

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2026.08.005

电动汽车空调涡旋压缩机油气分离器 流动特性分析

梅滨尧, 唐景春, 周培, 孙东方, 潘淑丽

(合肥工业大学汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要:作为电动涡旋压缩机的主要部件,油气分离器的性能是影响压缩机容积效率和等熵效率的重要因素。文章采用数值计算与实验研究相结合的方法,分析了变结构参数和运行工况下油气分离器的流动特性及其对分离效率和压力损失的影响规律。数值计算结果表明:油气分离器内部流场由向下外旋流和向上内旋流2个流体区域组成;随着压缩机转速增加,油分分离效率提高,但压力损失也随之增大;当压缩机转速低于5 000 r/min时,增大油分入口几何角度会降低分离效率,其中入口几何角度为0°时分离器综合性能最优;当压缩机转速高于5 000 r/min时,增大油分入口几何角度会降低油分压力损失,其中入口几何角度为10°时分离器综合性能最优。实验结果同样表明,随着压缩机转速增加,油分分离效率相应提高。

关键词:涡旋压缩机;油气分离器;入口几何角度;流场分析;分离效率;压力损失

中图分类号: TB657.7

文献标志码: A

文章编号: 1003-5060(2026)08-1033-06

Flow characterization of scroll compressor oil-gas separator for electric vehicle air conditioner

MEI Binyao, TANG Jingchun, ZHOU Pei, SUN Dongfang, PAN Shuli

(School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: As a major component of an electric scroll compressor, the performance of the oil-gas separator is an important factor affecting the volumetric and isentropic efficiency of the compressor. This paper analyzes the flow characteristics, separation efficiency and pressure loss of the oil-gas separator at different structural parameters and operating conditions by numerical calculation and experimental study. Numerical calculation result shows that the fluid flow inside the oil-gas separator consists of two fluid regions; the downward external rotating flow and the upward internal rotating flow. With the increase of the compressor speed, the separation efficiency of the oil fraction is increased, but the pressure loss is also increased. When the compressor speed is lower than 5 000 r/min, the separation efficiency is decreased by increasing the inlet geometry angle of the oil fraction, in this case, the overall performance of the separator is optimized at an inlet angle of 0°. When the compressor speed is higher than 5 000 r/min, the pressure loss of the oil fraction is decreased by increasing the inlet geometry angle of the oil fraction, in this case, the overall performance of the separator is optimized at an inlet angle of 10°. The experimental result also shows that the oil separation efficiency is increased with an increase in the compressor speed.

Key words: scroll compressor; oil-gas separator; inlet geometry angle; flow field analysis; separation efficiency; pressure loss

收稿日期: 2024-04-22; 修回日期: 2024-05-31

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52306194)

作者简介: 梅滨尧(2000—), 男, 安徽无为, 合肥工业大学硕士生;

唐景春(1966—), 男, 安徽巢湖, 博士, 合肥工业大学副教授, 硕士生导师, 通信作者, E-mail: tangjich@126.com.

在资源紧缺、双碳理念背景下,我国大力发展电动汽车产业集群,电动汽车空调涡旋压缩机的研发技术也在不断地深化^[1-2]。涡旋压缩机油气分离器位于压缩机排气端壳体内部,夹带油滴的制冷剂气体从定涡旋盘的排气口以较高速度进入油气分离器,通过旋转离心力将油滴飞溅至其内壁面进行沉降分离。当油气分离器的分离效率较低时,由于压缩机润滑油的内部循环量减少,会导致涡旋压缩机的涡旋盘和轴承部件出现磨损、烧蚀和噪声等现象,从而降低动静涡旋盘的密封性能以及空调制冷系统中冷凝器和蒸发器的传热性能^[3-5]。当油分内部流体压力损失过大时,会导致压缩机重复压缩附加功耗的增加以及排气温度的升高^[6]。

