

减压腔宽度对刷式密封泄漏特性和 滞后效应的影响

李朋飞, 胡娅萍, 陈文洋, 吉洪湖
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 对减压腔轴向宽度分别为 0、0.4 mm 和 0.6 mm 的基本型和两种低滞后刷式密封结构进行了静态和动态下压差升降和转子转速升降循环试验,并对其泄漏特性和滞后效应进行了研究。研究表明:压差大于 0.2 MPa 后,同一压差下的动态泄漏系数比静态降低约 14%~20%;低滞后结构的密封性能优于基本型,其泄漏系数最高比基本型降低约 20%;静态压差升降循环中,减压腔轴向宽度为 0.6 mm 的低滞后结构的滞后效应最强;动态的压差升降循环中,基本型结构的滞后效应最强。转子转速升降循环前后, ω 为 0.6 mm 结构泄漏系数减小约 15%,滞后效应最强,减压腔轴向宽度为 0.4 mm 结构几乎不存在滞后效应;三种结构中,减压腔轴向宽度为 0.4 mm 的结构密封性能最优,滞后效应也最弱。

关 键 词: 低滞后; 减压腔轴向宽度; 基本型刷式密封; 泄漏特性; 滞后效应

中图分类号: V231.1; TB42 **文献标志码:** A

Influence of axial wide of pressure relief chamber on leakage characteristics and hysteresis of brush seals

LI Pengfei, HU Yaping, CHEN Wenyang, JI Honghu
(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The leakage characteristics and hysteresis effect of different axial width of pressure relief chamber of 0, 0.4 mm and 0.6 mm with the conventional and low hysteresis brush seals were studied under the static and dynamic tests of pressure difference rise and drop and the rotor speed rise and drop. The results showed that: the dynamic leakage coefficient was about 14%—20% lower than the static one, when the pressure drop was more than 0.2 MPa. The sealing performance of low hysteresis brush seals was better, and the leakage coefficient was up to about 20% lower than the conventional brush seal. The hysteresis effect was the strongest in the process of pressure difference rise and drop cycle with the static condition when axial width of pressure relief chamber was 0.6 mm. The hysteresis effect of conventional brush seal was the strongest in the process of pressure difference rise and drop cycle with the dynamic condition. After the rotor speed rise and drop cycle, the leakage coefficient decrease by about 15% when the axial width of pressure relief chamber was 0.6 mm, and there was basically no hysteresis effect when the axial width was 0.4 mm. In addition, for the three structures, the brush seal with the axial width 0.4 mm had the best

收稿日期:2019-11-19

作者简介:李朋飞(1993—),男,硕士生,主要从事航空发动机密封研究。

通信作者:胡娅萍(1978—),女,副教授,博士,研究领域为航空发动机积冰、防冰及密封技术。E-mail:hyp@nuaa.edu.cn

引用格式:李朋飞,胡娅萍,陈文洋,等.减压腔宽度对刷式密封泄漏特性和滞后效应的影响[J].航空动力学报,2020,35(7):1473-1481. LI Pengfei, HU Yaping, CHEN Wenyang, et al. Influence of axial wide of pressure relief chamber on leakage characteristics and hysteresis of brush seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(7): 1473-1481.

sealing performance and the weakest hysteresis effect.

Key words: low hysteresis; axial wide of pressure relief chamber;
conventional brush seal; leakage characteristics; hysteresis effect

刷式密封是一种优良的接触式柔性密封技术,现已广泛应用于航空发动机、燃气轮机和蒸汽轮机中^[1]。Chupp 等^[2]将单级基本型刷式密封与典型的 15 齿、间隙为 0.5 mm 的篦齿密封进行对比,发现其泄漏量只有篦齿密封的 10%~20%。然而,基本型刷式密封在上下压差作用下,当转子发生常见的偏移或膨胀时,刷束被转子向外推移;当转子恢复原位时,刷丝之间、刷束与后挡板之间的摩擦力会阻碍刷丝复位,这就会使刷束与转子间出现间隙,导致泄漏量增大,密封性能降低,这种现象称为“滞后效应”^[3]。当密封装置的其他工况条件(如压差)经历改变-复原过程时,也可能产生类似的“滞后效应”。Basu 等^[4]在上下游压比约为 3 的条件下,对基本型刷式密封进行 0~16 000 r/min~0 r/min 的转速升降循环试验。结果表明,在转速升降循环前后泄漏量增大了 2 倍,存在明显的滞后效应。为了减弱滞后效应,1996 年 Short 等^[5]提出了低滞后刷式密封结构,即在刷束与后挡板之间开设一环形减压腔,并对其与基本型结构进行了如下试验:在转子转速为 24 000 r/min 且有压差的作用下,将密封件先沿一径向位置向外移动 0.5 mm,再将其移回原位。结果表明:低滞后结构的泄漏量在此往复移动过程前后基本不发生变化,几乎不存在滞后效应,且泄漏量较基本型结构的小。

