科学通报 2026 年 第 71 卷 第 13 期: 2945 ~ 2967
评 述
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

叶轮机械动密封动力学特性与增稳抑振技术研究进展

李志刚, 晏鑫, 李军*

西安交通大学能源与动力工程学院, 叶轮机械研究所, 西安 710049
* 联系人, E-mail: junli@mail.xjtu.edu.cn

2025-09-22 收稿, 2025-11-08 修回, 2025-11-10 接受, 2025-11-11 网络版发表
国家自然科学基金(52422602, 52176042, 51776152, 51576151, 51406144, 51106122)资助

摘要 动密封是现代叶轮机械的关键部件之一, 其泄漏、传热、流体激振、碰磨失效等相关问题的研究对进一步提高叶轮机械的运行效率和安全稳定性具有重要意义; 轴系稳定性问题历来是叶轮机械设计、制造、运行中的一个突出问题, 而动密封气流激振力诱发的自激振动是导致叶轮机械轴系失稳的重要激励源; 开展动密封流体激振动力特性和增稳抑振方法的研究对解决现代叶轮机械轴系振动失稳问题具有重要的工程应用价值. 本文介绍了叶轮机械阻尼动密封技术, 综述了国内外在动密封流体激振动力特性实验测量方法、数值预测方法和增稳抑振方法方面的研究进展: 相比于传统迷宫密封, 阻尼动密封通过改变密封光滑静子面结构, 使其具有较大的粗糙度, 达到改善密封气流激振动力特性、增大密封阻尼的目的; 目前广泛工程应用的阻尼密封有: 蜂窝阻尼密封、孔型阻尼密封和袋型阻尼密封; 谐波激励机械阻抗法和多频摄动数值方法分别是动密封流体激振动力学特性研究中先进的实验测量和数值预测方法; 阻尼动密封技术、反旋流技术和发散型/收敛型密封间隙等动密封增稳抑振方法对解决叶轮机械轴系振动失稳问题具有重要的工程应用价值. 文章最后讨论了叶轮机械动密封真实服役性能不确定性量化和鲁棒优化设计方面的研究展望.

关键词 叶轮机械, 动密封, 气流激振, 动力学特性, 增稳抑振

叶轮机械是现代工业中最重要的动力装备, 其在电力、交通、航空、能源、化工、环境等领域的能源转换过程中具有广泛的应用. 动密封是现代叶轮机械的关键部件之一, 其泄漏损失、磨损失效、流体激振失稳等相关问题的研究在科学和技术领域都具有非常重要的意义, 对大型火力发电厂的主要动力设备蒸汽轮机和重型燃气轮机、国防领域的航空发动机和液体火箭发动机、石油化工企业的多级离心压气机和离心泵、船舶主要动力设备汽轮机和燃气轮机等叶轮机械的设计、制造和运行尤为重要. 目前先进动密封技术的研发和应用已成为进一步提高旋转机械的运行效率和安全稳定性的最经济、最有效的途径之一[1,2].

动密封的首要作用是控制叶轮机械动、静部件配合面间隙处由于压差而造成的工质泄漏流动, 有效地减小泄漏量和泄漏流对主流的影响, 提高旋转机械运行效率. 轴系稳定性问题历来是叶轮机械设计、制造、运行中的一个突出问题, 轴系失稳将导致灾难性毁机事故. 叶轮机械发生轴系失稳的主要原因是其内部存在轴承油膜力和气流激振力等激励源, 在一定条件下使轴系发生了激烈的振动, 引发严重的事故. 目前对于叶轮机械中的气流激振力来源, 比较公认的有三个方面: 密封流体激振力、叶顶间隙激振力和作用在转子上的静态蒸汽力[3~6]. 而动密封气流激振力诱发的自激振动是导致旋转机械轴系失稳的重要激励源. 动密封在控制泄漏流动的同时, 在动、静部件之间的微小通道内形成了压力场. 由于转子的偏心涡动和微小通道

引用格式: 李志刚, 晏鑫, 李军. 叶轮机械动密封动力学特性与增稳抑振技术研究进展. 科学通报, 2026, 71: 2945–2967
Li Z, Yan X, Li J. Review of rotordynamic characteristics and stability enhancement and vibration suppression techniques of dynamic seals in turbomachinery (in Chinese). Chin Sci Bull, 2026, 71: 2945–2967, doi: 10.1360/CSB-2025-5577

