

文章编号:0253-4339(2025)04-0122-09

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.04.122

# 新能源汽车空调用涡旋压缩机新型渐开线副排气孔设计

郝冬阳 王丹东 董辰宇 李思莹 施骏业 陈江平

(上海交通大学机械与动力工程学院 制冷与低温工程研究所 上海 200240)

**摘要** 针对新能源车用涡旋压缩机在过压缩工况下功耗增加、效率降低问题,提出一种新型副排气孔设计。建立了涡旋和副排气孔几何模型,利用动网格方法,在多种工况下针对不同类型副排气孔进行泵阀联合仿真,研究了副排气孔对压缩机性能的影响机制,并验证了新型副排气孔对压缩机的效率提升效果。仿真结果表明:常规孔型副排气孔受尺寸限制,对压缩机效率的提升较小,而新型渐开线副排气孔具有更强排气能力。渐开线副排气孔设计方法突破了常规孔型副排气孔的尺寸限制,提高了副排气孔排气能力,在2种过压缩工况下,相比采用常规副排气孔的涡旋压缩机,开设新型副排气孔后,压缩机等熵效率分别提升7.9%和3.0%,新型副排气孔降低了压缩机功耗,提高了压缩机效率。

**关键词** 涡旋压缩机;副排气孔;过压缩;变工况性能优化

**中图分类号**:TB652;TH455

**文献标识码**:A

## Design of Involute Shape Intermediate Discharge Ports for Scroll Compressors in New Energy Vehicle Air Conditioners

Xi Dongyang Wang Dandong Dong Chenyu Li Siying Shi Junye Chen Jiangping

(School of Mechanical Engineering, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

**Abstract** A novel design for intermediate discharge ports (IDPs) is proposed in response to the issues of increased power consumption and reduced efficiency. This approach involved establishing a geometric model of the scroll and IDPs, focusing particularly on the involute curve and employing dynamic mesh techniques for pump-valve joint simulations across various operational scenarios to examine the different types of IDPs. This study explored the influence mechanisms of IDPs on compressor performance, demonstrated the limitations of conventional port-type IDPs in terms of size and efficiency enhancement, and validated the superior exhaust capabilities and efficiency benefits of involute-shaped IDPs. The simulation results confirmed that conventional IDPs were restricted by size limitations and offered only marginal improvements in compressor efficiency. In contrast, the involute-shaped IDP provided enhanced exhaust capabilities, significantly increasing the exhaust flow rate, thus reducing the power consumption and boosting the overall efficiency of the compressor.

**Keywords** scroll compressor; intermediate discharge port (IDP); over-compression; performance optimization under variable operating conditions

随着电动汽车热泵系统的广泛应用,市场对车用热泵系统的节能和变工况性能提出更高要求。电动压缩机是车用热泵系统的核心部件,电动压缩机的性能、效率等对热泵系统的节能和变工况运行能力具有重要影响。

车用电动压缩机的一种主流形式是涡旋式压缩机。涡旋式压缩机具有固定容积比,在压缩机偏离额定工况运行时,实际压比高于设计压比或低于设计压比将带来欠压缩或过压缩问题。开设副排气孔可以实现压缩机的变容积比(variable volume ratio, VVR)

设计,减少过压缩带来的效率损失、提升过压缩工况下压缩机效率<sup>[1]</sup>。

副排气孔(intermediate discharge port, IDP)已被广泛应用于现有的车用压缩机,Denso、Sanden、Welling 等公司均有开设 IDP 的车用压缩机成熟产品。竹林昌宽等<sup>[2]</sup>提出通过 IDP 实现可变容积比的压缩机设计;K. Tatsuwaki 等<sup>[3]</sup>设计了一种贴近渐开线型线的 IDP;Liu Yangguang 等<sup>[4]</sup>提出一种 IDP 露出面积的计算方法,并采用一维模型计算了压缩机热力性能;B. Angle 等<sup>[5]</sup>建立了简化的压缩机排气三

基金项目:国家自然科学基金(52376066)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52376066).)

收稿日期:2024-02-27;修回日期:2024-04-29;录用日期:2024-06-04

维模型,验证了 IDP 缓解过压缩现象的作用。总体而言,当前的学术研究较少开展对 IDP 结构参数和作用效果的分析,此外,常规的圆形 IDP 尺寸较小, IDP 性能受到限制,针对 IDP 的设计优化也较为少见。

本文研究了几种不同 IDP 对压缩机性能的影响,揭示了 IDP 对压缩机性能的影响机制,提出一种新型的渐开线 IDP 设计,突破了常规孔型 IDP 的尺寸限制。渐开线 IDP 设计提高了 IDP 排气能力,降低了过压缩现象带来的额外功耗,提升了压缩机效率。

## 1 涡旋型线和副排气孔设计

静盘坐标系是笛卡尔坐标系,坐标原点与静盘涡旋线的基圆圆心重合,本文针对涡盘型线和排气孔几何结构的研究均在静盘坐标系下展开<sup>[6]</sup>。

### 1.1 涡旋型线

静盘外圈、内圈的涡旋型线方程分别为:

$$\Gamma_o: \begin{pmatrix} x_o \\ y_{f,o} \end{pmatrix} = r(\varphi) \begin{pmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{pmatrix} + L_o(\varphi) \begin{pmatrix} \sin \varphi \\ -\cos \varphi \end{pmatrix} \quad (1)$$

$$\Gamma_i: \begin{pmatrix} x_i \\ y_{f,i} \end{pmatrix} = r(\varphi) \begin{pmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{pmatrix} + L_i(\varphi) \begin{pmatrix} \sin \varphi \\ -\cos \varphi \end{pmatrix} \quad (2)$$