国内外针对刷式密封泄漏滞后效应进行了一系列试验研究。Dewille 等^[6]对安装过盈量分别为 0.1 mm 和 0 mm 的小尺寸基本型刷式密封进行了不同转速下的压差升降循环试验,结果显示过盈量为 0 mm 的结构表现出更强的滞后效应;杜春华等^[7]对间隙、过渡和过盈三种配合的基本型刷式密封进行转速升降循环试验,发现间隙配合的滞后效应更显著;曹广州^[8]、周坤等^[9]对基本型与低滞后结构进行了压差升降的试验研究,发现相比于基本型结构,低滞后结构具有更低的泄漏系数并能有效减弱滞后效应。为了减弱气流对前排刷丝的扰动和刷丝的“吹下”作用^[10],低滞后刷式密封的前挡板与刷束之间通常还设有遮流板。Arora 等^[11]对有、无遮流板的低滞后结构进行转速 0 r/min~45 000 r/min~0 r/min 的升降循环试验,发现带遮流板的低滞后结构基本不存在

滞后效应,而不带遮流板结构的滞后效应较强。综上所述,目前国内外对刷式密封滞后效应的试验研究大多针对基本型结构开展,对低滞后结构的研究较少,并且只将其简单地与基本型结构进行对比,鲜有考虑低滞后刷式密封的重要结构参数,如减压腔尺寸等对其泄漏及滞后特性的影响。

在数值研究方面,与基本型结构类似,对低滞后刷式密封目前也主要采用将刷束区域处理为多孔介质的模拟方法^[12-13]。如张艾萍等^[14]采用多孔介质模型对低滞后结构的泄漏流场进行数值模拟,发现与基本型相比,该结构可以有效减弱滞后效应,但上下游压比约为 2.5 时,其泄漏量增大为基本型的 4 倍;张元桥等^[15]、黄阳子等^[16]也采用多孔介质模型对低滞后结构的泄漏特性进行了数值模拟,同样发现其泄漏量比基本型结构的更大。这些数值研究将相同条件下基本型和低滞后型刷式密封的泄漏量进行对比,得到了与试验研究^[5,8-9]不同的结论,这可能是由于计算中采用多孔介质模型未能考虑刷束与转子之间过盈量的影响。

本文以带遮流板的低滞后刷式密封为研究对象,分别在静态和动态下,对不同减压腔轴向宽度的低滞后结构与基本型结构开展压差升降循环试验研究,以及一定压差下的转子转速升降循环试验研究。在此基础上分析减压腔轴向宽度对刷式密封泄漏特性和滞后效应的影响。

1 试验装置

如图 1 所示为试验装置总结构图,包括动力部分、气路部分、试验件部分以及测量部分^[17]。

试验所需动力由三相异步电动机提供,由三角带传递到转子。电动机转速通过变频器控制,转子最高转速可达 6 000 r/min。

试验所需气源由一台额定体积流量为 35 m³/min 的压气机提供。来自压气机的气体通过水汽分离器和稳压腔,进入试验台高压腔,再通过密封件向低压腔泄漏,泄漏的气体从试验台出口流经体积流量计后排入环境。

1.1 试验件

密封试验件由刷环和与之配套的转子组成,其中转子为转轴与转盘一体化设计。两个试验件

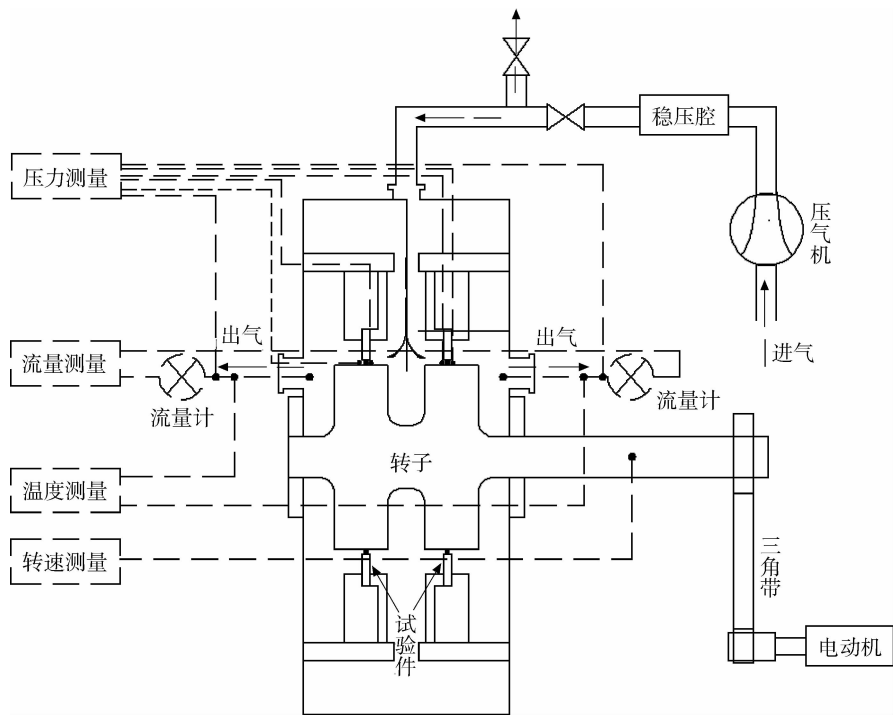


图 1 刷式密封试验装置图
Fig.1 Test rig of brush seal

对称的安装在转子上,如图 1 所示,转子外表面与试验件的内表面配合形成密封结构。

本文所研究低滞后刷式密封结构如图 2 所示,由前挡板、遮流板、刷束和后挡板四部分组成。位于上游高压侧的前挡板具有与下游低压侧的后挡板相同的内径,这是为了减轻前排刷丝因气流冲击而产生的轴向漂移^[18]。前挡板与遮流板之间留有一定轴向间隙,这有助于在保持刷丝柔性的同时降低刷丝所承受的压力。

