doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.06.067

氢燃料电池车用离心空压机叶轮设计与轮背泄漏研究

杨山举[1]　李　栋[1]　张丽君[1]　陈　雨[1]　陈　军[1]　姜　杰[2]　郝　杰[3]
(1. 西北农林科技大学机械与电子工程学院, 陕西杨凌 712100; 2. 陕西启承低温科技有限公司, 西安 710048;
3. 陕西海鲸氢捷新能源科技有限公司, 咸阳 712000)

摘要: 鉴于当下的气候变化与能源危机,发展具有高效、清洁等优点的氢燃料电池车辆为一条有效途径。为匹配电堆功率 130 kW 车载氢燃料电池,设计了额定压比 2.8、质量流量 130 g/s、转速 88 000 r/min 的两级气浮轴承离心空压机。构建了两级离心空压机一般通流模型和泄漏通流模型,进行了两类通流模型数值模拟与对比分析;对泄漏通流模型的叶轮背腔厚度与形状、环形密封齿几何数量与结构参数进行了研究,并在改进的离心空压机综合性能实验台对整机进行了性能测试与验证。研究结果表明,增加泄漏流道后的通流模型在设计工况下压比误差由 10.63%降至 5.11%,适当减小叶轮背腔厚度和增大密封齿轴向尺寸能减少气体泄漏,该两级气浮轴承离心空压机叶轮结构强度能满足超高速运转要求,且在设计工况下等熵效率可达 73.30%,最高稳定转速可达 95 000 r/min。

关键词: 离心空压机; 气动设计; 泄漏通流模型; 背腔厚度; 密封齿结构; 台架试验
中图分类号: TH452　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)06-0712-11　　**OSID**:

Impeller Design and Wheel Back Leakage of Centrifugal Air Compressor for Hydrogen Fuel Cell Vehicle

YANG Shanju[1]　LI Dong[1]　ZHANG Lijun[1]　CHEN Yu[1]　CHEN Jun[1]　JIANG Jie[2]　HAO Jie[3]
(1. *College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi* 712100, *China*
2. *Shaanxi Qicheng Cryogenic Technology Co., Ltd., Xi'an* 710048, *China*
3. *Shaanxi Haijing Qingjie New Energy Technology Co., Ltd., Xianyang* 712000, *China*)

Abstract: In response to global climate challenges and energy transition imperatives, the advancement of hydrogen fuel cell vehicles featuring high energy efficiency and zero-emission characteristics represents a strategic pathway. Focusing on the development of a two-stage aerodynamic gas bearing centrifugal compressor specifically engineered for a 130 kW vehicular fuel cell system, achieving critical performance parameters, including pressure ratio of 2.8, mass flow rate of 130 g/s, and operational speed of 88 000 r/min. A general flow model and a leakage flow model for the two-stage aerodynamic gas bearing centrifugal air compressor were constructed, numerical simulations and comparative analyses of these two models were carried out. The thickness and shape of the impeller back cavity and the geometric number and structural parameters of the annular seal teeth in the leakage flow model were investigated. Performance tests and validation of the air compressor were conducted on an upgraded centrifugal air compressor comprehensive performance test bench. The results indicated that the pressure ratio error of the flow model considering the leakage channel under the design condition was reduced from 10.63% to 5.11%. Appropriately reducing the thickness of the impeller back cavity and increasing the axial dimensions of the seal teeth can reduce gas leakage. The calculation formula of the leakage coefficient with the number of sealing teeth was fitted. The two-stage aerodynamic gas bearing centrifugal air compressor impeller had a high safety margin, its structural strength can meet the requirements of ultra-high speed operation. And the isentropic efficiency of the two-stage aerodynamic gas bearing centrifugal air compressor can reach 73.30% under design conditions, with a maximum stable rotational speed of up to 95 000 r/min.

Key words: centrifugal air compressor; pneumatic design; leakage flow model; thickness of back cavity; seal tooth structure; bench test

收稿日期: 2024-12-18　修回日期: 2025-01-14
基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金项目(32001428)和陕西省技术创新引导专项(2023QYPY-15)
作者简介: 杨山举(1984—),男,教授,博士生导师,主要从事高速旋转机械与热控技术研究,E-mail: yangshanju@nwafu.edu.cn

0　引言

随着气候变化日益加剧，各国对温室气体排放越来越重视，并积极寻找绿色、可持续的能源解决方案[1]。氢能作为一种清洁能源，具有能量密度高、可再生等优点。氢燃料电池车辆更因其零排放的特性，被视为未来交通领域的重要组成部分[2-3]。在农业领域，生物制氢技术趋于成熟，同时有 NH2TM 型、EOX175 型和 ET504－H 型等氢燃料电池拖拉机先后试产成功，形成了一个简单的绿色农业能源闭环[4-6]。其中，直接影响电堆性能的气浮轴承离心空压机具有高效、功率密度大、微振动、无污染、体积小、噪音低等优点，其作为氢燃料电池的核心组件，成为学术和工业研究的热点[7]。

当下部分研究聚焦于融合参数化建模、智能算法与数值模拟的离心空压机高效气动设计方法，通过理论创新与工程算法开发，突破传统设计的经验局限性，实现性能提升、寄生功率降低和工况适应性扩大等目的[8-11]。其他研究则围绕离心机械关键结构参数与多物理场耦合的协同优化展开，通过数值模拟与实验验证相结合的方法，揭示参数对气动性能、热管理及机械强度的作用机制，并形成面向工程应用的设计准则与预测模型[12-18]。也有研究侧重于离心压缩机核心组件的实验验证与系统级测试方法，通过台架实验、动态参数测量、工况模拟等技术手段，系统性地揭示了气动性能、稳定性及寿命衰减的内在机制[19-25]。

在现有研究进展中，很少有文献能够对小流量两级气浮轴承离心空压机连续完成气动设计和泄漏分析等流程。本研究对一台已得热力计算结果的离心空压机，在依次完成通流部件气动设计、空压机三维模型、制造空压机样机和进行台架性能实验的基础上，构建一般通流模型和泄漏通流模型，完成两类通流模型的数值模拟，使用流固耦合理论，分析校核叶轮强度，改变叶轮轮背结构，对背腔厚度和迷宫密封齿结构进行研究。

1　离心空压机气动设计

为匹配电堆功率 130 kW 车载氢燃料电池，需设计一种使用箔片动压气浮轴承支承，通过高速直驱电机驱动的两级气浮轴承离心空压机。表 1 为该空压机主要设计参数。

在叶轮机械领域，气动设计核心在于精确捕捉并优化流体在复杂几何空间内的三维流动特性。流线曲率法在气动设计时不仅考虑流体沿流线方向的速度变化，还融入流体粘性、湍流等复杂因素对流动的影响，可以确保设计结果的高准确性和高可靠性。该方法将复杂的三维流动问题转化为一系列沿流线方向的二维或准二维问题进行求解，在简化计算复杂度的同时能够保留流体在叶轮内部流动的三维特性。

表 1　主要设计参数

Tab. 1　Main design parameters

参数	数值/形式
工质	空气
质量流量 q_m/(g·s^{-1})	130
额定压比 ε	2.8
额定转速 n/(r·min^{-1})	88 000
进气温度 T_0/℃	－35～65
绝热效率 η_s/%	≥72
空压机功率 P_f/kW	22
噪音声压级 A/dB	≤75
电堆功率 P_d/kW	130