© 2025《中国科学》杂志社

内的非定常泄漏流动作用，压力场沿周向分布不均匀且随时间变化——动压效应，进而在转子上形成了随时空演化的流体激振力，当密封流体激振力满足一定条件时，就会使转子产生强烈的振动. 根据产生机理的不同, 动密封流体激振力主要由两部分组成[7,8]: 转子偏心涡动导致的流体周向压力不均匀分布形成的径向作用力——Thomas/Alford力(图1(a)所示)；转子偏心导致的流体轴向流阻(流动压损: 进口和间隙内)周向不均匀分布产生的径向作用力——Lomakin力(图1(b)所示). 密封内气流激振力诱发的自激振动为转子的正向进动, 不能用动平衡的方法消除. Alford[9]于1965年最早提出迷宫密封内气流激振产生的负阻尼和叶顶间隙气流激振力是诱发航空发动机轴系失稳的主要原因，引起了研究人员对密封气流激振这一问题的重视.

节能降耗对高性能旋转机械越来越高的技术经济性要求推动叶轮机械向着高参数(高温、高压、高转速)、轻型化和精密化方向发展，动密封微小通道内动压效应诱发气流激振对轴系稳定性的影响日趋显著. 传统动密封内气流激振诱发的轴系不稳定低频自激振动已成为限制旋转机械出力的重要因素. 在国内, 已有20多台300和600 MW等级电站汽轮机通流改造后(减小了叶顶密封和隔板密封的间隙)在高压缸(或高中压缸)出现严重的气流激振，造成机组振动超标和不能满负荷发电，严重影响电厂的安全、经济运行[5]. 国内外的多台大型石化多级离心压气机均面临严重的亚同步振动失稳问题而不能满负荷运行，实验测试和现场数据均表明中心密封(center seal)和平衡密封(balance piston seal)处的气流激振是诱发轴系失稳的主要激励源[4]. 在国外, 美国最典型的一个实例是田纳西州Cumberland电站2号机组(1300 MW，241.3 MPa，538℃/538℃)由于流体激振问题，负荷只能带到900 MW[10]. Childs等人[11]报道了级间密封气流激振力引起美国航天飞机主发动机高压氧气泵(SSME HPOTP)亚同步振动失稳. 动密封气流激振诱发轴系振动还会导致动静部件碰磨，轻则密封磨损失效，严重将引起整机损毁. 据统计，国内70%的液体火箭发动机试车故障源自涡轮泵，而其中90%与流体激振引发的振动碰磨、轴系失稳有关，并且大部分故障出现前都伴随涡轮泵振动的增大，其中动密封流体激振是重要的激励源之一[12]. 因此，动密封内非定常动压效应诱发气流激振引起的转子振动失稳问题成为当前叶轮机械设计、制造和运行中面临的主要挑战之一.

在一些叶轮机械中，先进阻尼轴承能够有效地减小转子亚同步振动的幅值, 解决轴系失稳问题. 但对高参数叶轮机械，尤其是大容量高参数发电汽轮机、重型燃气轮机和高压多级离心压气机，随着机组转子向大跨度、柔性、重载方向发展，即使很大的轴承阻尼也并不能有效地抑制柔性转子的振动，轴系依然面临失稳问题. 这主要是由轴承-转子的配合位置决定的: 轴承一般安装在转子的两端, 此处的振动幅值很小, 有效阻尼力并不能得到充分的发展，对转子振动的抑制作用不明显，不可能吸收所有的振动(提供足够的有效阻尼). 相反，动密封的安装位置往往是转子涡动振型的波峰和波谷点, 此处具有较大的振动幅值, 所以动密封气流激振力对轴系稳定性影响更为显著，而采用先进阻尼密封结构解决轴系失稳问题更为有效[3,4]. 国际

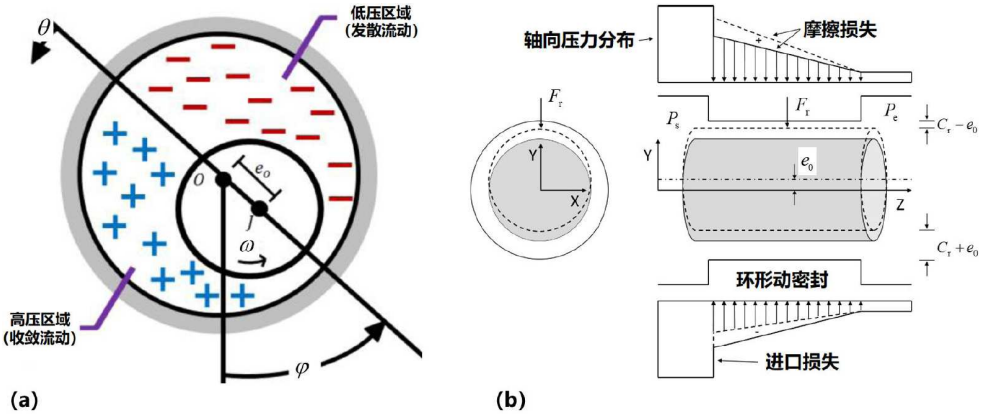


图 1 动密封的转子涡动-流体激振耦合激励示意图[7,8]. (a) Thomas/Alford力; (b) Lomakin效应

Figure 1 Schematic diagram of coupled excitation from rotor whirl and fluid excitation in dynamic seals[7,8]. (a) Thomas/Alford forces; (b) Lomakin effect