为研究减压腔轴向宽度 w 对刷式密封泄漏特性和滞后效应的影响,本文设计并加工了三种结构的刷式密封试验件, w 分别为 0、0.4 mm 和

0.6 mm。其中 $w=0$ mm 的为基本型刷式密封, w 为 0.4、0.6 mm 的为低滞后结构。除了减压腔轴向宽度,三个试验件的其他结构参数均相同,如表 1 所示,其密封内径均为 165 mm,外径均为 196 mm,刷束厚度均为 1 mm,刷丝直径均为 0.08 mm,刷束密度均为沿周向约 115~124 根/mm,后挡板保护高度均为 1.2 mm,刷丝排列角均为 45°。图 3 为加工完成的低滞后刷式密封试验件的实物照片,图 4 为基本型与低滞后结构试验件在密封内环面处局部的对比图,由图 4(b)清晰可见低滞后结构中刷束与后挡板之间的减压腔。

表 1 刷式密封结构参数

Table 1 Structural parameters of brush seals

结构参数	数值
密封内径 D_i /mm	165
密封外径 D_o /mm	196
刷束厚度 B /mm	1
刷丝直径 d /mm	0.08
刷束密度/(根/mm)	115~124
刷丝排列角 $\beta/(^{\circ})$	45
减压腔轴向宽度 w /mm	0,0.4,0.6
后挡板保护高度 H_t /mm	1.2

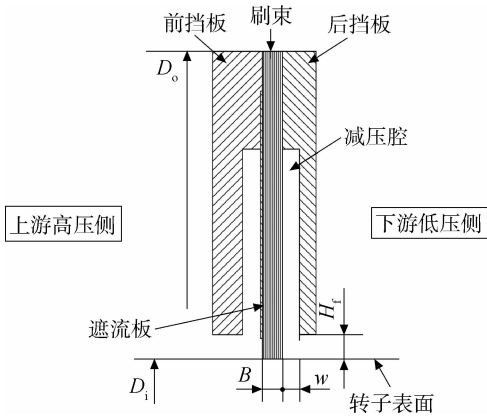


图 2 低滞后刷式密封结构示意图
Fig.2 Schematic of low hysteresis brush seal

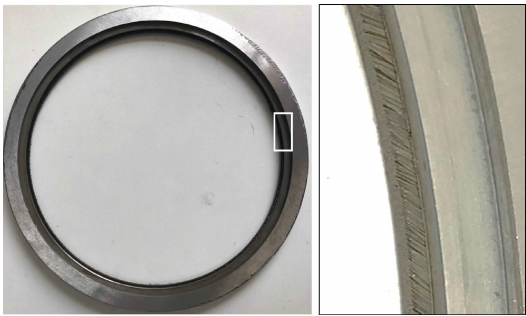


图 3 低滞后刷式密封试验件

Fig. 3 Test sample of low hysteresis brush seals



图 4 基本型和低滞后刷式密封试验件内环面局部对比图

Fig. 4 Comparison of inner surface between conventional and low hysteresis brush seals

试验件加工完成后,根据所测的试验件实际内径对转子外径进行精加工,保证三个试验件与对应转子的配合过盈量一致。减压腔轴向宽度为 0、0.4、0.6 mm 的试验件与转子配合的过盈量分别为 0.0405、0.0455、0.048 mm。

1.2 测量部分

本文试验的测量参数包括压力、泄漏量、温度与转子转速。

压力包括密封件上、下游压力和试验台出口处压力的测量。其中密封件上、下游压力均采用 98RK 压力采集系统进行测量,其精度等级为 0.25,误差为 875 Pa;试验台出口压力采用 MIK-P400G 型压力变送器进行测量,其精度等级为 0.3,误差为 3 000 Pa。

泄漏量在试验台出口处进行测量。由于泄漏量变化范围较大,为保证其测量精度,采用体积流量量程为 0~100 m³/h 的 DN25 和量程为 0~500

m³/h 的 DN50 的 Rosemount 8600 涡街流量计配合使用,其精度等级 1.0,误差分别为 1 m³/h 和 5 m³/h。

为将流量计测得的体积流量转化为质量流量,还需对通过流量计处的气体温度进行测量。采用 MIK-WZPK 型热电阻测量温度,其精度等级为 A 级,误差为 ±0.15 或 ±0.002|T|,其中 T 为测量温度。

转子转速采用 GM8905 型光电转速仪进行测量,误差为 ±1 r/min。

2 试验方案

由于压差升降和转速升降循环过程均会导致滞后效应的产生,因此本文设计压差升降和转子转速升降两部分试验,具体试验方案如表 2 所示。其中压差升降试验分别在静态(转子转速为 0 r/min)和动态(转子转速为 5 000 r/min)下进行,其压差变化范围为 0.02~0.3~0.02 MPa,间隔 0.04 MPa 进行增减;转速升降试验在压差在 0.1 MPa 下进行,转速变化范围为 0 r/min~5 000 r/min~0 r/min,间隔 1 000 r/min 进行增减。

表 2 试验方案

Table 2 Text program

试验名称	压差升降	转速升降
压差升降	0.02~0.3~0.02 MPa, 间隔 0.04 MPa	0.1
转速升降	0,5 000 r/min	0~5 000~0, 间隔 1 000