目前关于油气分离器的研究主要集中于流场分析和结构优化,利用计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)方法,计算油分内部流动的速度场、压力场和分离效率^[7-9]。文献[10]分析了短路流,并提出蜗壳式入口和锥形筒体的油分结构;文献[11]提出一种以方形入口代替传统圆形入口的油分结构;文献[12]研究了油分气体出气管的结构对其分离性能的影响。

综上所述,油气分离器的性能对电动汽车空调压缩机的稳定、高效运行至关重要。本文采用数值计算与实验研究相结合的方法,分析变结构参数和运行工况下油气分离器的流动特性及其对分离效率和压力损失的影响规律,以优化油气分离器的关键结构参数。

1 模型描述

1.1 几何模型

电动汽车空调涡旋压缩机的油气分离器流体域几何参数见表 1 所列,三维几何模型如图 1 所示。

表 1 油气分离器流体域几何参数

参数	名称	数值
D/mm	主体直径	13.0
D_s/mm	升气管直径	12.0
D_p/mm	排气管直径	5.0
d/mm	进气管直径	4.5
H/mm	分离器总高度	72
H_s/mm	升气管高度	40
H_p/mm	主体高度	30
h_1/mm	排气管筒体高度	21
h_2/mm	排气管锥体高度	23

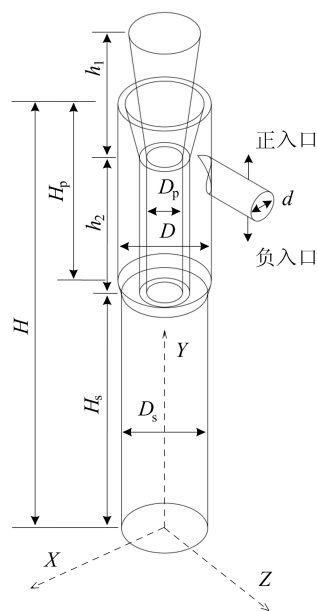


图 1 油气分离器流体域三维模型

图 1 中,进气角度向上为正,向下为负,角度范围为一 30° ~ 30° ,每隔 1° 建立 1 个几何模型。

1.2 数值模型

涡旋压缩机油气分离器内部流动处于湍流状态。将制冷剂气体作为连续相,采用雷诺应力模型(Reynolds stress models, RSM)进行数值计算;润滑油液滴作为离散相,因其体积分数小于 10%,故采用欧拉-拉格朗日方法对其流动进行数值计算。计算过程中考虑油滴与离散随机涡流之间的相互作用,忽略油滴之间的相互碰撞和破碎凝聚现象,仅考虑油滴所受的重力、气体阻力和旋转产生的离心力。

油滴受到的离心力为:

$$F_c = \frac{\pi d^3}{6} \rho_p \frac{\mu_{\theta}^2}{r} \quad (1)$$

其中: d 为油滴直径; ρ_p 为油滴密度; μ_{θ} 为切向速度; r 为油滴所在的旋转半径。油气分离器内该直径油滴的分离效率定义为:

$$\eta_d = \frac{N_t}{N_t + N_e} \times 100\% \quad (2)$$

其中: η_d 为该直径下油滴的分离效率; N_t 为捕获的该直径油滴颗粒数; N_e 为逃逸的该直径油滴颗粒数。油气分离器入口处的油滴直径分布集中在 $1 \sim 20 \mu\text{m}$ 之间,随着入口流体速度增大,油滴直径变小,因此假设油分的油滴直径分布为 $0.5 \sim 5.0 \mu\text{m}$,且各直径油滴的质量流量相同,则油气分离器总分离效率的计算公式^[10-13]为:

$$\eta_F = \frac{\sum \eta_d}{n} \quad (3)$$

其中, n 为油滴不同直径的数目。

1.3 仿真设置

利用 FLUENT Meshing 对三维流域进行网格划分, 网格类型为多面体-正六面体, 最大倾斜度为 0.2, 将边界层网格划分为 5 层, 第 1 层网格尺寸为 0.02 mm。