式中: $\Gamma_o$ 、 $\Gamma_i$  分别为外圈、内圈型线方程; $\varphi$  为参数方程中的展角参数,rad; $r(\varphi)$  为径向长度函数; $L_o(\varphi)$ 、 $L_i(\varphi)$  分别为外圈、内圈型线切向长度函数。

对于定壁厚涡旋型线,有:

$$r(\varphi) = r_b \quad (3)$$

$$L(\varphi) = r_b(\varphi - \varphi_0) \quad (4)$$

静盘外圈、内圈型线方程可写为:

$$\begin{pmatrix} x_{f,o} \\ y_{f,o} \end{pmatrix} = r_b \begin{pmatrix} \cos \varphi_o \\ \sin \varphi_o \end{pmatrix} + r_b(\varphi_o - \varphi_{o,0}) \begin{pmatrix} \sin \varphi_o \\ -\cos \varphi_o \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{pmatrix} x_{f,i} \\ y_{f,i} \end{pmatrix} = r_b \begin{pmatrix} \cos \varphi_i \\ \sin \varphi_i \end{pmatrix} + r_b(\varphi_i - \varphi_{i,0}) \begin{pmatrix} \sin \varphi_i \\ -\cos \varphi_i \end{pmatrix} \quad (6)$$

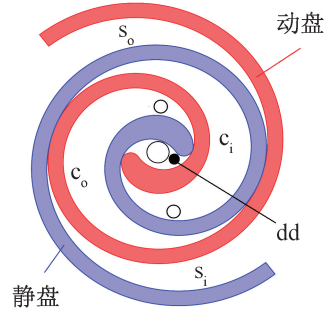
式中: $r_b$  为基圆半径,mm; $\varphi_{o,0}$ 、 $\varphi_{i,0}$  分别为外圈、内圈型线起始展角,rad<sup>[7]</sup>。

### 1.2 涡旋腔室和副排气孔的定义

如图 1(a) 所示,涡盘型线围成的腔室有 3 类:吸气腔  $s$ 、压缩腔  $c$  和排气腔  $dd$ 。其中吸气腔和压缩腔均为两侧对称的腔室,根据围成腔室的静盘型线,将两侧腔室区分为静盘外圈吸气腔  $s_o$ 、外圈压缩腔  $c_o$  及静盘内圈吸气腔  $s_i$ 、内圈压缩腔  $c_i$ 。

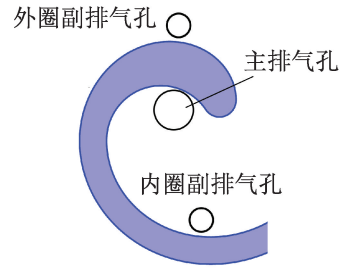
主排气孔开设在静盘中心,与  $dd$  连通;静盘外圈和静盘内圈的两侧腔室分别与两侧的副排气孔连通。如图 1(b) 所示。根据所连通的腔室种类,将位置靠

近静盘外圈、静盘内圈的副排气孔分别定义为外圈副排气孔、内圈副排气孔。



dd 排气腔;  $s_o$  静盘外圈吸气腔;  $c_o$  外圈压缩腔;  $s_i$  静盘内圈吸气腔;  $c_i$  内圈压缩腔。

(a) 压缩机腔室



(b) 内、外圈副排气孔位置

图 1 压缩机腔室和副排气孔

Fig.1 Compressor chambers and IDPs

### 1.3 副排气孔设计

#### 1.3.1 常规副排气孔设计

常规的圆形副排气孔成对开设,内外圈副排气孔分别与内外圈压缩腔  $c_i$ 、 $c_o$  连通。对称的常规副排气孔设计如图 2 所示。

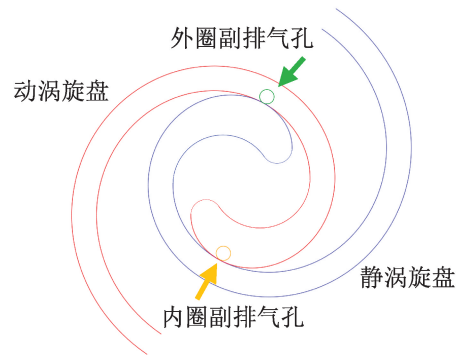


图 2 常规副排气孔的对称设计

Fig.2 Symmetric design of conventional IDPs

内、外圈副排气孔位置开设在对称位置,设计上尽量保证两侧副排气孔在动盘运动过程中同时露出,同时被动盘遮挡。

为保证副排气孔能够被动盘完全遮挡,常规副排

气孔的孔径需满足:

$$R_p \leq \frac{t}{2} \quad (7)$$

式中:  $R_p$  为副排气孔半径, mm;  $t$  为遮挡副排气孔的动涡旋盘壁厚, mm<sup>[8]</sup>。

孔径超过尺寸限制的副排气孔如图 3(a) 所示。

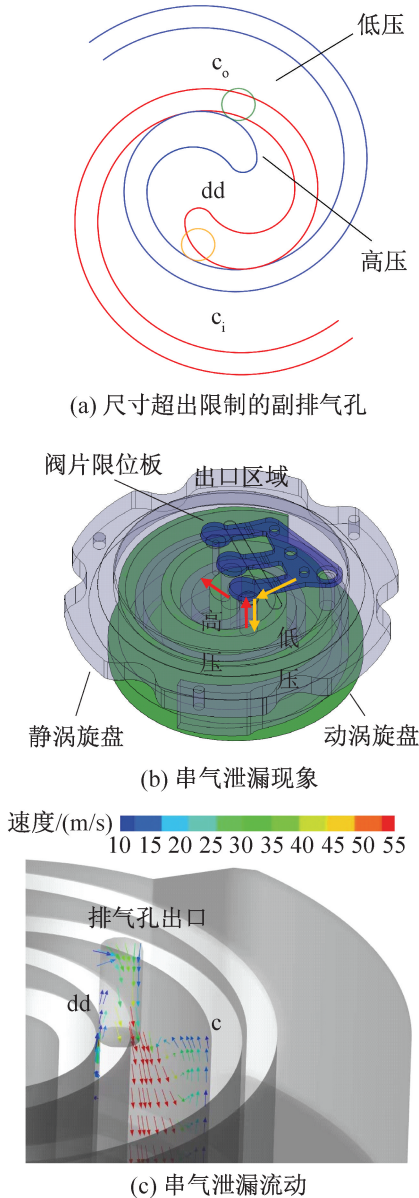


图 3 尺寸超出限制的副排气孔和串气泄漏现象  
Fig.3 Over-sized IDP and gas leakage phenomenon

孔径过大, 超过限制尺寸的副排气孔可能导致串气泄漏现象出现<sup>[9]</sup>。串气泄漏现象产生的原理如图 3(b) 所示: 副排气孔跨越动盘涡齿, 同时与压缩腔  $c$  和排气腔  $dd$  连通。此时  $dd$  内的高压可能导致副排气孔出口阀片打开,  $dd$  和排气出口区域连通; 与副排气孔连通的压缩腔  $c$  可能尚未达到排气压力, 进而可能导致  $dd$  和排气出口区域的高压气体向低压区域压

缩腔  $c$  流动的串气泄漏现象出现。某工况下的仿真计算中观察到了串气泄漏现象, 串气泄漏流动如图 3(c) 所示。

串气泄漏会导致压缩机功耗增加、效率降低, 同时也会降低压缩机的容积效率<sup>[10]</sup>。

### 1.3.2 新型渐开线副排气孔设计

为避免 1.3.1 节描述的串气泄漏现象的出现, 应保证动盘旋转过程中渐开线副排气孔不能跨越动盘型线与压缩  $c_i$ 、 $c_o$  腔和排气腔  $dd$  同时连通。如图 4(a) 所示, 采用渐开线为基线生成的新型副排气孔能够被动盘完全遮挡, 在动盘运动过程中能够避免串气泄漏现象出现。

渐开线副排气孔由 2 条渐开线和 2 段圆弧连接形成, 渐开线副排气孔的内、外圈对称布置如图 4(b) 和(c) 所示。

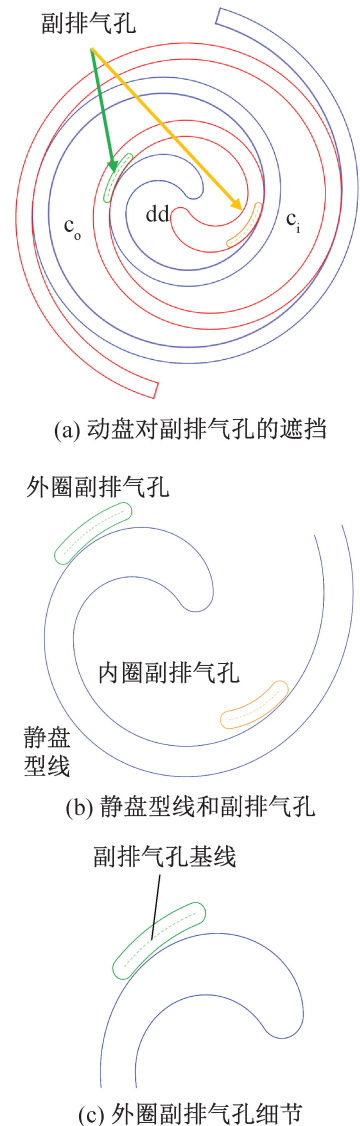


图 4 渐开线副排气孔和涡旋型线  
Fig.4 Involute IDPs and scroll wrap

渐开线副排气孔由 1 条基线生成,内、外圈副排气孔基线的参数方程分别为:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \mathbf{R}_p - r_b \begin{pmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{pmatrix} - L_{i,c}(\varphi) \begin{pmatrix} \sin \varphi \\ -\cos \varphi \end{pmatrix} \quad (8)$$

$$\varphi_{i,a} \leq \varphi \leq \varphi_{i,b}$$

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \mathbf{R}_p - r_b \begin{pmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{pmatrix} - L_{o,c}(\varphi) \begin{pmatrix} \sin \varphi \\ -\cos \varphi \end{pmatrix} \quad (9)$$

$$\varphi_{o,a} \leq \varphi \leq \varphi_{o,b}$$

其中:

$$\mathbf{R}_p = r_{or} \begin{pmatrix} \cos \theta_p \\ \sin \theta_p \end{pmatrix} \quad (10)$$

$$L_{i,c}(\varphi) = r_b(\varphi - \varphi_{o,0}) - \delta_p \quad (11)$$

$$L_{o,c}(\varphi) = r_b(\varphi - \varphi_{i,0}) + \delta_p \quad (12)$$

式中:  $r_{or}$  为动盘回转半径, mm;  $\theta_p$  (rad) 及  $\delta_p$  (mm) 均为渐开线副排气孔设计参数,  $\delta_p$  影响副排气孔基线与涡旋型线间的距离<sup>[11]</sup>。  $\varphi_{i,a}$ 、 $\varphi_{i,b}$ 、 $\varphi_{o,a}$ 、 $\varphi_{o,b}$  分别为内圈、外圈基线参数方程中  $\varphi$  的取值下限和上限 rad,  $\varphi$  的取值范围决定副排气孔基线的长度。内、外圈副排气孔基线确定后, 给定副排气孔宽度  $D_p$  (mm) 即可确定内、外圈副排气孔。

