doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.01.004

设计计算

内设回流槽的罗茨真空泵流动特性研究

刘建停[1,2],李　杨[1,2],李晓配[1,2],李海强[1,2]

（1.江苏徐工工程机械研究院有限公司,江苏徐州 221001;2.高端工程机械智能制造全国重点实验室,江苏徐州 221001）

摘　要:针对罗茨真空泵因排气脉动引起的气体动力性噪声问题,设计等深矩形、渐扩矩形、等深弧形、渐扩弧形 4 种不同结构的回流槽模型,运用 RNG k-ε湍流模型和动网格技术分析回流槽结构对排气压力、流量及内部流场的影响,并通过试验对模型进行验证。研究结果表明,回流槽结构可提高泵腔内基元容积的压力,有效抑制出口处高压气体返流,改善排气侧压力和流量波动,但同时会引起进口流量减小;当入口压力为 30~76 kPa 时,与其他 3 种回流槽相比,等深矩形回流槽的排气压力和流量的波动幅度最小,分别为 1.31~6.97 kPa 和 0.39~1.48 m^3/s。研究结果可为罗茨真空泵降噪的结构设计优化提供理论依据。

关键词:罗茨真空泵;回流槽;压力;流量;波动幅度

中图分类号:TH36　　**文献标志码:**A

The investigation of flow characteristics in Roots vacuum pump with internal return cavity

LIU Jianting[1,2], LI Yang[1,2], LI Xiaopei[1,2], LI Haiqiang[1,2]

（1.Jiangsu XCMG Construction Machinery Research Institute Co., Ltd., Xuzhou 221001, China;
2.State Key Laboratory of Intelligent Manufacturing of Advanced Construction Machinery, Xuzhou 221001, China）

Abstract: In order to solve gas dynamic noise of Roots vacuum pump due to gas pulsation, return cavity models of four different structures, such as constant rectangular, expanding rectangular, constant depth arc and expanding arc cavities, were designed. The effects of return cavity structure on exhaust pressure, flow rate and internal flow field were analyzed by using the RNG k-ε turbulence model and dynamic mesh method, and were verified by experiment. The research results show that the return cavity can increase the pressure of primitives volume in the pump chamber, which effectively suppresses high-pressure gas backflow and improve pressure and flow fluctuation at the outlet. Meanwhile, it can cause lower volumetric flow at inlet. When the inlet pressure is 30~76 kPa, compared with other three return cavities, the fluctuation amplitude of exhaust pressure and flow rate are the lowest at the outlet of constant depth rectangular return cavity (1.31~6.97 kPa and 0.39~1.48 m^3/s, respectively). The research results can provide a theoretical basis for noise reduction and structural optimization of the Roots vacuum pump.

Key words: Roots vacuum pump; return cavity; pressure; flow rate; fluctuation amplitude

0　引言

罗茨真空泵是一种容积式泵,具有结构简单、流量范围广、压比范围大等特点,广泛应用于化工、石油领域的真空系统[1-3]。但由于气流脉动现象引发气体动力性噪声,影响其进一步推广和使用。

气体动力性噪声中以排气端脉动噪声为主,为缓解罗茨泵排气脉动,国内外学者对转子、进出口及壳体结构进行了大量的研究[4-5]。其中,壳体结构由于加工工艺和制造成本的优势,备受研究人员的关注。高进[7]和冯力等[8]基于回流分析和预进气原理,对内回流结构进行理论设计和试验研究,结果发现带内回流结构的罗茨风机噪声明显减小。符明[9]针对基元容积开放突然性问题,利用 MathCAD 设计出一种渐扩型内回流槽,并对其排气噪声和压力波动进行试验研究。

收稿日期: 2024－01－10　**修回日期:** 2024－05－07

基金项目: 国家重点研发计划项目(2021YFC3090404)

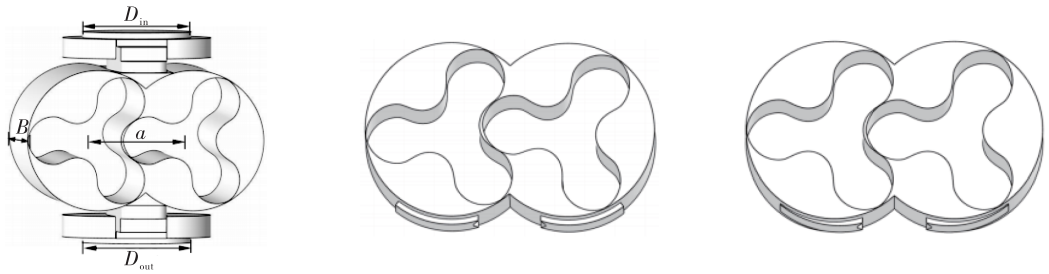
张顾钟等[10]和刘厚根等[11]对带渐扩型内回流槽的罗茨风机进行二维仿真，发现在壳体内壁开设内回流槽结构可以有效缓解出口处的回流冲击，减小排气流量脉动。在此基础上，郑淑丽[12]利用动网格技术对罗茨风机内部流场进行二维模拟，研究内回流槽开启角度对进、出口流量的影响，结果表明，当开启角度为50°时，出口瞬时流量最大，排气端漩涡尺度明显减小。