上著名的旋转机械转子动力学专家Childs和Vance及其研究团队多年的研究成果[4,13~15]表明: 动密封内动压效应诱发的流体激振力对轴系稳定性的影响与密封流体激振动力学特性有关(如图2所示), 该流体激振力可能诱发转子系统失稳(如传统迷宫密封, 产生负有效阻尼), 也可以抑制转子振动(如阻尼动密封, 包括蜂窝/孔型阻尼密封和袋型阻尼密封, $C_{\mathrm{eff}}>0$). 从20世纪80年代开始, 先进的阻尼密封装置已在高压液氧涡轮泵[14], 多级离心压气机[15]、蒸汽轮机和燃气轮机[4,5]中得到了广泛的应用, 解决了多起由流体激振诱发的转子失稳故障, 提高了现代叶轮机械的气动效率和运行稳定性与安全性. 目前高性能抑振阻尼动密封技术已成为现代高效、稳定、大功率旋转机械发展的关键技术之一, 并受到国内外研究机构和旋转机械制造企业的重视. 受此鼓舞, 各国研究者针对阻尼密封技术和动密封增稳抑振技术开展了大量的基础研发和性能研究工作.

1 典型动密封技术

叶轮机械中的动密封部件根据安装位置和主要功能的不同可分为级间密封、叶轮凸肩密封、叶顶密封、隔板密封、轮缘密封和轴端密封. 目前在叶轮机械中广泛应用的典型动密封技术包括迷宫密封(labyrinth seal)、蜂窝阻尼密封(honeycomb damper seal)、孔型阻尼密封(hole-pattern damper seal)和袋型阻尼密封(pocket damper seal)、螺旋密封(helical groove seal)等非接触式动密封, 以及刷式密封(brush seal)、指尖密封(finger seal)等接触式动密封[1~4]. 接触式动密封(目前密封材料多为金属)在高转速、高压差环境中易出现永久变形、摩擦热损和碰磨失效等问题, 限制了其应用范围.

1.1 迷宫密封

迷宫密封由于结构简单、成本低廉、安装替换方便、对热和压差变化具有较大容差等优点, 目前在工程中应用最为广泛. 迷宫密封按密封齿的位置可分为: 静子齿迷宫密封(tooth on stator, TOS)、转子齿迷宫密封(tooth on rotor, TOR)、交错齿迷宫密封(inter-locking tooth, INT); 按转子面半径变化可分为: 直通式迷宫密封和阶梯式迷宫密封. 迷宫密封在轴向被密封齿分隔为一系列周向连续的环形腔室. 从迷宫密封进口到出口, 流体经过一系列间隙处的节流加速和腔室内的漩涡耗散, 将压力能转化为热能和动能. 虽然迷宫密封良好的密封性能能够满足控制泄漏流动的要求, 但是迷宫密封不理想的气流激振动力特性(较大的交叉刚度和负有效阻尼)极易诱发转子振动失稳. 在现代叶轮机械中, 特别是大功率汽轮机、燃气轮机和高压多级离心压气机, 为追求高效率, 不得不尽可能地减小密封间隙, 而密封间隙的减小增强了迷宫密封流体激振的激励效果, 使其成为现代叶轮机械轴系失稳的重要激励源. 国内外对传统迷宫密封气流激振特性的大量研究[3,15]表明: 迷宫密封诱发轴系失稳主要是由于其具有负的有效阻尼和较大的交叉刚度, 而较大的交叉刚度与密封腔室内强烈的周向旋流有关. 由于迷宫密封的环形腔室是周向连续的, 流体在高速旋转的转子面黏性摩擦力作用下产生了周向旋流速度, 转速越大旋流越强烈. 因此, 迷宫密封在高转速下更易引起叶轮机械转子系统失稳.