进行副排气孔设计时, 首先确定副排气孔排气对应的腔室容积以及相应的容积比, 根据该容积确定  $\theta_p$ ; 然后选择合适的  $\delta_p$  调整副排气孔和动盘型线的间距; 副排气孔宽度  $D_p$  不能超过动盘壁厚  $t$ , 对于内圈、外圈副排气孔, 需要调整参数  $\varphi_{i,a}$ 、 $\varphi_{i,b}$  以及  $\varphi_{o,a}$ 、 $\varphi_{o,b}$ , 以保证内、外圈副排气孔的面积基本一致<sup>[12]</sup>。

## 2 仿真模型和计算设置

图 5 所示为本研究所采用的电动涡旋压缩机整体结构, 压缩机整机结构包括电控部件、电机部件、涡盘部件和排气部件。

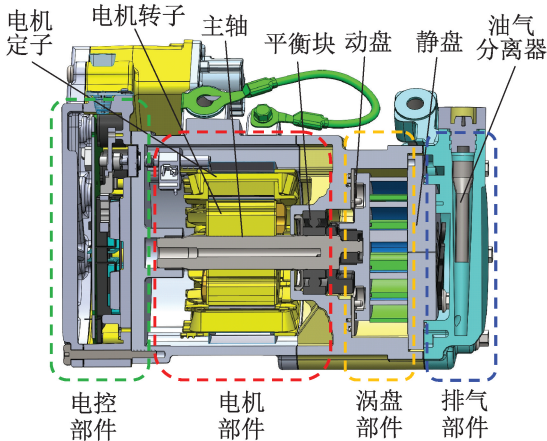


图 5 涡旋压缩机整机结构

Fig.5 Overall structure of scroll compressor

为优化压缩机变工况性能, 减小过压缩带来的效率损失, 在该款压缩机原副排气孔的相近位置设计了一种新型渐开线副排气孔。常规副排气孔设计和新型副排气设计如图 6 所示。

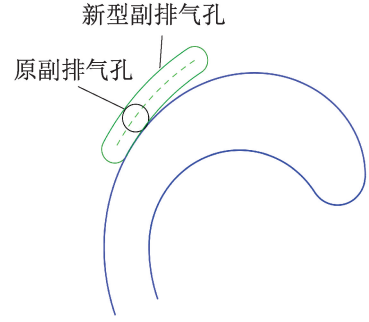


图 6 原副排气孔与新型副排气孔

Fig.6 Previous and novel IDPs

### 2.1 物理模型

涡旋压缩机动静盘装配模型如图 7(a) 所示。对涡盘结构进行如下简化<sup>[13]</sup>: 忽略涡盘齿顶的密封条结构; 忽略动盘背后的防旋环和减重槽、轴承等结构。简化后的静盘模型如图 7(b) 所示。抽取压缩机内流体域, 并在动盘背后区域增加入口段流体域, 得到用于仿真计算的流体区域三维模型, 如图 7(c) 所示。

在排气孔出口区域建立阀片模型<sup>[14]</sup>, 渐开线副排气孔出口阀片为弧形, 主排气孔出口阀片为圆形, 如图 7(d) 所示。计算采用的涡旋盘主要参数如表 1 所示。

图 7(b) 中采用的渐开线副排气孔基线方程与式 (8) 和式 (9) 一致, 与副排气孔相关的具体参数如表 2 所示。

内圈、外圈新型副排气孔的总面积为 25.78 mm<sup>2</sup>; 为与渐开线副排气孔进行对比, 在相近位置开设的常规孔型副排气孔直径为 2 mm, 内、外圈常规副排气孔的总面积为 6.28 mm<sup>2</sup>; 新型副排气孔对比常规副排气孔, 总面积增至 4.1 倍。

### 2.2 网格划分

在流体区域三维模型基础上区分流体入口区域、涡旋腔室区域、流体出口区域, 添加阀片区域并划分网格<sup>[15]</sup>, 各区域网格划分结果如图 8 所示。

涡旋腔室划分结构化动网格, 动盘回转半径为 4.39 mm, 根据原型机在该工况下的实验测试, 对比仿真结果与实验结果的流量和功耗数据, 选定径向间隙为设置为 44 μm 的结果较为接近实际情况。涡旋腔室区域网格如图 8(b) 所示