由于强旋流动自身的复杂性，现有研究主要基于单一回流槽开展二维仿真，并未考虑回流槽形状对排气脉动的影响。此外，由于间隙处的网格数量较少，难以捕捉间隙处的气体泄漏行为，仿真结果与试验差距较大。为进一步探究不同形状的回流槽对罗茨泵排气脉动的影响，本文设计了等深矩形、渐扩矩形、等深弧形、渐扩弧形4种不同结构的回流槽模型，并基于Simerics的动网格技术对间隙位置划分多层网格，开展罗茨泵流动特性的三维数值模拟，研究结果揭示了回流槽形状对排气脉动的影响规律，验证了仿真与试验的一致性，并将为罗茨真空泵结构设计优化提供理论参考。

1 仿真模型与方法

1.1 几何模型

图1(a)示出罗茨真空泵流体域示意，分为吸气区域、排气区域和旋转区域三部分。其中，吸气口直径D_{in}=156 mm，排气口直径D_{out}=156 mm，转子中心距a=137.6 mm，转子厚度B=380 mm，额定转速n=2 900 r/min。在靠近罗茨泵出口位置加工有一定深度的凹槽，根据转子与凹槽外表面的间隙变化，分为等深回流槽和渐扩回流槽，相应流体域(旋转腔部分)如图1(b)和图1(c)所示。

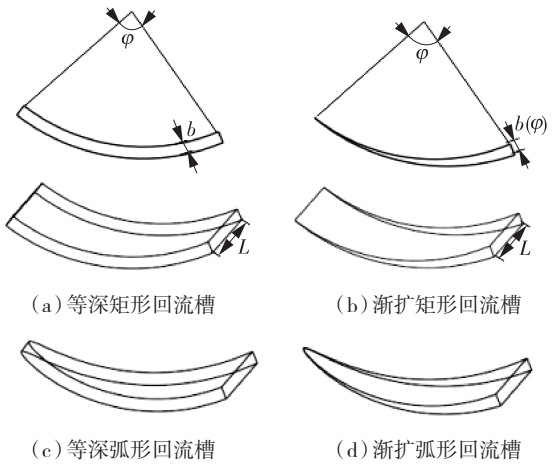


(a)罗茨真空泵 (b)等深回流槽 (c)渐扩回流槽

图1 罗茨真空泵流体域示意

Fig.1 Structural diagram of fluid domain of Roots vacuum pump

图2示出4种不同形状的回流槽设计示意，定义回流槽长度为L，深度为b，开启角度为φ。与等深回流槽相比，渐扩回流槽深度为开启角度的函数，即$b(\varphi)$=0.1φ，其值随开启角度的增加而增加。上述几何参数的具体取值见表1。



(a)等深矩形回流槽 (b)渐扩矩形回流槽

(c)等深弧形回流槽 (d)渐扩弧形回流槽

图2 4种不同形状的回流槽设计示意

Fig.2 Schematic diagram of design of reflux cavities

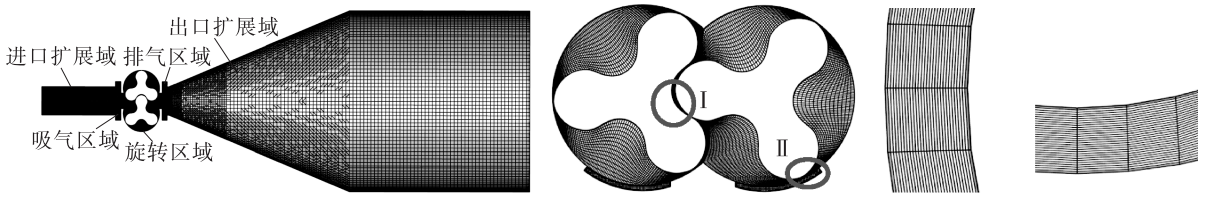
表1 回流槽几何参数取值

Tab.1 Geometric parameter values of reflux cavities

模型	回流槽形状	L/mm	b/mm	φ/(°)
模型0	无回流槽	—	—	—
模型1	等深矩形回流槽	200	6	60
模型2	渐扩矩形回流槽	200	0~6	60
模型3	等深弧形回流槽	200	6	60
模型4	渐扩弧形回流槽	200	0~6	60

1.2 网格划分

鉴于罗茨真空泵吸、排气区域和旋转区域运动状态不同，采取分块划分网格方法。针对处于静止状态的进、排气区域划分笛卡尔网格，对于发生转动和变形的旋转区域，采用动网格技术，实现流体域变形过程中的网格重构。基于罗茨泵试验布置(入口连接管道、出口直排大气)，为保证边界条件与试验相符，在进、出口增加扩展域，具体网格划分结果如图3所示。为捕捉罗茨泵内间隙泄漏特征，对回流槽及泵内间隙网格进行加密处理，如图3(c)(d)所示，经网格无关性验证，确定网格总数为1 099 211个。