3 试验结果与分析

3.1 试验数据处理

由于泄漏量为绝对的量,为方便不同结构和工况下泄漏特性的对比,本文采用泄漏系数 ϕ ^[19] 作为密封性能的评价指标,其表达式如下:

$$\phi = \frac{\dot{m} \sqrt{T}}{p_u D_i}$$

式中 $\dot{m}$ 为泄漏的质量流量(kg/s);T 为上游气体温度(K); p_u 为上游气体压力(MPa)。

以下分别对试验获得的三种结构密封件的泄漏特性和滞后效应进行分析。

3.2 泄漏特性

分别对三种结构试验件在压差上升阶段时静态和动态下的泄漏特性进行如下分析。

如图 5 为减压腔轴向宽度 w 为 0.4 mm 的试验件在静态和动态下的泄漏系数的分布。由图可见,在整个试验压差范围内,泄漏系数随压差增大呈上升的趋势。在压差小于 0.1 MPa 时,泄漏系数随压差上升急剧增大;当压差大于 0.1 MPa 时,泄漏系数增长得越来越缓慢,直至压差达到 0.2 MPa 后,泄漏系数基本不发生变化。这是因为随着压差的增大,刷束不断被压紧,刷丝之间的间隙逐渐减小^[20],固体刷丝对气流的阻碍作用逐渐增强,因此在相同的压差变化范围内,泄漏量增大得越来越少,泄漏系数也就增长得越来越缓慢。

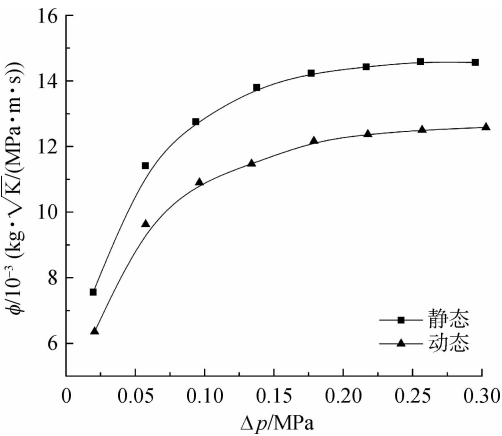


图 5 静态和动态下 w 为 0.4 mm 试验件泄漏系数随压差分布

Fig. 5 Leakage coefficient versus pressure drop under static and dynamic conditions with w of 0.4 mm

从图 5 还可以看出,在整个试验压差范围内,同一压差下静态的泄漏系数要高于动态的泄漏系数。随着上下游压差的增大,静态和动态泄漏系数的差别逐渐增大,直至压差达到 0.2 MPa 后基本不再变化,此时动态下的泄漏系数相比静态的降低约 14%。这是由于试验件与转子为过盈配合,在安装阶段刷束就受到转子的径向作用力,导致刷丝束受到约束,排列不均匀,其中刷束靠近外端部分的刷丝间隙较大^[21]。转子旋转时,一方面,刷束与转子之间摩擦力的作用会带动刷丝沿其倾斜方向运动,使得刷丝的排列相对静态时均匀,在压差作用下刷束内的间隙会进一步减小,导致气流的泄漏通道减少;另一方面,转子的旋转对气流产生周向的扰动,会使沿轴向的泄漏气流减少。以上两方面的综合作用导致动态下的泄漏量低于静态。

图 6、图 7 分别给出了静态和动态下基本型试验件与 $w=0.6$ mm 的试验件的泄漏系数随压

差分布。由图可见,这两种结构的泄漏系数随压差增大的变化趋势与 w 为 0.4 mm 试验件的类似,且静态泄漏系数均高于同一压差下动态泄漏系数,且压差大于 0.2 MPa 时,基本型试验件动态泄漏系数比静态的降低约 14%。与图 5 中不同的是,图 7 中 $w=0.6$ mm 试验件动态泄漏系数比静态的降低约 20%。这是由于 $w=0.6$ mm 试验件的减压腔轴向宽度比 $w=0.4$ mm 试验件的大,为刷束轴向变形提供的空间更大,于是静态时由于过盈安装产生的刷丝之间的间隙也越大,故转子的旋转导致的刷束间隙的变化量也就越大,因此该结构动态下泄漏系数相比静态时减小得更多。

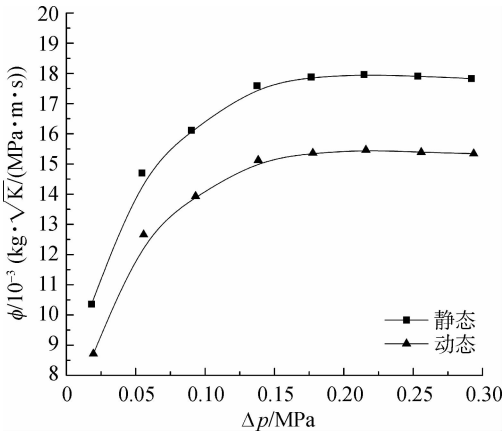


图 6 静态和动态下 w 为 0 mm 试验件泄漏系数随压差分布

Fig. 6 Leakage coefficient versus pressure drop under static and dynamic conditions with w of 0 mm

