

刷式密封临界承压能力流固耦合数值研究

孙 丹, 刘 伟, 焦忠泽, 赵 欢, 李 玉

(沈阳航空航天大学 航空发动机学院

辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136)

摘 要: 采用以泄漏因子与有效间隙作为刷式密封临界承压能力的评价指标, 基于 ALE (arbitrary Lagrange-Euler) 流固耦合方法建立刷式密封三维瞬态求解模型, 分析三种不同结构的刷式密封模型在不同压差下的刷丝变形, 研究临界承压能力对刷丝变形的影响。研究结果表明: 随着上下游压差的增加, 泄漏因子与有效间隙的值趋于稳定时的压差范围即为刷式密封的临界承压能力。所研究的基本型刷式密封临界承压能力为 0.25~0.30 MPa, 后挡板保护高度降低 0.5 mm 的刷式密封和轴向增加 5 排刷丝的刷式密封临界承压能力相对于基本型增加了 16.7%~20.0%, 降低后挡板保护高度和增加刷丝轴向排数可以提高刷式密封临界承压能力。随着上下游压差的增加, 刷丝轴向最大变形量先增加, 在上下游压差达到刷式密封临界承压能力时, 刷丝之间间隙被压缩至接近最小, 刷丝轴向最大变形量达到稳定。该研究成果为刷式密封的结构设计提供理论依据。

关 键 词: 刷式密封; 临界承压能力; 泄漏因子; 有效间隙; 流固耦合

中图分类号: V233; TK263.2

文献标志码: A

Numerical study on fluid-structure interaction of critical pressure capacity of brush seal

SUN Dan, LIU Wei, JIAO Zhongze, ZHAO Huan, LI Yu

(Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technique for Aviation Propulsion System,

Liaoning Province, School of Aero-engine,

Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract: Leakage factor and effective clearance were used as the evaluation indexes of the critical pressure capacity of brush seals. A three-dimensional transient solution model of brush seals was established based on the ALE (arbitrary Lagrange-Euler) method. Three brush seal models with different structures were studied, and the brush wire deformation under different pressure differences was analyzed. The influence of critical pressure capacity on wire deformation was obtained. The results showed that with the increase of the pressure difference between the upstream and downstream, the maximum pressure difference between the leakage factor and the effective clearance was prone to be the critical pressure capacity. The critical pressure capacity of the basic brush seal was about 0.25—0.30 MPa. Compared with the basic brush seal, the critical pressure capacity of the brush seal with the rear damper protection height reduced by 0.5 mm, and that of the brush seal with the axial increase of 5 rows of brush wire increased by

收稿日期: 2021-07-30

基金项目: 国家自然科学基金(52075346); 辽宁省教育厅基础研究项目(JYT2020047);

辽宁省航发材料摩擦学重点实验室开放基金(LKLAMTF202103)

作者简介: 孙丹(1981—), 男, 教授, 博士, 主要从事涡轮机械先进密封技术研究。

通信作者: 赵欢(1982—), 女, 副教授, 博士, 主要从事航空发动机新材料密封的制备技术及其特性研究。E-mail: phd_zhaohuan@163.com

引用格式: 孙丹, 刘伟, 焦忠泽, 等. 刷式密封临界承压能力流固耦合数值研究[J]. 航空动力学报, 2023, 38(1): 13-22. SUN Dan, LIU Wei, JIAO Zhongze, et al. Numerical study on fluid-structure interaction of critical pressure capacity of brush seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(1): 13-22.

16.7% to 20.0%. The critical pressure capacity of the brush seal can be improved by decreasing the rear damper protection height and increasing the number of axial rows of the brush wire. With the increase of the pressure difference between the upstream and downstream, the maximum axial deformation of the brush increased first. When the pressure difference between the upstream and downstream reached the critical pressure capacity of the brush seal, the gap between the brushes was compressed to the minimum, and the maximum axial deformation of the brush reached the maximum. The research results provide a theoretical basis for the structural design of brush seal.

Keywords: brush seal; critical pressure capacity; leakage factor; effective clearance; fluid-structure interaction

刷式密封是具备优良密封特性的接触式动密封,目前在航空发动机等涡轮机械中已得到应用^[1-3]。承压能力是刷式密封设计中重要的参数,超出其临界承压能力会导致密封使用寿命下降,严重时会发生刷丝疲劳断裂等情况,造成运转故障。刷式密封的承压能力会直接影响其封严性能和使用寿命。因此,研究刷式密封临界承压能力对航空发动机中刷式密封的应用位置的选定与封严性能的提高具有十分重要的意义。

临界承压能力是指刷式密封刷丝轴向变形量达到稳定,且泄漏量与密封上游入口总压达到稳定时的上下游压差范围^[4]。国内外相关学者对刷式密封临界承压能力开展了相关研究。Short 等^[5]提出单级刷式密封的临界承压能力与刷丝直径、刷丝束厚度、后挡板高度、刷丝材料和填料密度有关,得出为高压应用设计的刷式密封要求刷丝束具有足够的轴向刚度。Chupp 等^[6-7]认为临界承压能力与刷丝密度、刷丝级数等有关,包括刷丝的有效厚度的影响,并研究了后挡板内部径向部分到刷丝的上部承受主要压力载荷,是刷式密封承压的主要来源。Crudginton 等^[8]提出影响刷式密封临界承压能力的因素有刷丝直径、刷丝密度、后挡板高度、刷丝自由长度、刷丝到转子间隙等,并给出了有效间隙随压差的变化规律。Dinc 等^[9]认为影响刷式密封临界承压能力的因素有刷丝直径、刷丝密度等,临界承压能力要求将决定密封刷丝直径、刷丝密度,甚至决定给定结构需要多少刷式密封。一旦超过承压能力,刷式密封的密封优势就会减弱。Trivedi 等^[10]通过刷式密封在高压差下的实验表征了刷式密封的泄漏和临界承压能力,旨在评估刷式密封的承压能力,超过其承压能力或在后挡板高度区域的疲劳断裂会影响刷式密封的密封优势。孙晓萍等^[11-12]通过实验对刷式密封的性能进行了研究,得出两级刷式密封