叶轮作为离心空压机的核心部件，直接影响整机性能。高压比的小型离心空压机叶轮不仅设计复杂，在加工时也存在许多难题。本研究设计的离心空压机额定压比达 2.8，为降低设计难度，提高整机效率，经过分析计算后将该空压机分两级进行设计加工；其中，一级压比 1.800，进口总压 0.101 MPa，进口总温 20℃，二级压比 1.757，进口总压 0.180 MPa，进口总温 80℃。根据流线曲率法设计原则，归纳叶轮气动设计流程，如图 1 所示。

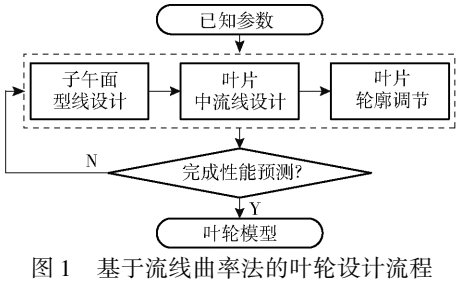


图 1　基于流线曲率法的叶轮设计流程

Fig. 1　Impeller design flow based on streamline curvature method

叶片子午面轮廓是在叶片通道内沿着轴向和径向平面截取的轮廓线，合理的子午面轮廓可以确保叶片在高应力和高转速下具有足够的强度和稳定性。在对叶轮子午面轮廓进行设计时，以逆向法为主，同时结合高阶贝塞尔曲线法展开。在设计过程中，首先根据所需的内部流动特性（图 2 为子午线流速分布，图 3 为叶轮横截面积分布），通过设定的中轴轮廓和约束方程间接计算出护罩和轮毂轮廓，反向推导出叶轮子午面形状；然后依次计算出叶轮进出口端点处曲率和高阶贝塞尔曲线上控制点坐标，通过不断调整优化轮盘型线与固定子午面轮盖型线，完成叶轮子午面轮廓设计。

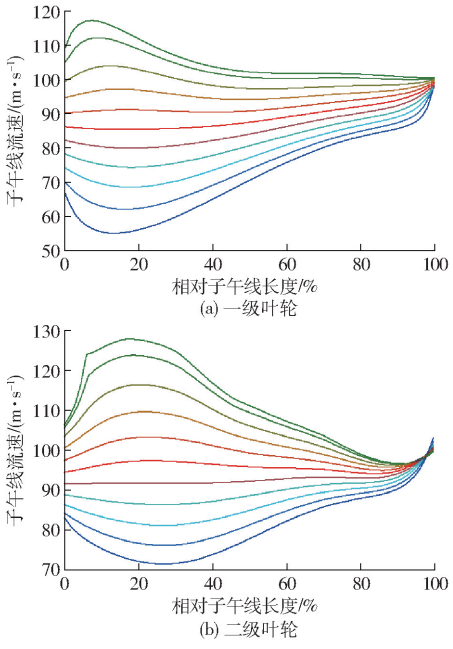


图 2 叶轮子午线流速分布

Fig. 2 Velocity distribution of impeller meridian

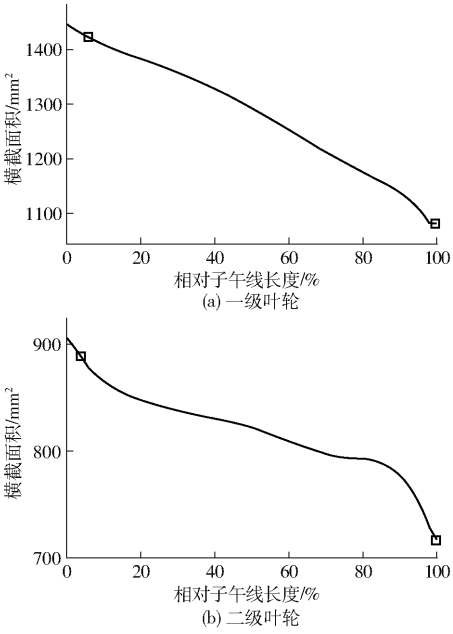


图 3 叶轮横截面积分布

Fig. 3 Impeller cross sectional area distribution

叶片中流线是指在叶片表面上介于叶片前缘和后缘之间的平均路径,其反映了流体在叶片中的主流路径。以叶片角分布规律为基础完成中流线设计,首先根据流体力学理论和经验公式,使用速度三角形计算出一级叶轮 Shroud 线进口角为 29.30°,Hub 线进口角为 48.30°,出口角为 50.00°;二级叶轮 Shroud 线进口角为 27.70°,Hub 线进口角为 43.60°,出口角为 54.00°。然后根据空压机性能指标和叶片载荷分布,得到图 4 所示的不同叶高处叶片角分布规律(自上而下为 100% 叶高(Shroud 面)、83% 叶高、67% 叶高、50% 叶高、33% 叶高、17% 叶高、0 叶高(Hub 面))。最后以整体气动特性为目标,经多次迭代和优化,完成相应叶高处叶片中流线设计。

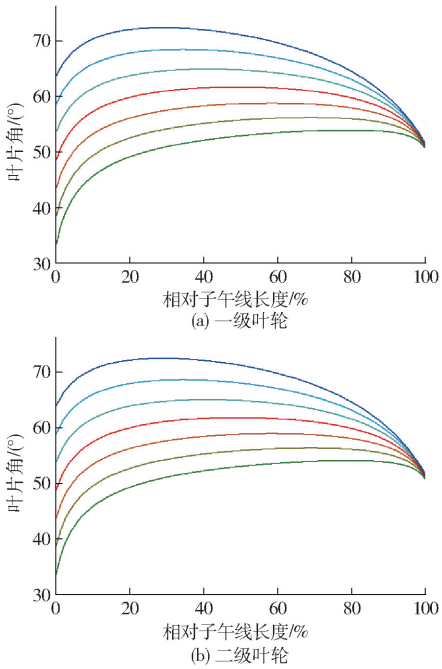


图 4 叶轮不同叶高处叶片角分布

Fig. 4 Blade angle distributions at different heights of impeller blades

叶片几何形状分为前缘、中间段和后缘 3 部分,而叶片细节设计主要包括叶片前后缘形状调节和叶片中间段厚度调节。使用高阶贝塞尔曲线,调节叶片前缘为特定圆弧形,以降低由于气流通流面积骤减而引起的流动阻塞现象,改善叶道进口处流动情况;同时为确保叶片有足够的结构强度和承载能力,设置中间段厚度为 0.8 mm;最后调节叶片后缘为矩形,以减少气流在扩压器或后续管道中的涡流和湍流现象,提高整机流动性能和效率。经多次迭代,得到图 5 所示的叶轮模型;其中,一级叶轮外径为 76.2 mm,二级叶轮外径为 72.3 mm。