采用 pumplinx 软件中的簧片阀模型进行阀片区

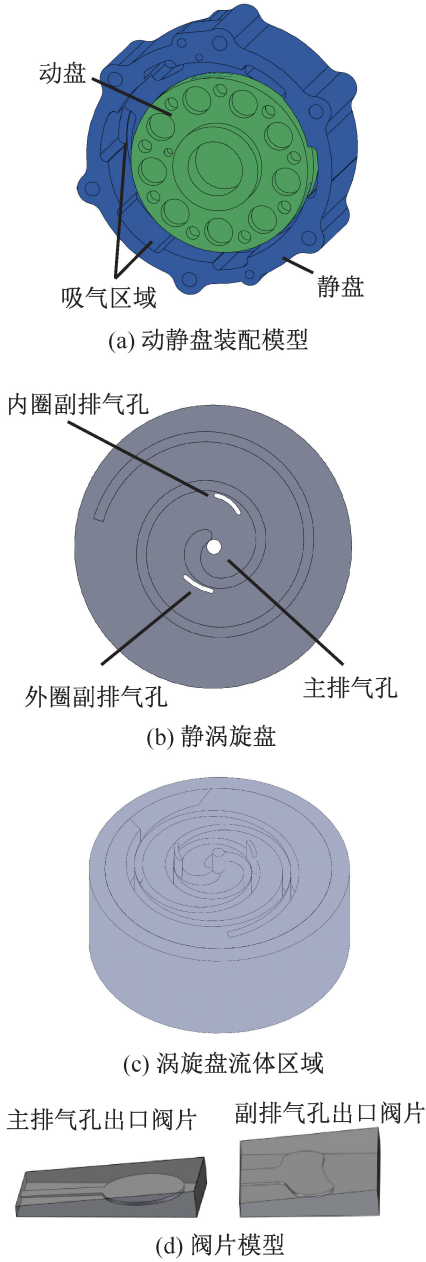


图 7 涡旋盘和阀片物理模型

Fig.7 Physical model of scroll disks and valves

表 1 涡盘几何参数

Tab.1 Geometric parameters of scroll

参数	数值
基圆半径/mm	2.50
节距/mm	15.70
壁厚/mm	4.34
齿高/mm	24.60
吸气容积/cm <sup>3</sup>	45.00
排气容积/cm <sup>3</sup>	12.32
设计容积比	3.65

表 2 渐开线副排气孔参数

Tab.2 Geometric parameters of IDPs

参数	数值
$\theta_p / \text{rad}$	4.35
$\delta_p / \text{mm}$	1.10
$\varphi_{i,a} / \text{rad}$	3.40
$\varphi_{i,b} / \text{rad}$	4.35
$\varphi_{o,a} / \text{rad}$	6.89
$\varphi_{o,b} / \text{rad}$	7.34
$D_p / \text{mm}$	2.00

域的网格划分,设置阀片转动惯量为  $25 \times 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 预紧扭矩为  $0.01 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。阀片间隙区域最小网格尺寸为  $1 \times 10^{-5} \text{ m}$ ,排气孔和阀片区域网格如图 8(c)所示。

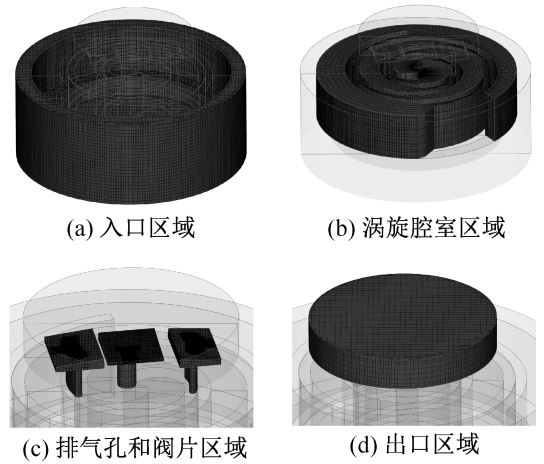


图 8 流体区域网格划分

Fig.8 Fluid zone meshing

### 2.3 流体物性

该型号压缩机采用的制冷剂为 R134a,从 NIST Refprop 软件中导出制冷剂物性表,导入仿真软件进行仿真计算。

### 2.4 边界条件和工况设置

流体区域入口设置为吸气温度和吸气压力,出口为压力出口条件,固体壁面均设置为绝热壁面,动盘壁面为动网格边界,旋转中心和转速按照对应工况进行设置<sup>[16]</sup>。入口温度、入口压力、出口压力按照相应计算工况进行设置。考虑车用电动压缩机吸气流道沿静盘周向布置,计算时设置流体入口面为流体区域外围圆周面及底面,流体入口和出口面如图 9 所示。

选择压缩机运行中出现的几种工况进行仿真计算,压缩机常规测试工况下,入口过热度为  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,考虑压缩机吸气段控制器和电机对制冷剂的散热影响,

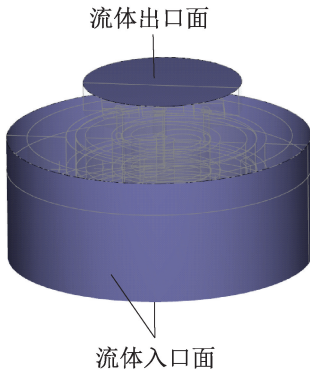


图 9 流体入口和出口面

Fig.9 Inlet and outlet surfaces

计算中选择了略高的吸气过热度 15 °C。各工况设置如表 3 所示。

表 3 仿真工况设置

Tab.3 Simulation condition setting

工况编号	吸气过热度/°C	吸气压力/MPa	排气压力/MPa	压比	转速/(r/min)
A	15	0.3	0.6	2.0	4 000
B	15	0.3	0.8	2.7	4 000
C	15	0.3	1.0	3.3	4 000
D	15	0.3	1.2	4.0	4 000

### 3 结果分析与讨论

在各工况下对不同副排气孔类型的压缩机进行计算,得到排气流量、压力分布等结果。工况 A 是压缩机运行过程中出现的过压缩工况,选取工况 A 得到的结果进行分析。

#### 3.1 排气流量

选取 A 工况计算稳定后的结果进行分析,得到 2 个周期内主副排气孔的排气流量随腔室转角变化过程,如图 10 所示。

常规副排气孔起到了提前排气的作用,腔室通过副排气孔排气的质量流量最高达 8.62 g/s;副排气孔改进为渐开线型设计后,副排气孔排气流量显著增大,排气质量流量最高达到 18.34 g/s。