的承压性能要优于单级刷式密封。朱宗举^[13]在设计刷式密封结构时,指出上下游压差大于一定值时应使用多级刷式密封。综上所述,现有文献对刷式密封临界承压能力的研究较少,对刷式密封临界承压能力进行量化判定的相关文章鲜有发表。

本文采用以泄漏因子和有效间隙作为刷式密封临界承压能力的评价指标,建立了基于 ALE (arbitrary Lagrange-Euler) 流固耦合的刷式密封的数值求解模型,研究刷式密封在不同承压工况下的刷丝变形以及临界承压能力的量化结果。

1 刷式密封临界承压能力评价指标

本文将从泄漏特性角度,引入泄漏因子 Φ 与有效间隙 h_{eff} ,用于评价刷式密封的临界承压能力。

1.1 泄漏因子

本文采用泄漏因子 Φ 评价刷式密封的临界承压能力。国外相关学者^[14-17]使用泄漏因子评价不同结构刷式密封的封严性能,并对影响密封临界承压能力的因素加以总结;国内一些学者^[11-12]将相同工况下单级与两级刷式密封的泄漏因子进行了对比,认为两级刷式密封临界承压能力更好,且泄漏因子越小,封严性能越好。

泄漏因子 Φ 的定义为

$$\Phi = \frac{\dot{m} \sqrt{T_u}}{p_u A_u} \quad (1)$$

根据孔板流动的 St. Venant-Wantzel 方程或摩擦引起的气体流动的 Fanno 方程,上游刷丝区域面积

$$A_u = \frac{\pi}{4} (D_u^2 - D_j^2) \quad (2)$$

式中 $\dot{m}$ 为泄漏量 (kg/s); T_u 为上游气体总温 (K); p_u 为上游气体总压 (MPa); D_u 为刷式密封的直径

(mm); D_j 为转子直径(mm)。

泄漏因子 Φ 无法完全概括整个范围的性能, 刷丝的有效厚度 $B^{[18]}$ 是与刷式密封压力相关联的一个参数, 有效的刷厚可以被认为是一种“利用率”, 它是对刷丝致密性的度量, 其计算公式为

$$\delta = \sqrt{\frac{B \cos \lambda}{n}} \quad (3)$$

式中 δ 为刷丝之间的有效间隙, n 为刷丝密度, λ 为刷丝倾角。

有效厚度 B 通过影响上游刷丝面积进而影响泄漏因子, 它是基于这样一种假设, 即整个气流直接穿过刷丝的上游区域, 并保持与刷丝接触正常, d_b 为刷丝直径, 而流动的实际面积 A_r 是

$$\frac{A_r}{A_a} = \frac{\sqrt{5}}{2} - d_b \sqrt{\frac{n}{B \cos \lambda}} \quad (4)$$

从式(1)中可以看出, 对于同一刷式密封, 当上游气体总温一定时, 泄漏因子反映了泄漏量与

$$Q = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R_s(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \frac{p_d}{p_u} \leq \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \sqrt{\frac{\gamma}{R_s} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & \frac{p_d}{p_u} > \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (6)$$

式中 p_d 为下游气体静压(MPa); R_s 为比气常数, 取值为 287.04 J/(kg·K); γ 为比热比, 取 1.4。

从式(5)中可以看出, 对于同一刷式密封, 当上游气体总温一定时, 有效间隙反映了泄漏量与上游气体总压和系数 Q 的关系。随着上下游压差的增大有效间隙的值开始趋于稳定, 泄漏量与上游气体总压的比值不随上下游压差的增大而产生较大变化, 随着上下游压差进一步增大, 有效间隙又开始逐渐增大, 其趋于稳定时的上下游压差范围认为是该刷式密封临界承压能力。

综上, 当刷式密封下游出口压力为 1 个标准大气压, 随着上下游压差的增加, 泄漏量与密封上游入口总压的比值开始趋于稳定, 即泄漏量的增量与总压的增量的比值开始趋于稳定, 泄漏因子和有效间隙趋于稳定。随着上下游压差进一步增大, 泄漏因子和有效间隙又开始逐渐增加, 其趋于稳定时的上下游压差的范围认为是刷式密封的临界承压能力。

上游气体总压的关系, 当刷式密封出口压力为 1 个标准大气压(10⁵ Pa), 泄漏因子可以进一步反映泄漏量与刷式密封上下游压差的关系。随着上下游压差的增加, 泄漏因子的值开始趋于稳定, 泄漏量与上游气体总压的比值不随上下游压差的增大而产生较大变化。随着上下游压差进一步增大, 泄漏因子又开始逐渐增大, 其趋于稳定时的上下游压差范围认为是该刷式密封临界承压能力。

1.2 有效间隙

本文采用的有效间隙 h_{eff} 也是评价刷式密封临界承压能力的指标之一。一些学者^[8,19-20] 在对刷式密封临界承压能力影响因素进行研究时, 应用了有效间隙来评价刷式密封的封严性能, 有效间隙越小, 则封严性能越好。

有效间隙 h_{eff} 的定义为

$$h_{\text{eff}} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_u}}{\pi p_u D_j Q} \quad (5)$$

2 刷式密封 ALE 流固耦合数值计算

2.1 刷式密封流固耦合特性分析

刷式密封构造与工作示意图如图 1 所示, 分为前挡板、后挡板和刷丝束三部分。其中, 刷丝束部分由多根刷丝按特定的角度焊接而成, 其角度与转轴的旋转方向一致, 使得刷丝能够很好地适应转子的偏心运动, 保证其优良的封严特性。实际的工作过程中, 在气流力的作用下刷丝会产生变形, 将导致流体的流动间隙会发生变化, 从而改变流场的分布, 因而刷丝和流体之间的相互作用是典型的瞬态双向流固耦合问题。

2.2 流体域动力学方程

刷式密封流体域控制方程采用的 ALE 算法描述下的控制方程, 其质量守恒方程为^[20]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \Big|_2 + c_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

