

蜂窝衬套对篦齿封严静力与动力特性影响机理研究*

王泽铭, 徐文峰, 任国哲, 孙丹, 李玉, 温帅方

(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,
辽宁沈阳 110136)

摘要: 蜂窝衬套对篦齿封严的泄漏特性和动力特性有较大的影响。本文建立蜂窝衬套篦齿封严数值求解模型,在验证数值方法有效准确的基础上,研究了蜂窝衬套篦齿封严泄漏量随进口压力、封严间隙及转速的变化规律,构造泄漏量理论公式;运用非定常动网格技术,建立多频椭圆涡动模型,分析了蜂窝衬套对篦齿封严泄漏特性和转子动力特性的影响机理。结果表明:蜂窝衬套篦齿封严泄漏量随进口压力、封严间隙的增加而增大,随转速的增加略有减小;在大间隙工况下(封严间隙大于0.5 mm),蜂窝衬套削弱气流的透气效应,减小泄漏量,对边距为0.8 mm蜂窝衬套篦齿封严的密封性能最佳。蜂窝衬套篦齿封严有着较大的直接阻尼和较小的交叉刚度,在高频涡动(频率大于120 Hz)时效果更明显;蜂窝衬套增大流场中的湍动能,增强气流能量的耗散速度,有利于提高封严性能;并且蜂窝衬套能够使周向压力分布更均匀,提高转子的稳定性。本文所构造的蜂窝衬套篦齿封严泄漏量理论公式,与数值仿真相对误差均在5%之内,能够准确地预测蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量,满足工程实际需求。

关键词: 篦齿封严; 蜂窝衬套; 泄漏特性; 动力特性; 公式构造

中图分类号: V233.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2024) 02-2301005-12

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2301005

1 引言

篦齿封严广泛应用于航空发动机压气机、涡轮等部件的级间封严。随着航空发动机向高温、高转速方向发展,蜂窝衬套凭借密封效果好、易于维护等特点,应用于航空发动机篦齿封严的静子衬套,以改善篦齿封严的静力与动力特性^[1]。因此研究蜂窝衬套对篦齿封严静力与动力特性的影响具有重要的科学意义与工程应用价值。

篦齿封严的静力特性主要包括流场特性与泄漏特性等。近几年,国内外学者对蜂窝衬套篦齿封严的静力特性进行了研究。何振鹏等^[2]对不同蜂窝结构篦齿封严的泄漏特性进行了研究,发现圆形芯格的封严效果最好。窦媛媛^[3]对不同齿形和齿距的蜂窝-篦齿封严的流场特性进行研究,研究发现,蜂窝衬套-篦齿封严整体封严效果要优于光滑衬套的篦

齿封严,但在小间隙、较小压比的工况下,蜂窝衬套对于优化封严并没有显著的效果。何立东等^[4]和王旭等^[5]也得出了相似结论。白禄等^[6]数值研究了齿位置对篦齿封严泄漏量的影响,发现转子齿篦齿封严的泄漏量始终高于静子齿篦齿封严。Li等^[7]利用CFD方法,研究了进出口压比、封严间隙等不同结构参数和工况参数下篦齿封严和蜂窝密封的泄漏量,研究发现蜂窝密封的封严特性较好。孙丹等^[8]对蜂窝密封泄漏特性进行了数值与实验研究,发现蜂窝密封的结构参数通过影响蜂窝孔中旋涡的发展及旋涡的数量来影响泄漏量的大小。蜂窝数量越多、旋涡耗散得越充分,泄漏量就越小。Nayak^[9]研究了旋转对光滑和蜂窝两种衬套篦齿结构泄漏量的影响,发现较大的蜂窝(对边距1.6 mm)相比较平整的壁面或较小的蜂窝状(0.8 mm)由于旋转造成的流量减少较少。王小伟等^[10]研究了带阻旋栅的迷宫密封的泄

* 收稿日期: 2023-01-05; 修订日期: 2023-05-25。

基金项目: 国家自然科学基金(52075346); 先进航空动力创新工作站(依托中国航空发动机研究院设立)项目(HKC2020-02-030)。

作者简介: 王泽铭, 硕士生, 研究领域为蜂窝衬套篦齿封严静力与动力特性研究。

通讯作者: 孙丹, 博士, 教授, 研究领域为航空发动机先进密封技术研究。E-mail: phd_sundan@163.com

引用格式: 王泽铭, 徐文峰, 任国哲, 等. 蜂窝衬套对篦齿封严静力与动力特性影响机理研究[J]. 推进技术, 2024, 45(2): 2301005. (WANG Z M, XU W F, REN G Z, et al. Influence mechanism of honeycomb bushing on static and dynamic characteristics of labyrinth seal[J]. Journal of Propulsion Technology, 2024, 45(2):2301005.)

漏特性。相比于传统的迷宫密封,带阻旋栅结构的迷宫密封封严性能和稳定性较好。Wróblewski等^[11]利用蜂窝衬套对直通型斜篦齿封严进行优化,并通过改变斜齿的结构,发现第一级篦齿的倾斜角度对泄漏量影响很大。纪国剑等^[12]数值研究了篦齿蜂窝的泄漏特性,发现在一定范围内改变蜂窝的尺寸能够减小泄漏量。孔晓治等^[13]研究了齿位置不同时,篦齿封严的泄漏特性,结果表明,齿在偏出口位置时总压损失最大。胡东旭等^[14]对篦齿封严泄漏特性进行实验研究,并在考虑压比对泄漏特性的影响后,构造了泄漏量公式。从目前已发表的文献来看,现有研究以篦齿封严流场特性和泄漏特性为主,对蜂窝衬套篦齿封严泄漏特性和流场特性影响机理的研究较少。

对于篦齿封严的动力特性,主要研究封严间隙气膜的刚度与阻尼系数。国内外学者进行了大量的研究。Alford^[15]首次提出,转子偏心是造成转子涡动的因素。Rosenberg^[16]提出转子偏心造成的气流沿周向流动会产生激振力。尹露等^[17]研究了不同错开角度扇贝阻尼密封的动力特性。研究发现,扇贝阻尼密封的直接刚度恒为正值,且错开角度在 37.5° 时最佳。杨兴辰等^[18]研究了迷宫密封及迷宫-蜂窝混合型密封的转子动力特性,发现与迷宫密封相比,迷宫-蜂窝混合型密封静态刚度的绝对值更小,稳定性更强。郭金道等^[19]研究了有凹槽射流的袋型阻尼密封的动力特性系数,发现凹槽射流可以提高袋型阻尼密封的直接阻尼,降低其交叉刚度。Zhang等^[20]进行了大量的试验发现,密封气流力随入口压力、偏心比和转子振动幅值的增大而近似线性增大。此外,密封力对气缸与旋转转子之间的间隙变化非常敏感。综上,对于密封动力特性,国内外学者通过数值仿真及试验方法进行了大量研究,但鲜有关于蜂窝衬套篦齿封严动力特性和机理研究的公开报道。

本文通过数值仿真,研究蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量随压比、封严间隙及转速的变化规律,构造泄漏量理论公式;运用非定常网格技术,计算定工况下蜂窝衬套篦齿封严的转子动力特性,分析其泄漏特性和转子动力特性的机理。