（a）全局网格 （b）动网格 （c）Ⅰ处局部放大 （d）Ⅱ处局部放大

图 3 罗茨真空泵网格划分示意

Fig.3 Meshing diagram of Roots vacuum pump

1.3 控制方程

罗茨真空泵通过泵腔内两转子同步相向旋转，完成定容压缩和周期性吸、排气等工作过程，属于流动与传热相耦合的可压缩流动，内部流体遵循质量、动量和能量守恒定律，其控制方程如下：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\right)=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\rho\overline{u_i' u_j'}\right)+F_{vol} \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho E\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\rho E+P\right)u_j\right]=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)+S_T \tag{3}$$

式中，ρ为空气平均密度，kg/m^3；u 为空气平均流速，m/s；u' 为空气脉动流速，m/s；μ为空气动力黏度，Pa·s；F_{vol} 为附加体积力源项，N；E 为空气广义内能，J/kg；P 为空气平均压力，Pa；λ为导热系数，W/（m·K）；T 为空气平均温度，K；S_T 为能量源项，W/m^3。

1.4 边界条件和求解设置

罗茨真空泵进、出口边界分别设置为绝对压力入口和绝对压力出口[10]，基于实际工作条件设置：入口压力 P_{in}=30~100 kPa，出口为大气压，入口气体温度和出口回流温度为 300 K，壳体及转子表面设为绝热无滑移边界条件。在高负压条件下，考虑流体可压缩性，假定气体密度遵循理想气体状态方程。

泵腔内空气在转子作用下呈强旋流动，为保证内部流场仿真结果准确性，采用 RNG k-ε湍流模型[16-20]。控制方程对流项采用二阶迎风格式离散，扩散项采用中心差分格式离散，速度场与压力场耦合采用 SimpleS 算法。采用定时间步长进行迭代计算，时间步长为 5×10^{-5} s，每次迭代的最大步数为 100。

1.5 模型验证

根据 JB/T 8941.2—2014《一般用途罗茨鼓风机 第 2 部分：性能试验方法》[21]，对罗茨真空泵开展性能测试，如图 4 所示。通过改变阀门开度，测量不同入口压力下的体积流量和轴功率（轴功率等于转子表面的扭矩与角速度的乘积）。结果如图 5 所示。

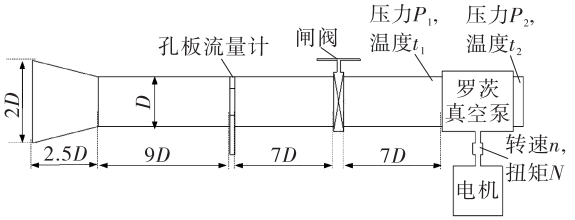
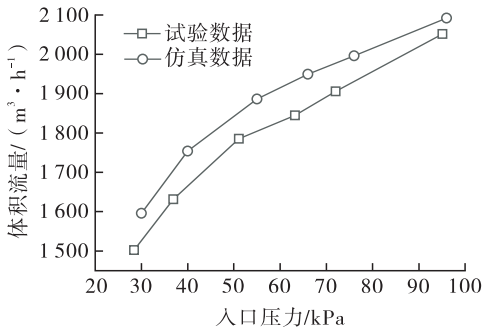
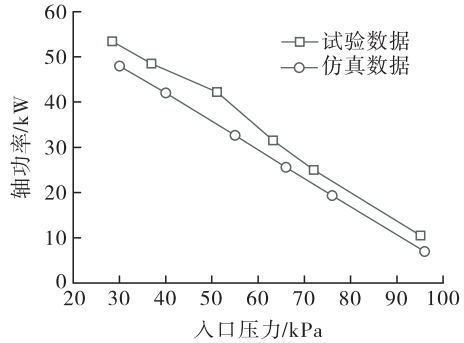


图 4 罗茨真空泵性能试验

Fig.4 Roots vacuum pump performance experiment



（a）体积流量



（b）轴功率

图 5 罗茨真空泵试验与仿真对比

Fig.5 Comparison of experiment and simulation in Roots vacuum pump

图 5（a）（b）分别示出了转速 n=2 900 r/min 时，罗茨真空泵在不同入口压力下体积流量、轴功率的仿真值与试验值的对比。由图 5（a）可知，体积流量随入口压力的增加而增加，由于仿真模型未考虑轴向间隙引起的内泄漏，仿真流量高于试验流量，二者最大误差为 7.5%。由图 5（b）可知，轴功率随入口压力的增加而减小，由于未考虑联轴器、齿轮等部件的传动损失，轴功率的仿真值低于试验值，二者最大误差为 8.1%。因此，可以采用相应的模型研究罗茨真空泵内流动特性。

2 结果分析

2.1 抽气性能对比

图 6 示出了有、无回流槽的罗茨真空泵抽气流量随入口压力的变化。在相同工况下，内设回流槽的罗茨真空泵抽气流量略低于原始结构（无回流槽），随入口压力的增加，抽气流量间的差异逐渐减小。当入口压力为 30 kPa 时，与原始结构相比，内设回流槽的罗茨真空泵抽气流量降低 4%~7%。