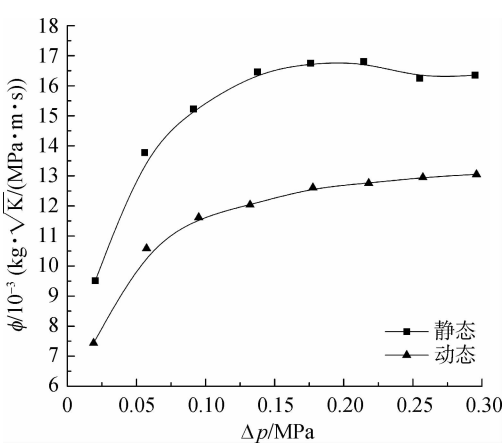


图 7 静态和动态下 w 为 0.6 mm 试验件泄漏系数随压差分布

Fig. 7 Leakage coefficient versus pressure drop under static and dynamic conditions with w of 0.6 mm

如图 8、图 9 分别为静态和动态下三种不同结构试验件的泄漏系数随压差的分布。从两图中均可以看出,在整个压差范围内,无论是静态还是动态下,基本型试验件泄漏系数都最大, $w=0.4$ mm 试验件的泄漏系数最小, $w=0.6$ mm 的试验件泄漏系数居于两者之间。图 8 表明,在静态下,当压差大于 0.2 MPa 后,基本型试验件的泄漏系数比 $w=0.4$ mm 和 $w=0.6$ mm 的分别高约 23% 和 11%。图 9 显示,在动态下,基本型试验件的泄漏系数比两种低滞后结构分别高约 25% 和 21%,且在动态下,两种低滞后试验件泄漏系数接近。可见 w 为 0.4 mm 的试验件密封性能最好, $w=0.6$ mm 的试验件的密封性能次之,基本型结构密封性能最差。

造成上述差异的原因是:通过刷束的泄漏气体进入减压腔内,导致低滞后试验件的刷束上下

游压差小于基本型的压差^[13-14],因此其泄漏系数比基本型的小。而 w 为 0.6 mm 的试验件泄漏系数大于 w 为 0.4 mm 的泄漏系数是由于其减压腔的轴向宽度较大,因此在压差的作用下,刷束下端沿轴向向下游的弯曲变形剧烈,泄漏通道更大,造成的泄漏也更多。

3.3 滞后效应

3.3.1 压差升降循环

压差升降循环中,压差上升和下降阶段的泄漏系数差别越大,滞后效应越强,故本文以压差升、降阶段的两条泄漏系数曲线所围成区域的大小来表示滞后效应的强弱^[4]。

如图 10 为静态下三种结构试验件的泄漏系数在压差升降循环过程的分布。由图可见,这三种结构在同一压差下,压差上升阶段的泄漏系数都高于压差下降阶段,表现出滞后效应。这是由于在压差上升阶段,随着压差的增大,刷束不断被压紧,刷束内部间隙减小;当压差从最大值下降时,由于刷丝与刷丝之间、刷束与后挡板之间摩擦力的作用,在压差最大值处被压紧的刷丝不能恢复至较小压差处压差上升阶段时的状态,因此相比压差上升阶段,在压差下降阶段的刷束间隙更小,故气流的泄漏通道减少,导致泄漏系数较小。

对比图 10 中三种密封结构的泄漏系数可以看到, $w=0.6$ mm 的试验件在压差上升和下降阶段的泄漏系数曲线所围成区域最大,滞后效应最强; w 为 0.4 mm 的试验件两条泄漏系数曲线围成的区域最小,滞后效应最弱;基本型试验件的滞后效应处于两种低滞后结构之间。这是由于在静态下,滞后效应主要是由于刷丝与刷丝之间摩擦力作用引起的。相比基本型结构, $w=0.6$ mm 的减压腔宽度较大,为刷丝变形提供了较大空间,静态下,因其初始安装为过盈配合,安装时刷丝的初始变形就比 $w=0$ mm 结构的大,在压差上升阶段,相同压差下 $w=0.6$ mm 结构的轴向变形也较大。尽管该结构在刷束区域的压差较 $w=0$ mm 结构的小,压差升降循环中刷丝变形的可恢复程度更大,但由于其初始变形和压差上升时的轴向变形比 $w=0$ mm 结构的大得多,故在压差下降阶段的相同压差下, $w=0.6$ mm 结构的刷束残余变形仍然可能比 $w=0$ 结构的大得多,但重要的是,在压差上升和下降两阶段的相同压差下, $w=0.6$ mm 结构刷束变形的变化量明显大于 $w=0$ mm 结构的变化量,故其泄漏系数的变化较大,即滞后

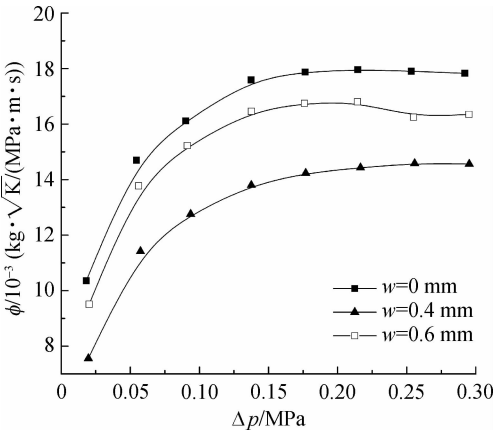


图 8 静态下三种结构的试验件泄漏系数随压差分布
Fig. 8 Leakage coefficient with three structures versus pressure drop under static condition