2 研究方法

2.1 篦齿封严静力特性理论分析

2.1.1 光滑衬套-篦齿封严泄漏特性理论公式

航空发动机内流路空气系统篦齿封严结构如图1所示。气流通过封严结构,在齿尖间隙处产生节流

效应形成射流,压力能减小、动能增大,并在篦齿腔室内形成旋涡,增加动能耗散,以此达到封严的目的。

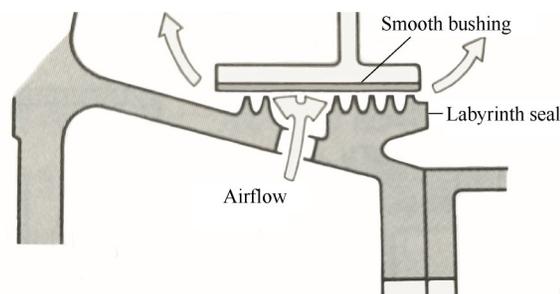


Fig. 1 Labyrinth seal

Martin^[21]利用热力学理论,首先构造了计算篦齿封严泄漏量的理论公式。Egli^[22]在实验基础上,考虑了齿数的影响,对Martin公式进行了修正。假设气流在封严结构内为等温流动,考虑到齿数对泄漏量的影响,目前篦齿封严常采用Egli提出的泄漏计算公式。

$$q_{\text{ideal}} = \frac{p_{\text{tot.in}} A_i}{\sqrt{R_g T_{\text{tot.in}}}} \frac{1 - \left(\frac{p_{\text{sta.out}}}{p_{\text{tot.in}}}\right)^2}{Z + \ln\left(\frac{p_{\text{tot.in}}}{p_{\text{sta.out}}}\right)} \quad (1)$$

式中 q_{ideal} 为理想泄漏量, $p_{\text{tot.in}}$ 为进口总压, $T_{\text{tot.in}}$ 为进口总温, $p_{\text{sta.out}}$ 为出口静压, R_g 为气体常数, A_i 为第 i 个密封齿的泄漏面积, Z 为密封齿数。

$$A_i = \pi \cdot D \cdot \delta \quad (2)$$

式中 D 为封严直径, δ 为封严间隙。

2.1.2 蜂窝衬套-篦齿封严泄漏特性理论公式

图2为蜂窝衬套篦齿封严示意图。对于结构复杂的蜂窝衬套篦齿封严泄漏特性的理论计算,现有的理论计算公式存在较大的误差,需对已有的泄漏量计算公式进行修正。

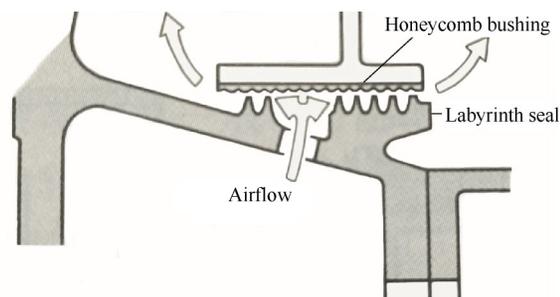


Fig. 2 Honeycomb bushing labyrinth seal

为满足工程的需要,采用修正系数法,对式(1)进行修正,引入修正系数 C_D ,得到蜂窝衬套篦齿封严实际泄漏量公式,即

$$Q = C_D \frac{p_{tot,in} A_i}{\sqrt{R_g T_{tot,in}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{sta,out}}{p_{tot,in}}\right)^2}{Z + \ln\left(\frac{p_{tot,in}}{p_{sta,out}}\right)}} \quad (3)$$

式中 Q 为封严实际泄漏量。

2.2 篦齿封严动力特性理论分析

2.2.1 密封气流激振力简化模型

图3为密封中转子做椭圆涡动示意图,其中, O 为静子的几何中心, O_1 为转子几何中心。转子以转速 ω 绕自身几何中心旋转的同时,以角速度 Ω 绕静子几何中心做椭圆涡动。 a, b 分别为椭圆涡动轨迹的长、短半轴。

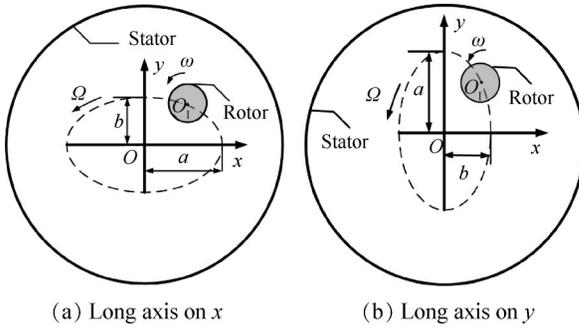


Fig. 3 Rotor elliptical whirl

根据转子小位移涡动理论,转子涡动所产生的气流力可以表示为

$$-\begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中第二个下标表示在 x 或 y 方向产生的单位位移,第一个下标表示表示在 x 或 y 方向产生的力或者速度, K_{xx} 和 K_{yy} 为直接刚度系数, K_{xy} 和 K_{yx} 为交叉刚度系数, C_{xx} 和 C_{yy} 表示直接阻尼系数, C_{xy} 和 C_{yx} 表示交叉阻尼系数, Δx 和 Δy 表示位移的增量, $\Delta \dot{x}$ 和 $\Delta \dot{y}$ 表示速度的增量。

由于转子涡动产生的周向气流力是造成转子失稳的重要因素,故要尽量降低交叉刚度,以保证转子的稳定性。

2.2.2 篦齿封严动力特性求解方法

考虑到转子涡动存在多个频率相互叠加形成的多频椭圆涡动,本文通过多频方法计算篦齿封严动力特性系数。此时转子涡动方程为

x 方向激励

$$\begin{aligned} x_1 &= a \cdot \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ y_1 &= b \cdot \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{aligned} \quad (5)$$

y 方向激励

$$\begin{cases} x_2 = b \cdot \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ y_2 = a \cdot \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (6)$$

式中 $\Omega_i = 2\pi f_i$, f_i 为转子涡动频率;为实现微小位移扰动条件(转子涡动最大位移为封严间隙的10%),取 $a = 0.01\delta$, $b = 0.005\delta$, δ 为封严间隙。

通过式(6)进行快速傅里叶变换(FFT),可将时域信号转化为频域信号,即

$$F(\Omega) = \int_0^T f(t) e^{-j\Omega t} dt = F_x(\Omega) + jF_y(\Omega) \quad (7)$$

式中 $j = \sqrt{-1}$,将上式代入式(4),得

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 $H = K(\Omega) + jC(\Omega)$,为篦齿封严的阻抗系数; D_x, D_y 和 F_x, F_y 为涡动位移和气流激振力对应的频域信号。通过代入涡动方程得

$$\begin{cases} H_{xy} = \frac{F_{x2} D_{x1} - F_{x1} D_{x2}}{D_{y1} D_{x2} - D_{y2} D_{x1}} \\ H_{xx} = \frac{F_{x2} D_{y1} - F_{x1} D_{y2}}{D_{x1} D_{y2} - D_{x2} D_{y1}} \\ H_{yx} = \frac{F_{y2} D_{y1} - F_{y1} D_{y2}}{D_{x1} D_{y2} - D_{x2} D_{y1}} \\ H_{yy} = \frac{F_{y2} D_{x1} - F_{y1} D_{x2}}{D_{y1} D_{x2} - D_{y2} D_{x1}} \end{cases} \quad (9)$$

求解得到的篦齿封严动力特性系数为

$$\begin{aligned} K_{ij} &= \text{Re}(H_{ij}) \\ C_{ij} &= \frac{\text{Im}(H_{ij})}{\Omega} \end{aligned} \quad (10)$$

为综合反映密封的动力特性系数,通常用有效阻尼系数和有效刚度系数来表示。

有效阻尼系数为

$$C_{\text{eff}} = C - \frac{k}{\Omega} \quad (11)$$

有效刚度系数为

$$K_{\text{eff}} = K + \Omega \cdot c \quad (12)$$

式中 $C = (C_{xx} + C_{yy})/2$ 为平均直接阻尼系数; $K = (K_{xx} + K_{yy})/2$ 为平均直接刚度系数; $k = (K_{xy} - K_{yx})/2$ 为平均交叉刚度系数; $c = (C_{xy} - C_{yx})/2$ 为平均交叉阻尼系数。有效阻尼和有效刚度系数的增大有利于提高转子系统的稳定性。