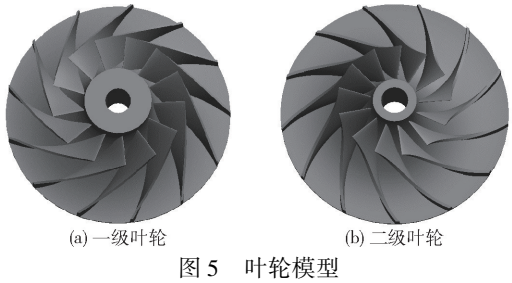


图 5 叶轮模型

Fig. 5 Impeller models

选择无叶扩压器将高速低压气体转换为低速高压气体,其结构简单,由两层平行壁面组合而成。首先根据经验公式确定进出口直径和宽度,然后通过直接建模完成扩压器气动设计。此外,采用周向平均速度法对蜗壳进行气动设计时,首先以流动效率

和气动性能为指标确定一条阿基米德螺旋线作为蜗壳型线，然后根据连续性方程和经验公式计算出各主要截面设计参数，最后使用数字设计与优化技术完成相应结构，图 6 为完成全部零件设计后的离心空压机模型。

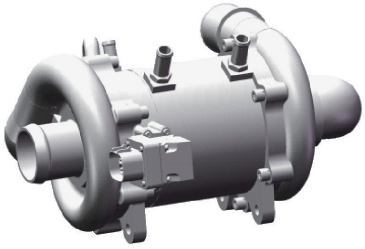


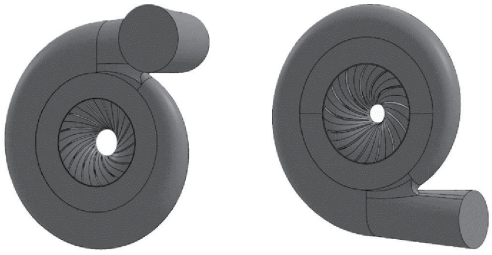
图 6　离心空压机模型

Fig. 6　Centrifugal air compressor model

2　离心空压机数值模拟

2.1　通流模型构建

根据前文构建的离心空压机模型，在进行数值模拟前分别提取了一级通流模型和二级通流模型，如图 7 所示。但离心空压机正常运转时，旋转部件和静止部件之间存在一定的间隙，由此造成泄漏损失。为减少该部分损失，设计模型时在转轴与壳体之间设置了平滑形迷宫密封结构，如图 8 所示。在计算模型中加入轮背泄漏流道可使数值模拟结果更加准确可靠，重新构建的泄漏通流模型如图 9 所示。



(a) 一级压缩端　　(b) 二级压缩端

图 7　离心空压机一般通流模型

Fig. 7　General flow model of centrifugal air compressor

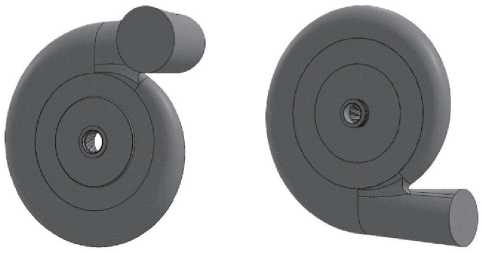


图 8　迷宫密封结构示意图

Fig. 8　Labyrinth seal structure diagram

2.2　网格无关性验证

离心空压机通流部件稳态数值模拟在 CFX 2021 中完成。其中，工质选择理想气体，传热模型选择 Total Energy 模型、湍流模型选择 $k-\varepsilon$ 模型，收敛残差目标值设为 1×10^{-6}，迭代步数为 2 000。为了确保仿真结果准确可靠，提高模拟效率，同时降低计算成本，节约计算资源，在数值模拟前需进行网格无关性验证。



(a) 一级压缩端　　(b) 二级压缩端

图 9　离心空压机泄漏通流模型

Fig. 9　Leakage flow models of centrifugal air compressor

先采用 ICEM 2021 对一般通流部件进行四面体网格划分。一组通流部件由叶轮、扩压器和蜗壳 3 部分组成，为了得到更精确的部件-网格数关系，需逐个研究各部件网格数对最终结果的影响。首先确定其中 2 个部件的网格数量，通过不断改变另一个部件的网格数进行数值模拟，以完成各个部件的网格无关性验证。完成仿真计算后分析所得结果，当一级压缩端网格总数量为 $2.5\times10^6\sim3.5\times10^6$、二级压缩端网格总数量为 $2.0\times10^6\sim3.5\times10^6$时各曲线已无明显变化趋势，可以满足数值模拟要求。采用相同方式对离心空压机泄漏通流模型完成网格无关性验证，综合模拟目标和计算条件，最终确定各个部件网格数量如表 2 所示。

表 2　各部件网格数量

Tab. 2　Number of grids for each component

模型		叶轮	扩压器	蜗壳	轮背
一般通流模型	一级压缩端	8.8×10^5	4.8×10^5	1.6×10^6	
	二级压缩端	7.0×10^5	6.4×10^5	1.9×10^6	
泄漏通流模型	一级压缩端	8.8×10^5	4.9×10^5	1.3×10^6	3.0×10^5
	二级压缩端	8.2×10^5	6.4×10^5	8.3×10^5	4.6×10^5

2.3　数值模拟

为全面分析离心空压机性能，在多个转速下分别对一般通流模型和泄漏通流模型进行数值模拟，结果如图 10、11 所示（图例说明：B60 表示泄漏通流模型，转速为 60 000 r/min；O60 表示一般通流模型，转速为 60 000 r/min；其他类推）。观察分析图 10、11 可知，一般通流模型和泄漏通流模型各曲线变化趋势基本一致，即在同一转速下，压比和等熵效率在整体趋势上都随着质量流量的增加而降低。这是因为当质量流量增加后，叶轮出口绝对速度的径向分速度增大，根据能量头关系式可知叶轮对气体的做功将减少，导致出口压力降低，温升减小，等熵效率下降。此外，由于能量头正比于圆周速度，在同一质量流量下转速升高后，叶轮对气体做功将会增加，使得空压机压比变大。

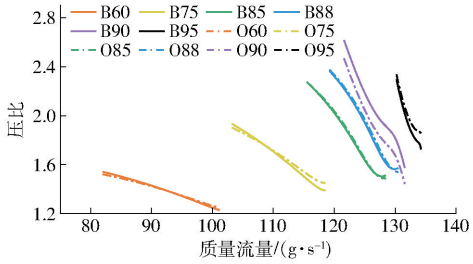


图 10 质量流量-压比曲线

Fig. 10 Mass flow - pressure ratio curves

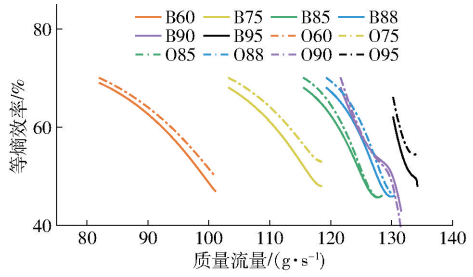


图 11 质量流量-等熵效率曲线

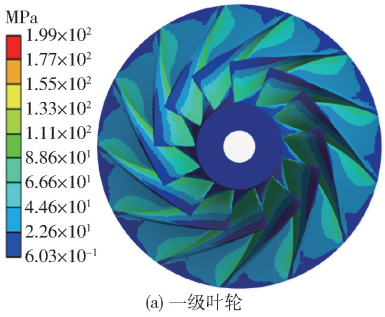
Fig. 11 Mass flow - isentropic efficiency curves

