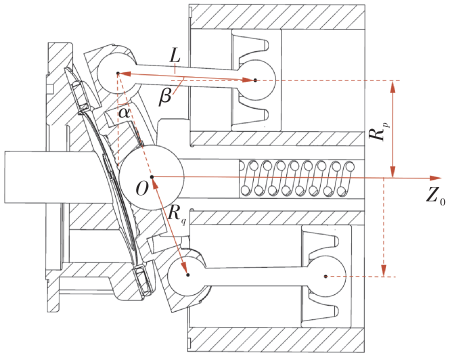


图 5　摆盘压缩机主要运动结构与几何关系

Fig.5　Main kinematic structures and geometrical relations of wobble plate compressor

1.2　摆盘笛卡尔联合坐标系构建

为了描述摆盘处球铰运动和连杆运动，参考 TOJO 的研究[9]构建如图 6 所示的笛卡尔联合坐标系，包括原点重合于摆盘中心定位点 O 的基准固定坐标系 $X_0Y_0Z_0$、摆盘随动坐标系 XYZ 和摆盘投影坐标系 $X'Y'Z'$。$X_0Y_0Z_0$ 为系统的基准坐标系，Z_0 轴重合于驱动轴主轴线。假设摆盘正置时处于水平基准参考面，X_0，Y_0 轴分别对应其球窝分布相位角φ_1=0°和φ_2=90°。坐标系 XYZ 的 XOY 平面位于摆盘平面，Y 轴始终位于摆盘最高点所在相位，在盘面上扫过角度θ。坐标系 $X'Y'Z'$ 为 XYZ 在水平基准参考面上的投影，Y' 轴与 Y 轴夹角为摆盘倾角α。Y' 轴与 Y_0 轴间夹角为主轴逆时针转动角度θ'。本研究将平行于主轴（Z_0 轴）的运动称为轴向运动，将投影于主轴法向平面（X_0OY_0 平面）的运动称为径向运动。

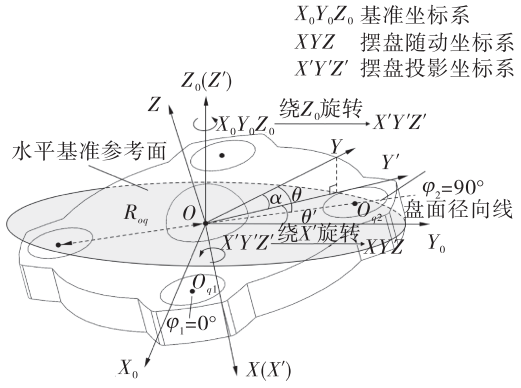


图 6　摆盘笛卡尔联合坐标系

Fig.6　Joint Cartesian coordinate system on wobble plate

1.3　摆盘处球铰运动模型

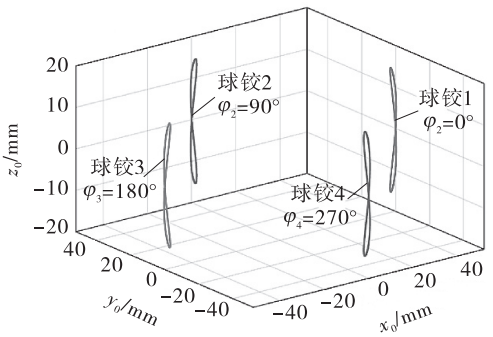
摆盘各相位球铰在基准固定坐标系 $X_0Y_0Z_0$ 中的坐标满足如下关系[10]：

$$\begin{cases} x_{0-q}=R_q\left[\cos(\varphi-\theta)\cos\theta'-\sin(\varphi-\theta)\cos\alpha\sin\theta'\right] \\ y_{0-q}=R_q\left[\cos(\varphi-\theta)\sin\theta'+\sin(\varphi-\theta)\cos\alpha\cos\theta'\right] \\ z_{0-q}=R_q\sin(\varphi-\theta)\sin\alpha \end{cases} \tag{1}$$