2.3 篦齿封严求解模型

蜂窝衬套篦齿封严的结构如图4所示,蜂窝衬套

固定在静子上, 篦齿结构固定在转轴上, 随转子一起转动。图 4(b) 给出了三排蜂窝芯格模型示意图, 其结构为相邻两行交错排布。由于蜂窝衬套以及篦齿可视为周向对称结构, 为简化计算, 本文采用建立最小循环单元, 设定循环边界条件的方法进行计算。其中蜂窝衬套每个最小循环单元包括一排完整的蜂窝芯格和两排一半的蜂窝芯格, 最小循环单元篦齿数量为 3。蜂窝衬套篦齿封严模型详细的几何参数如表 1 所示。其中, 节距是指篦齿齿尖入口到下一级篦齿齿尖入口的距离。

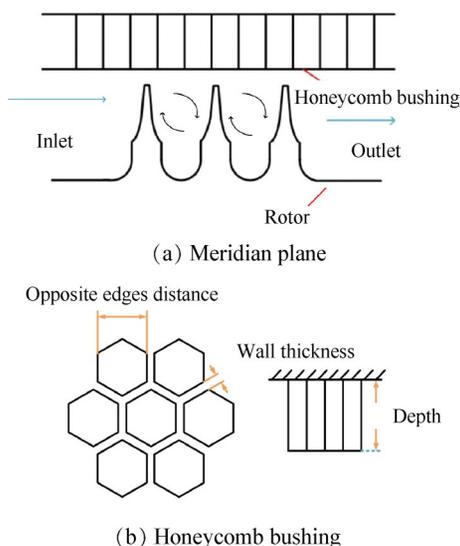


Fig. 4 Structure of honeycomb bushing labyrinth seal

Table 1 Parameters of honeycomb bushing and labyrinth seal

Parameter	Value
Opposite edges distance B/mm	2.0, 1.4, 0.8
Wall thickness/mm	0.05
Bushing depth/mm	2.0
Tooth height/mm	4.75
Tooth angle/ $^\circ$	12
Clearance δ/mm	0.25, 0.40, 0.55, 0.70
Tooth pitch/mm	4.0
Diameter/mm	180
Tip width/mm	0.3

2.4 网格划分及无关性验证

本文采用 ANSYS 中 DM 对篦齿封严和蜂窝衬套的流体域进行三维建模。通过 ANSYS 中 Meshing 模块对流体域模型进行六面体网格划分。为提高计算准确性, 对近壁面及齿尖处进行加密。计算域网格划分结果如图 5 所示。

图 6 为篦齿封严泄漏量随网格数量变化趋势。

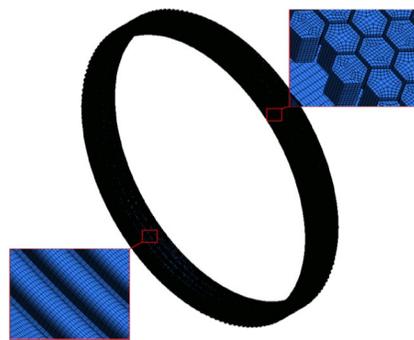


Fig. 5 Grid division of labyrinth seal fluid domain

网格数量在 708 万以上时, 泄漏量变化趋势趋于稳定。综合考虑计算资源和求解精度后, 确定求解模型网格的数量为 708 万。

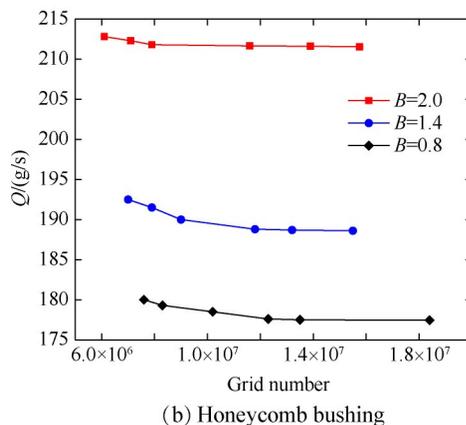
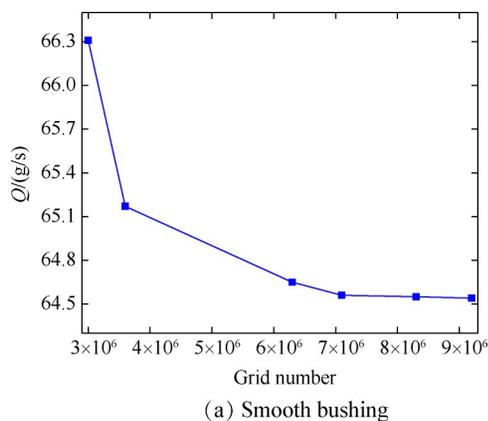


Fig. 6 Leakage trend with grid

2.5 边界条件设定

本文采用非定常瞬态动网格方法进行求解计算。计算域边界条件的设定如表 2 所示。近壁面采用壁面函数, 为光滑、无滑移条件。迭代计算采用高精度离散格式。当能量、动量的残差值均低于 10^{-6} , 进出口流量差低于 0.1%, 气流力呈周期性变化, 且相邻的两个周期气流力相差小于 0.2% 时, 则判定算例收敛。

Table 2 Boundary condition

Parameter	Value
Rotating speed $\omega/(r/min)$	4 000~16 000
Wall properties	Isolation, smooth
Gas properties	Air ideal gas
Turbulent model	$k-\varepsilon$
Inlet pressure/MPa	0.15~0.40
Outlet pressure/MPa	0.1
Whirl frequency/Hz	40~320
Total temperature/K	300

2.6 求解准确性验证

2.6.1 泄漏特性求解准确性验证

为验证本文模型求解的准确性,将泄漏特性计算结果与文献[3]进行对比。数值计算模型采用文献[3]中M21模型,进口压力为0.15 MPa,出口压力为0.1 MPa,进口总温为300 K,转速为4 kr/min,泄漏系数的计算方法与文献中保持一致,验证结果如表3所示。可以看出,本文泄漏量计算结果与文献[3]中的误差为3.85%,满足准确性要求。

Table 3 Accuracy verification of leakage characteristic solution

Method	Leakage coefficient	Relative error/%
Reference[3]	0.225	0
CFD	0.216	3.85

2.6.2 动力特性求解准确性验证

图7给出了与文献[6]相同迷宫密封模型。进口压力为3.447 MPa,出口压力为1.714 MPa,转子转速为11 097 r/min。利用ANSYS CFX,设置瞬态动网格,对转子施加多频椭圆涡动,得到不同涡动频率下的转子动力特性系数,与文献中的方法一致。动力特性系数计算结果与文献[6]计算结果对比,如图8所示,平均误差为10.49%,满足准确性要求。