根据 GB/T 22068—2018《汽车空调用电动压缩机总成》^[14], 选择 R1234yf 制冷剂为连续相介质。基于热力计算结果, 油气分离器入口处制冷剂密度为 76.15 kg/m³, 动力黏度为 1.410 2×10⁻⁵ Pa·s; 选择 PAG 类润滑油为离散相, 密度为 986 kg/m³。涡旋压缩机的排量为 25 cm³/r, 额定转速范围为 1 000~7 000 r/min, 油分入口速度范围为 5.03~35.16 m/s, 油滴速度与制冷剂入口速度保持一致。具体仿真参数设置见表 2 所列。

表 2 仿真参数设置

仿真参数	设置内容
压力速度耦合	SIMPLEC
空间离散梯度	格林-高斯法
压力插值	PRESTO!
动量	二阶迎风
湍流动能	二阶迎风
湍流耗散率	二阶迎风
喷射源类型	surface
喷射方向	入口面法向
壁面函数	标准壁面函数
入口类型	速度入口
出口类型	自由出口
入口边界条件	逃逸
出口边界条件	逃逸
底部边界条件	捕获
网格数量	1.306×10 ⁶

2 数值模拟结果分析

2.1 流线分布

当涡旋压缩机转速为 3 000 r/min 时, 油气分离器内部流体流动情况如图 2 所示。从图 2a 可以看出, R1234yf 气体的管内流动总体呈现三维旋流。气流组织主要分为 3 个部分: 首先, 大部分气体进入油分后, 沿着外筒内壁面向下旋流至油分底部, 然后从靠近油分轴心位置按相同旋转方向做向上的旋流运动, 内旋流的速度明显高于外旋流的速度, 在油分的扩压区逐渐形成紊流后排出; 一部分气体流动至升气管中部, 由于向下的轴向速度不断减小, 气体反向进入上行区后排出; 还

有一部分气体在排气管外壁面流动, 从排气管入口处直接转变为内旋流后排出。

从图 2b 可以看出: 大量油滴通过旋转离心力逐渐分离到壁面后向下沉降, 到达底部平面后实现分离; 少量未被分离的油滴被制冷剂气体裹挟着进入制冷系统内。

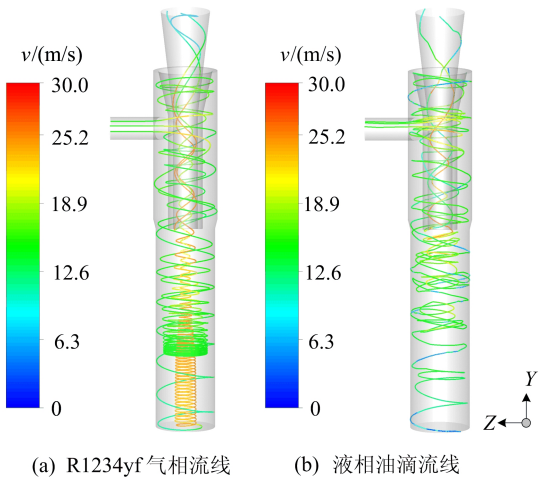


图 2 油气分离器流体流动分布

2.2 速度分布

油气分离器内的油滴分离主要依靠旋流产生的离心力, 旋流的切向速度与油分的分离效率正相关^[7]。取油气分离器横截面 Y=30 mm 处的流体切向速度, 如图 3 所示。