2.4 叶轮强度

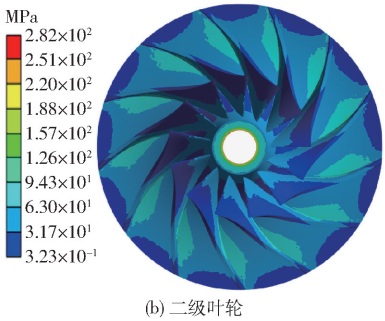
离心空压机在设计工况下工作时,旋转部件转速为 88 000 r/min。叶轮在此工况下角速度为 9 215 rad/s,将会受到较大的离心力从而发生变形。此外,高速运转的叶轮与空气之间会产生复杂的相互作用,流体压力与惯性力作用于叶轮表面后,将进一步影响结构应力和变形。为防止因叶轮变形量超过叶顶间隙而发生意外,需对其强度进行校核。

采用流固耦合的思想,使用 CFX 2021 和 Static Structural 的数据交互完成流体干涉下的叶轮强度分析;其中,流体域采用基于 Reynolds - Averaged Navier - Stokes 方程的 SST 湍流模型;固体域定义叶轮材料为 7075 铝合金,其屈服强度为 503 MPa,拉伸强度为 572 MPa;数据耦合内容包括压力和温度,数据耦合界面选择叶轮轮缘和叶片表面,图 12 为叶轮冯·米塞斯应力分布图,图 13 为叶轮变形量分布图。

由图 12 可知,最大应力出现在叶片根部与轮毂连接处,这是因为叶轮在高速旋转时,离心力随半径增大而线性增加,但根部截面积较小,导致拉伸应力集中;同时气动载荷使叶片受弯,根部作为固定端应力进一步增大。一级叶轮最大冯·米塞斯应力为 199 MPa,二级叶轮最大冯·米塞斯应力为 282 MPa,均远低于材料的拉伸强度和屈服强度。基于屈服强度可求得一级叶轮安全系数为 2.53,二级叶轮安全系数为 1.78,均远大于 1.2。图 13 表明,叶片尾缘区域变形量最大,这是因为叶片尾缘通常较薄,抗弯刚度不足,易在离心力及气动压力下变形;同时尾缘



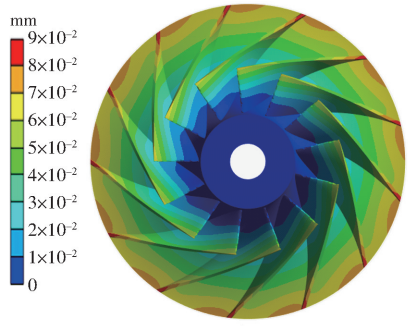
(a) 一级叶轮



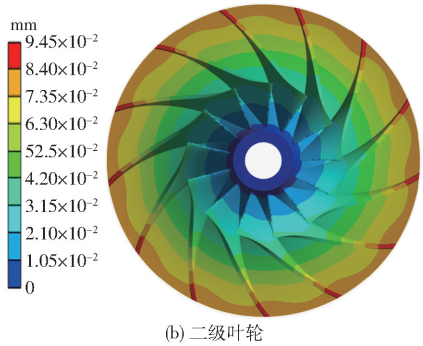
(b) 二级叶轮

图 12 叶轮应力分布图

Fig. 12 Distributions of impeller stress



(a) 一级叶轮



(b) 二级叶轮

图 13 叶轮变形量分布图

Fig. 13 Distributions of impeller deformation

处气流分离导致非定常压力波动,加剧了动态变形。一级叶轮最大变形量为 89.98 μm,二级叶轮最大变形量为 94.40 μm,整体变形量均在允许范围内。因此,叶轮在设计工况下具有较高的安全裕度,可认为其在设计工况下正常工作时不会受到结构破坏。

3 泄漏流道结构

离心空压机叶轮轮背泄漏流道轮廓截面示意图如图 14 所示,其中一级叶轮轮背受空间结构限制仅

设置 1 个密封齿，二级叶轮轮背空间布局较为宽裕，设置 3 个密封齿。因此，在下文研究中以一级叶轮轮背泄漏流道为对象进行背腔结构分析，选择二级叶轮轮背泄漏流道为对象展开密封齿结构研究。

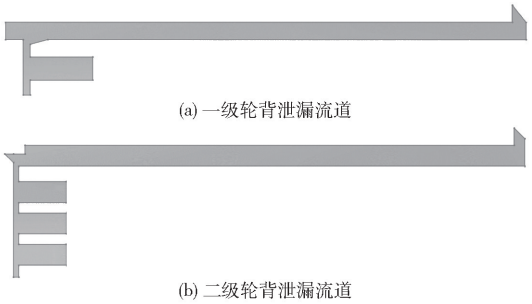


图 14　泄漏流道截面示意图

Fig. 14　Schematic diagram of leakage runner section

3.1　背腔结构

为确保各零件正常装配与工作，叶轮轮背与壳体间存在一定的间隙，为探究背腔厚度对泄漏的影响，在一级叶轮背腔模型基础上，修改相应参数，分别建立厚度步长为 0.1 mm、区间为 0.5 ~ 1.5 mm 的轮背泄漏模型，并完成了设计工况下各个模型的数值模拟。图 15 为不同背腔厚度下性能参数曲线，随着背腔厚度增加，一级压缩端出口压力、压缩效率和泄漏量均呈下降趋势；当一级叶轮背厚度超过 1.0 mm 后，泄漏量虽然进一步减少，但一级压缩端压比和效率大幅降低，使整机性能受到影响。观察图 16、17 可知，环形密封齿进口区域压力梯度随着背腔厚度增加而增大，使得密封效果提升，泄漏量降低；但随着背腔厚度增加，其内部的涡旋更加严重，不稳定流动和摩擦区域增多，使得流动损失变大，出口压比和整体效率降低。

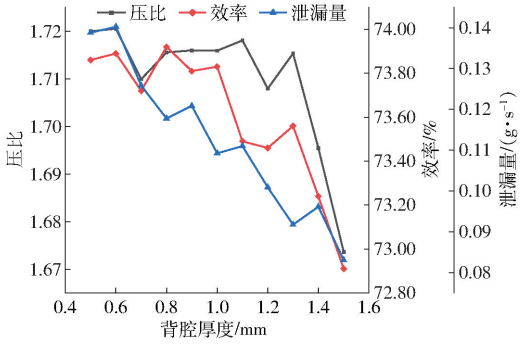


图 15　背腔厚度-性能参数变化曲线

Fig. 15　Back cavity thickness – performance parameter variation curves

为研究背腔形状的影响，以厚度 1.0 mm 背腔通流模型为基础，设计构建了图 18 所示的 6 类背腔通流模型。基础背腔通流模型（背腔截面 0）与 6 种背腔类型的一级压缩端数值模拟对比结果如图 19 所示，重新建立的泄漏通流模型较初始泄漏模型压