动量守恒方程为

$$\rho \frac{\partial \rho v_i}{\partial t} \Big|_{\xi} + \rho c_i \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (8)$$

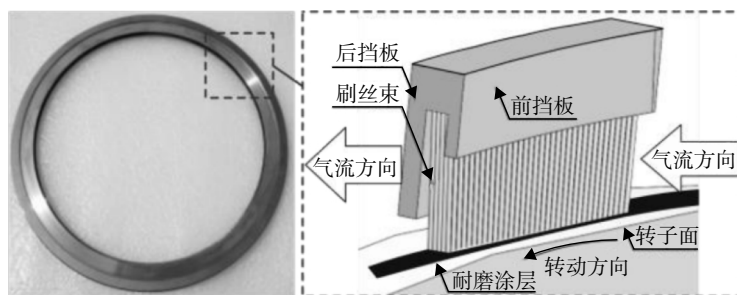


图 1 刷式密封结构及工作示意图

Fig. 1 Brush seal structure and work diagram

能量守恒方程为

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} \bigg|_{\xi} + \rho c_i \frac{\partial e}{\partial x_i} = \sigma_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \rho f_i v_i \quad (9)$$

式中 ρ 为流体密度, v_i 为物质点速度, c_i 和 c_j 为对流速度, x_i 和 x_j 为空间坐标, ξ 为 ALE 坐标, σ_{ij} 为柯西应力, f_i 为体力, e 为物质单位质量内能。

2.3 刷丝域动力学方程

刷丝运动在 t 时刻的动力学方程可表示为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + F_{\text{int}} = F_{\text{ext}} \quad (10)$$

式中 M 为质量矩阵, C 为阻尼矩阵, F_{int} 为内力向量, F_{ext} 为外力向量, u 为刷丝运动速度。

内力向量由单元等效节点力和单元接触力组成, 可描述为

$$F_{\text{int}} = \sum \int_V \epsilon^T \sigma dV + F_{\text{con}} \quad (11)$$

式中 ϵ 为应变位移矩阵, F_{con} 为单元接触力向量, σ 为刷丝间接触应变, V 为刷丝有限元微元体积。

2.4 刷式密封 ALE 流固耦合方法

本文使用了 ALE 流固耦合方法, 刷丝和流体之间是通过罚函数耦合方式来完成流体和固体的耦合, 能确保在耦合作用过程中的总能量守恒。耦合过程如下: 在流体物质点“穿透”结构单元时, 所产生相对位移的大小会对流体物质点与结构单元分别施加节点力, 刷丝接触变形与流场的压力速度变化相互影响, 对网格进行更新。然后判断收敛情况, 当进出口泄漏量不再变化并相等, 刷丝的运动稳定时, 则该过程收敛, 循环完成。若不收敛, 当形成新的网格之后, 会搜索新的流体物质点, 以进行下一个循环。为了避免穿透过程中流体质点丢失, 必须严格按照拉格朗日和欧拉单元的尺寸合理选取耦合点个数。耦合过程如图 2 所示。

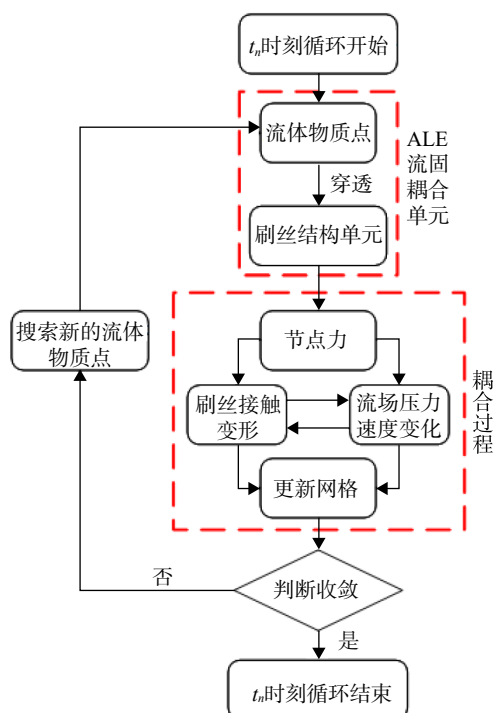


图 2 流固耦合流程图

Fig. 2 Flow chart of fluid-structure interaction

2.5 刷式密封数值建模

2.5.1 计算模型

本文与文献 [21] 中建立的基本型刷式密封计算模型相同, 主要结构设计参数如表 1 所示。刷丝材料是 Haynes25, 弹性模量为 213.7 GPa, 泊松比为 0.29。为了进一步提高计算效率, 选取刷丝束和前后挡板焊接部分以下的区域, 由于刷式密封具有周向对称性, 因此以最小周期的循环单元建模, 并采用在中间部分建模 20 排, 两边各建模 19 排切半刷丝建模。转子直径为 180 mm。计算模型如图 3 所示。

2.5.2 网格划分

对网格进行划分时, 刷丝束域使用拉格朗日单元, 流体域使用欧拉单元, 均使用规则的六面

表 1 刷式密封主要结构参数

Table 1 Main structural parameters of brush seal

刷式密封主要结构参数	数值
刷丝直径/mm	0.08
刷丝之间间隙/mm	0.008
刷丝束厚度/mm	1.80
后挡板保护高度/mm	3.00
刷丝与转子表面间间隙/mm	0
末排刷丝与后挡板间轴向间隙/mm	0

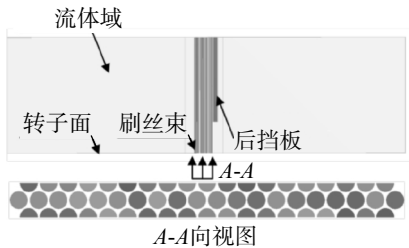


图 3 刷式密封计算模型图

Fig. 3 Brush seal calculation model diagram

体网格进行网格划分,流固耦合区域利用 ALE 算法进行计算,耦合面为刷丝和挡板表面。为了进一步提高流体和固体耦合计算的精确性,对刷丝束区域应用了边界层网格,通过加密处理耦合区域,将加密方向设为由流体网格向转子表面逐渐加密,通过网格的无关性验证,最终确定网格数量为 320 万,网格划分如图 4 所示。