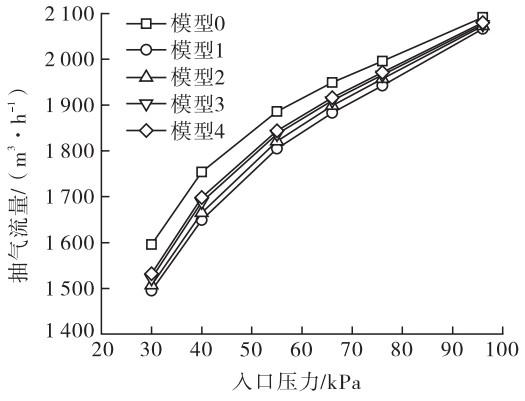


图 6 抽气流量的对比

Fig.6 Comparison of volumetric flow rate

2.2 排气压力脉动对比

图 7 示出 P_{in}=55 kPa 时，内设回流槽的罗茨真空泵排气压力随转动角度的变化。可以看出，排气压力随转动角度呈周期性波动，当转动角度由 0°增至 360°时，排气压力上下波动 6 次。与原始结构（模型 0）相比，内设回流槽的罗茨真空泵压力波动明显减小。其中，等深矩形回流槽压力波动最小（99.2~102.9 kPa）；等深弧形和渐扩矩形次之（98.6~103.5 kPa）；渐扩弧形回流槽波动相对较高（98.4~103.8 kPa）。

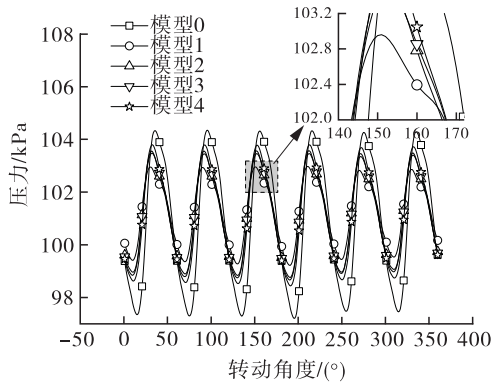


图 7 排气压力随转动角度的变化（n=2 900 r/min）

Fig.7 Variation of exhaust pressure with rotation angle (n=2 900 r/min)

图 8 示出不同工况下的排气压力波幅。从图中可知，排气压力波动幅度随入口压力的增加呈线性减小的趋势。相同工况下，内设回流槽的罗茨泵排气压力波幅明显低于原始结构。当入口压力 P_{in}=30~76 kPa 时，等深矩形回流槽的压力波幅仅为 1.31~6.97 kPa，比渐扩弧形回流槽的压力波幅低 19%~54%，等深弧形和渐扩矩形回流槽的压力波幅介于二者之间，波幅范围为 2.35~7.97 kPa。

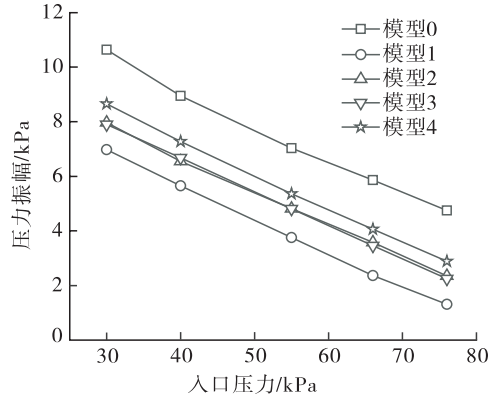
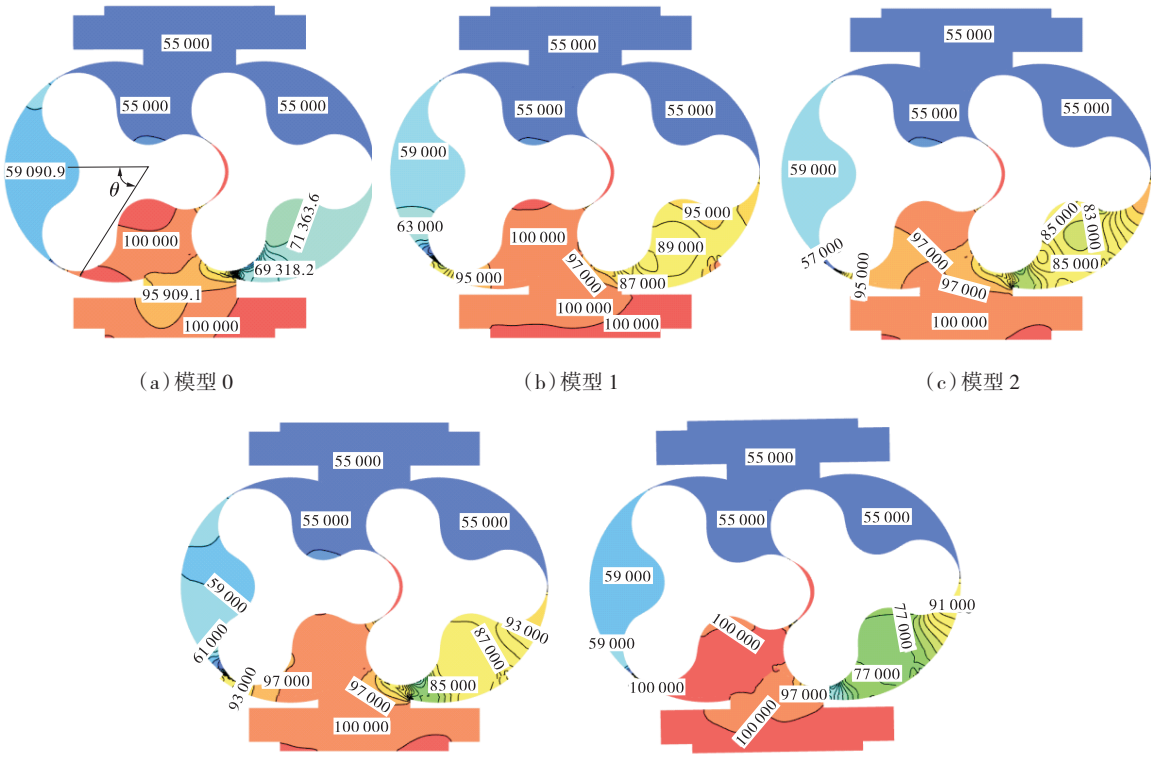