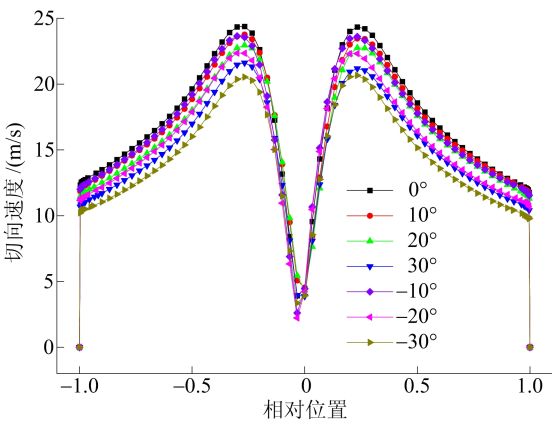


图 3 不同入口几何角度的切向速度分布

由图 3 可知, 切向气流速度的整体分布特性呈现为 M 形, 最大切向速度出现在相对位置±0.3 附近。当油分入口几何角度为 0° 时, 流体具有最高的切向速度, 其数值为入口速度的 1.61 倍; 继续增大油分入口几何角度, 会导致切向速度平均值降低。相同倾斜度下, 正入口几何角度油分比负入口几

何角度油分有更高的切向速度。

2.3 压力分布

2.3.1 静压分析

油分入口几何角度与内部流体静压的关系如图 4 所示。油分外筒的内壁面处静压最大,轴心处静压值逐渐减小为负值,这是由油分中流体的

向心加速运动导致的,负压表明静压逐步转变为动压。在油分轴心处,入口几何角度为 0° 的油分负压区域范围最小;随着入口倾斜度逐步增大,负压区域范围逐渐扩大,导致“短路流”现象加剧,从而降低分离效率^[15]。因此,入口几何角度在 $-10^\circ \sim 20^\circ$ 范围内的油分分离性能更佳。