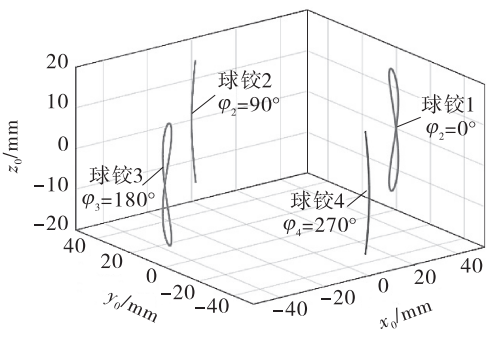
对式（1）经过三角函数积化和差等系列变形后，得到如下形式：

$$\begin{cases} x_{0-q}=R_q\left[\dfrac{1-\cos\alpha}{2}\cos(\theta+\theta'-\varphi)+\dfrac{1+\cos\alpha}{2}\cos(\varphi+\theta'-\theta)\right] \\ y_{0-q}=R_q\left[\dfrac{1-\cos\alpha}{2}\sin(\theta+\theta'-\varphi)+\dfrac{1+\cos\alpha}{2}\sin(\varphi+\theta'-\theta)\right] \\ z_{0-q}=R_q\sin(\varphi-\theta)\sin\alpha \end{cases} \tag{2}$$

在锥齿轮防自转结构下，$\theta=\theta'$，观察式（2）可知，球铰中心径向运动轨迹呈以［0.5（1+cosα）cosφR_q，0.5（1+cosα）sinφR_q］为圆心，0.5（1−cosα）R_q 为半径的圆形。在滚子直导槽防自转结构下，θ =arctan（tanαcosθ'），球铰运动轨迹并不规则。以示例中四列摆盘压缩机为例，假设 R_q=50 mm，α =20°，在不同防自转结构下球铰运动轨迹如图 7 所示。在锥齿轮防自转结构下，轨迹为一凹向摆盘中心且对称的类 “8” 字形。而在滚子直导槽防自转结构下，受约束端球铰轨迹呈往复弧线，而非约束端球铰轨迹仍为类 “8” 字形。



（a）锥齿轮防自转型



（b）滚子直导槽防自转型

图 7 不同防自转形式下的摆盘处球铰运动轨迹

Fig. 7 Trajectory of ball hinge on wobble plate under different anti-rotation forms

1.4 连杆运动模型

连杆一端位于摆盘球铰处，另一端位于活塞处，活塞在 $X_0Y_0Z_0$ 中的坐标满足如下关系[10]：

$$\begin{cases} x_{0-p}=R_p\cos\varphi \\ y_{0-p}=R_p\sin\varphi \end{cases} \tag{3}$$

连杆两端在 X_0OY_0 平面投影后的径向距离为：

$$\Delta r=\left[\left(x_{0-p}-x_{0-q}\right)^2+\left(y_{0-p}-y_{0-q}\right)^2\right]^{1/2} \tag{4}$$

连杆瞬时倾角为：

$$\beta=\arcsin\left(\Delta r/L\right) \tag{5}$$

当连杆长度一定时，其倾角受摆盘处球铰运动轨迹和气缸定位的影响。在摆盘结构优先确定时，气缸分布圆半径应成为待优化参数，以减小连杆倾角。

2 气缸分布圆半径优化设计模型

2.1 优化目标

以连杆在周期运动中的平均倾角最小为优化目标，连杆平均倾角满足：

$$\beta_{\text{avg}}=\frac{1}{T}\int_0^T\arcsin\left(\Delta r/L\right)\mathrm{d}t=\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi}\arcsin\left(\Delta r/L\right)\mathrm{d}\theta' \tag{6}$$

结合式（3）和式（4），则目标函数为：

$$\min\beta_{\text{avg}}=\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi}\arcsin\left\{\left[\left(R_p\cos\varphi-x_{0-q}\right)^2+\left(R_p\sin\varphi-y_{0-q}\right)^2\right]^{1/2}/L\right\}\mathrm{d}\theta' \tag{7}$$

设计变量为气缸分布圆半径 R_p，如图 8 所示。假设点 K 为相位φ处气缸中心的最优定位点，所在分布圆半径为 R_K，优化目的即为在相位φ处求取一点，当满足约束条件$(R_p)_{\min}\leqslant R_p\leqslant(R_p)_{\max}$时，使其无限逼近最优定位点 K。

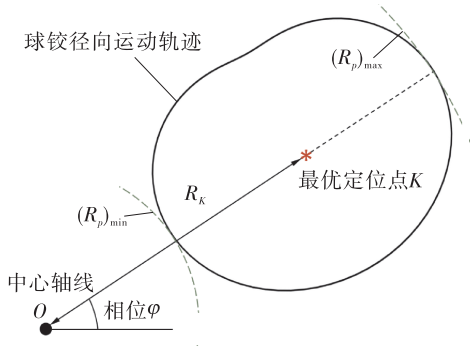


图 8 气缸分布圆半径优化设计示意

Fig.8 Schematic diagram of cylinder distribution circle radius optimization design