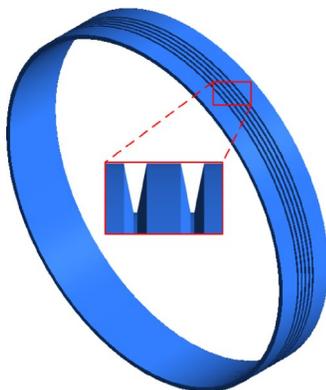


Fig. 7 Model of labyrinth seal

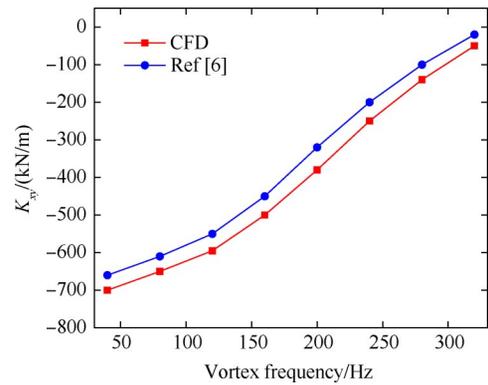


Fig. 8 Accuracy verification of dynamic characteristics solution

3 结果与讨论

3.1 进口压力对泄漏特性影响分析

图9给出了在转速为4 kr/min,封严间隙为0.25 mm时,四种衬套的篦齿封严泄漏量随进口压力的变化。四种衬套篦齿封严泄漏量均随进口压力的增大而增大。在进口压力为0.15 MPa时,对边距为0.8 mm蜂窝衬套篦齿封严相比于光滑衬套篦齿封严泄漏量降低了7.14%;随着进口压力的增大,蜂窝衬套对泄漏流动的抑制作用逐渐减弱,在进口压力为0.25 MPa时,两者泄漏量相同;进口压力大于0.25 MPa时,所有蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量都大于光滑衬套篦齿封严的泄漏量。随着蜂窝对边距的增大,泄漏量也增大。

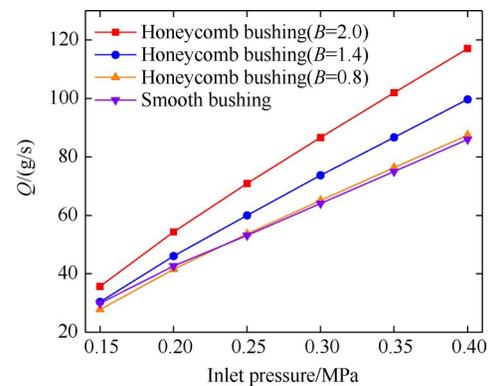


Fig. 9 Change curve of leakage with inlet pressure

3.2 封严间隙对泄漏特性影响分析

图10给出了进口压力为0.4 MPa,转速为4 kr/min时,泄漏量随封严间隙变化趋势。可以看出,随着封严间隙的增大,四种衬套的封严泄漏量都呈增大的趋势,光滑衬套的泄漏增长率最大,对边距为0.8 mm蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量变化最小。在封严间隙

大于 0.5 mm 时,光滑衬套篦齿封严的泄漏量开始大于蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量;且随着蜂窝芯格对边距尺寸的减小,蜂窝衬套对泄漏量的抑制作用增强。在间隙为 0.7 mm 工况下,对边距为 0.8 mm 蜂窝衬套相比于光滑衬套篦齿封严泄漏量减小 21.1%。由此可见,在微小间隙下,蜂窝芯格结构相当于增大了气流流通面积,故泄漏量有所增加。但在大间隙工况下,蜂窝衬套篦齿封严的密封效果要优于光滑衬套篦齿封严。

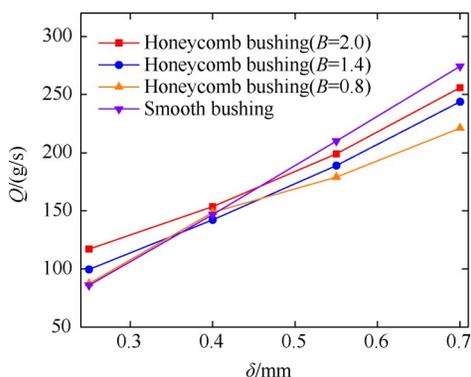


Fig. 10 Change curve of leakage with sealing clearance

3.3 转速对泄漏特性影响分析

图 11 给出四种衬套的篦齿封严进口压力为 0.4 MPa,封严间隙为 0.55 mm 时,泄漏量随转速的变化趋势图。可以看出,四种衬套的篦齿封严泄漏量随转速的增大均略有减小,但四种衬套的泄漏量差值基本保持不变,说明转速对不同结构衬套的篦齿封严泄漏特性影响较小。

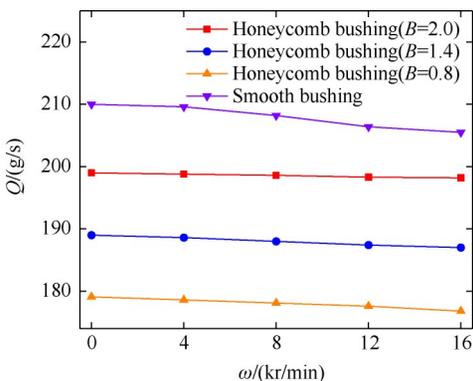


Fig. 11 Change curve of leakage with rotating speed

3.4 蜂窝衬套对篦齿封严泄漏量影响计算公式构造

结合上述分析不同结构参数和工况参数下蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量变化规律,发现进口压力和封严间隙对泄漏特性影响较大。针对本文的研究模型,发现影响蜂窝衬套篦齿封严泄漏量的主要结构

参数包括蜂窝芯格对边距及封严间隙,封严间隙对泄漏量的影响可归为泄漏面积的变化;工况参数的变化为进口压力。通过修正系数法构造结构参数和和工况参数关于修正系数 C_D 的表达式,可知

$$\begin{cases} \mu = \frac{\delta}{B} \\ \pi = \frac{P_{tot,in}}{P_{sta,out}} \\ C_D = f_1(\mu) f_2(\pi) \end{cases} \quad (13)$$

式中 μ 为封严间隙 δ 与蜂窝对边距 B 的比值, $0.125 < \mu < 0.3125$; π 为进出口压比, $1.5 < \pi < 4.0$ 。

以数值模拟得到的计算结果为基础,利用最小二乘法进行公式拟合可得

$$\begin{cases} f_1(\mu) = 10.7\mu^2 - 6.046\mu - 1.589 \\ f_2(\pi) = 0.0204\pi^5 - 0.2983\pi^4 + 1.701\pi^3 - 4.675\pi^2 + 6.208\pi - 2.152 \end{cases} \quad (14)$$

为验证公式拟合的准确性,将其他工况蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量与理论计算值进行对比。将修正后理论计算的结果与数值仿真得到的结果进行对比。如图 12 所示,发现数值仿真和式(3)结果贴合得较好,相对误差均在 5% 之内。因此本文所构造的公式能够准确地预测泄漏量,满足工程实际需求。

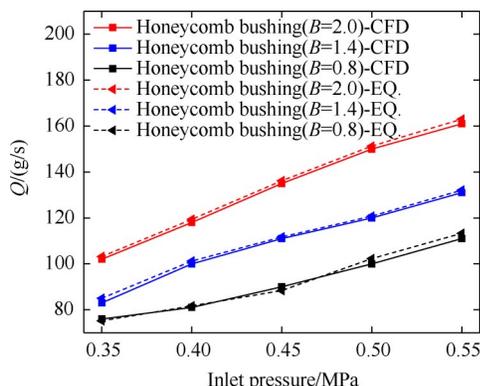


Fig. 12 Numerical simulation compared with equation

3.5 蜂窝衬套对篦齿封严压力分布影响特性分析

提取对边距为 2.0 mm 蜂窝衬套篦齿封严作为研究对象,在转速为 4 kr/min,封严间隙为 0.25 mm,进口压力为 0.4 MPa 工况下,研究蜂窝衬套对篦齿封严流场特性的影响。

图 13 和图 14 给出了有无蜂窝衬套篦齿封严整周压力分布云图以及子午面压力分布云图。由图可知,两种衬套的篦齿封严腔室内压力沿轴向逐级递减,压力降主要发生在齿尖处,齿腔和蜂窝芯格内部压力基本保持不变。这是因为在齿尖的节流作用下,气流的压力能转化为动能,在进入下游密封腔室

后,流通面积增大,动能重新转化为压力能。由于边界层气体的滞止作用,流体在靠近齿腔壁面和芯格内壁处速度减小,压力增大。通过对比可以看出,蜂窝衬套篦齿封严每一级的压力降更大些。