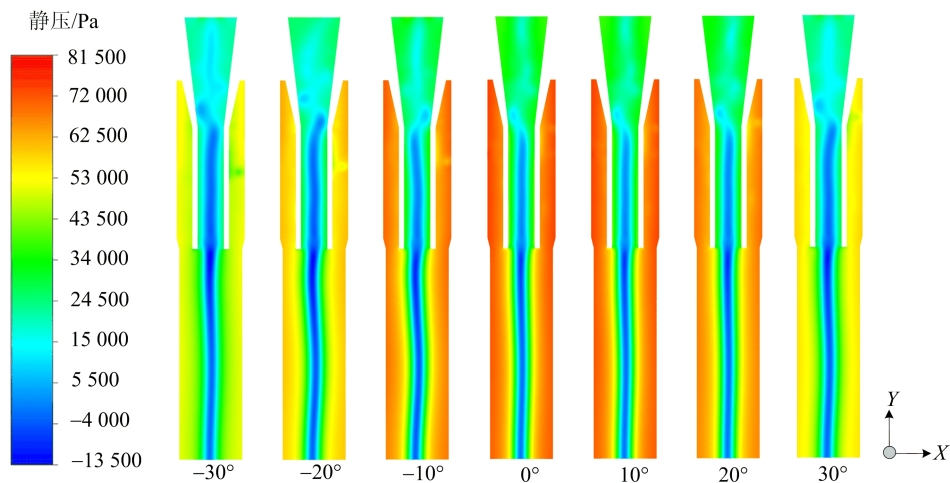


图 4 $Z=0$ 截面处等值静压云图

2.3.2 压力损失分析

变压缩机转速下油气分离器的入口几何角度与流体压力损失的关系如图 5 所示。

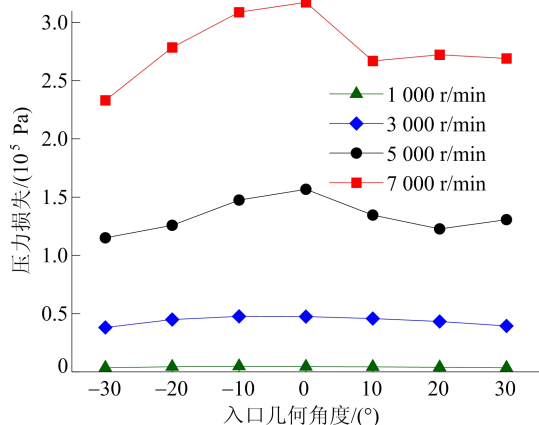


图 5 入口几何角度与压力损失关系曲线

从图 5 可以看出,随着压缩机转速增大,油分内部流体的压力损失呈倍数增长。当压缩机转速低于 $5\,000\text{ r/min}$ 时,改变油分的入口几何角度,油分压力损失基本无影响;当压缩机转速高于 $5\,000\text{ r/min}$ 时, 0° 入口几何角度的油分压力损失最大;在 $7\,000\text{ r/min}$ 转速下,通过改变油分入口几何角度可使油分压力损失降低 84 kPa 。因此,当压缩机高转速运行时,增加油分入口几何角度

可使油分的压力损失数值降低。

2.4 油气分离效率

油气分离器的油分入口几何角度与总分离效率的关系如图 6 所示。

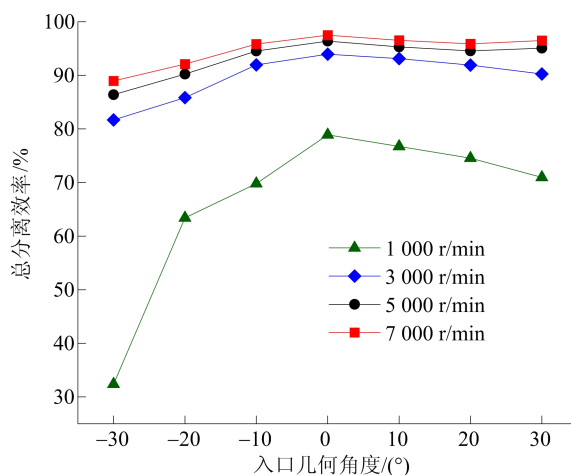


图 6 入口几何角度与分离效率关系曲线

从图 6 可以看出,压缩机在不同转速下,当油分入口几何角度为 0° 时,均可获得油分总分离效率的最高值;随着压缩机转速的增大,油分的总分离效率提高;但当压缩机转速达到 $5\,000\text{ r/min}$ 以上时,继续增大压缩机转速,油分的总分离效率仅提高 $1\% \sim 2\%$ 。从图 6 还可以看出,正入口几何

角度的油分总分离效率高于负入口几何角度的。

对于 0° 入口几何角度的油分,其内部油滴直径与分离效率的关系如图 7 所示。

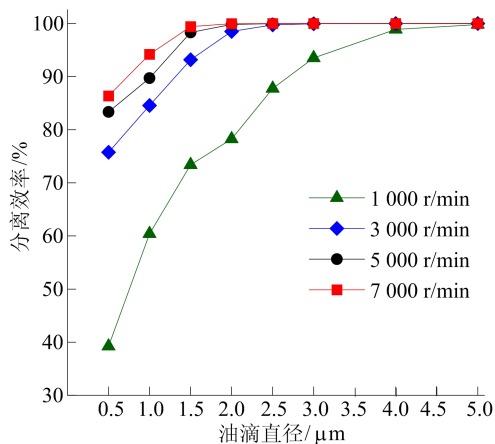


图 7 油滴直径与分离效率关系曲线

从图 7 可以看出:在相同油滴直径下,涡旋压缩机的转速越高,油滴的分离效率越高;在相同的压缩机转速条件下,油滴的直径越大,分离效率越高,其中 $5.0 \mu\text{m}$ 直径油滴在转速为 $1\,000 \text{ r/min}$ 以上分离效率即可达到 100% 。

3 实验验证

构建的电动汽车空调涡旋压缩机性能实验系统如图 8 所示。

采用注油称重法,可以对涡旋压缩机内置油气分离器的分离性能进行测试。实验采用 $25 \text{ cm}^3/\text{r}$ 排量的电动涡旋压缩机,压缩机空质量为 $5\,750 \text{ g}$,在压缩机转速为 $1\,000 \sim 7\,000 \text{ r/min}$ 的工况下进行测试。