计算排气质量流量在 2 个周期内的平均值<sup>[17]</sup>:

$$\bar{q}_m = \frac{\int_{\tau}^{\tau+2T} q_m dt}{2T} \quad (13)$$

式中: $\bar{q}_m$  为平均排气质量流量,kg/s; $q_m$  为瞬时排气质量流量,kg/s; $\tau$  为计算起始时刻,s; $T$  为动盘旋转周期,s; $t$  为时间,s。

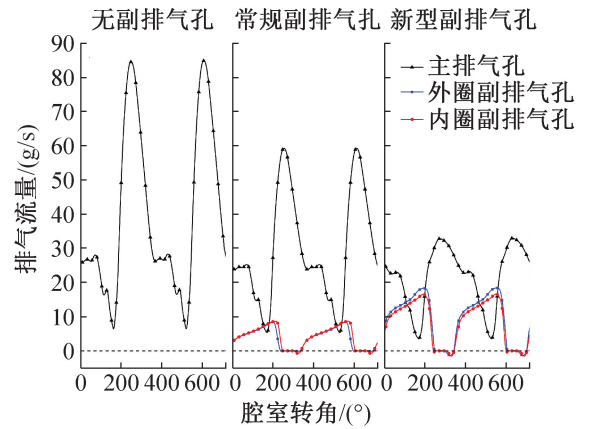


图 10 不同副排气孔设计下的质量流量

Fig.10 Mass flow rate of different discharge ports

由于动盘转速在计算时设置为匀速,可用质量流量对转角取平均值:

$$\bar{q}_m = \frac{\int_0^{4\pi} q_m d\Theta}{4\pi} \quad (14)$$

式中: $\Theta$  为动盘转角,rad。

在 2 个周期范围内对排气质量流量取平均值,得到常规副排气孔设计下,通过副排气孔排气的平均排气流量为 3.62 g/s;渐开线副排气孔的平均排气流量为 8.95 g/s。渐开线副排气孔的排气流量相比常规副排气孔设计有明显提升。

仿真得到不同排气孔设计对应的涡旋平均总流量;根据入口边界条件及涡旋排量可得到涡盘理想流量。涡盘理想流量、仿真得到的涡盘流量及容积效率如表 4 所示。

表 4 不同副排气孔涡盘流量(工况 A)

Tab.4 Compressor performance of compressor with different IDP types (working condition A)

副排气孔	理想流量/(g/s)	流量/(g/s)	容积效率/%
无	41.3	39.4	95.4
常规孔型	41.3	39.6	95.8
新型	41.3	39.7	96.0

#### 3.2 腔室内热力过程

选取计算稳定后的结果进行分析,得到涡盘腔室内热力过程。其中渐开线副排气孔设计对应的腔室内压力分布结果如图 11 所示。

单个腔室经历吸气-压缩-排气过程,定义吸气腔闭合为压缩腔时对应的腔室转角为  $\Theta = 0^\circ$ ,腔室向内运动,转角增大。压缩机单个腔室内压力分布均匀,同一腔室内不同位置的压力差异较小。动盘旋转周期中腔室内最高压力为 1.48 MPa。

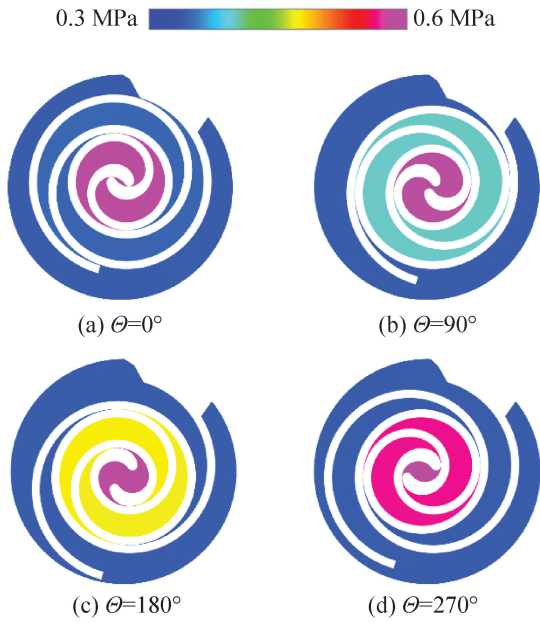


图 11 不同腔室转角下压力分布(工况 A)

Fig.11 Pressure distribution at different chamber angles (working condition A)

处理不同副排气孔设计下的计算结果,得到腔室内平均压力随腔室转角变化过程如图 12 所示。

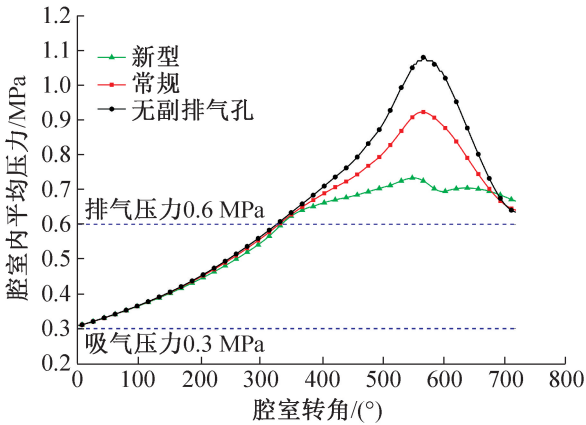


图 12 腔室内压力随转角变化(工况 A)

Fig.12 Chamber pressure at different chamber angles (working condition A)