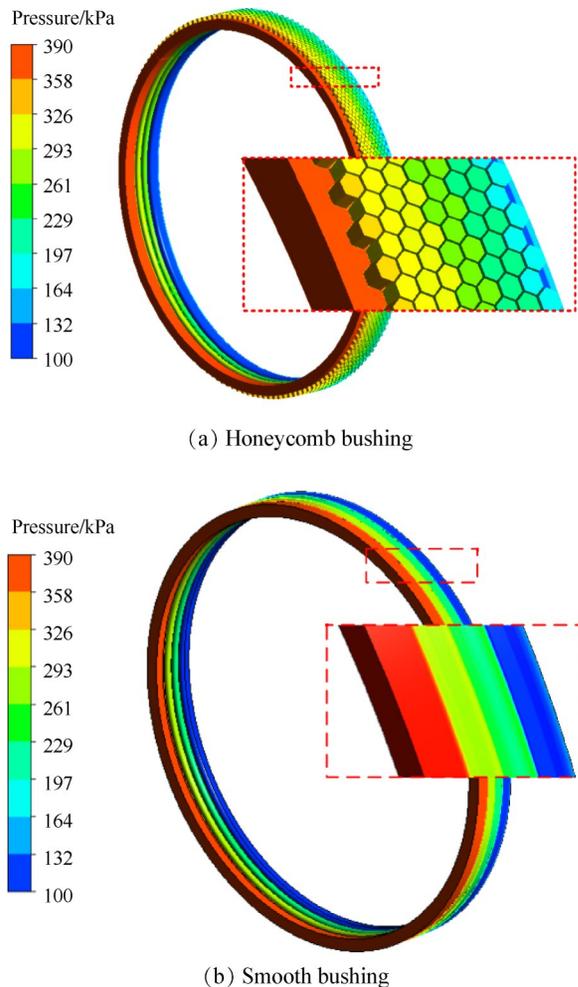


Fig. 13 Contour of labyrinth seal pressure distribution

3.6 蜂窝衬套对篦齿封严速度分布影响特性分析

图 15 为有无蜂窝衬套篦齿封严速度分布云图和速度矢量图。可以看出,气流速度沿轴向逐级增大。由于在齿尖处流通面积急剧减小,气流的压力能转化为动能,在齿尖处形成射流。之后射流主要分为三部分:一部分进入蜂窝芯格内形成逆时针方向的涡流,另一部分进入齿腔,形成两个方向相反的旋涡。在形成旋涡的过程中,气流能量被耗散,故压力能降低,速度增加。最后一部分产生透气效应,气流直通密封出口处。而光滑衬套篦齿封严仅在齿腔内部形成涡流以及在齿腔处形成射流。

蜂窝芯格结构对射流的影响分为两种情况,第一情况是芯格内壁正对着齿,与光滑衬套的齿尖形

成的射流原理相同,对射流方向并未有明显的改变;第二种情况是齿尖正对着蜂窝芯格内部,此时蜂窝内壁对射流起到阻碍的作用,改变了射流的方向,从而削弱了封严的透气效应。

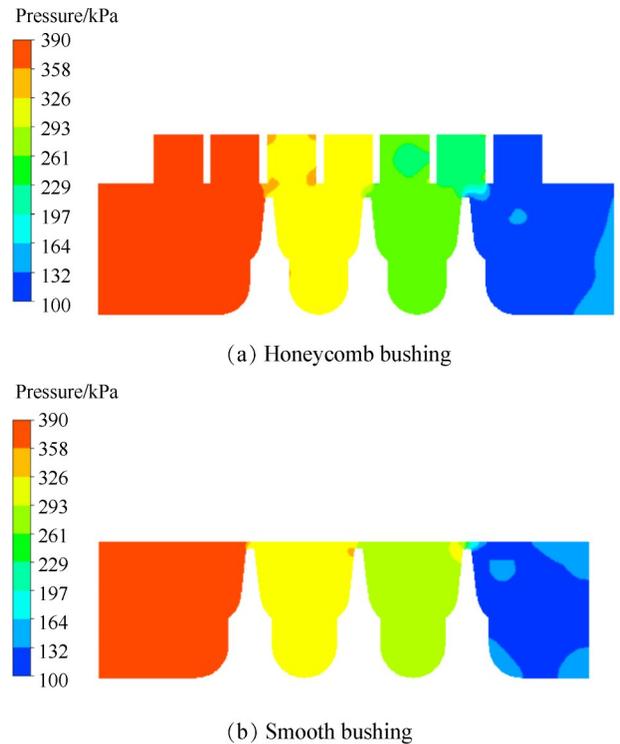


Fig. 14 Contour of meridian surface pressure distribution

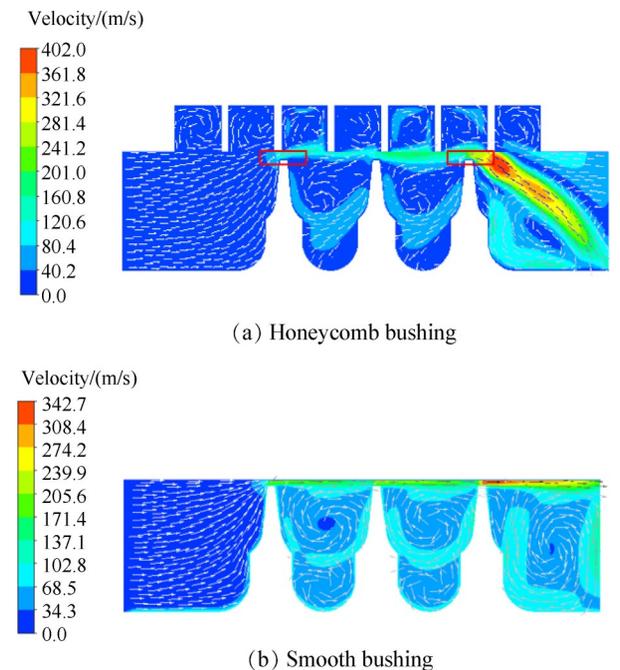
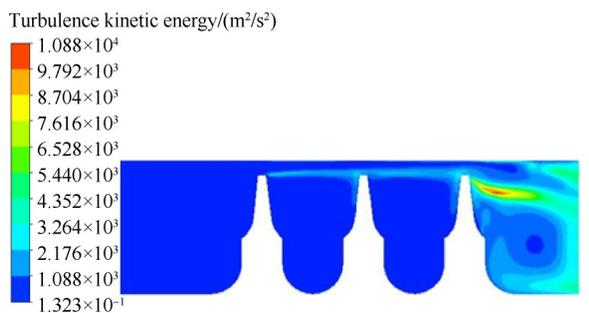


Fig. 15 Contour of labyrinth seal speed distribution vector

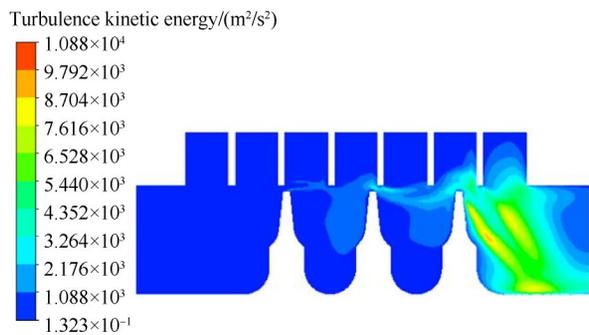
3.7 蜂窝衬套对篦齿封严泄漏特性影响机理分析

蜂窝衬套通过影响气流沿轴向和周向动能的耗散,进而影响其泄漏特性。图 16 给出了封严间隙为

0.25 mm,光滑衬套和对边距为 2 mm 蜂窝衬套篦齿封严的湍动能云图。在 0.25 mm 间隙下,如图 16(a)所示,气流通过第一级和第二级篦齿后,光滑衬套篦齿封严齿间出口的高速射流与齿腔内部的旋涡相互挤压,在篦齿腔入口处形成湍动能增大区。而蜂窝衬套增大了齿腔面积,削弱了高速射流与齿腔旋涡相互挤压作用,进而降低了该区域的湍动能,从而导致泄漏量增大,如图 16(b)所示。