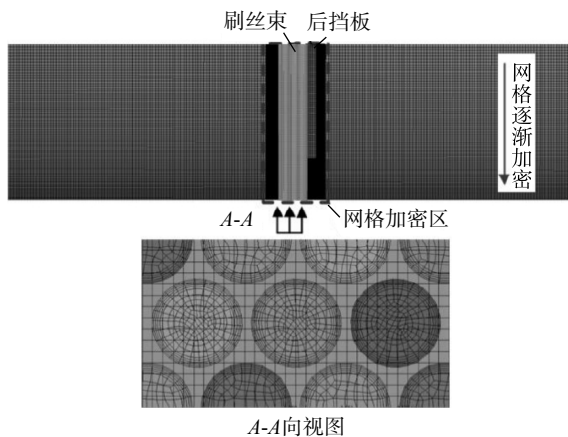


图 4 网格划分示意图

Fig. 4 Meshing diagram

2.5.3 边界条件与数值算法

在刷式密封流固相互耦合模型中,压力进口采用总压、压力出口采用静压的边界条件,对称面则采用滑移面边界条件,使得其表面的流体运动可以沿表面进行,其他边界则使用固定壁面边

界条件。刷丝固定端与挡板一样均采用固定约束。刷式密封流固耦合的设置方式是通过对刷式密封流体和刷丝结构耦合区域定义关键字来进行,流体与刷丝和挡板间均为流固耦合边界条件,刷丝与刷丝之间、刷丝与后挡板之间的摩擦因数均取 0.3^[22-23],主要工况参数如表 2 所示,边界条件设置如图 5 所示。当相邻计算时间步的泄漏量相对误差不超过 0.5% 时,认为计算收敛,本文在计算时长为 4 ms 时达到收敛条件。

表 2 主要工况参数

Table 2 Main operating parameters

参数	数值
入口总压/MPa	0.15~0.60
出口静压/MPa	0.10
刷丝之间摩擦因数	0.3
刷丝与挡板间摩擦因数	0.3

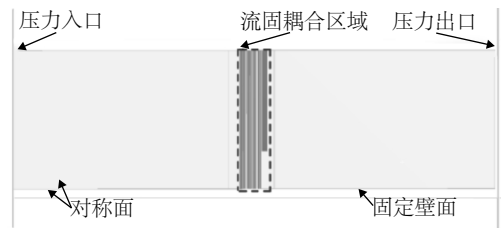


图 5 边界条件

Fig. 5 Boundary conditions

2.6 数值方法准确性验证

2.6.1 刷式密封泄漏特性实验

为验证本文刷式密封数值计算的准确性,特别设计搭建的实验装置如图 6 所示,实验件如图 7 所示。该实验装置主要由三部分构成,依次是进气系统、密封系统和测试系统,可研究单级或多级刷式密封泄漏特性。进气系统方面,由空压机(最大供气压力为 1.0 MPa)所供给的高压空气通过压力调节阀、输气管道进入密封腔室,气体压力可通过压力表进行测定。密封系统方面,将实验件固定于由进气腔与腔室盖板所构成的密封腔室内。测试系统方面,由安装在上游气路的主流量计(量程范围: 110~870 (N·m³)/h)和安装于下游分支气路的副流量计(量程范围: 20~150 (N·m³)/h)所构成,测量精度为 1 级。数据采集仪用于实时同步采集数据。

图 8 给出了泄漏特性测试原理图,由空压机所压缩的气体经由储气罐、主流量计分别进入支路气路的副流量计以及在主气路中安装有实验件

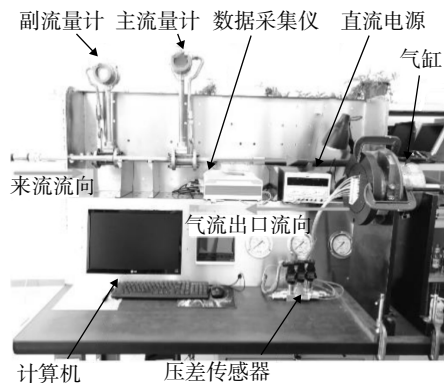


图 6 刷式密封实验装置实物图

Fig. 6 Diagram of brush seals test device

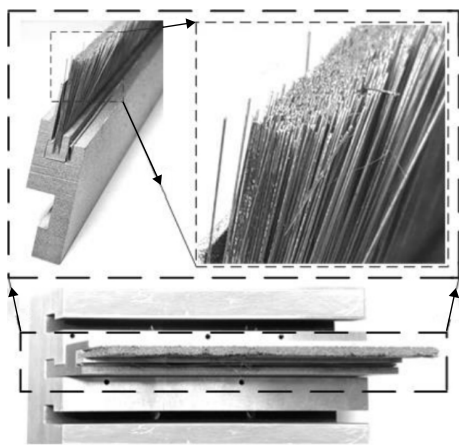


图 7 刷式密封实验件

Fig. 7 Test piece of brush seals

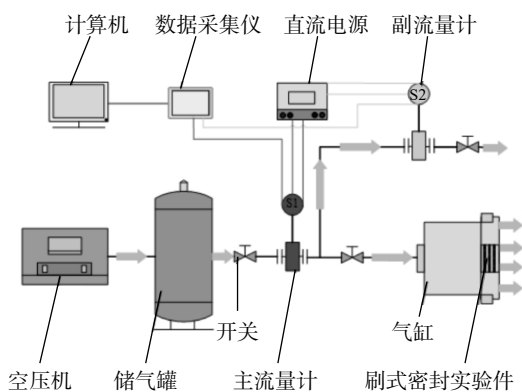


图 8 泄漏特性测试原理图

Fig. 8 Diagram of leakage characteristic test schematic

的气缸。在打开开关时,因流道中只有刷式密封的密封部件,故主、副流量计之差即为刷式密封泄漏量。然后把主、副流量计连至已和计算机相连的数据采集仪,就可以即时获取实验数据。