图 8 排气压力波幅的对比

Fig.8 Comparison of exhaust pressure fluctuation amplitude

2.3 压力分布对比

定义转角θ为转子头部与水平方向的夹角，如图 9（a）所示，图 9~11 对比了有无回流槽的罗茨泵在不同转角下的压力分布。由图可知，当θ=60°时，内设回流槽的罗茨泵转子与回流槽接触，在转子齿峰附近形成密集压力梯度，如图 9（b）~9（e）所示；当θ=90°时，在回流槽持续返流作用下，基元容积内压力明显高于原始结构；当转角增至 120°时，基元容积与排气端联通，此时进入排气阶段。

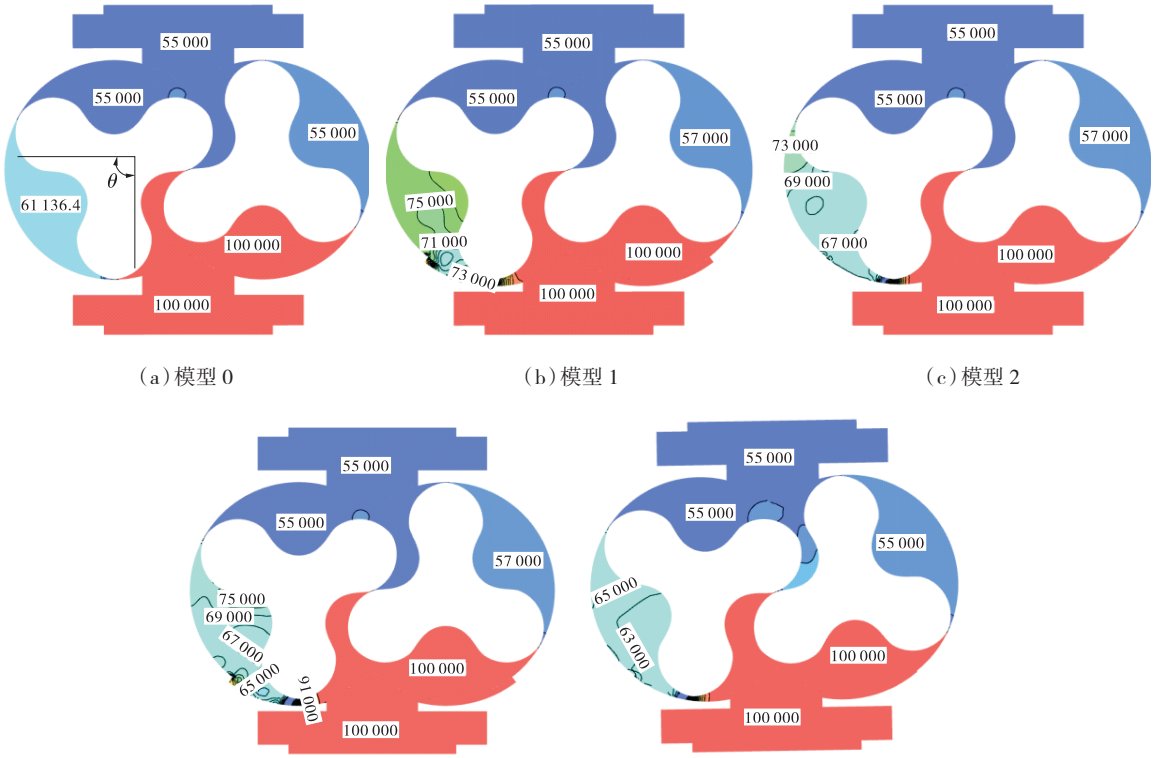


（a）模型 0　（b）模型 1　（c）模型 2

（d）模型 3　（e）模型 4

图 9　转角θ =60°时的压力分布（P_{in}=55 kPa）

Fig.9　Contours of pressure distribution when rotation angle θ =60°（P_{in}=55 kPa）