(a) Smooth bushing



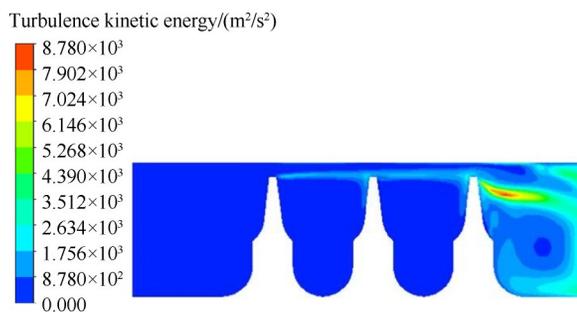
(b) Honeycomb bushing

Fig. 16 Turbulent kinetic energy of labyrinth seal ($\delta=0.25\text{ mm}$)

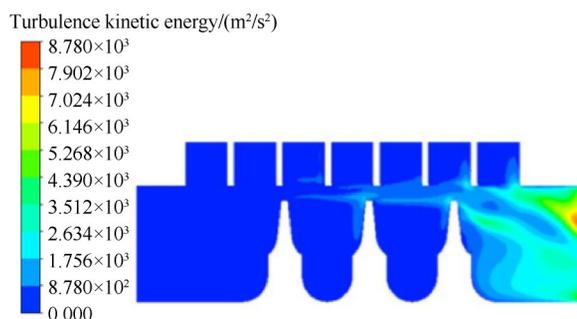
图 17 给出了封严间隙为 0.7 mm,光滑衬套篦齿封严和对边距为 2 mm 蜂窝衬套的湍动能云图。在大间隙工况下,光滑衬套篦齿顶部射流作用较小间隙下,而蜂窝结构破坏了流体壁面射流特性,如图 15 所示,射流在篦齿腔入口和蜂窝腔入口处各形成一个湍动能增大区,从而导致大间隙下,蜂窝衬套篦齿封严湍动能较光滑衬套篦齿封严更大,能量耗散更多,从而出现抑制间隙泄漏流动效果明显,进而导致大间隙工况下,蜂窝衬套比光滑衬套篦齿封严密封效果更好。

3.8 涡动频率对转子动力特性影响分析

转子在不同涡动频率下会表现出不同的动力特性。图 18 给出了在 $\pi=5$,封严间隙为 0.25 mm,转速为 12 kr/min 时,随转子涡动频率增加,对边距为 2.0 mm, 1.4 mm 蜂窝衬套和光滑衬套篦齿封严的动



(a) Smooth bushing



(b) Honeycomb bushing

Fig. 17 Turbulent kinetic energy of labyrinth seal ($\delta=0.7\text{ mm}$)

力特性系数变化趋势。

由图可知,相较于光滑衬套的篦齿封严,蜂窝衬套篦齿封严有着较大的直接刚度。随着转子涡动频率的增大,光滑衬套篦齿封严的直接刚度在高频涡动(频率大于 120 Hz)时变为负值,说明转子的不稳定性增强;而蜂窝衬套的篦齿封严直接刚度均为正值;且随着蜂窝芯格对边距的减小,蜂窝数量增加,直接刚度总体增大,有利于转子稳定。光滑衬套的篦齿封严的交叉刚度在涡动频率范围内均为正值,随转子涡动频率增加有小幅增加的趋势,不利于转子的稳定性。而蜂窝衬套篦齿封严交叉刚度随涡动频率的增加而减小,且在高频涡动下为负值,随涡动频率的增加,绝对值逐渐增大,转子稳定性增强;且对边距 1.4 mm 蜂窝衬套篦齿封严交叉刚度随涡动频率的变化变得不敏感。

图 18(c)反映了三种衬套的密封的直接阻尼随涡动频率变化趋势。三种衬套篦齿封严直接阻尼随涡动频率的增加呈减小的趋势。蜂窝衬套的篦齿封严的直接阻尼始终为正值,随着蜂窝对边距的减小,相同涡动频率下直接阻尼增大,有利于转子的稳定性。而光滑衬套篦齿封严的直接阻尼在高频涡动下出现负值,不利于转子的稳定性。

有效阻尼和有效刚度用来综合评价转子稳定性。图 18(e)和图 18(f)为三种衬套篦齿封严的有效

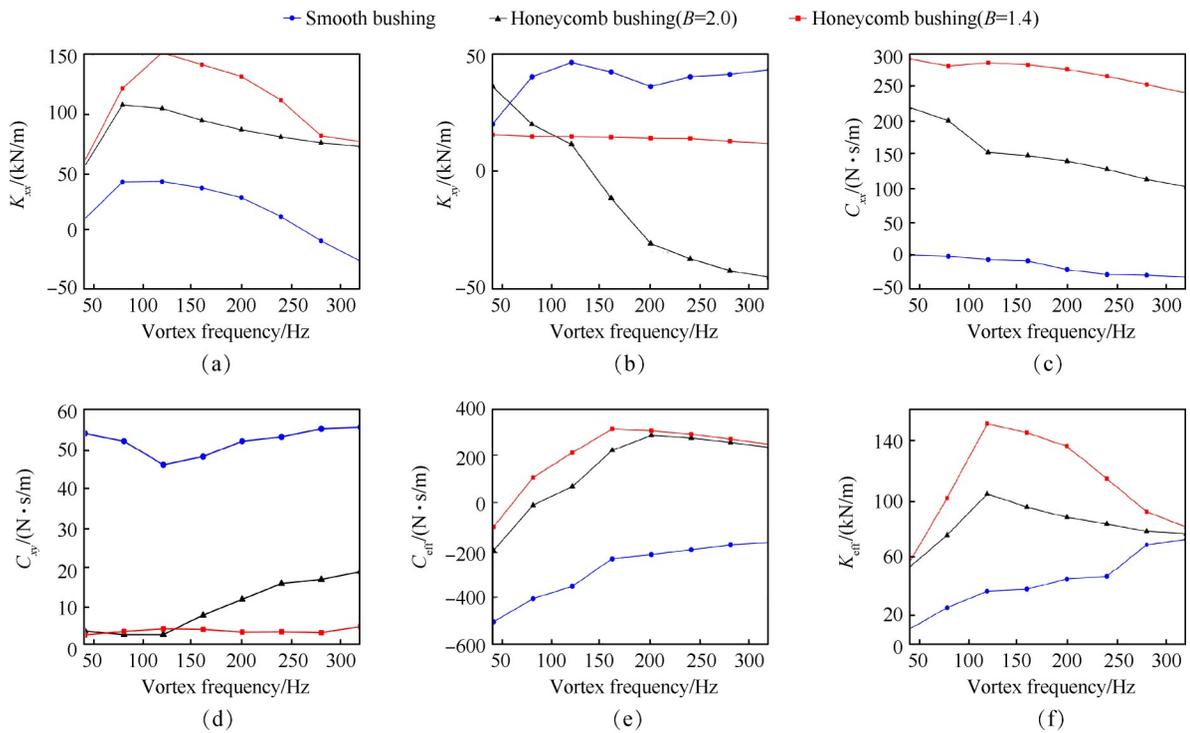


Fig. 18 Trend of rotor dynamic characteristic coefficient with vortex frequency ($\pi=5$)