2.6.2 数值计算与实验测量结果对比验证

图 9 给出了本文泄漏量计算值与实验值的对比图。从图中可以看出,本文模型的数值与实验

结果的平均相对误差为 5.36%,两者吻合较好。实验值略大于计算值,原因主要是数值模型与实验件存在一定的结构参数和材料参数误差,导致了泄漏量误差的产生。

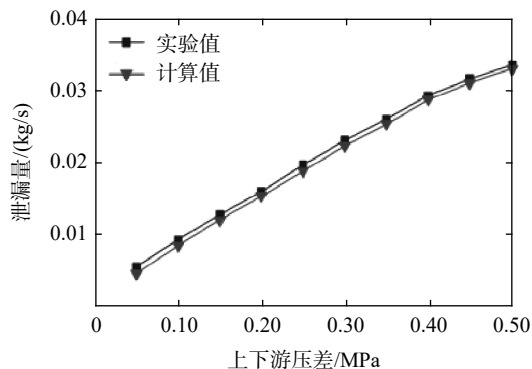


图 9 计算值与实验值对比图

Fig. 9 Comparison diagram of calculated values and test values

3 结果与分析

3.1 刷式密封流场特性数值结果分析

图 10 给出了三种不同结构的刷式密封在上下游压差 $\Delta p=0.30$ MPa 时压力分布。其中,基本型刷式密封的结构参数在文中第 2.5 节中已经进行了说明;增加刷丝轴向排数型刷式密封相较基本型刷式密封,其结构参数的改变为轴向增加 5 排刷丝;降低后挡板保护高度型刷式密封相较基本型刷式密封,其结构参数的改变为后挡板保护高度降低 0.5 mm。从图中可以看出,刷式密封压力下主要发生在刷丝束下游靠近后挡板保护高度以下区域,此处的压力梯度较为明显。

图 11 给出了三种不同结构的刷式密封在上下游压差为 0.30 MPa 时速度分布图。从图中可以看出,气流经过刷丝束后,气流流速明显提高,每种结构的刷式密封气流速度最大处出现在下游后挡板保护高度以下区域,并贴近于转子面。

3.2 刷式密封临界承压能力分析

3.2.1 泄漏因子分析

图 12 给出了三种不同结构的刷式密封泄漏因子随上下游压差的变化。从图中可以得出,随着上下游压差的增加,三种结构的刷式密封的泄漏因子逐渐增加,基本型刷式密封泄漏因子最大,降低后挡板保护高度型刷式密封泄漏因子最小,增加刷丝轴向排数型刷式密封泄漏因子介于两者

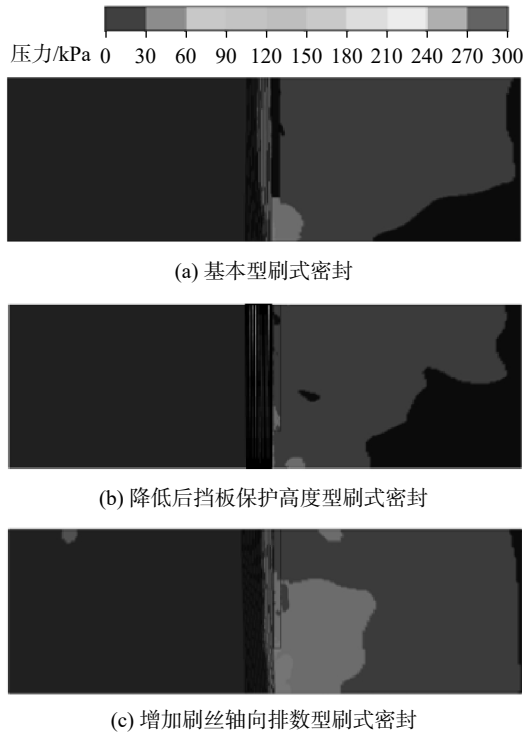


图 10 三种不同结构刷式密封压力分布

Fig. 10 Pressure distribution of brush seal with three different structures

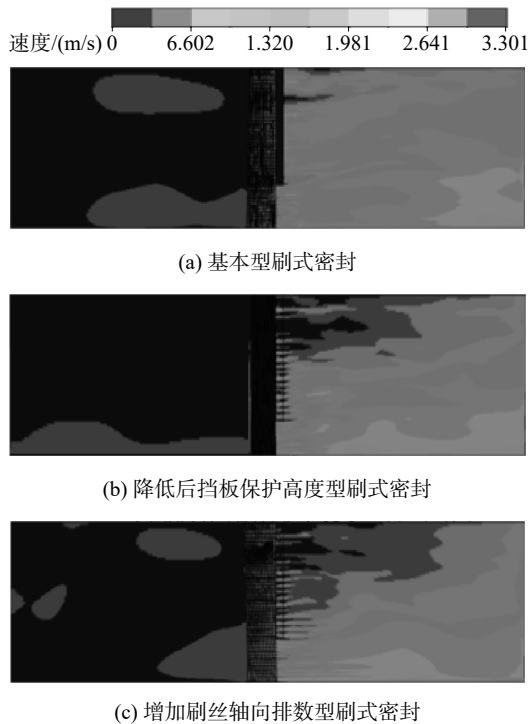


图 11 三种不同结构刷式密封速度分布

Fig. 11 Speed distribution of brush seal with three different structures

之间。基本型刷式密封在上下游压差为 0.25 MPa 时, 泄漏因子增加的趋势放缓, 并在上下游压差增加至 0.30 MPa 时泄漏因子放缓趋势达到极限,

当上下游压差继续增加, 泄漏因子又开始增加; 增加刷丝轴向排数型刷式密封和降低后挡板保护高度型刷式密封在上下游压差增加至 0.30 MPa 时, 泄漏因子的值开始趋于稳定, 并在 0.35 MPa 时放缓趋势达到极限。