压缩机吸气压力为 0.3 MPa, 排气压力为 0.6 MPa, 不开设副排气孔时, 存在明显的过压缩现象, 腔室内压力最高达到 1.08 MPa。常规副排气孔设计下腔室内最高压力为 0.92 MPa, 在排气过程中的大部分角度, 开设常规副排气孔的腔室压力略低于不开设副排气孔时的压力。

开设新型渐开线副排气孔时, 腔室转角  $\theta = 349^\circ$ , 副排气孔阀片打开, 腔室提前排气。 $\theta = 550^\circ$  时, 腔室内压力达到最大值 0.73 MPa, 对比无副排气孔和常规副排气孔, 腔室内最高压力明显降低, 过压

缩程度减小。

### 3.3 压缩机热力性能

进行压缩机热力性能分析, 仅考虑涡盘内的压缩过程, 不考虑制冷剂流过电机壳体等部件时的热力过程。不同工况下压缩机涡旋的理想功耗可通过式 (15) 计算:

$$P_{id} = \bar{q}_m (h_{2,s} - h_1) \quad (15)$$

式中:  $P_{id}$  为涡旋理想功耗, W;  $\bar{q}_m$  为仿真计算得到的涡旋平均排气质量流量, kg/s;  $h_1$  为压缩机入口的气体焓值, J/kg;  $h_{2,s}$  为理想等熵压缩得到的排气压力下气体焓值, J/kg。则压缩机涡旋效率可通过式 (16) 计算:

$$\eta = P_{id} / P_{fact} \quad (16)$$

式中:  $P_{fact}$  为仿真计算得到的涡盘压缩功耗, W。

不同设计条件下压缩机功耗和效率等参数如表 5 所示。

表 5 不同副排气孔压缩机性能(工况 A)

Tab.5 Compressor performance of compressor with different IDPs (working condition A)

副排气孔	实际功耗/kW	理想功耗/kW	等熵效率/%
无	1.38	0.86	62.3
常规孔型	1.27	0.87	68.4
新型	1.14	0.87	76.4

在该工况下, 开设副排气孔能够减小过压缩带来的额外功耗, 提升压缩机效率。无副排气孔条件下涡盘等熵效率为 62.33%, 常规孔型的副排气孔设计将等熵效率提升至 69.47%, 由于副排气孔面积较小, 排气流量较小, 该副排气孔的效果不明显。

将副排气孔改进为新型设计后, 涡盘功耗降至 1.14 kW, 等熵效率提升至 76.35%, 压缩机性能得到显著提升。

根据各工况的计算结果, 得到不同工况、不同副排气孔设计的压缩机等熵效率, 如图 13 所示。

4 种工况中, 工况 A 和 B 压比较低, 存在不同程度的过压缩, 开设常规孔型和渐开线型的副排气孔均提升了压缩机效率: A 工况下常规孔型和新型副排气孔分别将压缩机效率由 62.3% 提升至 68.5% 和 76.4%; B 工况下常规孔型和新型副排气孔分别将压缩机效率由 64.4% 升至 69.4% 和 72.4%。在 A 和 B 工况下, 对比常规孔型副排气孔, 新型副排气孔提前排气、提高压缩机效率的效果更好。

在 C 工况下, 压比较高, 开设副排气孔带来的影响较小。对比无副排气孔设计, 开设常规副排气孔和

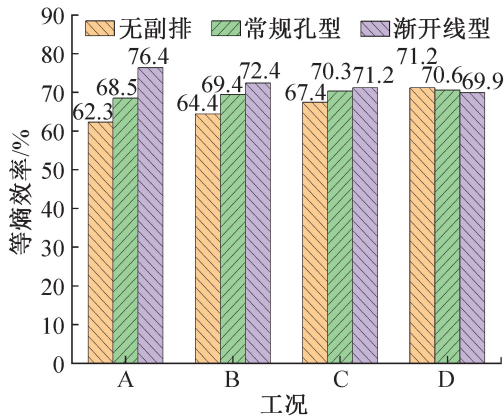


图 13 不同副排气孔压缩机等熵效率

Fig.13 Isentropic efficiency of compressors with different IDPs

新型副排气孔分别将压缩机效率由 67.4% 提升至 70.3% 和 71.2%

在 D 工况下压比达到 4.0, 副排气孔无法提前排气, 开设副排气孔导致压缩机效率略有降低。

综合考虑压缩机运行的各类工况, 开设副排气孔在低压比条件下能够提升压缩机效率, 在高压比条件下对压缩机效率的影响较小; 对比常规副排气孔, 渐开线副排气孔在低压比工况下对压缩机效率的提升幅度更大。

### 4 结论

本文针对车用电动涡旋压缩机副排气孔展开研究, 提出一种新的副排气孔设计, 改进了常规副排气孔, 增大了副排气孔面积, 减小了过压缩工况下的额外功耗, 提高了压缩机效率, 提升了压缩机变工况性能。建立了无副排气孔设计、常规副排气孔设计和新型副排气孔设计的涡旋压缩机模型, 在 4 种不同压比工况下进行三维流动仿真, 得到结论如下:

1) 在吸气压力为 0.3 MPa, 排气压力为 0.6 MPa 的过压缩工况下, 新型副排气孔起到了提前排气、降低涡盘腔室内最高压力的作用。相比于常规副排气孔, 新型副排气孔面积增大 4.1 倍; 不开设副排气孔时压缩腔内最高压力为 1.08 MPa, 开设常规副排气孔时腔内最高压力为 0.92 MPa, 开设新型副排气孔时腔内最高压力为 0.73 MPa, 腔内最高压力明显降低, 显著减小了腔内过压缩。