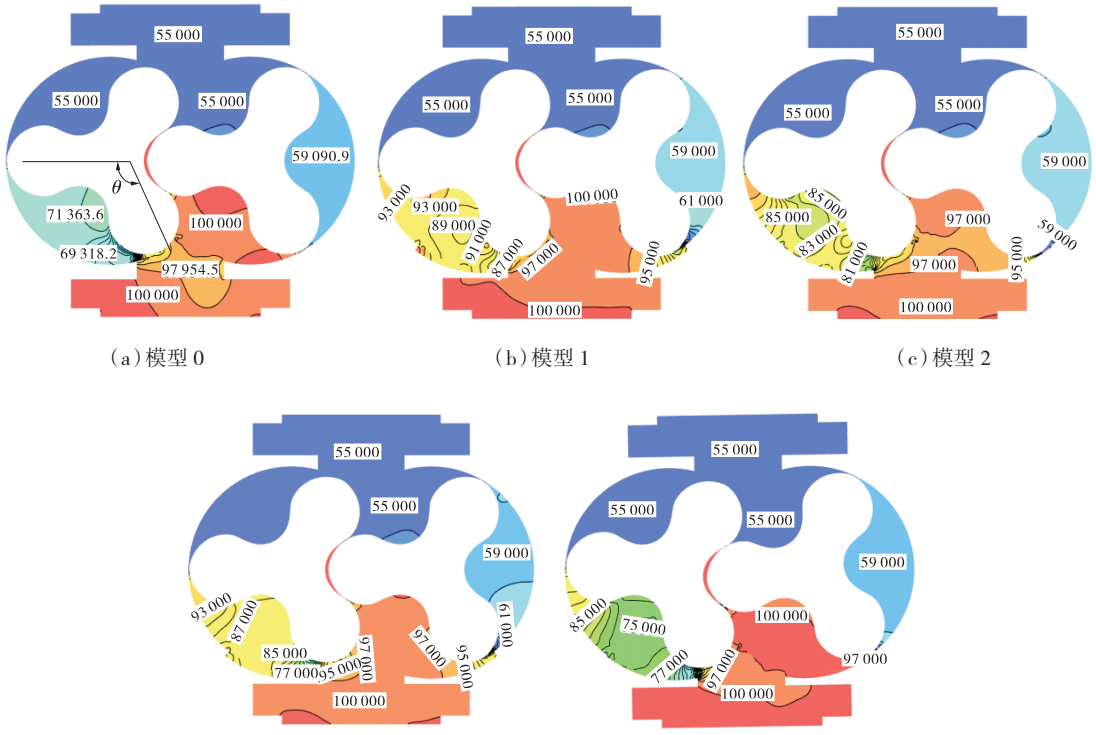


（a）模型 0　（b）模型 1　（c）模型 2

（d）模型 3　（e）模型 4

图 10　转角θ =90°时的压力分布（P_{in}=55 kPa）

Fig.10　Contours of pressure distribution when rotation angle θ =90°（P_{in}=55 kPa）



（a）模型 0　（b）模型 1　（c）模型 2

（d）模型 3　（e）模型 4

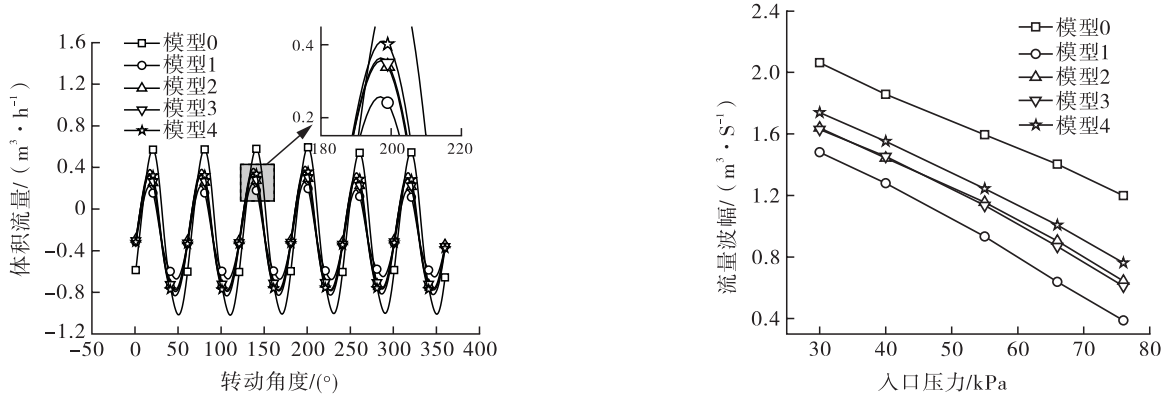
图 11　转角θ=120°时的压力分布（P_{in}=55 kPa）

Fig.11　Contours of pressure distribution when rotation angle θ=120°（P_{in}=55 kPa）

与原始结构相比，内设回流槽的罗茨泵排气时基元容积压力大幅提高，其中，等深矩形槽的基元容积压力最高，达到 93 kPa，渐扩矩形和等深弧形槽次之，分别为 85，87 kPa，渐扩弧形槽压力相对较小，为 77 kPa。基元容积压力增大，会导致回流压差减小，进而抑制出口区域高压气体返流，使得排气压力波动大幅降低。与其他 3 种回流槽相比，等深矩形回流槽的基元容积压力最大，因此，其排气压力脉动幅度最小。

2.4　排气流量脉动对比

图 12 示出不同工况下的排气流量及其波动幅度，由图可知，排气流量随转动角度产生周期性波动，且波动幅度随入口压力的增加而减小。与原始结构相比，内设回流槽的罗茨泵排气流量波动明显减小。当入口压力 P_{in}=30~76 kPa 时，等深矩形回流槽流量波幅最小（0.39~1.48 m^3/s），渐扩矩形和等深弧形回流槽次之（0.64~1.64 m^3/s），渐扩弧形回流槽流量波幅相对较高（0.76~1.74 m^3/s）。