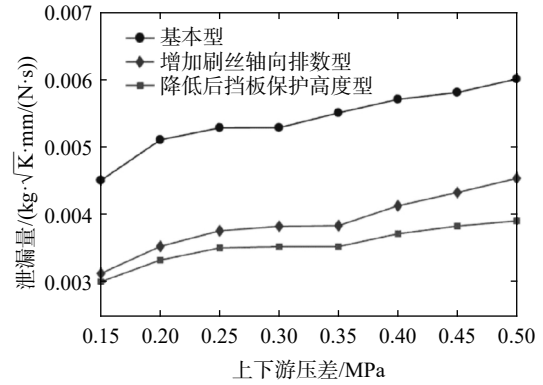


图 12 泄漏因子随上下游压差的变化

Fig. 12 Variation of leakage factor with pressure difference between the upstream and downstream

基本型刷式密封在上下游压差达到 0.25 MPa 后, 泄漏因子开始放缓, 并在 0.30 MPa 时放缓趋势达到极限, 在此区间内, 泄漏因子在一定范围内变化, 变化范围相对压差为 0.25 MPa 时在 $-0.93\% \sim 3.16\%$ 之间, 这是由于在实际刷式密封的工作环境下, 刷丝束在不同气流力的作用下发生变形, 存在吹下效应等, 导致密封泄漏因子并不是固定在一个定值。增加刷丝轴向排数型刷式密封和降低后挡板保护高度型刷式密封分别在基本型刷式密封的基础上增加了刷丝排数和减小了密封间隙, 导致上述两种刷式密封的承压能力增加。基本型刷式密封的临界承压能力约为 0.25~0.30 MPa, 增加刷丝轴向排数型刷式密封与降低后挡板保护高度的刷式密封临界承压能力约为 0.30~0.35 MPa, 相对于基本型增加了 16.7%~20.0%。

3.2.2 有效间隙分析

图 13 给出了三种不同结构的刷式密封有效间隙随上下游压差的变化。从图中可以看出, 随着上下游压差的增加, 基本型刷式密封的有效间隙逐渐增加, 当压差增加至 0.25 MPa 时增加的趋势放缓, 并在上下游压差增加至 0.30 MPa 时有效间隙放缓趋势达到极限, 当上下游压差继续增加, 有效间隙又开始增加。增加刷丝轴向排数型刷式密封与降低后挡板保护高度型刷式密封在上下游

压差增加至 0.30 MPa 后,有效间隙开始趋于稳定,并在 0.35 MPa 时放缓趋势达到极限。有效间隙最大的是基本型刷式密封;降低后挡板保护高度型刷式密封有效间隙最小,说明该型刷式密封的封严效果更好;增加刷丝轴向排数型刷式密封有效间隙介于基本型刷式密封和降低后挡板保护高度型刷式密封之间,但明显低于基本型刷式密封。

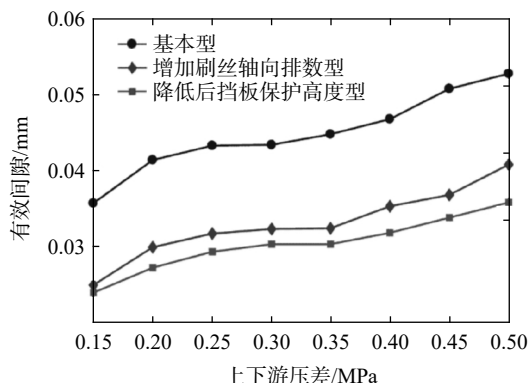


图 13 有效间隙随上下游压差的变化

Fig. 13 Variation of effective clearance with pressure difference between the upstream and downstream

在上下游压差增加至 0.25 MPa 后,基本型刷式密封的有效间隙开始放缓,并在 0.30 MPa 时放缓趋势达到极限,在此期间,有效间隙在一定范围内小幅变化,计算值变化范围相对压差为 0.25 MPa 时在 $-0.91\% \sim 3.17\%$ 之间,这是由于在实际工作环境下,刷丝束在不同气流力的作用下发生变形,存在刷丝束之间的摩擦等,导致密封有效间隙在某一定值附近小幅变化但趋于该定值。增加刷丝轴向排数型刷式密封和降低后挡板保护高度型刷式密封分别较基本型刷式密封增加了刷丝轴向排数和增大了刷丝束与后挡板间的接触面积,

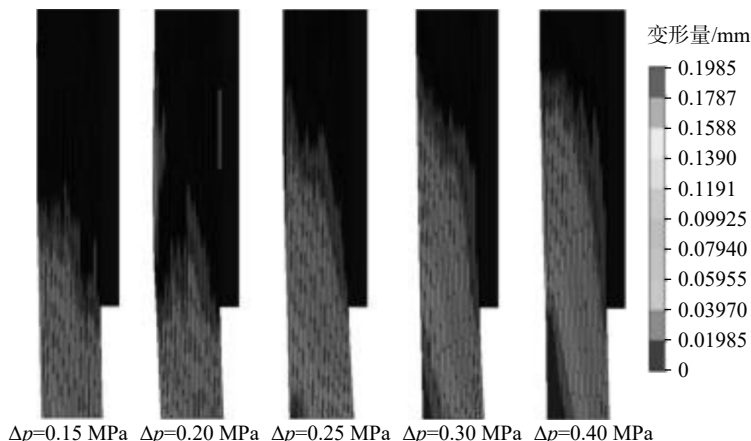
使得刷丝束变形减小,两种刷式密封的承压能力增加。基本型刷式密封的临界承压能力为 0.25~0.30 MPa;增加刷丝轴向排数型刷式密封和降低后挡板保护高度型刷式密封在上下游压差为 0.35 MPa 时有效间隙放缓趋势达到极限,认为上述两种刷式密封的临界承压能力为 0.30~0.35 MPa,相对于基本型刷式密封增加了 16.7%~20.0%。