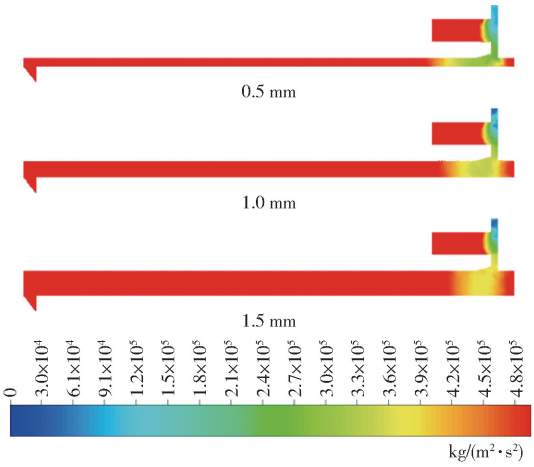


图 16　不同厚度背腔截面压力梯度分布图

Fig. 16　Pressure gradient distribution of dorsal cavity section with different thicknesses

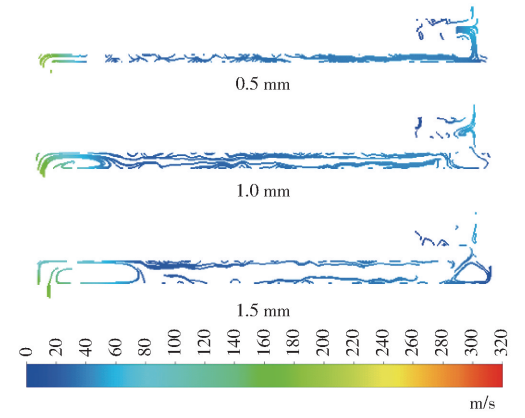


图 17　不同厚度背腔截面流线分布图

Fig. 17　Streamline distribution of dorsal cavity section with different thicknesses

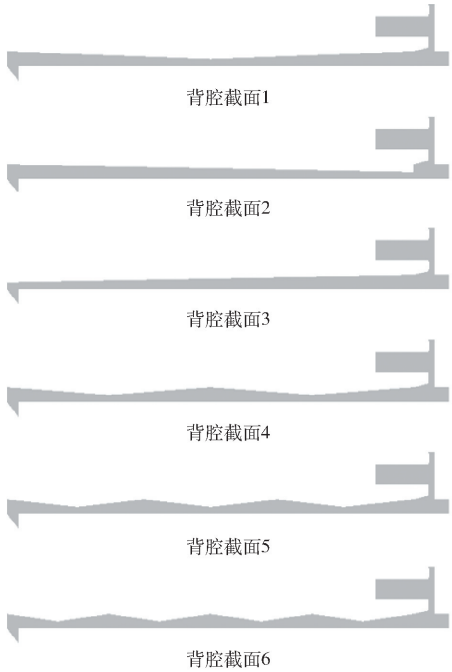


图 18　背腔截面类型

Fig. 18　Type of back cavity cross-section

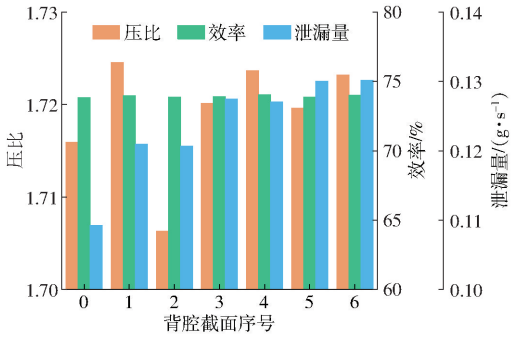


图 19 不同背腔类型一级压缩端性能

Fig. 19 Performance of primary compression end with different back cavity types

缩效率基本一致,但泄漏量明显增加,这是因为泄漏截面积变化后,相应通流区域的不稳定流动增多,使得泄漏量在一定范围内增大。

3.2 密封齿结构

迷宫密封常于转轴与壳体间设置一定数量的环形密封齿,以减少工质泄漏。以离心空压机二级压缩端迷宫密封齿为研究对象,依次对具有 0 ~ 8 个密封齿的泄漏通流模型完成数值模拟,相应性能曲线如图 20 所示。观察图 20 易知,随着密封齿数量增加,二级压缩端出口压力基本稳定,压缩效率稍有波动,但泄漏量明显降低;这是因为密封齿数量变化影响节流效应程度,当密封齿数量增多后,节流效应得到提升,透气效应减弱,密封效果更加优异。

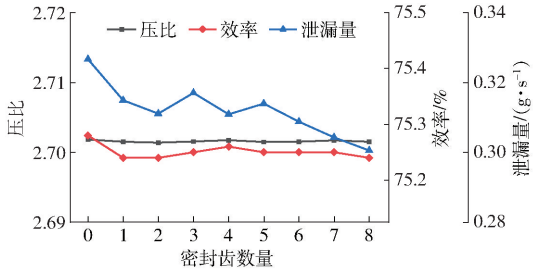


图 20 不同密封齿数量下性能参数变化曲线

Fig. 20 Variation curves of performance parameter under different numbers of seal teeth

祁大同[26]考虑到离心空压机中泄漏气体在密封齿间的流动过程存在损失,且密封齿腔中的气体速度近似为零,提出了漏气量计算公式

$$Q_{ml}=\alpha\pi ds\sqrt{\frac{P_h^2-P_l^2}{zRT_h}} \tag{1}$$

式中 Q_{ml}——漏气量,kg/s α——泄漏系数

d——转轴与壳体间空隙平均直径,m

s——密封间隙,m

P_h——密封高压端气体静压,Pa

P_l——密封低压端气体静压,Pa

z——密封齿数量

R——气体常数,J/(kg·K)

T_h——密封高压端气体温度,K

式(1)在计算平滑形密封时,泄漏系数需根据密封齿数量结合经验选取,由此带来较大误差。根据不同密封齿数量下的数值模拟结果,对密封齿进口和出口处温度、压力和质量流量等参数进行提取统计,使用四次多项式拟合泄漏系数随密封齿数量变化的计算公式,为

$$\alpha=0.493\,66+0.553\,7z-0.133\,16z^2+0.015\,88z^3-0.000\,698\,7z^4 \tag{2}$$

式(2)决定系数 R^2 为 0.999 97,可为小型离心空压机轮背迷宫密封泄漏系数计算选取提供参考。

环形密封齿截面形状一般为矩形,为分析密封效果与密封齿几何尺寸的关系,在密封齿数量为 3 的初始二级压缩端泄漏通流模型(单个密封齿轴向尺寸为 1.2 mm、径向尺寸为 2.7 mm)基础上,首先确保密封齿径向尺寸一定,建立密封齿轴向尺寸为 0.6 ~ 3.0 mm、步长为 0.2 mm 的各个泄漏通流模型;然后保持密封齿径向尺寸不变,建立密封齿径向尺寸为 0 ~ 5.5 mm、步长为 0.5 mm 的各个泄漏通流模型;最后对所有泄漏模型进行网格划分和数值模拟,得到不同密封齿轴向、径向尺寸下的性能参数变化曲线(图 21)。在图 21a 中二级压缩端的出口压力和压缩效率出现阶梯变化,同时随着密封齿轴向尺寸的增大,泄漏量出现明显波动,泄漏出口马赫数快速降低,其最大值与最小值差值达到 0.036;但在图 21b 中泄漏出口马赫数随着密封齿径向尺寸的增大稍有降低,相应压力、效率和泄漏量也仅在一定范围内变化。比较图 22 所示的密封齿马赫数分布可以发现,增大密封齿面积能够使泄漏气体在密封齿中的扩压现象更加充分地进行,当密封齿径向尺寸突破临界值后,泄漏气体压降程度进一步加深;但改