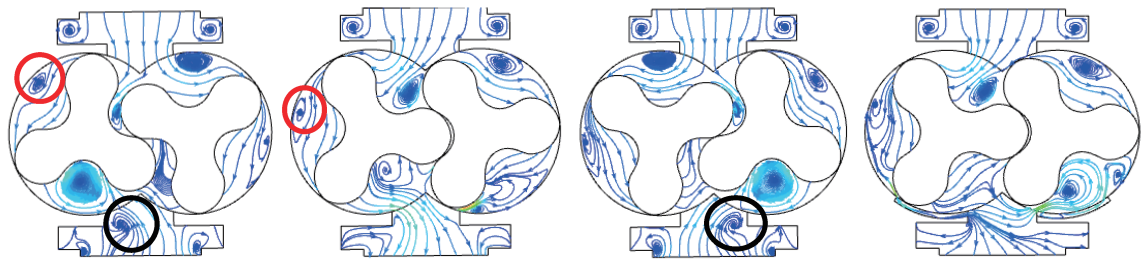
（a）瞬时流量对比　（b）流量波幅对比

图 12　排气流量波动的对比

Fig.12　Comparison of exhaust flow rate fluctuation

2.5 流线分布对比

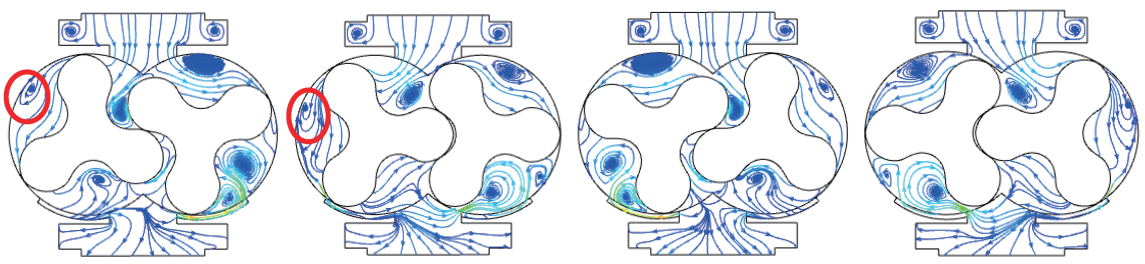
为分析回流槽结构改善流量脉动的原因，图13，14分别示出了入口压力 P_{in}=55 kPa 时，原始结构和等深矩形回流槽内流线变化。以左侧基元容积为例，当转角θ=30°和60°时，二者流线分布基本一致，间隙返流的高压气体与基元容积内空气掺混，在壁面附近形成漩涡。当转角增至90°时，由于回流槽的持续返流作用，等深矩形槽的基元容积内形成一对大小相似、旋向相反的漩涡。随着转角增至120°时，基元容积与排气口联通，大量高压气体回流，并在转子齿峰附近形成高强度涡旋。



(a) θ=30° (b) θ=60° (c) θ=90° (d) θ=120°

图13 无回流槽的罗茨真空泵流线变化

Fig.13 Variation of streamline of Roots vacuum pump without reflux cavity



(a) θ=30° (b) θ=60° (c) θ=90° (d) θ=120°

图14 等深矩形回流槽的罗茨真空泵流线变化

Fig.14 Variation of streamline of Roots vacuum pump with rectangular reflux cavity

进一步对比发现，原始结构的排气端流线随着转动角度的增加，存在明显的周期性回流现象。当转角θ=30°和60°时，大量高压气体由出口区域逆流涌入泵体内部，并分别在出口区域左右两侧形成漩涡，严重阻碍流体流动。而等深矩形回流槽在转子转动过程中，排气端流线方向未发生明显改变，均由泵腔内流向出口，流动平稳未发现明显漩涡，因此表现为流量脉动幅度降低。

3 结论

（1）与原始结构相比，回流槽可提高罗茨泵排气时的基元容积压力，抑制排气端高压气体返流，等深矩形回流槽的基元容积压力最高，排气端流动平稳无漩涡。

（2）排气流量和排气压力随转动角度呈周期性波动，相比于原始结构，内设回流槽的罗茨泵排气压力和流量波动明显减小。

（3）回流槽结构不同，排气压力和流量脉动存在差异。与其他3种回流槽相比，等深矩形回流槽排气压力和流量波动幅度最小，分别为1.31~6.97 kPa 和 0.39~1.48 m^3/s。

参考文献：

[1] 刘新．罗茨泵在化工生产中的应用[J]．化学工程与装备，2009(4)：78－81.
LIU X.Application of Roots pump in chemical production[J].Chemical Engineering & Equipment，2009(4)：78－81.

[2] 刘厚根．机械增压器的研究现状与开发建议[J]．车用发动机，2004(5)：1－3.
LIU H G.Study status and development suggestion of supercharger[J].Vehicle Engine，2004(5)：1－3.

[3] LI D，HE Z.Development and analysis of novel six-lobe helical rotors hydrogen fuel cell vehicle Roots blowers

[J].International Journal of Hydrogen Energy,2021,46(59):30479 – 30493.