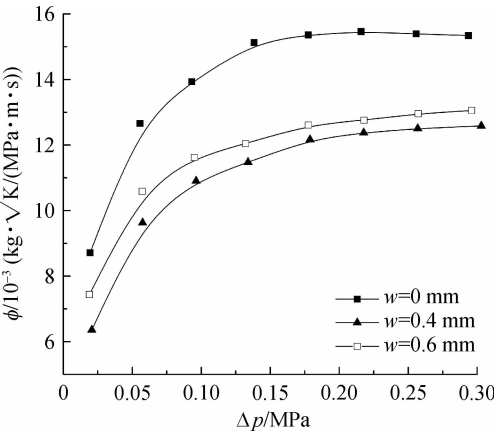


图 9 动态下三种结构的试验件泄漏系数随压差分布
Fig. 9 Leakage coefficient with three structures versus pressure drop under dynamic condition

效应较强。

而 w 为 0.4 mm 的试验件的滞后效应最弱是因为与基本型试验件相比,由于减压腔的存在,导致刷束区域上下游压差较小,尽管其刷束有轴向变形,但相对于基本型结构,上下游压差减小这个因素占主导,因此刷丝被压紧的程度较小,于是刷丝与刷丝之间摩擦力作用较小,故在其压差上升和压差下降阶段,固体刷丝对气流阻碍作用的变化较小,因此其泄漏系数的变化最小,所表现出的滞后效应最弱。

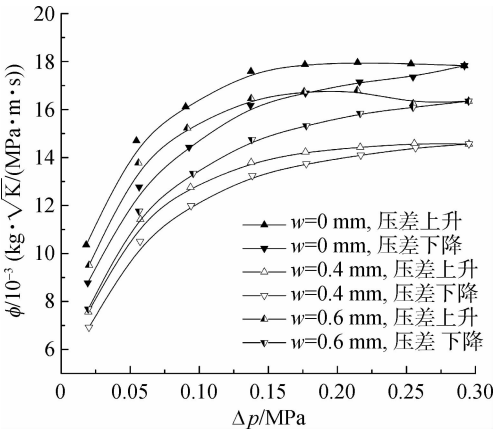


图 10 静态下三种结构试验件泄漏系数在压差升降循环中分布

Fig. 10 Leakage coefficient versus pressurization-depressurization cycle under static condition

图 11 为动态下三种结构试验件泄漏系数在压差升降循环中的分布。从图中可以看到,与图 10 给出的静态下泄漏系数分布类似,三种结构在压差上升阶段泄漏系数同样都高于压差下降阶段。但动态下,基本型试验件在压差升降循环中泄漏系数曲线所围成区域比其他两种低滞后结构都大,滞后效应最强; $w=0.6$ mm 结构的泄漏系数曲线所围成区域略大于 w 为 0.4 mm 的试验件,其滞后效应略强。这是因为尽管 $w=0.6$ mm 结构的刷束在安装时初始变形以及压差作用下的轴向变形原本仍然较 $w=0$ mm 结构的大,但转子的旋转会带动刷丝沿其排列角方向排列得比静态时均匀,刷束原本的变形会因转子旋转的带动作用减弱。另外,一方面, $w=0$ mm 结构的刷束区域压差较大,刷丝与刷丝之间摩擦力较大;另一方面,该结构中刷束与后挡板直接接触,其两者间也存在摩擦力。以上两方面的摩擦力会对转子旋转带动刷丝排列均匀化起到阻碍作用。因此,动态下,在压差上升阶段的同一压差下,这两种结构刷

束的变形并没有静态时的差别那么大,而 $w=0.6$ mm 的低滞后结构对于刷丝变形的恢复能力显然比 $w=0$ mm 的基本型结构的强,故在压差下降阶段的相同压差下, $w=0.6$ mm 结构泄漏系数与上升阶段的差别没有 $w=0$ mm 结构的差别大,即其泄漏滞后效应较 $w=0$ mm 的结构弱。

将图 11 与图 10 对比还可以看出,在动态下三种结构试验件的滞后效应都要弱于静态下。这是因为与静态相比,动态时刷丝排列得更均匀,刷丝间的间隙更小,因此在压差升降循环中刷束的状态变化较静态时小。故在动态的压差上升和下降阶段,固体刷丝对气流阻碍作用的变化较小,泄漏系数的变化也就较小,所表现出的滞后效应比静态弱。

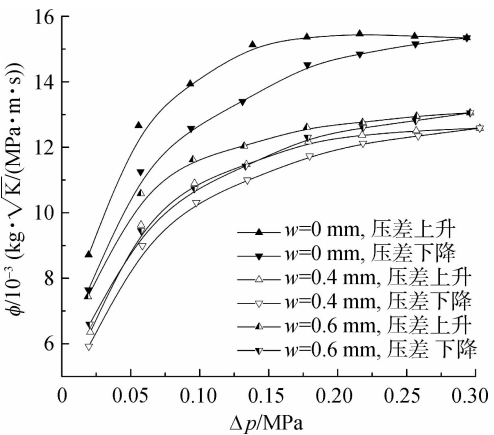


图 11 动态下三种结构试验件泄漏系数在压差升降循环中分布

Fig. 11 Leakage coefficient versus pressurization-depressurization cycle under dynamic condition

3.3.2 转速升降循环

如图 12 为压差处于 0.1 MPa 时,三种结构试验件泄漏系数在转速升降循环中的分布。由图可见,整个转速范围内,任一转速下基本型的泄漏系数均高于其他两种低滞后试验件的泄漏系数。这是因为,基本型结构刷束的上下游压差高于低滞后结构刷束的上下游压差,因此其泄漏系数较低滞后结构的高。