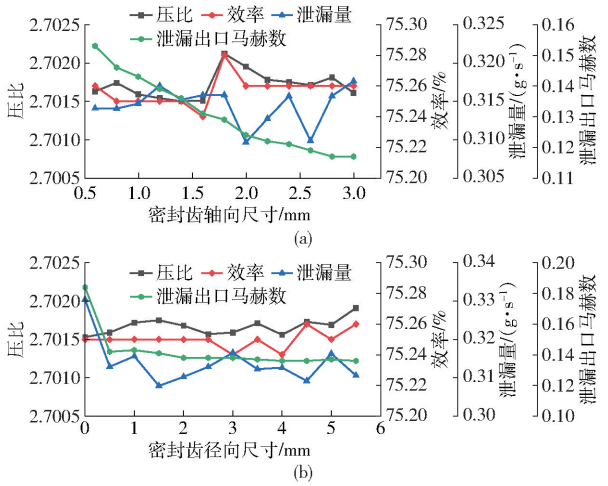


图 21 不同密封齿轴向、径向尺寸下的性能参数变化曲线

Fig. 21 Variation curves of performance parameters under different axial and radial dimensions of seal teeth

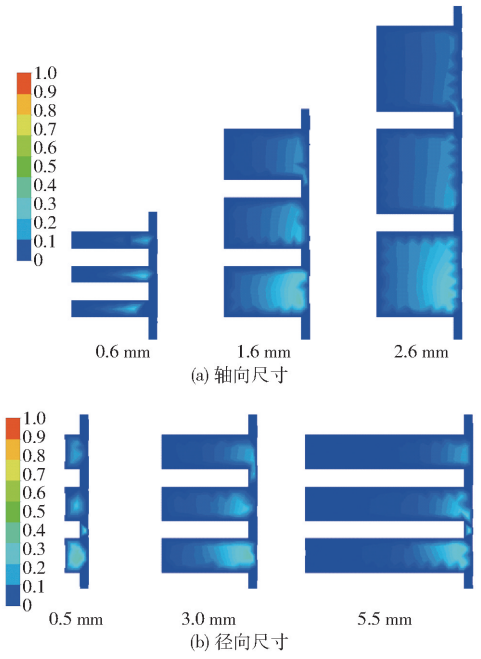


图 22　不同轴向、径向尺寸下密封齿马赫数分布图

Fig. 22　Mach number distributions of sealing teeth under different axial and radial dimensions

变密封齿径向尺寸带来的增益有限，在某一临界值之后泄漏气体的扩压程度基本不再变化。因此，增大密封齿轴向尺寸相较于增大密封齿径向尺寸更加有助于提升密封效果。

4　离心空压机台架实验

4.1　离心空压机综合性能实验台

在前文设计与仿真结果的基础上，采用实验室自主研发的气浮轴承完成该离心空压机的生产制造。为系统验证两级气浮轴承离心空压机的动态特性与工作性能，通过使用 PLC 替换数据采集卡和增加物联网模块，对现有离心空压机实验台架实施针对性改造升级；改造后实验系统可对转速（0 ~ 100 000 r/min）、压力（0 ~ 0.4 MPa）和质量流量（19.7 ~ 197.0 g/s）等核心参数进行测量、记录和转发。

改造后离心空压机实验台系统示意图和实物图如图 23 所示，由气体压缩部分、空压机水冷部分和性能测试部分 3 部分组成。气体压缩部分为实验台通流区域，主要由空气过滤器、离心空压机、电动调节阀、气体流量计、消音器和若干管道组成。空压机水冷部分用于冷却高速永磁同步电机定子和控制器，主要由水箱、水泵、液体流量计和冷凝器组成。性能测试部分用于测量空压机运行时的状态参数，主要由传感器、控制器、上位机和电源组成；其中，所用传感器包括压力变送器、热电偶和振动传感器。同时，为提升实验效率，重新设计开发上位机和下位机的测试监控系统，并加入物联网模块，可以在多平台对空压机的进出口压力、进出口温度、振动加速度、气体流量以及电机、控制器和冷却液的有关信息进行实时监测，如图 24 所示。

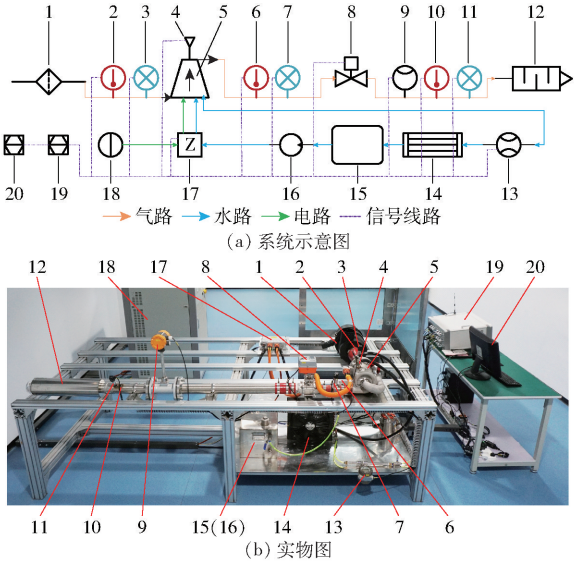


图 23　离心空压机综合性能实验台

Fig. 23　Comprehensive performance test bench system of centrifugal air compressor

1. 空气过滤器　2. 热电偶Ⅰ　3. 压力变送器Ⅰ　4. 振动传感器　5. 离心空压机　6. 热电偶Ⅱ　7. 压力变送器Ⅱ　8. 电动调节阀　9. 空气流量计　10. 热电偶Ⅲ　11. 压力变送器Ⅲ　12. 消音器　13. 液体流量计　14. 冷凝器　15. 水箱　16. 水泵　17. 控制器　18. 电源　19. 下位机　20. 上位机



图 24　离心空压机测试监控系统

Fig. 24　Centrifugal air compressor test monitoring system

4.2　实验方案

在离心空压机综合性能实验台进行两级气浮轴承离心空压机性能测试，测试方案为：①在监控系统设置空压机转速，通过控制器调节空压机转速，依次

为 60 000、75 000、85 000、88 000、95 000 r/min。②在监控系统输入出口阀开度占比,通过电动阀调节空压机出口阀门开度,依次为 40%、50%、60%、70%、80%、90%、100%。③在每一开度下均匀调节转速,达方案值后保持一段时间,待压力、温度、流量等参数趋于稳定。④采集并记录不同阀门开度下稳定后的空压机质量流量、进出口压力、进出口温度和电机功率等,计算求解空压机实验温升、压比和效率。