阻尼随涡动频率变化趋势。由图可知,三种衬套有效阻尼的变化趋势基本相同。蜂窝衬套篦齿封严的有效阻尼在高频涡动时有明显的增大,为正阻尼,转子趋于稳定。而光滑衬套的篦齿封严随着涡动频率的增加,虽然有效阻尼的绝对值有所减小,但仍为负值,转子处于不稳定状态。

蜂窝衬套篦齿封严整体的有效刚度要高于光滑衬套,且蜂窝芯格对边距越小,总体有效刚度越大。综合三种衬套篦齿封严的有效阻尼和有效刚度的变化,发现蜂窝衬套能够改善篦齿封严的转子动力特性。

3.9 压比对转子动力特性影响分析

图19给出了对边距为2.0 mm蜂窝衬套和光滑衬套篦齿封严,转速为12 kr/min时, $\pi=2, 3.5$ 和5的工况下,转子动力特性系数随涡动频率的变化规律。

由图19(a)可知,随着压比的增加,两种衬套篦齿封严的直接刚度都呈增大的趋势。蜂窝衬套篦齿封严的直接刚度始终大于光滑衬套篦齿封严的直接刚度;而在 $\pi=5$ 的工况下,光滑衬套篦齿封严的直接刚度在涡动频率大于120 Hz时为负值并迅速减小,证明转子处于不稳定状态。由图19(b)可知,光滑衬套篦齿封严的交叉刚度随着压比的增加整体呈现增大的趋势,说明转子趋于不稳定;而蜂窝衬套篦齿封严随着压比的增加,蜂窝衬套篦齿封严的交叉刚度在高频涡动下减小;且对涡动频率的敏感性增大。

由图19(c)可知,蜂窝衬套篦齿封严的直接阻尼整体大于光滑衬套篦齿封严的直接阻尼,随压比增加,蜂窝衬套篦齿封严直接阻尼增大,且始终为正值,说明蜂窝衬套篦齿封严具有更好的稳定性;而随着压比的增大,光滑衬套篦齿封严的直接阻尼为负值,转子呈不稳定状态。

通过图19(f)和图19(e)对比两种衬套的篦齿封严,在不同压比下有效刚度和有效阻尼随涡动频率的变化。可以看出,蜂窝衬套篦齿封严的有效刚度和有效阻尼始终高于光滑衬套篦齿封严。在高频涡动时,随着压比的增加,蜂窝衬套篦齿封严的有效刚度和有效阻尼增大,转子趋于稳定;而光滑衬套篦齿封严的有效刚度和有效阻尼随着压比的增加而减小,转子趋于不稳定。

综上,相较于光滑衬套篦齿封严,蜂窝衬套篦齿封严有着更好的转子稳定性,故蜂窝衬套能够有效改善篦齿封严转子动力特性。

3.10 蜂窝衬套对篦齿封严动力特性影响机理分析

周向压力差是造成气流激振力的原因,激振力方向从高压区指向低压区,因此降低周向压差能够减小转子的不稳定性。图20为瞬态条件下x方向激励(椭圆长轴在x轴上),在 $t=0.05$ s时,光滑衬套篦齿封严和对边距2 mm蜂窝衬套篦齿封严的整周压力分布图。此时转子恰好完成一个周期的涡动,气流力 F_x 与 F_y 分别与径向力 F_r 、切向力 F_t 大小方向重合。

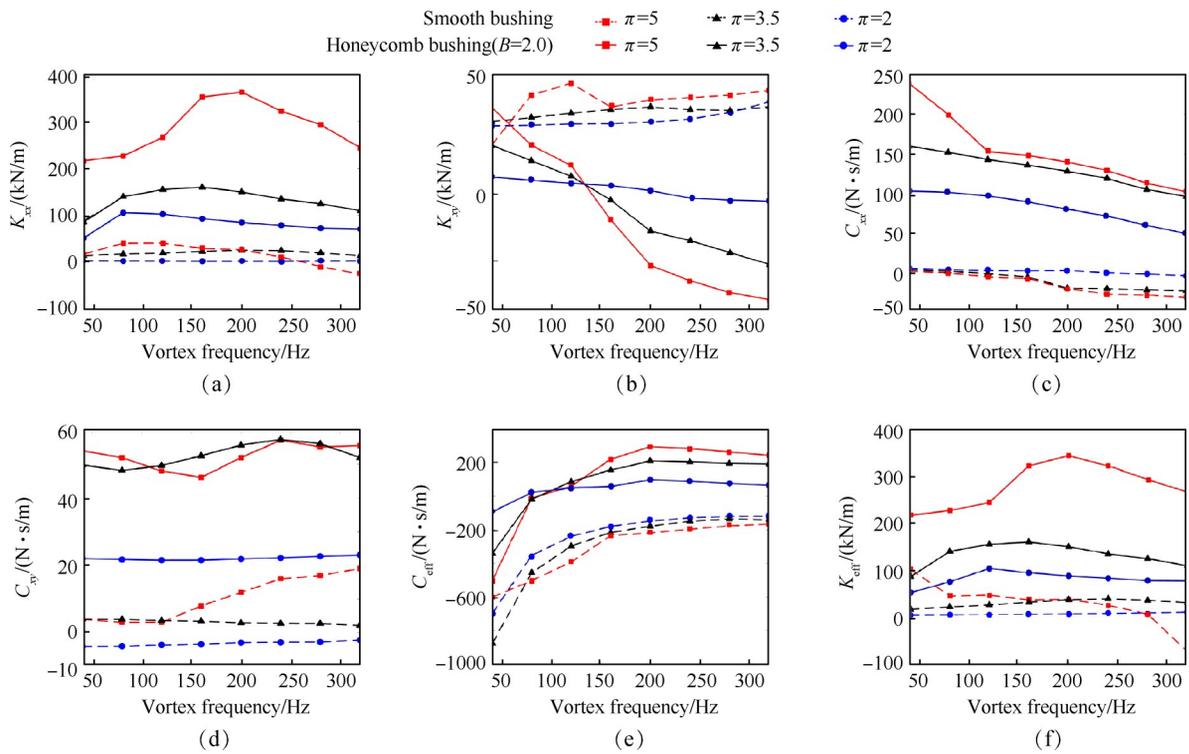


Fig. 19 Trend of rotor dynamic characteristic coefficient with vortex frequency under different pressure ratios

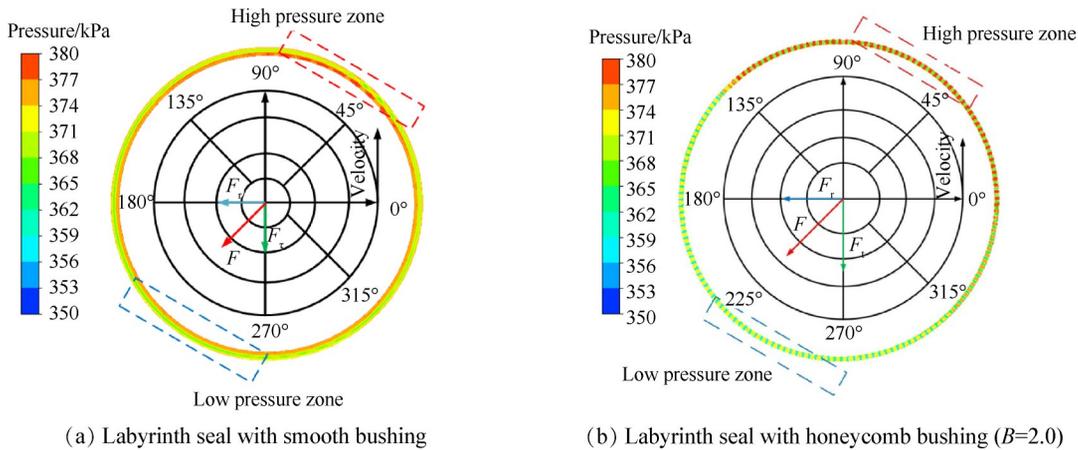


Fig. 20 Contour of circumferential pressure distribution

表 4 给出了不同衬套篦齿封严在 $t=0.05\text{ s}$ 时受力情况。可以看出,蜂窝衬套可以增大高压分布区域,使周向压力分布更均匀,进而减小周向压差。同时,虽然两种衬套的篦齿封严径向力 F_r 和切向力 F_t 均位于第三象限,但蜂窝衬套篦齿封严的径向力和切向力更大,能更有效地抑制转子涡动,故蜂窝衬套能够提升转子的稳定性。