2.2 约束条件

为了保证连杆运动不受活塞处球座干扰，连杆倾角最大值应小于 10°[19-20]，即满足：

$$\beta_{\max}=\arcsin\left(\Delta r_{\max}/L\right)<10° \tag{8}$$

气缸分布圆半径选值应在摆盘摆动过程中球铰的径向运动范围内，也即满足：

$$\begin{cases} R_p \geqslant R_q \cos\alpha \\ R_p \leqslant R_q \end{cases} \tag{9}$$

2.3 求解方法与优化结果

基于目标函数复杂不可导，常规最优化算法往往无法应用，或存在计算效率低、易落入局部最优等缺点。遗传算法采用高效的多点寻优思路，以目标函数值为寻优方向，并基于概率搜索实现了全局寻优，具备较强的鲁棒性[21-23]。本优化模型采用遗传算法求解，其过程如图 9 所示。设置每代种群数为 50，交叉概率 P_c=0.8，变异概率 P_m=0.05，以连杆平均倾角的倒数 $1/\beta_{\text{avg}}$ 作为个体适应度，进化代数 200 次或适应度方差≤ 0.01 为结束条件。

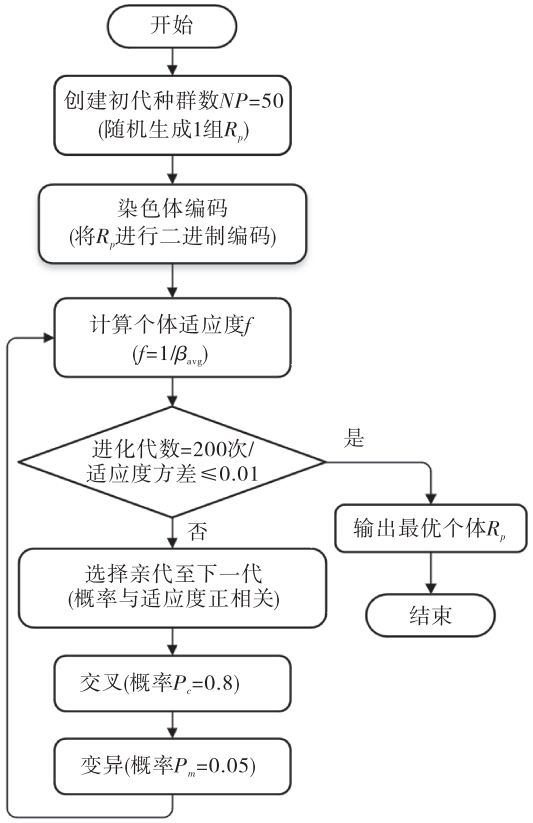


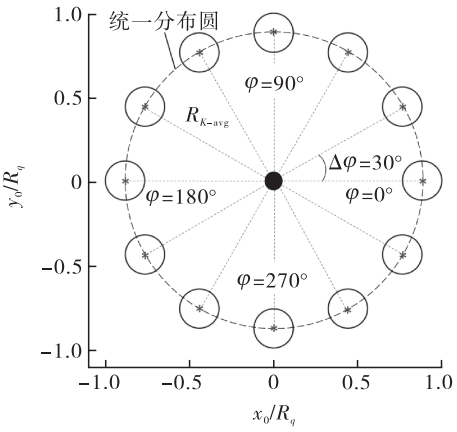
图 9 遗传算法求解流程

Fig.9 Solution process of genetic algorithm

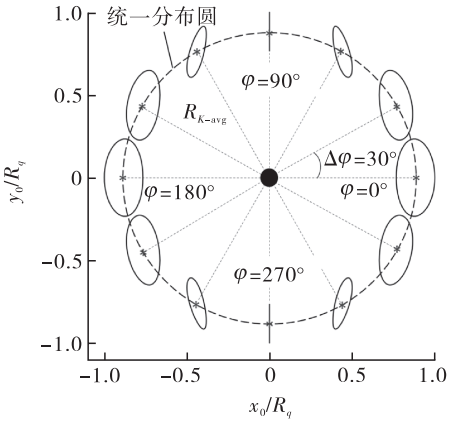
针对锥齿轮防自转结构，摆盘处球铰在径向呈匀速运动且轨迹为圆形，气缸中心最优定位点 K 位于圆心处，即满足 R_K=0.5（1+cos α）R_q。而采用滚子直导槽防自转结构时，各相位处球铰径向轨迹存在差异，气缸中心最优定位点 K 所在分布圆半径 R_K 并不相同。由于产品上常会统一加工尺寸，在求得各相位的气缸中心最优定位点 K 和最优分布圆半径 R_K 后，采用均值 $R_{K-\text{avg}}$ 作为统一的气缸分布圆半径，满足：

$$R_{K-\text{avg}} = \frac{\Delta\varphi}{360}\sum_{i=1}^{360/\Delta\varphi} R_{K-i}(\varphi) \tag{10}$$

间隔 $\Delta\varphi$ =30°，摆盘倾角 α =40°（一般 α ≤ 30°，选取 40°是为便于展示轨迹特征）时，在不同防自转结构下摆盘各相位的球铰径向运动轨迹及统一气缸分布圆如图 10 所示。在锥齿轮防自转结构下，各相位球铰的径向运动轨迹均为圆形，各气缸最优分布圆半径 R_K 相等，因此 $R_{K-\text{avg}}$=R_K=0.5（1+cosα）R_q。在滚子直导槽防自转结构下，各相位球铰的径向运动轨迹虽有差异，但在摆盘的对称位置上形状特征相似，因此后续分析可在［0°，90°］相位区间展开。