[4] WANG J,LIU R Q,YANG S R,et al.Geometric study and simulation of an elliptical rotor profile for Roots vacuum pumps[J].Vacuum,2018,153:168 – 175.

[5] HSIEH C F,ZHOU Q J. Fluid analysis of cylindrical and screw type Roots vacuum pumps[J].Vacuum,2015,121:274 – 282.

[6] SUN S K,ZHAO B,JIA X H,et al.Three-dimensional numerical simulation and experimental validation of flows in working chambers and inlet/outlet pockets of Roots pump[J].Vacuum,2017,137:195 – 204.

[7] 高进 . 罗茨鼓风机内回流槽的设计研究[J]. 流体机械,2009,37(9):30 – 32.
GAO J.Research on design for internal backflow slot [J].Fluid Machinery,2009,37(9):30 – 32.

[8] 冯力,熊大成,杨国良,等 . 三叶罗茨风机渐扩缝隙预进气结构的回流分析[J]. 矿山机械,2007,35(3):32 – 34.
FENG L,XIONG D C,YANG G L,et al.Backflow analysis of the pre-inlet structure of three-lobe Roots blower with diverging gap[J].Mining & Processing Equipment,2007,35(3):32 – 34.

[9] 符明 . 圆弧叶型罗茨鼓风机渐扩缝隙降噪研究[J]. 风机技术,2012(1):14 – 18.
FU M.Research on noise reduction in arc leaf roots blower with diverging gap structure[J].Chinese Journal of Turbo Machinery,2012(1):14 – 18.

[10] 张顾钟,王发展 . 渐扩缝隙罗茨鼓风机内部流场的数值模拟[J]. 机械设计,2011,28(4):84 – 88.
ZHANG G Z,WANG F Z.Numerical simulation of flow field in Roots blower with diverging gap[J].Journal of Machine Design,2011,28(4):84 – 88.

[11] 刘厚根,吴元兴,李智宝 . 基于 CFD 罗茨机械增压器减小气流脉动方法仿真研究[J]. 内燃机与配件,2015(4):8 – 12.
LIU H G,WU Y X,LI Z B.Reducing gas pulsation methods research of roots type supercharger based on CFD[J].Internal Combustion Engine & Parts,2015(4):8 – 12.

[12] 郑淑丽 . 渐扩缝隙开启角度对罗茨鼓风机流场的影响[J]. 机械,2017,44(11):15 – 18.
ZHENG S L.Influence of gradually expanding gap open angle on flow field in roots blower[J].Machinery,2017,44(11):15 – 18.

[13] 宋艺伟,李跃,李强,等 . 反渗透隔膜增压泵声振特性试验研究[J]. 流体机械,2022,50(10):1–7.
SONG Y W,LI Y,LI Q,et al.Experimental study on noise and vibration characteristics of RO pump[J]. Fluid Machinery,2022,50(10):1 – 7.

[14] 刘瑞青,崔冬,王君,等 . 扭转角对圆弧扭叶型罗茨真空泵转子性能的影响[J]. 流体机械,2018,46(5):44 – 48.
LIU R Q,CUI D,WANG J,et al.Influence of twist angle on performance of arc twisted roots vacuum pump rotor[J].Fluid Machinery,2018,46(5):44 – 48.

[15] 刘萍,李玉龙,张安民,等 . 罗茨转子具有节弦高内共轭段的高能轮廓构造[J]. 流体机械,2022,50(2):43 – 48.
LIU P,LI Y L,ZHANG A M,et al.High-performance construction of Roots rotor profile with chord height of pitch arc as inner conjugate profile segment[J].Fluid Machinery,2022,50(2):43 – 48.

[16] 黄思,康文明,陈首挺,等 . 基于 CFD 的罗茨真空泵的瞬态流场计算和性能预测[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2019,33(2):62 – 66.
HUANG S,KANG W M,CHEN S T,et al.Transient flow simulation and performance prediction of roots vacuum pump based CFD[J].Journal of Chongqing University of Technology(Natural Science),2019,33(2):62 – 66.

[17] 裴吉,张猛,武春辉,等. 基于 LabVIEW 的淮安一站水泵机组振动监测系统设计与开发[J]. 排灌机械工程学报,2023,41(3):217–223.
PEI J,ZHANG M,WU C H,et al. Design and development of vibration monitoring system for Huai'an No. 1 Station pump unit based on LabVIEW[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2023,41(3):217 – 223.

[18] 施卫东,王传龙,谭林伟,等 . 基于数值模拟的单叶片离心泵能量损失分析[J]. 排灌机械工程学报,2023,41(4):325 – 330.
SHI W D,WANG C L,TAN L W,et al. Energy loss analysis of single-blade centrifugal pump based on numerical simulation[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2023,41(4):325 – 330.

[19] 王凯,陆钇霖,刘厚林,等 . 复杂工况下深海采矿混输泵有限元分析[J]. 排灌机械工程学报,2023,41(4):331 – 337.
WANG K,LU Y L,LIU H L,et al.Finite element analysis of mixed transport pump in deep-sea mining under complicated conditions[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2023,41(4):331 – 337.

(下转第 40 页)

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.