Table 4 Force situation of different bushing labyrinth seal

Model	F_r/N	F_t/N
Smooth bushing	-0.86	-0.75
Honeycomb bushing($B=2.0$)	-2.60	-3.03

4 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1) 光滑和蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量均随压比、封严间隙的增加而增大,随转速的增大略有减小。

(2) 蜂窝结构增强气流能量的耗散,降低泄漏量。随着封严间隙的增加,蜂窝衬套结构对泄漏的抑制作用减弱,其中,对边距为 0.8 mm 蜂窝衬套篦齿封严的效果最好。

(3) 经过修正系数法修正后的 Egli 篦齿封严泄漏量公式,与数值仿真相对误差均在 5% 之内,能够准

确地预测蜂窝衬套篦齿封严的泄漏量,满足工程实际需求。

(4)蜂窝衬套结构使得流体周向压力分布更均匀,进而降低篦齿封严交叉刚度,提高直接阻尼,改善转子的稳定性,在高频涡动(频率大于120 Hz)时效果更明显。

致谢:感谢国家自然科学基金以及先进航空动力创新工作站(依托中国航空发动机研究院设立)项目的资助。

参考文献

- [1] ZHANG H, ZHEN Q, YUE G Q, et al. Numerical analysis of flows and aerodynamic forces in honeycomb and labyrinth seals[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 227(9): 1965-1979.
- [2] 何振鹏,王宇博,王伟韬,等.蜂窝结构对篦齿-蜂窝密封封严性能的影响[J].润滑与密封,2020,45(8): 26-35.
- [3] 窦媛媛.蜂窝外环及磨损槽对篦齿封严泄漏特性的影响研究[D].南京:南京航空航天大学,2020.
- [4] 何立东,叶小强,刘锦南.蜂窝密封及其应用的研究[J].中国机械工程,2005,20(1): 1855-1857.
- [5] 王旭,张文平,马胜远,等.转子蜂窝密封封严特性的试验研究[J].热能动力工程,2004,19(5): 521-525.
- [6] 白禄,孙丹,赵欢,等.转/静子齿对迷宫密封泄漏特性与动力特性影响机制研究[J].润滑与密封,2022,47(3): 40-48.
- [7] LI J, KONG S R, YAN X, et al. Numerical investigations on leakage performance of the rotating labyrinth honeycomb seal[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(6): 1-11.
- [8] 孙丹,王猛飞,艾延廷,等.蜂窝密封泄漏特性理论与实验[J].航空学报,2017,38(4): 282-291.
- [9] NAYAK K C. Effect of rotation on leakage and windage heating in labyrinth seals with honeycomb lands[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2020, 142(8): 081001.
- [10] 王小伟,孙丹,赵欢,等.预旋对阻旋栅密封泄漏特性与动力特性影响机理[J].航空动力学报,2022,37(2): 296-307.
- [11] WRÓBLEWSKI W, FRĄCZEK D, MARUGI K. Leakage reduction by optimisation of the straight-through labyrinth seal with a honeycomb and alternative land configurations[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 126(1): 725-739.
- [12] 纪国剑,吉洪湖,黄云霞,等.直通篦齿蜂窝封严结构的风阻特性试验[J].航空动力学报,2011,26(12): 2655-2660.
- [13] 孔晓治,刘高文,陈凯.齿位置对压气机级间封严影响的数值研究[J].航空动力学报,2015,30(12): 2925-2933.
- [14] 胡东旭,贾力,杨立新.篦齿封严泄漏特性的实验[J].航空动力学报,2014,29(3): 549-555.
- [15] ALFORD J S. Protecting turbomachinery from self excited rotor whirl[J]. Journal of Engineering for Power, 1965, 87(4): 333-343.
- [16] ROSENBERG C. Investigating aerodynamics transverse force in labyrinth seals in cases involving rotor eccentricity[J]. Translated form Energnmashi-Nostrojohic, 1974, 8(1): 15-17.
- [17] 尹露,张万福,姜广政,等.扇贝阻尼密封动力学特性研究[J].中国电机工程学报,2020,40(21): 6982-6991.
- [18] 杨兴辰,张万福,顾承璟,等.迷宫-蜂窝混合型密封静态稳定性与泄漏特性研究[J].摩擦学学报,2021,41(5): 738-748.
- [19] 郭金道,孙丹,赵欢,等.凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性影响机理[J].航空动力学报,2022,37(2): 308-319.
- [20] ZHANG W F, YANG J G, CAO H, et al. Experimental identification of fluid-induced force in labyrinth seals[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25(10): 2485-2494.
- [21] MARTIN S. Exploring the grants labyrinth[J]. Estates Gazette, 2002, 246(1): 131-131.
- [22] EGLI A. The leakage of gas through narrow channels[J]. Journal of Applied Mechanics, 1937, 4(2): 63-68.

(编辑:白鹭)

Influence mechanism of honeycomb bushing on static and dynamic characteristics of labyrinth seal

WANG Zeming, XU Wenfeng, REN Guozhe, SUN Dan, LI Yu, WEN Shuaifang

(Liaoning Key Laboratory of Advanced Test Technology for Aerospace Propulsion System,
School of Aero-Engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract: Honeycomb bushing performs great influence on the leakage and dynamic characteristics of labyrinth seals. On the basis of verifying the effectiveness and accuracy of the numerical method, this paper studied the variation rules of honeycomb bushing labyrinth seal leakage with inlet pressure, sealing clearance and rotating speed, and established the theoretical formula of leakage by founding numerical model of honeycomb bushing labyrinth seal. A multi-frequency elliptic vortex model was established by using unsteady grid technology. The influence mechanism of honeycomb bushing on labyrinth seal leakage characteristics and rotor dynamic characteristics was analyzed. The results show that the leakage of honeycomb bushing seals increases with the increase of inlet pressure and seal clearance, and decreases slightly with the increase of rotating speed. In the case with large clearance (sealing clearance larger than 0.5 mm), honeycomb bushing weakens the flow through effect and reduces the leakage, the sealing performance of the honeycomb bushing labyrinth seal with opposite edges distance of 0.8 mm is the best. Honeycomb bushing labyrinth seal has larger direct damping and smaller cross stiffness, and the effect is more obvious at high frequency vortex (frequency greater than 120 Hz). The honeycomb bushing increases the turbulent kinetic energy in flow field and enhances the dissipation speed of the flow energy, which is beneficial to improving sealing performance. What's more, honeycomb bushing can make the circumferential pressure distribution more uniform and improve the stability of the rotor. Compared with the numerical simulation, the relative error of the theoretical formula of honeycomb bushing labyrinth seals is within 5%, which can accurately predict the leakage of honeycomb bushing labyrinth seals and meet the actual engineering requirements.

Key words: Labyrinth seal; Honeycomb bushing; Leakage characteristics; Dynamic characteristics; Formula structure

Received: 2023-01-05; **Revised:** 2023-05-25.

Foundation items: National Natural Science Foundation of China (52075346); Advanced Aerodynamic Innovation Workstation (HKC2020-02-030).

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2301005

Corresponding author: SUN Dan, E-mail: phd_sundan@163.com