（a）锥齿轮防自转型



（b）滚子直导槽防自转型

图 10 不同防自转结构下摆盘球铰径向运动轨迹及统一气缸分布圆（α =40°）

Fig.10 Radial trajectories of ball hinge and uniform cylinder distribution circle under different anti-rotation structures（α =40°）

对于各相位而言，采用统一的气缸分布圆半径 $R_{K-\mathrm{avg}}$ 代替各气缸对应的最优分布圆半径 R_K 可能影响连杆平均倾角，造成连杆平均倾角增大。为了评估该影响，采用连杆平均倾角相对增量 δ 表征，定义为：

$$\delta=\frac{\beta_{\mathrm{avg}}\left|_{R_p=R_{K-\mathrm{avg}}}-\beta_{\mathrm{avg}}\right|_{R_p=R_K}}{\beta_{\mathrm{avg}}\left|_{R_p=R_K}\right.}\times 100\% \tag{11}$$

锥齿轮防自转结构的各相位气缸对应的最优分布圆半径 R_K 相等，因此 δ=0。滚子直导槽防自转结构的 $R_{K-\mathrm{avg}}$ 对于各相位并非最优值，各相位处连杆平均倾角相对增量 δ，如图 11 所示。当 $\alpha\leqslant 30°$ 时，各相位 δ 始终小于 5‰，认为各相位连杆的平均倾角受影响可近似忽略，因此可采用统一气缸分布圆半径优化设计值 $R_{K-\mathrm{avg}}$ 代替各相位处的 R_K。

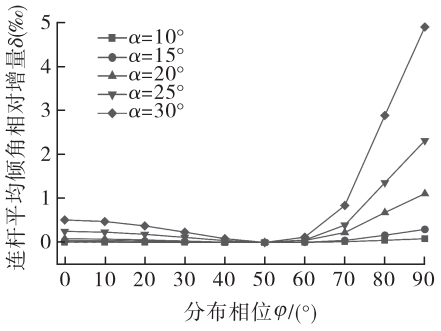


图 11 $R_{K-\mathrm{avg}}$ 代替 R_K 时连杆平均倾角相对增量

Fig.11 Relative increment of average tilting angle of connecting rod when $R_{K-\mathrm{avg}}$ replaces R_K

不同防自转结构的统一气缸分布圆半径优化设计值 $R_{K-\mathrm{avg}}$ 见表 1。当摆盘倾角 $\alpha\leqslant 25°$ 时，两者近乎相同，可统一采用 R_p=0.5(1+cosα)R_q 作为气缸分布圆半径设计值。

表 1 两类防自转结构的统一气缸分布圆半径优化设计值

Tab.1 Optimized design values of uniform cylinder distribution circle radius for two anti-rotation structures