3.2.3 临界承压能力对刷丝轴向变形影响分析

图 14 给出了不同承压工况下,三种刷式密封刷丝轴向变形图。图 14(a)给出了基本型刷式密封刷丝轴向变形图,图 14(b)给出了降低后挡板保护高度型刷式密封刷丝轴向变形图,图 14(c)给出了增加刷丝轴向排数型刷式密封刷丝轴向变形图。从图中可以看出,随着上下游压差的增加,整排刷丝沿轴向的变形量逐渐增大,变形量最大处发生在上游刷丝自由端;在同一上下游压差下,轴向上游刷丝变形量大于下游刷丝,是因为当刷丝束受到气流力作用时,刷丝束被压缩贴近后挡板,刷丝之间间隙减小,在刷丝束整体中,上游刷丝与后挡板间轴向距离最大,更易发生较大变形。

在三种刷式密封中,随着上下游压差的增加,下游后挡板保护高度以下区域刷丝受轴向与径向气流力作用,会出现一定程度向下游区域的弯曲变形,在刷式密封设计时应考虑减小此处的变形的措施以达到保护下游刷丝不发生过度弯折目的。

图 15 给出了不同上下游压差下,三种刷式密封刷丝轴向变形量。从图中可以看出,随着上下游压差的增加,刷丝轴向最大变形量逐渐增大,随着上下游压差的继续增加,刷丝轴向最大变形量开始趋于稳定。随着上下游压差的进一步增加,刷丝变形量继续增加。



(a) 基本型刷式密封刷丝轴向变形图

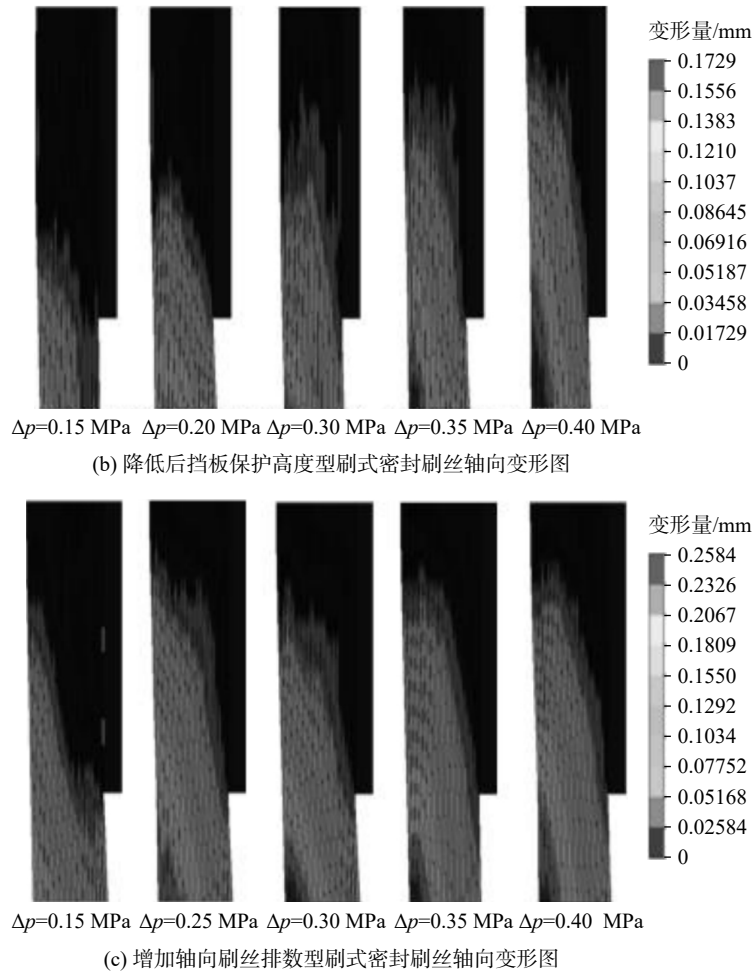


图 14 三种刷式密封刷丝轴向变形图

Fig. 14 Axial deformation diagram of three kinds of brush seal wire

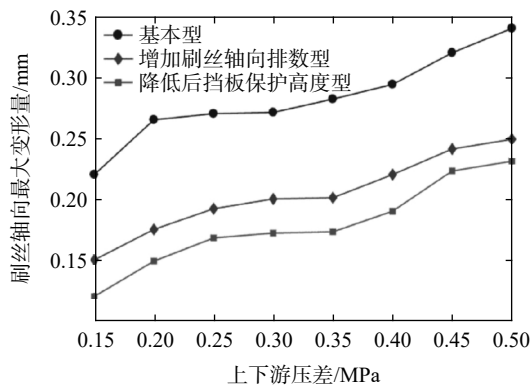


图 15 三种刷式密封刷丝轴向最大变形量

Fig. 15 Maximum axial deformation of three kinds of brush seals

对于基本型刷式密封,当上下游压差小于 0.25 MPa 时,轴向最大变形量的增大趋势较为明显,在压差大于 0.25 MPa 后,轴向最大变形量的增大趋势明显减缓并开始稳定,当达到 0.30 MPa 时,变形达到稳定趋势的最大,之后变形大幅增

加;对于降低后挡板保护高度型刷式密封和增加刷丝轴向排数型刷式密封,在上下游压差增加至 0.30 MPa 后刷丝轴向最大变形量开始稳定,当达到 0.35 MPa 时,变形达到稳定趋势的最大。结合图 11 的刷丝轴向变形可以看出,三种刷式密封刷丝变形量最大的区域是在上游前排刷丝自由端,这是由于前排刷丝自由端在受到高压气流力的作用时,相比其固定端更易产生变形,同时,刷丝束在气流力的作用下沿轴向厚度会被压缩贴近后挡板,刷丝间隙变小,前排刷丝自由端的变形量相应在各排刷丝中为最大。随着上下游压差的增加,刷丝轴向最大变形量达到稳定。

当刷丝之间间隙被压缩至接近最小时,其对流体的密封性能保持稳定。当上下游压差达到刷式密封临界承压能力时,整排刷丝束轴向最大变形量增大至趋于稳定,刷丝之间间隙被压缩至接近最小。