4.3 实验结果分析

根据上文实验方案,完成两级气浮轴承离心空压机性能测试。分析比较设计工况下的压比,泄漏模型模拟值与实验值平均误差为 5.11%,小于一般模型模拟值与实验值平均误差 10.63%。表 3 为设计工况下实验值与泄漏模型模拟值对比,其中最高效率点和最高压力点均在小质量流量区,这是因为在管路阻力等因素的影响下空压机最佳工况点发生了偏离。绘制图 25 所示的离心空压机特性曲线(图例说明:B60 表示泄漏通流模型,转速为 60 000 r/min;E60 表示台架实验,转速为 60 000 r/min;其他类推),与图 10、11 对比可知,根据仿真数据与实验数据绘制的特性曲线变化趋势基本一致,但由于泄漏通流模型考虑了叶轮轮背的泄漏流道,在模拟计算中的工况与离心空压机实际工况更加相似,使得其结果曲线与实验曲线也更加一致。此外,实验数据中的等熵效率曲线在坐标系中的相对位置高于对应仿真曲线的位置,这是因为两级离心空压机实物中布置有电机冷却流道,冷却液在给电机降温的同时吸收了压缩气体部分内能,使得空压机出口温度降低,整机等熵效率提高。

表 3 设计工况下实验值与泄漏模型模拟值对比

Tab.3 Comparison between experimental values and simulated values of leakage model under design conditions

质量流量/($g\cdot s^{-1}$)	实验值		模拟值	
	效率/%	压比	效率/%	压比
119.31	73.30	2.33	67.97	2.36
126.35	64.26	1.96	60.89	1.98
127.65	46.56	1.60	43.77	1.5
130.57	48.79	1.62	38.19	1.42
130.76	37.73	1.45	38.53	1.42

5 结论

(1)基于流线曲率法,以逆向法为主进行了叶轮子午面轮廓设计,以叶片角分布规律为基础完成了中流线设计,使用高阶贝塞尔曲线完成了叶片前后缘形状调节,完成了叶轮的气动设计,然后通过建立并装配扩压器、蜗壳等零件完成了两级气浮轴承离心空压机模型。

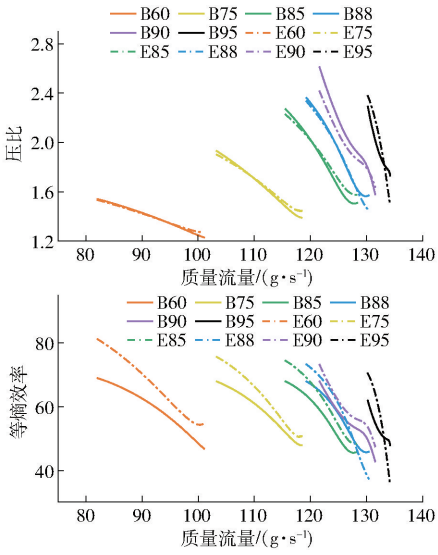


图 25 空压机特性测试曲线

Fig. 25 Air compressor characteristic test curves

(2)建立了离心空压机一般通流模型和泄漏通流模型,完成两类通流模型网格无关性验证后,在多个转速下分别对其进行了数值模拟。仿真结果表明,两类通流模型性能曲线整体趋势基本一致,在同一转速下,压比、温升和等熵效率随着质量流量增加而降低;但与设计工况下的实验压比相比,泄漏模型平均误差仅为 5.11%,小于一般模型平均误差 10.63%,其流道更加准确,更符合空压机实际工况。

(3)基于流固耦合法研究了离心空压机转速为 88 000 r/min 时的叶轮强度与变形特性。结果表明,一、二级叶轮最大冯·米塞斯应力分别为 199、282 MPa,集中于叶片根部;最大变形量达 89.98、94.40 μm,位于抗弯刚度弱的尾缘区域;相应值均低于设计阈值,叶轮不会在高速承载工况下失效。

(4)研究了叶轮背腔厚度、形状和迷宫密封齿数量、轴向尺寸、径向尺寸对泄漏流道的影响,拟合出泄漏系数随密封齿数量变化的计算公式,决定系数为 0.999 97。分析结果表明,随着背腔厚度增加,其内部不稳定流动和摩擦增多,环形密封齿进出口压力梯度增大,使得出口压比和整体效率降低,泄漏量减少;背腔形状的差异将导致泄漏流道内压力梯度发生变化,使泄漏量发生波动。此外,适当增加迷宫密封齿数量和轴向尺寸可增强气体节流效应,提升密封效果。

(5)生产制造两级气浮轴承离心空压机,同时对原自主搭建的离心空压机综合性能实验台进行了升级改造,主要完善了监控系统与防护措施。根据实验方案对空压机进行了测试,结果表明空压机在设计转速下最高工作效率可达 73.30%。

参 考 文 献

[1] 朱蓉,常蕊,汤胜茗,等. “双碳”目标下保障能源安全的气候风险评估关键技术研究现状与展望[J]. 中国基础科学,2023,25(2):10 – 18.
ZHU Rong, CHANG Rui, TANG Shengming, et al. Climate risk assessment key technique ensuring energy security for “carbon dioxide peaking and carbon neutrality”: reality and outlook[J]. Chinese Basic Science, 2023,25(2):10 – 18. (in Chinese)

[2] 郜昊强,宋业建. 氢燃料电池汽车发展趋势分析[J]. 汽车零部件,2018(12):75 – 77.
GAO Haoqiang, SONG Yejian. Development trend analysis of hydrogen fuel cell vehicle[J]. Automobile Parts, 2018(12): 75 – 77. (in Chinese)

[3] KRISZTIAN K, LORANT S, ERIKA V, et al. Development of a hydrogen fuel cell prototype vehicle supported by artificial intelligence for green urban transport[J]. Energies, 2024, 17(7): 1519.

[4] 陈鸿伟,付昱飞,宋杨凡,等. 生物制氢原理及研究进展[J]. 动力工程学报,2024,44(6):872 – 885.
CHEN Hongwei, FU Yufei, SONG Yangfan, et al. Principles and research progress of biohydrogen production[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2024, 44(6):872 – 885. (in Chinese)

[5] BALASUBRAMANI R, PETER L, JULIAN J E, et al. Current strategies and future perspectives in biological hydrogen production:a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2022, 168(6):112773.

[6] 李明生,李相,谢守勇,等. 氢燃料电池拖拉机现状及发展展望[J]. 中国农机装备,2023(8):47 – 51.
LI Mingsheng, LI Xiang, XIE Shouyong, et al. Research status and development prospect of hydrogen fuel cell tractor[J]. China Agricultural Machinery Equipment, 2023(8):47 – 51. (in Chinese)

[7] 化文灿,杨山举,王琪,等. 离心空压机波箔气体轴承设计及实验研究[J]. 润滑与密封,2024,49(6):161 – 168.
HUA Wencan, YANG Shanju, WANG Qi, et al. Design and experimental study on bump-foil gas bearing used in centrifugal air compressor[J]. Lubrication Engineering, 2024,49(6):161 – 168. (in Chinese)

[8] 万玉,许思传,张良. 燃料电池车用离心叶轮型线参数化及多工况优化[J]. 同济大学学报(自然科学版),2017,45(1): 98 – 108.
WAN Yu, XU Sichuan, ZHANG Liang. Multi-operating condition optimal design of centrifugal impeller for fuel cell vehicle application based on parameterization of impeller profile[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2017,45(1): 98 – 108. (in Chinese)