α/(°)	$R_{K-\mathrm{avg}}(/R_q)$	
	锥齿轮式	滚子直导槽式
10	0.992	0.992
15	0.983	0.983
20	0.970	0.970
25	0.953	0.953
30	0.933	0.932

2.4 气缸分布圆半径优化设计模型应用

由于活塞环偏磨的程度与活塞侧向力峰值密切相关，在应用本优化模型降低连杆平均倾角同时，还应评估本模型对活塞侧向力峰值的影响效果。由于综合活塞力主要成分为气体力，因此可近似忽略往复惯性力和摩擦力，此时活塞侧向力 F_N 满足关系：

$$F_N=F_l\sin\beta\approx F_G\tan\beta \tag{12}$$

式中，F_l 为连杆力；F_G 为气体力。

为验证本优化模型的优化效果，选取 3 种前人研究中具有不同防自转结构的摆盘机构（含摆盘压缩机和摆盘发动机），应用本优化模型进行气缸分布圆半径优化，结果见表 2。相比原结构，无论对锥齿轮防自转结构还是滚子直导槽防自转结构，优化后的气缸分布圆半径均使连杆平均倾角明显减小，减小约为 21.4%~28.6%，活塞侧向力峰值 $F_{N-\max}$ 降低约为 19.5%~49.6%。可见，本研究提出的气缸分布圆半径优化设计方法，可有效减小连杆平均倾角，并降低活塞侧向力峰值，改善活塞环偏磨现象。

表 2 应用本文优化模型的气缸分布圆半径优化实例与优化结果

Tab.2 Examples and results of cylinder distribution circle radius optimization applying the optimization model

项目	实例 1[2]	实例 2[8]	实例 3[16]
类型	锥齿轮式摆盘压缩机	滚子导槽式摆盘发动机	锥齿轮式摆盘发动机
R_q/mm	36.5	103.0	110.0
α/(°)	23	20	20
优化前 R_p/mm	33.35	97	110
优化后 R_p/mm	35.05	99.89	106.68
优化前$\overline{\beta_{\mathrm{avg}}}$/(°)	2.48	1.30	1.73
优化后$\overline{\beta_{\mathrm{avg}}}$/(°)	1.77	1.01	1.36
$\overline{\beta_{\mathrm{avg}}}$减小百分比(%)	28.6	22.3	21.4
优化前 $F_{N-\max}$/kN	0.071	2.15	4.46
优化后 $F_{N-\max}$/kN	0.042	1.73	2.25
$F_{N-\max}$ 减小百分比(%)	41.1	19.5	49.6

3 结论

（1）不同防自转结构下摆盘压缩机的摆盘处球铰运动轨迹特征存在差异。摆盘处球铰运动轨迹的空间形貌主要呈自交的类 “8” 字形。在锥齿轮防自转结构下，各相位的球铰径向运动轨迹均呈圆形；在滚子直导槽防自转结构下，非约束端球铰径向运动轨迹呈类椭圆形，且随分布相位不

同而存在差异，但在摆盘的对称位置上形状特征相似。

（2）不同防自转结构下摆盘压缩机气缸分布圆半径优化设计值存在差异。在锥齿轮防自转结构下，R_p 最优设计值为 $R_p=R_K=0.5(1+\cos\alpha)R_q$；在滚子直导槽防自转结构下，各相位对应 R_K 不同，可采用均值作为统一的分布圆半径，即 $R_p=R_{K\text{-avg}}$，此时对各相位连杆平均倾角的影响低于5‰，可近似忽略。当摆盘倾角$\alpha\leqslant 25°$时，气缸分布圆半径 R_p 最优设计值近乎相同，可统一取 $R_p=0.5(1+\cos\alpha)R_q$。

（3）本研究提出的气缸分布圆半径优化方法，可有效降低连杆平均倾角，并降低活塞侧向力峰值，改善活塞环偏磨现象。将本优化设计方法应用于多种现有摆盘机构，连杆平均倾角降低约为21.4%~28.6%，活塞侧向力峰值降低约为19.5%~49.6%。

参考文献：

[1] 郁永章 . 容积式压缩机技术手册[M]. 北京：机械工业出版社，2000.
YU Y Z.Volumetric compressor technical manual[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2000.