从图 12 中还可以看出,对于三种结构,在任一转速下,转速上升阶段的泄漏系数都高于转速下降阶段的泄漏系数。减压腔轴向宽度为 0.6 mm 试验件在历经转速升降循环后,泄漏系数减小 15%,滞后效应最强,基本型试验件的泄漏系数减小 3%; w 为 0.4 mm 的试验件不仅泄漏系数最小,在转速升降循环中泄漏系数几乎没有变化,

滞后效应最弱。之所以 $w=0.6\text{ mm}$ 的低滞后结构的滞后效应强于基本型,这是由于在转速上升阶段,随着转速的增大,转子对刷丝的带动作用增强,刷丝之间的间隙减小,刷丝的排列也越均匀,故泄漏系数都随转速的增大而降低。但对于 $w=0\text{ mm}$ 结构,因其刷丝与刷丝、刷束与后挡板间的摩擦力比 $w=0.6\text{ mm}$ 结构的大,该摩擦力会阻碍转子旋转对刷丝的带动作用,故在转速上升阶段,随着转速的增大, $w=0.6\text{ mm}$ 结构泄漏系数的减小比 $w=0\text{ mm}$ 结构的显著。这两种结构在最高转速处的刷丝排列都已比较均匀,刷丝间的接触面积较大,摩擦力也较大。在转速下降阶段,虽然转子对刷丝的带动作用随转速的降低而减弱,但由于试验中转速的变化范围较小,此时刷丝间较大的摩擦力起主导作用,使得刷丝间的间隙基本不发生变化,于是在转速下降阶段,这两种结构的泄漏系数都几乎保持最高转速处的值不变。因此,在转速上升和下降循环中, $w=0.6\text{ mm}$ 结构泄漏系数在转速升降循环中的变化较大,其泄漏滞后效应较强。

由于转速升降循环中转速变化范围较小,三种结构泄漏系数变化的绝对值最大也仅为 $1.6\times 10^{-3}\text{ kg}\cdot\sqrt{\text{K}}/(\text{MPa}\cdot\text{m}\cdot\text{s})$,远小于压差升降循环中泄漏系数的变化。

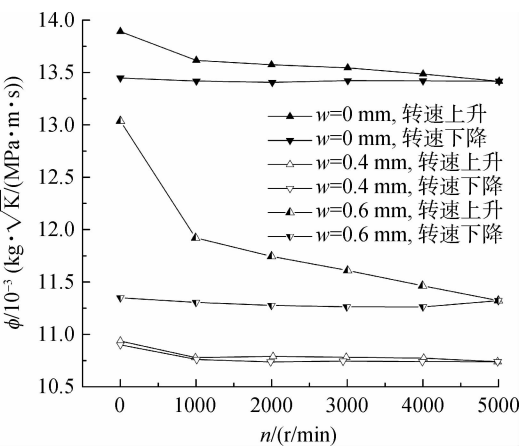


图 12 三种结构试验件泄漏系数在转速升降循环的分布 ($\Delta p=0.1\text{ MPa}$)

Fig. 12 Leakage coefficient versus increasing and decreasing rotating speed cycle ($\Delta p=0.1\text{ MPa}$)

4 结 论

本文对两种减压腔轴向宽度的低滞后结构以及基本型结构的刷式密封试验件进行了动态和静态下压差升降循环试验与一定压差下的转速升降

循环试验,并对其泄漏特性和滞后效应进行了分析。在本文研究范围内所得到的主要结论如下:

1) 本文三种结构试验件在动态下泄漏系数比相同压差下静态的泄漏系数低 $14\%\sim 20\%$,动态下密封性能更好。

2) 低滞后结构的密封性能优于基本型。在压差大于 0.2 MPa 后,静态时,减压腔轴向宽度为 0.4 mm 和 0.6 mm 试验件的泄漏系数分别比基本型的低约 20% 和 10% ,动态时分别低约 20% 和 17% 。

3) 压差升降循环中,静态时,减压腔轴向宽度为 0.6 mm 的试验件滞后效应最强;动态时,基本型试验件滞后效应最强;减压腔轴向宽度为 0.4 mm 的试验件在整个过程中滞后效应都最弱。

4) 转速升降循环前后,减压腔轴向宽度为 0.6 mm 的低滞后试验件的泄漏系数减小约 15% ,滞后效应最强,减压腔轴向宽度为 0.4 mm 的结构几乎不存在滞后效应。

5) 本文所研究的三种结构中,减压腔轴向宽度为 0.4 mm 的低滞后结构不仅表现出最好的密封性能,其滞后效应也最弱。在工程上应对低滞后刷式密封减压腔轴向宽度进行合理设计,以达到低泄漏和低滞后的要求。

参考文献:

[1] 李军,李志刚,张元桥,等.刷式密封技术的研究进展[J].航空发动机,2019,45(2):74-84.
LI Jun, LI Zhigang, ZHANG Yuanqiao, et al. Research progress of brush seal technology[J]. Aeroengine, 2019, 45(2): 74-84. (in Chinese)

[2] CHUPP R E, GHASRIPOOR F, TURNQUIST N A, et al. Advanced seals for industrial turbine applications; dynamic seal development[J]. Journal of Propulsion and Power, 2002, 18(6): 1260-1266.