1.2 阻尼密封技术

随着迷宫密封诱发叶轮机械轴系失稳问题的日益突出, 从1982年Von Pragenau[16]首次提出阻尼动密封的

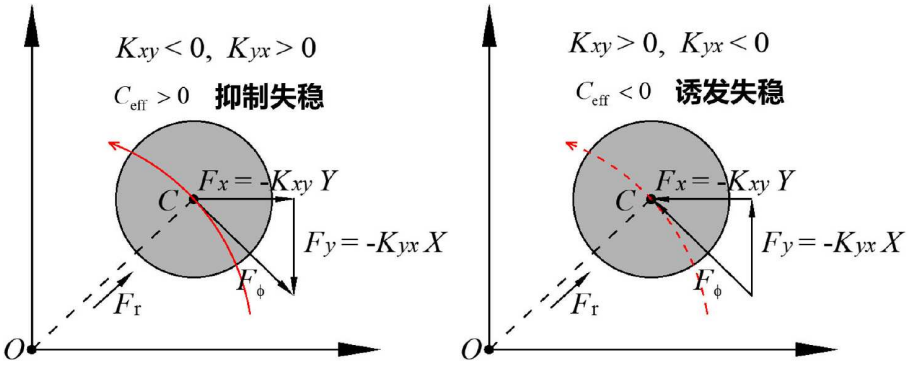


图 2 动密封"有效阻尼"对转子稳定性影响
Figure 2 Influence of dynamic seal effective damping on rotor stability

概念开始，研发和应用高性能抑振阻尼动密封代替传统迷宫密封已成为旋转机械行业的研究热点之一，相继研发并工程应用了蜂窝阻尼密封[15]、孔型阻尼密封[17~21]和袋型阻尼密封[22,23]等阻尼动密封结构. 相比于传统迷宫密封，阻尼动密封通过改变密封光滑静子面结构, 使其具有较大的粗糙度, 达到改善密封气流激振动力特性、增大密封阻尼的目的. 这些“六面体蜂窝芯格”“圆柱孔”和“周向挡板袋型腔室”等周向孤立的腔室结构形成了具有较大粗糙度的“网纹状的静子面”, 有效地削弱了密封内的周向旋流，减小了交叉气流激振力, 进而达到增大密封阻尼, 增强轴系稳定性的目的.

蜂窝阻尼密封通过钎焊工艺在密封静子面布置正六面体芯格，依靠六面体芯格内的湍流涡旋耗散流体动能降低泄漏量. 蜂窝阻尼密封虽具有优良的阻尼抑振性能，但其存在焊接工艺复杂、间隙可控性差、同心度差、加工成本高、易磨损等缺点[2]. 孔型阻尼密封是在蜂窝阻尼密封的基础上发展而来的，具有与蜂窝阻尼密封相近的泄漏特性和流体激振动力特性. 针对蜂窝阻尼密封的缺点, Childs等研究人员在20世纪80年代中期发明了孔型阻尼密封，改进了密封加工工艺. 孔型阻尼密封采用铣刀或电火花在金属材料上加工圆孔，具有制造工艺简单、成本低、结构可控性好、耐磨等优点[4]. 如图3所示，蜂窝阻尼密封和孔型阻尼密封的结构相近，研究表明二者具有相近的泄漏特性和动力学特性[4,13]. 当前国外许多叶轮机械厂商逐渐倾向于采用铝质孔型阻尼密封代替传统迷宫密封和蜂窝阻尼密封作为多级离心压气机的中心密封和平衡螺栓密封[4]. 在国内, 孔型阻尼密封已在液体火箭发动机多级液氢泵级间密封获得了应用[21].

20世纪80年代初，为解决航天飞机主发动机高压氧涡轮泵的同步及次同步振动问题，美国Texas A&M大学Childs等人[24]首次发布了孔型阻尼密封的动力系数实验结果(工质: $CBrF_3$, 2.6 MPa). 研究团队测试了三种具有粗糙静子面的阻尼密封(滚花压痕型, knurled-indentation; 菱形网格型, diamond-grid roughness; 圆孔型, round-hole-pattern), 并与光滑静子结构进行了对比. 测试结果表明: 圆孔型密封能产生最大的有效阻尼和最低的泄漏量, 因此是最具前景的阻尼密封方案. 基于这一鼓舞性成果，Childs等人[25]进一步测试了9种孔型阻尼密封几何结构(包含6种孔面积比——孔型表面积与静子表面积之比、4种孔深间隙比——孔深与间隙之比，密封间隙为0.527 mm恒定值)，实验研究了孔径和孔深对孔型密封泄漏特性及转子动力特性的影响. 测试结果显示: 当孔面积比为0.34、孔深间隙比为2.89时，孔型阻尼密封可获得最佳阻尼效果. 然而，Childs等人[26]在后续更小间隙(0.38 mm)条件下对6种孔型阻尼密封的测试得出了与早期研究[25]不同的结论: 在较小密封间隙(0.38 mm)情况下，改变孔深或孔径对有效阻尼最大化并未呈现明确的最优值.