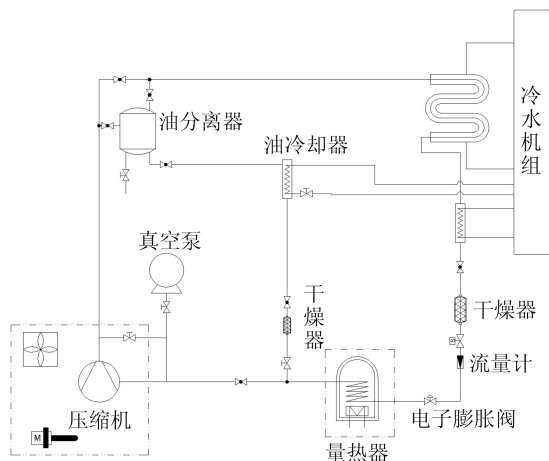


图 8 涡旋压缩机性能实验系统

实验的分离效率定义为:

$$\eta = \frac{m_t - m_e}{m_i - m_e} \quad (4)$$

其中: η 为实验的分离效率; m_t 为压缩机实验后质量; m_e 为压缩机空质量; m_i 为注油后压缩机质量。

实验工况参数见表 3 所列。

表 3 实验工况参数

参数	数值
蒸发温度/K	280.31
冷凝温度/K	328.47
过冷度/K	5
过热度/K	1
吸气温度/K	290.26
吸气压力/kPa	300.01
排气压力/kPa	1 500.28

测试前,向油分入口几何角度为 0° 的电动涡旋压缩机内注入冷冻油 100 g ,将压缩机转速调节至 $1\,000 \text{ r/min}$,待稳定运行 3 min 后停机并拆卸压缩机进行称重;随后将压缩机的转速分别调节至 $2\,000$ 、 $3\,000$ 、 $4\,000$ 、 $5\,000$ 、 $6\,000$ 、 $7\,000 \text{ r/min}$,重复上述实验步骤。在实验系统中更换装配油分入口几何角度为 1° 的电动涡旋压缩机,进行重复实验,以获得不同转速下油气分离器的分离效率。

实验获取的油分分离效率见表 4 所列。

从表 4 可以看出:实验的分离效率与仿真的分离效率变化趋势一致,即油分分离效率均随着压缩机转速提高而增大;入口几何角度为 0° 时的油分分离效率要高于入口几何角度为 10° 时,并且随着转速的提高,两者的分离效率差值逐渐减小至 1% 。

表 4 实验的油气分离器分离效率

压缩机转速/ (r/min)	分离效率/%	
	0° 入口几何角度	10° 入口几何角度
1 000	67	64
2 000	81	79
3 000	89	86
4 000	91	89
5 000	93	91
6 000	95	94
7 000	96	95

将实验与仿真的分离效率进行归一化处理,结果如图 9 所示。

从图 9 可以看出,实验与仿真结果的误差值

保持在 $\pm 15\%$ 以内。误差的产生主要是由于仿真时认为油分内油滴在直径大小和空间分布上均为均匀状态,与实际的油滴直径分布有差距,且没有考虑油滴的破碎凝聚。

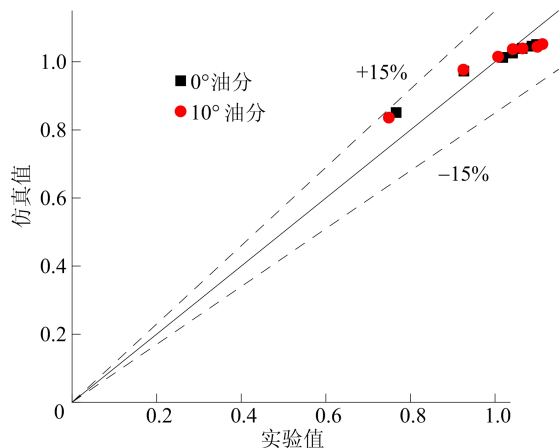


图 9 归一化处理仿真与实验的分离效率对比

4 结 论

针对不同入口几何角度的电动涡旋压缩机油气分离器,通过仿真计算与实验验证,分析了油分内流场流动特性与性能变化趋势,得到主要结论如下:

1) 油气分离器内流场分为向下的外旋流和向上的内旋流,内旋流速度更快,内、外旋流的旋转方向相同;静压分布由外到内逐渐减小;切向速度分布由外到内先增大后减小。

2) 当电动涡旋压缩机转速由 1 000 r/min 增加至 7 000 r/min 时,油分分离效率不断提高,压力损失成倍增加;在压缩机转速相同时,油滴直径越大,分离效率越高。

3) 在压缩机转速低于 5 000 r/min 时,增加油分入口几何角度,分离效率与压力损失均会下降,此时入口几何角度为 0° 的分离器综合性能最优;当压缩机转速高于 5 000 r/min 时,将油分入口几何角度改为 10° ,可在分离效率下降 1% 的同时降低 14.2%~15.9% 的压力损失,此时入口几何角度为 10° 的分离器综合性能最优。

4) 实验分离效率与仿真分离效率变化趋势一致,两者的误差值保持在 $\pm 15\%$ 以内,注油称重

实验结果验证了仿真计算结果的有效性。

[参 考 文 献]

- [1] 关晓. 电动汽车空调系统的发展[J]. 时代汽车, 2023(22): 164-167.
- [2] 何子淑. 电动汽车发展对能源与环境影响研究[J]. 时代汽车, 2023(3): 104-106.
- [3] 陈雪辉, 张宇希, 丁晓龙, 等. 涡旋压缩机动涡旋盘端面摩擦副多转速下磨损影响分析[J]. 润滑与密封, 2023, 48(8): 120-126.
- [4] 王博. 涡旋压缩机气动噪声模拟及优化研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2023: 44-48.
- [5] 李超, 金银霞, 尹贺龙, 等. 涡旋压缩机油气混合介质径向间隙泄漏特性研究[J]. 流体机械, 2022, 50(8): 45-51, 96.
- [6] 吴业正, 李红旗, 张华, 等. 制冷压缩机[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [7] Wang S, Li H, Wang R, et al. Effect of the inlet angle on the performance of a cyclone separator using CFD-DEM[J]. Advanced Powder Technology, 2018, 30(2): 227-239.
- [8] Satyanand P, Singh L B. On the performance of cyclone separators with different shapes of the conical section using CFD[J]. Powder Technology, 2022, 407: 136-145.
- [9] Brar S L. Application of response surface methodology to optimize the performance of cyclone separator using mathematical models and CFD simulations[J]. Materials Today: Proceedings, 2018, 5(9): 20426-20436.
- [10] 李迎福. 电动涡旋压缩机油气分离器短路流分析及结构优化研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2021: 33-36.
- [11] 刘兴旺, 康小兵. 电动汽车涡旋压缩机内油气分离器的研究[J]. 流体机械, 2021, 49(2): 23-29.
- [12] 刘兴旺, 李迎福. 电动涡旋压缩机油气分离器升气管结构类型对分离性能的影响[J]. 化工机械, 2021, 48(5): 706-710.
- [13] Gao X, Zhao Y P, Feng J M, et al. The research on the performance of oil-gas cyclone separators in oil injected compressor systems with considering the breakup of oil droplets[C]//2012 Compressor/Refrigeration & Air Conditioning/High Performance Buildings Conferences at Purdue. Purdue: Purdue University, 2012: 1407-1410.
- [14] GB/T 22068—2018 汽车空调电动压缩机总成[S].
- [15] 霍鑫东. 二次曲线渐扩升气管对旋风分离器流场和分级特性影响研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2022: 74-87.

(责任编辑 胡亚敏)