[3] ZHAO Haifang, STANGO R J. Analytical approach for investigating bristle/backplate hysteresis phenomenon in brush seals[J]. Journal of Propulsion and Power, 2007, 23(2): 273-282.

[4] BASU P, DATTA A, LOEWENTHAL R, et al. Hysteresis and bristle stiffening effects in brush seals[J]. Journal of Propulsion and Power, 1994, 10(4): 569-575.

[5] SHORT J, BASU P, DATTA A, et al. Advanced brush seal development[R]. AIAA 96-2907, 1996.

[6] DEVILLE L, ARGHIR M. Experimental analysis of small diameter brush seals and comparisons with theoretical predictions[J]. Journal of Tribology, 2019, 141(1): 012201. 1-012201. 10.

[7] 杜春华,吉洪湖,胡娅萍,等.低前挡板型小尺寸刷式密封泄漏特性的试验[J].航空动力学报,2017,32(2):298-305.

DU Chunhua,JI Honghu,HU Yaping,et. al. Experimental investigation on leakage characteristic of small size brush with low front plate[J]. Journal of Aerospace Power, 2017,32(2):298-305. (in Chinese)

[8] 曹广州. 刷式封严结构的泄漏特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2006.

CAO Guangzhou. Investigation on leakage characteristics of brush seals[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2006. (in Chinese)

[9] 周坤,力宁,郭徽,等. 低滞后刷式密封泄漏特性试验研究[J]. 润滑与密封,2017,42(4):132-136.

ZHOU Kun,LI Ning,GUO Hui,et al. Experimental investigation on leakage characteristics of low hysteresis brush seals[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(4): 132-136. (in Chinese)

[10] DOGU Y. Investigation of brush seal flow characteristics using bulk porous medium approach[J]. Journal of the Electrochemical Society,2005,153(10):136-144.

[11] ARORA G R,PROCTOR M P. JTAGG II brush seal test results[R]. NASA TM-107448,1997.

[12] 王之栋,梁小峰,黄其武. 刷式密封二维模型数值计算[J]. 航空动力学报,2008,23(8):1461-1465.

WANG Zhili,LIANG Xiaofeng,HUANG Qiwu. Two-dimensional model mathematical simulation of brush seals[J]. Journal of Aerospace Power,2008,23(8):1461-1465. (in Chinese)

[13] 李理科,王之栋,宋飞,等. 刷式密封温度场数值研究[J]. 航空动力学报,2010,25(5):1018-1024.

LI Like,WANG Zhili,SONG Fei,et al. Numerical investigation of temperature field in brush seals[J]. Journal of Aerospace Power,2010,25(5):1018-1024. (in Chinese)

[14] 张艾萍,张帅,李相通,等. 低滞后刷式密封泄漏流动数值模拟及结构优化[J]. 润滑与密封,2015,40(2):67-72.

ZHANG Aiping,ZHANG Shuai,LI Xiangtong,et al. Numerical simulation on leakage flow characteristics and optimization on structure of low hysteresis brush seal[J]. Lubrication Engineering,2015,40(2):67-72. (in Chinese)

[15] 张元桥,王妍,晏鑫,等. 刷式密封泄漏流动及传热特性的研究:第一部分 泄漏特性[J]. 工程热物理学报,2017,38(3):482-489.

ZHANG Yuanqiao,WANG Yan,YAN Xin,et al. Investigations on the leakage and heat transfer characteristics of brush seal: Part 1 leakage characteristics[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(3): 482-489. (in Chinese)

[16] 黄阳子,李军. 低迟滞刷式密封泄漏特性的数值研究[J]. 广东电力,2012,25(3):10-14.

HUANG Yangzi,LI Jun. Numerical investigation of sealing clearance on leakage flow characteristics of low-hysteresis brush seal[J]. Guangdong Electric Power, 2012, 25(3):10-14. (in Chinese)

[17] 杜春华,吉洪湖,胡娅萍,等. 刷式封严磨损特性及其对泄漏影响的试验研究[J]. 推进技术,2017,38(11):202-210.

DU Chunhua,JI Honghu,HU Yaping,et al. Experimental investigation on wearing characteristics and effects on leakage of brush seal[J]. Journal of Propulsion Technology,2017,38(11):202-210. (in Chinese)

[18] 钱大帅. 航空发动机转子-刷式密封系统动力学特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.

QIAN Dashuai. Research on dynamic characteristics of aeroengine rotor-brush-seal system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology,2008. (in Chinese)

[19] ARORA G K,PROCTOR M P. JTAGG II brush seal test results[R]. AIAA 1997-2632,1997.

[20] 李国勤,孙丹,刘永泉等. 基于 ALE 流固耦合方法的刷式密封泄漏特性理论与实验研究[J/OL]. 推进技术:1-11. [2019-12-09]. <https://doi.org/10.13675/j.cnki.tjjs.190354>.

LI Guoqin,SUN Dan,LIU Yongquan,et al. Theoretical and experimental study on leakage characteristics of brush seal based on ale fluid-structure coupled methodology[J/OL]. Journal of Propulsion Technology: 1-11 [2019-12-09]. <https://doi.org/10.13675/j.cnki.tjjs.190354>. (in Chinese)

[21] DEMIROGLU M. An investigation of tip force and heat generation characteristics of brush seals[D]. New York: Rensselaer Polytechnic Institute,2004.

(编辑:张 雪)