Childs等人[24~26]前期对孔型阻尼密封的测试结果存在局限性: 密封入口旋流速度(预旋)为零，且无法分离直接阻尼与交叉耦合刚度(仅能测量有效阻尼). Vance等人[4]与Childs等人[13]指出，阻尼密封的核心优势在于降低腔体旋流速度和不稳定的交叉刚度系数, 这一优势唯有在高预旋条件下才能得到明确验证. Childs等人[17]在三种预旋比和两种密封间隙(0.1 mm、0.2 mm)条件下，测量了孔型阻尼密封(工质: 空气, 8.4 MPa)的频率相关直接刚度、交叉刚度及阻尼系数. 测试结果表明: 在较小间隙0.1 mm时，进口预旋对密封动力系数影响较弱, 但在0.2 mm较大间隙下, 进

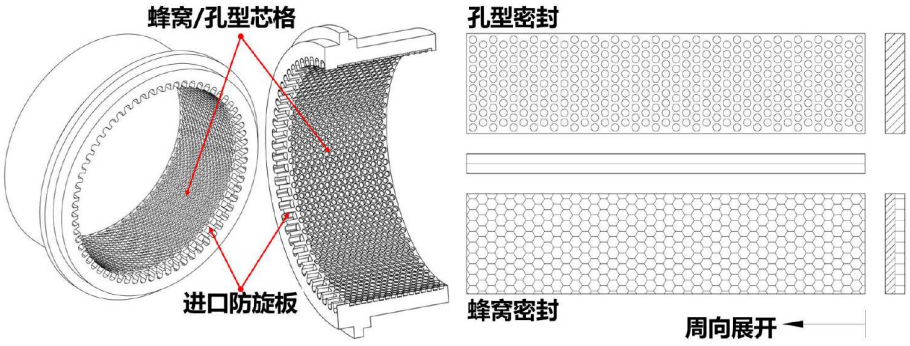


图 3 蜂窝/孔型阻尼密封结构示意图
Figure 3 Structural diagram of honeycomb/hole-pattern damper seals

口预旋影响显著: 交叉刚度随预旋增加而急剧增大, 有效阻尼随进口预旋增大而显著减小. Brown等人[18]公布了孔型阻尼密封在负进口预旋条件下(工质: 空气, 8.4 MPa)的频率相关动力系数测试结果. 负预旋可显著提升正有效阻尼, 这促使工程师采用反向射流孔和/或密封入口处设置防旋板的设计方案, 作为进一步提升转子系统动力稳定性的有效方法. Vannarsdall等人[27]与Childs等人[19]分别测试了孔径和孔深对孔型阻尼密封转子动力特性(流体: 空气, 7.0 MPa)的影响, 发现孔型阻尼密封的泄漏特性和转子动力特性对孔几何参数(直径与深度)异常敏感. 总体而言, 采用浅孔大直径设计的孔型阻尼密封能够产生更大的有效阻尼、具有更优的动力学稳定性能.

国内, 西安交通大学李军和李志刚等人[28~39]针对孔型阻尼密封泄漏特性和动力学特性, 开展了系统深入的数值研究, 获得了孔深、孔径、径向间隙、孔排布方式、进口防旋板等几何参数, 以及进口压力、转速、预旋等运行工况对孔型阻尼密封泄漏量和动力特性系数的影响规律; 并针对超临界二氧化碳(SCO_2)[32,33]、气液两相工质[34,35]、超低温液氧工质[27,36]和液氢工质[38,39]等特种叶轮机械, 设计了孔型阻尼密封方案, 数值验证了特种工质孔型阻尼密封的泄漏特性和动力学稳定性.

袋型阻尼密封是在传统迷宫密封的基础上发展而来的, 具有与迷宫密封相近的泄漏特性和更为优良的气流激振动力特性. Alford[9]在1965年的一篇文献中描述了GE航空发动机转子失稳的现象, 并提出了引起转子失稳的两个原因: 迷宫密封产生的负阻尼和压气机中周向不均匀的叶顶间隙引起的流体激振力. 为研究迷宫密封对转子稳定性的影响, Alford提出了一种一维流动Bulk Flow模型预测迷宫密封的阻尼. 该模型只考虑流体的轴向流动和气体的可压缩性, 而忽略流体在迷宫密封环形腔室内的周向旋流速度, 导致迷宫密封阻尼系数预测值严重偏大. 虽然Alford的一维流动Bulk Flow模型对迷宫密封是不适用的, 但它启发美国德克萨斯A&M大学Vance[22]研发了袋型阻尼密封. Vance[22]在1991年提出一种设想: 如果在迷宫密封腔室内加入周向挡板, 并采用发散型密封间隙, 便能产生如Alford模型预测的很大的直接阻尼. 根据这一设想, Vance研发了袋型阻尼密封, 并申请了专利, 由于专利所有者是Texas A&M大学, 所以在一些文献中也称之为“TAMSEAL”.