[9] 肖军,王艺达,刘小民,等. 车用燃料电池空压机叶轮多工况气动优化设计[J]. 西安交通大学学报,2021,55(9):39 – 48.
XIAO Jun, WANG Yida, LIU Xiaomin, et al. Multi-condition aerodynamic optimization of the air compressor impeller used in fuel-cell vehicles[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(9):39 – 48. (in Chinese)

[10] 王琪. 氢燃料电池车用动压气浮轴承离心空压机设计及研究[D]. 杨凌:西北农林科技大学, 2023.
WANG Qi. Design and research of centrifugal air compressor with foil aerodynamic gas bearings for hydrogen fuel cell vehicle [D]. Yangling: Northwest A&F University, 2023. (in Chinese)

[11] 权辉, 孙军, 张晓泽,等. 基于叶片载荷的涡轮发电机叶片反问题优化设计研究[J]. 农业机械学报, 2023, 54(增刊 2):192 – 198.
QUAN Hui, SUN Jun, ZHANG Xiaoze, et al. Optimization design of turbine generator blade inverse problem based on blade load[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(Supp. 2):192 – 198. (in Chinese)

[12] ZHAO C J, WANG P X, QI M G, et al. Heat transfer characteristics of a centrifugal compressor under complex heat transfer conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(7):1719 – 1725.

[13] 杭朝冬,毛好宇,许思传. 燃料电池用两级空压机叶轮设计及多参数优化[C]//2022 中国汽车工程学会年会暨展览会, 2022.

[14] ZHAO C X, YANG C L, ZHANG X T, et al. Numerical and experimental investigations of tip clearance effects in a high-flow-coefficient centrifugal compressor[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 2023,40(Supp.):219 – 230.

[15] 李文娇. 轮背空腔间隙对离心压气机气动轴向力的影响[J]. 内燃机与动力装置,2022,39(3):9 – 15.
LI Wenjiao. The effect of wheel back cavity gap on aerodynamic axial force of a centrifugal compressor[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(3):9 – 15. (in Chinese)

[16] 王星,朱阳历,张雪辉,等. 轮背空腔-密封气对 CAES 向心涡轮变工况流动损失的影响[J]. 工程热物理学报,2020, 41(1):104 – 112.
WANG Xing, ZHU Yangli, ZHANG Xuehui, et al. Effect of back cavity – seal gas on flow loss of CAES radial inflow turbine under variable operation conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(1):104 – 112. (in Chinese)

[17] 于学智,闻苏平,胡小文,等. 小流量系数离心压缩机级的泄漏及轮阻损失的数值研究[J]. 风机技术,2022,64(5): 21 – 30.
YU Xuezhi, WEN Suping, HU Xiaowen, et al. Numerical study on stage leakage and disc friction loss of small flow coefficient centrifugal compressor[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2022, 64(5):21 – 30. (in Chinese)

[18] 张映波, 赵子龙, 钱忠东. 双吸式离心泵叶片吸力面泥沙磨损破坏规律与形成机制研究[J]. 农业机械学报, 2024,

55(2):202 - 207.
ZHANG Yingbo, ZHAO Zilong, QIAN Zhongdong. Analysis of sediment erosion at suction side of double suction centrifugal pump blade[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(2):202 - 207. (in Chinese)
[19] LI S, YU G X, CHEN J J, et al. Aerodynamic design and experimental study of small flow rate centrifugal compressor[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2023,2551(1):012024.
[20] 张宏杰,花为,于雯斐,等. 氢燃料电池空压机用超高速永磁电机设计[J]. 电机与控制学报,2022,26(11):39 - 48.
ZHANG Hongjie, HUA Wei, YU Wenfei, et al. Design of ultra-high speed permanent magnet machine for hydrogen fuel cell air compressor[J]. Electric Machines and Control, 2022, 26(11):39 - 48. (in Chinese)
[21] LIN Z, ZUO Z, LI W, et al. Experimental and numerical analysis of the impeller backside cavity in a centrifugal compressor for CAES[J]. Energies, 2022,15(2):420.
[22] 经涛. 氢燃料电池离心空压机试验台搭建及性能测试[J]. 农业装备与车辆工程,2023,61(6):59 - 64.
JING Tao. Construction of hydrogen fuel cell centrifugal air compressor test bench and design and test of measurement and control system[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2023, 61(6):59 - 64. (in Chinese)
[23] BAO H, FU J, ZHANG L, et al. Experimental study on performance attenuation characteristics of centrifugal air compressor for fuel cells[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences),2023,50(2):191 - 197.
[24] SUN L, XI G, WU Y. Experimental and numerical simulation study on surge characteristics of high speed centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2023,44(6):1519 - 1527.
[25] LI J, WANG B, ZHENG X, et al. Experimental investigation on the aerodynamic instability process of a high-speed axial-centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2024,146(8): 081018.
[26] 祁大同. 离心式压缩机原理[M]. 北京:机械工业出版社,2017.

(上接第 711 页)

[21] 张兆国, 王一驰, 李汉青, 等. 液压控制履带自走式温室三七收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(6): 127 - 135, 158.
ZHANG Zhaoguo, WANG Yichi, LI Hanqing, et al. Design and test of hydraulic control tracked self-propelled greenhouse panax notoginseng harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(6): 127 - 135, 158. (in Chinese)
[22] 赵殿报. 基于 HST 的山地丘陵履带式通用底盘研制[D]. 淄博: 山东理工大学, 2022.
ZHAO Dianbao. Research and design of universal crawler based on HST in hilly areas[D] Zibo: Shandong University of Technology, 2022. (in Chinese)
[23] 张鲁生, 许胜元. 禄口机场液压电梯性能的分析与比较[J]. 机床与液压, 2012, 40(11): 164 - 165, 87.
ZHANG Lusheng, XU Shengyuan. Analysis and comparison of the performance of hydraulic elevators in Lukou Airport[J] Machine Tool & Hydraulics, 2012, 40(11): 164 - 165, 87. (in Chinese)
[24] 刘学峰, 张军强, 刘学串, 等. 4CZ - 1 型大葱联合收获机液压系统设计研究[J]. 中国农机化学报, 2020, 41(9): 118 - 123.
LIU Xuefeng, ZHANG Junqiang, LIU Xuechuan, et al. Design and research of hydraulic system for 4CZ - 1 onion combined harvester[J] Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020, 41(9): 118 - 123. (in Chinese)
[25] 栾春敏, 王真真, 姚瑶, 等. 拖拉机液压系统油温控制与改善分析[J]. 南方农机, 2024, 55(4): 159 - 161, 188.
LUAN Chunmin, WANG Zhenzhen, YAO Yao, et al. Analysis on oil temperature control and improvement of tractor hydraulic system[J]. China Southern Agricultural Machinery, 2024, 55(4): 159 - 161, 188. (in Chinese)
[26] 康艳, 廖庆喜, 林建新, 等. 联合收获机与油菜直播机连接导轨式悬挂装置研究[J]. 农业机械学报, 2024, 55(7): 111 - 123.
KANG Yan, LIAO Qingxi, LIN Jianxin, et al. Development of guide rail hitch device connecting combine harvester and rapeseed direct seeding machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(7): 111 - 123. (in Chinese)