[2] 章大海，张晓慧，王振波 . 基于涡旋压缩机的容积式压缩机的三维数值模拟技术[J]. 流体机械，2016，44(3)：18－21.
ZHANG D H, ZHANG X H, WANG Z B. Threedimensional numerical simulation technology of volumetric compressor based on scroll compressor[J]. Fluid Machinery, 2016, 44(3): 18 –21.

[3] 靳晓雄，黄锁成，张立军，等 .SE-508 型摆盘式压缩机动力学分析及计算[J]. 压缩机技术，2002(5)：5－7.
JIN X X, HUANG S C, ZHANG L J, et al.Dynamic analysis and calculation of SE-508 wobble plate compressor[J].Compressor Technology, 2002(5):5－7.

[4] 严彦，魏凌霄，李鹏飞，等 . 气压弹射系统用微型压缩机动态转矩特性[J]. 流体机械，2023，51(2)：41－47.
YAN Y, WEI L X, LI P F, et al.Dynamic torque characteristics of miniature air compressor for pneumatic ejection system[J].Fluid Machinery, 2023, 51(2): 41－47.

[5] JOSE S S, CHIDAMBARAM R K.Electric vehicle air conditioning system and its optimization for extended range-a review[J].World Electric Vehicle Journal, 2022, 13(11): 204.

[6] DELPRETE C, RAZAVYKIA A, BALDISSERA P. Detailed analysis of piston secondary motion and tribological performance[J].International Journal of Engine Research, 2020, 21(9): 1647－1661.

[7] 李冬梅，王树宗，王德石 . 摆盘发动机约束机构的动力学分析[J]. 武汉理工大学学报（交通科学与工程版），2004，28(6)：803－806.
LI D M, WANG S Z, WANG D S.Dynamics analysis of a wobble plate engine restraint mechanism[J].Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering Edition), 2004, 28(6): 803－806.

[8] 李鑫，王志刚，万荣华，等 . 基于虚拟样机技术的鱼雷周转斜盘发动机动力学分析[J]. 鱼雷技术，2011，19(4)：285－289.
LI X, WANG Z G, WAN R H, et al.Dynamic analysis of torpedo turnover swash plate engine based on virtual prototype technology[J].Torpedo Technology, 2011, 19(4): 285－289.

[9] 梁伟阁，张振山，朱锐 . 周转斜盘发动机动力学分析与优化[J]. 华中科技大学学报（自然科学版），2013，41(4)：26－30.
LIANG W G, ZHANG Z S, ZHU R.Dynamic analysis and optimization of swinging swash plate engine[J].Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2013, 41(4): 26－30.

[10] TOJO K, TAKAO K, NAKAMURA Y, et al.A study on the kinematics of a variable displacement compressor for automotive air conditioners[J].International Compressor Engineering Conference, 1988, 665: 496－504.

[11] WANG S L, SUN J J, CAO F.Investigating fatigue failure of core motion mechanism for a small oil-free wobble-plate compressor[J].International Journal of Refrigeration, 2020, 117: 346－357.

[12] 马国远，李富平，郁永章 . 汽车空调用变容量压缩机的动力特性[J]. 流体机械，1994，32(4)：51－58.
MA G Y, LI F P, YU Y Z.Dynamic characteristics of variable-capacity compressors for automotive air conditioning[J].Fluid Machinery, 1994, 32(4): 51－58.

[13] 吴朝晖，王树宗，宋保维，等 . 摆盘发动机动态过程的数学模型[J]. 机械科学与技术，2003，22(1)：48－50.
WU Z H, WANG S Z, SONG B W, et al.Mathematical modeling of dynamic processes in a wobble plate engine[J].Mechanical Science and Technology, 2003, 22(1): 48－50.

[14] 朱拥勇，王德石 . 基于封闭矩阵方程的空间摆盘机构运动学分析[J]. 机械设计，2006，23(2)：57－59.

ZHU Y Y, WANG D S.Kinematic analysis of spatial wobble plate mechanism based on closed matrix equations [J].Mechanical Design, 2006, 23(2): 57 – 59.

[15] 周铁军, 张翼, 苏江波, 等. 摆盘发动机摆盘机构的运动分析[J]. 中国农机化学报, 2014, 35(3): 157 – 160.
ZHOU T J, ZHANG Y, SU J B, et al.Motion analysis of wobble plate mechanism of wobble plate engine [J]. Chinese Journal of Agricultural Machinery Chemistry, 2014, 35(3): 157 – 160.