如图4所示, 袋型阻尼密封主要有两种结构形式: (a)传统袋型阻尼密封(PDS); (b)贯通挡板袋型阻尼密封(FPDS). 不同于迷宫密封周向贯通的环形腔室, 传统的袋型阻尼密封在轴向被密封齿分隔为一系列交替排列的有效腔室和无效腔室. 有效腔室沿周向等弧度布置有周向挡板, 将其分隔为等弧度的孤立的袋型腔室, 能够有效地抑制流体的周向流动, 提供较大的阻尼, 所以称之为“有效腔室”. 无效腔室为周向贯通的环形腔室, 对袋型阻尼密封总的有效阻尼贡献很小, 所以称之为“无效腔室”. 贯通挡板袋型阻尼密封的周向挡板从密封的进口到出口穿过了所有密封腔室, 因此所有的密封腔室均为周向孤立的等弧段袋型腔室, 没有“有效”和“无效”的区分. 沿轴向交替排列有基本腔室和二次腔室, 基本腔室具有较大的轴向长度, 能够提供较大的阻尼. 根据Alford理论, 发散型的密封间隙能够提供更大的正阻尼, 所以袋型阻尼密封的有效腔室/基本腔室出口密封齿顶常加工凹槽, 形成发散型密封间隙. 与蜂窝阻尼密封和孔型阻尼密封相比, 袋型阻尼密封具有结构简单、制造成本低、安装方便、耐腐蚀, 寿命长等优点, 而且通过对传统迷宫密封进行简单改造(在环形腔室内加周向挡板)便可获得, 可方便地实现对现役迷宫密封的改造升级. 目前袋型阻尼密封主要代替传统迷宫密封应用于高压多级离心压气机中的中心密封和平衡活塞密封处, 解决转子系统亚同步振动问题, 提高转子系统的稳定性[23].

为验证袋型阻尼密封的动力学稳定性, Li等人[40]、Ransom等人[41]和Lao等人[42]针对袋型阻尼密封, 开展了转子-密封系统降速实验和冲击实验, 通过袋型阻尼密封-转子系统与未配置密封转子系统的临界转速、临界转速振动幅值、对数衰减率测量结果, 证明了袋型阻尼密封能产生足够的正有效阻尼抑制转子振动. 随后, Ertas等人[43,44]针对袋型阻尼密封(工质: 空气, 7.0 MPa)的转子动力学特性开展了系统全面的实验研究, 测量了不同运行工况(压比、转速、进口预旋)和几何参数(传统型与贯通挡板型、腔室深度、下游齿顶凹槽)下的密封腔动态压力与动力特性系数. 实验结果表明: 贯通挡板袋型阻尼密封(FPDS)比传统袋型阻尼密封(PDS)具有更大的有效阻尼; 下游齿顶凹槽会形成发散间隙, 增大直接阻尼, 但产生负直接刚度和更大泄漏量. Ertas等人[44](流体: 空气, 0.69 MPa)与Delgado等人[45](流体: 空气, 7.0 MPa)通过实验对比了迷宫密封、袋型阻尼密封(FPDS)和蜂窝阻尼密封在高进口预旋条

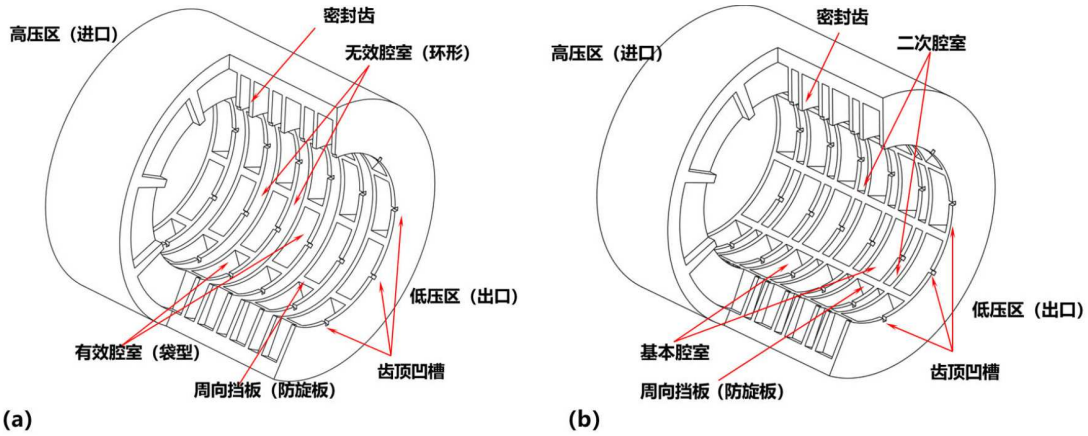


图 4 袋型阻尼密封结构示意图. (a) 传统袋型阻尼密封; (b) 贯通挡板袋型阻尼密封

Figure 4 Structural diagram of pocket damper seals. (a) Conventional pocket damper seal; (b) fully-partitioned pocket damper seal