2) 在吸气压力为 0.3 MPa, 排气压力为 0.6 MPa 的过压缩工况下, 新型副排气孔降低了涡盘压缩功耗, 提高了涡盘的等熵效率, 并且保持容积效率基本不变, 常规孔型和新型副排气孔分别将压缩机效率由 62.33% 提升至 68.38% 和 76.35%; 与无副排气孔和常规副排气孔设计相比, 开设新型副排气孔的压缩机

功耗降低, 效率提升。

3) 随着压比增加, 开设新型副排气孔带来的效率提升幅度降低, 在吸气压力/排气压力为 0.3 MPa/0.6 MPa 的 A 工况下, 开设新型副排气孔使压缩机效率提高 14.1%; 在吸气压力/排气压力为 0.3 MPa/0.8 MPa 的 B 工况下, 开设新型副排气孔使压缩机效率提高 8.0%; 在吸气压力/排气压力为 0.3 MPa/1.0 MPa 的 C 工况下, 开设新型副排气孔使压缩机效率提高 3.8%; 在 D 工况下压比达到 4.0, 副排气孔无法提前排气, 开设副排气孔的压缩机效率略有降低。

### 参考文献

- [1] 吴业正, 李红旗, 张华. 制冷压缩机[M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2018. (WU Yezheng, LI Hongqi, ZHANG Hua. Refrigerating compressor [M]. 3rd ed. Beijing: China Machine Press, 2018.)
- [2] 竹林昌宽, 伍圣念, 黄启辉, 等. 一种可变内容积比涡旋压缩机: CN204061180U [P]. 2014-12-31. (MASAHIRO C, WU Shengnian, HUANG Qihui, et al. A variable content ratio vortex compressor: CN204061180U [P]. 2014-12-31.)
- [3] TATSUWAKI K, MATSUI T, KOYAMA S, et al. Scroll compressor having sub-discharge port with involute-shaped opening: US11015600[P]. 2021-05-25.
- [4] LIU Yangguang, HUNG C, CHANG Y. Mathematical model of bypass behaviors used in scroll compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5/6): 1058-1066.
- [5] ANGEL B, GINIES P, GROSS D, et al. CFD modelling of scroll compressor intermediate discharge ports [C]//8th International Conference on Compressors and their Systems. UK: City University London, 2013: 613-623.
- [6] 陈维桓. 微分几何[M]. 北京: 北京大学出版社, 2006. (CHEN Weihuan. Differential geometry [M]. Beijing: Peking University Press, 2006.)
- [7] BELL I H, GROLL E A, BRAUN J E, et al. Comprehensive analytic solutions for the geometry of symmetric constant-wall-thickness scroll machines [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 45: 223-242.
- [8] 詹振乾, 冯健美, 张宁, 等. 涡旋压缩机排气孔面积与基本参数的最佳选择[J]. 流体机械, 2003, 31(3): 13-15. (ZHAN Zhenqian, FENG Jianmei, ZHANG Ning, et al. The discharge port area of scroll compressor and the optimization of basic parameters [J]. Fluid Machinery, 2003, 31(3): 13-15.)
- [9] 王君, 刘振全. 涡旋压缩机排气孔的开设区域及孔口气速研究 [J]. 流体机械, 2005, 33(6): 7-10.

- (WANG Jun, LIU Zhenquan. Design region of discharge hole and its discharge velocity for scroll compressor[J]. Fluid Machinery, 2005, 33(6): 7-10.)
- [10] 王建吉, 刘涛. 无油涡旋压缩机涡旋齿齿顶密封结构的研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(5): 144-152. (WANG Jianji, LIU Tao. Study on the sealing structure of scroll tooth of an oil-free scroll compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(5): 144-152.)
- [11] 吴嘉浩, 宋霞, 施骏业, 等. 梯形截面涡旋压缩机的型线设计及泄漏特性[J]. 制冷学报, 2022, 43(2): 46-53. (WU Jiahao, SONG Xia, SHI Junye, et al. Profile design and leakage characteristics of scroll compressor with trapezoidal cross section [J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(2): 46-53.)
- [12] ZHAO Rongchao, LI Weihua, ZHUGE Weilin. Unsteady characteristic and flow mechanism of a scroll compressor with novel discharge port for electric vehicle air conditioning[J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 118: 403-414.
- [13] EMHARDT S, TIAN Guohong, SONG Panpan, et al. CFD analysis of the influence of variable wall thickness on the aerodynamic performance of small scale ORC scroll expanders[J]. Energy, 2022, 244: 122586.
- [14] 一种涡旋压缩机的排气口机构: CN210196026U[P]. 2020-03-27. (Exhaust port mechanism for scroll compressor: CN210196026U[P]. 2020-03-27.)
- [15] SHI Wenhao, SONG Shuo, ZHAO Yuanyang, et al. Numerical analysis of scroll compressor performance with pre-discharge valve for low-temperature heat pumps[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 254: 123899.
- [16] EMHARDT S, TIAN Guohong, SONG Panpan, et al. CFD modelling of small scale ORC scroll expanders using variable wall thicknesses [J]. Energy, 2020, 199: 117399.
- [17] SUN Shuaihui, WANG Xianwen, GUO Pengcheng, et al. Investigation on the modifications of the suction flow passage in a scroll refrigeration compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 170: 115031.

#### 通信作者简介

王丹东,男,博士,上海交通大学机械与动力工程学院, E-mail: dandong\_wang@163.com。研究方向:新能源汽车热管理系统,车用电动压缩机,制冷剂替代。

#### About the corresponding author

Wang Dandong, male, Ph. D., School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiao Tong University, E-mail: dandong\_wang@163.com. Research fields: thermal management system for new energy vehicles, electric compressor for vehicle use, refrigerant replacement.