[16] 武泽宇. 摆盘式发动机 Z 轴—摆盘机构动力学分析[D]. 太原: 中北大学, 2015.
WU Z Y.Dynamic analysis of Z-axis-wobble plate mechanism of wobble plate engine [D].Taiyuan: North Central University, 2015.

[17] 张雨潇. 斜盘发动机设计与动力学仿真[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2022.
ZHANG Y X.Design and dynamic simulation of swash plate engine [D].Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2022.

[18] 邓涛, 郑宇惟, 张雨潇, 等. 斜盘发动机摆盘机构参数对动力性能影响分析[J]. 机械传动, 2023, 47(6): 107 – 114.
DENG T, ZHENG Y W, ZHANG Y X, et al.Analysis of the influence of swing mechanism parameters on the dynamic performance of a swash plate engine [J]. Mechanical Transmission, 2023, 47(6): 107 – 114.

[19] 钱志博, 胡欲立, 赵寅生, 等. 鱼雷摆盘发动机基本结构参数优化数学模型的研究[J]. 机械科学与技术, 2000(2): 234 – 235.
QIAN Z B, HU Y L, ZHAO Y S, et al.Research on mathematical model for optimisation of basic structural parameters of torpedo engine [J].Mechanical Science and Technology, 2000(2): 234 – 235.

[20] 王炳坤. 航空发动机电液伺服动力驱动机构复合控制方法研究[J]. 液压气动与密封, 2023, 43(11): 38 – 41.
WANG B K. Research on compound control method of aeroengine electro-hydraulic servo power drive mechanism [J].Hydraulics Pneumatics & Seals, 2023, 43(11): 38 – 41.

[21] 葛显龙, 王伟鑫, 李顺勇. 智能算法及应用[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2017.
GE X L, WANG W X, LI S Y.Intelligent algorithms and applications [M].Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2017.

[22] KATOCH S, CHAUHAN S S, KUMAR V.A review on genetic algorithm: past, present, and future [J]. Multimedia Tools and Applications, 2020, 80(5): 31 – 36.

[23] WANG Z, SOBEY A.A comparative review between Genetic Algorithm use in composite optimization and the state-of-the-art in evolutionary computation [J]. Composite Structures, 2020, 233: 111739.

作者简介: 王强(2000), 男, 博士研究生, 主要从事化工过程流体机械方面的研究工作, E – mail: wq31415926526535@stu.xjtu.edu.cn。

通信作者: 李鹏飞(1984), 高级工程师, 主要从事高效流体机械研究与开发方面的研究工作, 通信地址: 710082 陕西省西安市莲湖区大庆路 628 号航空工业庆安集团有限公司, E – mail: 215757584@qq.com。

本文引用格式:
王强, 李鹏飞, 杜鑫, 等. 摆盘压缩机气缸分布圆半径优化设计[J]. 流体机械, 2025, 53(1): 33 – 40.
WANG Q, LI P F, DU X, et al.Optimized design of cylinder distribution circle radius for wobble plate compressor [J].Fluid Machinery, 2025, 53(1): 33 – 40.

(上接第 32 页)

[20] 吕忠斌, 刘洁琼, 曹璞钰, 等. 基于正交试验的低比转数离心泵高效设计[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(12): 1189 – 1195.
LYU Z B, LIU J Q, CAO P Y, et al. High-efficiency design of low specific speed centrifugal pump based on orthogonal tests [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(12): 1189 – 1195.

[21] 中华人民共和国工业和信息化部. 一般用途罗茨鼓风机 第 2 部分: 性能试验方法: JB/T 8941.2—2014 [S]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China. Roots type blowers for general purpose—Part 2: Performance test methods: JB/T 8941.2—2014 [S].Beijing: China Machine Press, 2014.

作者简介: 刘建停(1996), 男, 硕士研究生, 主要从事旋转机械内部流动特性研究, 通信地址: 221004 江苏省徐州市鼓楼区金山桥街道荆山路徐工集团工程机械研究院有限公司, E – mail: 2863690696@qq.com。

本文引用格式:
刘建停, 李杨, 李晓配, 等. 内设回流槽的罗茨真空泵流动特性研究[J]. 流体机械, 2025, 53(1): 25 – 32.
LIU J T, LI Y, LI X P, et al.The investigation of flow characteristics in Roots vacuum pump with internal return cavity [J].Fluid Machinery, 2025, 53(1): 25 – 32.