件下的动力学特性. 实验结果表明: 当存在高进口预旋时, 与迷宫密封相同, 袋型阻尼密封和蜂窝阻尼密封也会产生较大的失稳交叉刚度、负有效阻尼, 因此高进口预旋工况下, 阻尼密封需安装进口止旋装置. Vannini等人[46]在负进口预旋和转子静态偏心工况下(流体: 氮气, 30 MPa)测试了袋型阻尼密封与迷宫密封的动力特性系数. 实验结果证实: 袋型阻尼密封在负进口预旋条件下会产生显著负交叉刚度, 极大提升密封动力学稳定性; 转子静态偏心(小于密封间隙10%)对密封动力特性系数的影响微弱. Yang等人[47]提出了一种在袋型腔室上游密封齿下方转子表面设置台阶的新型袋型阻尼密封, 并实验和数值验证了新型袋型阻尼密封具有更好的封严性能和动力学稳定性.

为探究袋型阻尼密封的阻尼机制与动力学特性影响规律, 西安交通大学李军和李志刚等人[48~56]首次提出了基于多频涡动模型的动密封流体激振动力学特性多频摄动数值预测方法, 系统深入研究了进口压力、转速、正预旋与反预旋等运行工况和周向挡板类型、挡板数目、腔室深度等几何参数对袋型阻尼密封的泄漏特性和动力学特性的影响规律, 并通过袋型腔动态压力与转子涡动位移信号的幅值、相位分析, 揭示了袋型阻尼密封的阻尼作用机制; 针对超超临界汽轮机[56]、超临界二氧化碳(SCO_2)透平[33]、多级离心水泵[35]、液氧涡动泵[36]和液氢涡轮泵[38], 开展了袋型阻尼密封方案设计和动力学稳定性能评估研究.

Gamal[57]、Delgado[45]和Ertas[43]通过总结Texas A&M大学发表的有关迷宫密封(labyrinth seal, LS)、蜂窝/孔型阻尼密封(honeycomb seal, HCS)和袋型阻尼密封(fully-patitioned pocket damper seal, FPDS)动力特性系数的实验数据, 引入无量纲的刚度系数(式(1))和阻尼系数(式(2)), 比较了这几种动密封的转子动力特性. 式中, D为密封内直径, L为密封轴向长度, C_r为密封间隙, P_{in}为密封进口压力, P_{out}为密封出口压力, Ω为转子涡动角频率. 相比于迷宫密封, 蜂窝阻尼密封和袋型阻尼密封具有更大的刚度和阻尼; 袋型阻尼密封的发散型密封结构具有比直通型密封结构更大的阻尼; 贯通挡板袋型阻尼密封具有比传统袋型阻尼密封更大的阻尼; 在转频点($\varpi/\Omega=1$, 转子涡动频率与转速频率相同), 袋型阻尼密封和蜂窝阻尼密封的无量纲刚度(K^*, k^*)和无量纲阻尼(C^*, C^*_{eff})均接近于0.1.

$$[K^*k^*]=[Kk]\frac{C_r}{(P_{in}-P_{out})\cdot L\cdot D}, \tag{1}$$

$$[C^*C^*_{eff}]=[CC_{eff}]\frac{C_r\cdot\Omega}{(P_{in}-P_{out})\cdot L\cdot D}. \tag{2}$$

2 密封动力学特性

叶轮机械中, 相对于转子的涡动轨迹, 轴承、动密封、叶轮等产生的作用于转子的流体激振力, 具有径向和切向两个分量. 如图2所示, 切向力$F_\varnothing$与涡动速度方向相同时, 不利于转子稳定; $F_\varnothing$与涡动速度方向相反时, 能抑制转子涡动, 对转子系统的稳定是有利的; 径向力F_r对转子系统的稳定性影响较小. 在转子动力学研究中, 常将F_r和$F_\varnothing$转换到直角坐标系中, 转化为对8个密封动力特性系数的分析: 直接刚度系数(K_{xx}, K_{yy})、直接阻尼系数(C_{xx}, C_{yy})、交叉刚度系数(K_{xy}, K_{yx})、交叉阻

尼系数(C_{xy}, C_{yx})[4,13].