4 结 论

本文提出以泄漏因子和有效间隙作为刷式密封临界承压能力的评价指标,运用 ALE 流固耦合数值方法,建立刷式密封三维瞬态求解模型,研究刷式密封在不同上下游压差下的刷丝变形,分析临界承压能力对刷丝变形的影响,得到以下结论:

1) 随着上下游压差的变化,刷式密封泄漏因子与有效间隙的值趋于稳定时的压差范围即为临界承压能力。

2) 本文所研究的基本型刷式密封临界承压能力为 0.25~0.30 MPa,后挡板保护高度降低 0.5 mm 的刷式密封和轴向增加 5 排刷丝的刷式密封临界承压能力相对于基本型增加了 16.7%~20.0%,降低后挡板保护高度和增加刷丝轴向排数可以提高刷式密封临界承压能力。

3) 随着上下游压差的增加,刷丝轴向最大变形量先增加,在上下游压差达到刷式密封临界承压能力时,刷丝之间间隙被压缩至接近最小,刷丝轴向最大变形量达到稳定。

参考文献:

- [1] 孙丹,刘宁宁,胡广阳,等.考虑刷丝变形的刷式密封流场特性与力学特性流固耦合研究[J].航空动力学报,2016,31(10):2544-2553.
SUN Dan, LIU Ningning, HU Guangyang, et al. Fluid-structure investigation on the flow field and mechanical characteristic in brush seals with bristle deflections[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(10): 2544-2553. (in Chinese)
- [2] 赵欢,焦忠泽,孙丹,等.多级刷式密封级间压降分配影响因素数值与实验研究[J].航空学报,2020,41(10):79-91.
ZHAO Huan, JIAO Zhongze, SUN Dan, et al. Numerical and experimental research on interstage drop distribution affecting factors of multi-stage brush seals[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2020, 41(10): 79-91. (in Chinese)
- [3] 孙丹,李国勤,艾延廷,等.基于三维实体建模的刷式密封传热机理数值研究[J].航空动力学报,2019,34(8):1633-1643.
SUN Dan, LI Guoqin, AI Yanting, et al. Numerical study on heat transfer mechanism of brush seal based on three-dimensional solid modeling[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8): 1633-1643. (in Chinese)
- [4] DINC S, DEMIROGLU M, TURNQUIST N, et al. Fundamental design issues of brush seals for industrial applications[R]. ASME Paper 2001-0400, 2001.
- [5] SHORT F, BASU P, DATTA A. Advanced brush seal development[R]. AIAA-1996-2907, 1996.
- [6] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B. Sealing in turbomachinery[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [7] CHUPP R E, PRIOR R, LOWENTHAL R. Update on brush seal development for large industrial gas turbines[R]. AIAA-1996-3306, 1996.
- [8] CRUDGINGTON P. Brush seal performance evaluation[R]. AIAA-1998-3172, 1998.
- [9] DINC S, DEMIROGLU M, TURNQUIST N, et al. Fundamental design issues of brush seals for industrial applications[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 293-300.
- [10] TRIVEDI D, ROY B, DEMIROGLU M. Experimental characterization of variable bristle diameter brush seal leakage, stiffness and wear[R]. ASME Paper GT2013-95086, 2013.
- [11] 孙晓萍.刷式密封性能和耐久性试验研究[J].航空发动机,2002,28(3):37-41.
SUN Xiaoping. Experimental investigation of performance and durability of brush seal[J]. Aeroengine, 2002, 28(3): 37-41. (in Chinese)
- [12] 孙晓萍,李卫东,刘晓远.刷式密封设计与试验研究[J].航空发动机,2005,31(2):17-19.
SUN Xiaoping, LI Weidong, LIU Xiaoyuan. Design and test of brush seal[J]. Aeroengine, 2005, 31(2): 17-19. (in Chinese)
- [13] 朱宗举.刷式密封的设计与应用[J].燃气轮机技术,2005,18(3):68-72.
ZHU Zhongju. Design and application of brush seal[J]. Gas Turbine Technology, 2005, 18(3): 68-72. (in Chinese)
- [14] JAYESH M, GARY H. Rotating intershaft brush seal for sealing between rotating shafts: Part II experimental data evaluation and modeling of the brush seal leakage flows[R]. AIAA-2007-5733, 2007.
- [15] MEHTA J, HOLLOWAY G, ASKEW J. Innovative rotating intershaft brush seal for sealing between rotating shafts: Part II modeling of brush seal leakage flows[R]. AIAA-2006-4752, 2006.
- [16] BASU P, DATTA A, JOHNSON R. Hysteresis and bristle stiffening effects of conventional brush seals[R]. AIAA-1993-1996, 1993.
- [17] ADDY E J, HOWE H, FLOWERS J. Preliminary results of silicon carbide brush seal testing at NASA Lewis Research Center[R]. AIAA-1995-2763, 1995.
- [18] CHUPP R E, HOLLE G F, DOWLER C A. Simple leakage flow model for brush seals[R]. AIAA-1991-1913, 1991.
- [19] PUGACHEV A O. Aggregation of experimental and theoretical data for brush seal leakage evaluation[R]. AIAA-2014-3598, 2014.
- [20] 张雄,王天舒,刘岩.计算动力学[M].2版.北京:清华大学出版社,2015.
- [21] 孙丹,杜宸宇,刘永泉,等.基于ALE流固耦合方法的刷式密封刷丝接触变形特性理论与试验研究[J].机械工程学报,2020,56(9):170-180.
SUN Dan, DU Chenyu, LIU Yongquan, et al. Theoretical and experimental investigation on the bristle contact deflections characteristics of brush seals based on ALE fluid-structure interaction method [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(9): 170-180. (in Chinese)
- [22] CARLILE J A, HENDRICKS R C, YODER D A. Brush seal leakage performance with gaseous working fluids at static and low rotor speed conditions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1993, 115(2): 1-7.
- [23] 邱波,李军.刷式密封传热特性研究[J].西安交通大学学报,2011,45(9):94-100.
QIU Bo, LI Jun. Investigation on the heat transfer characteristics of brush seals[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(9): 94-100. (in Chinese)

(编辑:陈越)