与轴承转子动力特性分析方法相同，气体工质动密封流体激振动力学特性研究中，根据小位移涡动理论[13]，忽略流体惯性力的影响，通过线性方程式(3)可建立动密封内的流体激振力(F_x, F_y)与转子涡动位移(X, Y)、涡动速度($\dot{X}$, $\dot{Y}$)的关系. 在转子涡动时，直接刚度系数(K_{xx}, K_{yy})和交叉阻尼系数(C_{xy}, C_{yx})是径向力F_r的来源，主要影响着转子系统的刚度，对转子系统的稳定性影响较小，但对转子系统的振动模态、固有频率和临界转速具有显著影响. 气体工质动密封的交叉阻尼系数(C_{xy}, C_{yx})很小，一般不考虑. 直接阻尼系数(C_{xx}, C_{yy})和交叉刚度系数(K_{xy}, K_{yx})是切向力的来源，主要影响着转子系统的阻尼，对转子系统的稳定性具有重要影响. 负的直接刚度系数会减小转子系统的临界转速，而正的直接刚度系数使转子系统的临界转速增大. 在评判旋转密封对转子系统的稳定性影响时，常引入有效阻尼系数，有效阻尼越大，越有利于转子系统的稳定[4,13]. 不同于气体工质环形动密封，受液体工质不可压缩性和高密度特性影响，液体环形动密封力-位移方程(式(4))中的虚拟质量项不可忽略，密封转子动力特性系数(K_{ij}, C_{ij}, M_{ij})具有频率无关特性.

$$-\begin{bmatrix}F_x\\F_y\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}K_{xx}(\Omega) & K_{xy}(\Omega)\\K_{yx}(\Omega) & K_{yy}(\Omega)\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}X\\Y\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}C_{xx}(\Omega) & C_{xy}(\Omega)\\C_{yx}(\Omega) & C_{yy}(\Omega)\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}\dot{X}\\\dot{Y}\end{bmatrix}, \tag{3}$$

$$-\begin{bmatrix}F_x\\F_y\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}K_{xx} & K_{xy}\\K_{yx} & K_{yy}\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}X\\Y\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}C_{xx} & C_{xy}\\C_{yx} & C_{yy}\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}\dot{X}\\\dot{Y}\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}M_{xx} & M_{xy}\\M_{yx} & M_{yy}\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}\ddot{X}\\\ddot{Y}\end{bmatrix}. \tag{4}$$

动密封流体激振动力学特性研究主要是通过实验测试和数值仿真的方法，获得不同运行工况和几何参数下动密封的8个动力特性系数，评估动密封对转速系统振动模态、临界转速和动态稳定性的影响. 密封动力特性系数的研究有两种研究方法：实验测量和数值预测. 根据实验研究中的测量方法、测量变量和转子动力特性系数提取方法的不同，可将实验方法分为三种[3,4,13]: (1) 系统机械阻抗法(system mechanical impedance method). 根据激励源的不同，系统机械阻抗法又分为冲击激励机械阻抗法和谐波激励机械阻抗法. (2) 腔室动态压力响应法(dynamic cavity pressure method). (3) 静态挠度法(static force-deflection method). 其中，静态挠度法常用来验证前两种实验方法测量结果的准确性. 数值预测方法有四种[3]: (1) Bulk Flow模型预测方法; (2) 三维稳态“3D steady-state” CFD方法; (3) 单频摄动三维非定常“3D transient-state” CFD方法; (4) 多频摄动三维非定常“3D transient-state” CFD方法.

2.1 实验测试方法

动密封流体激振动力特性实验研究初期主要采用冲击激励机械阻抗法，即冲击锤实验(impact hammer test)和降速实验(coast-down test)，目的是通过测量转子-轴承-密封系统的有效阻尼、临界转速和临界转速下的振幅，分析动密封对轴系稳定性的影响. 实验利用冲击锤给密封转子或静子一个瞬时冲击激励，通过测量其自由振动对数衰减振幅获得动密封的有效阻尼和临界转速. 该实验方法的优点是可直接获得动密封对转子系统稳定性的影响，缺点是无法获得准确的密封气流激振动力特性系数，不能满足求解轴系动力特性矩阵要求[36,55,56]. 飞轮不平衡同频激励机械阻抗法采用飞轮盘对转子施加不平衡力激励转子做同频振动，通过测量未通压缩工质密封静子件机械阻抗矩阵(此时密封与转子相对振动不产生流体激振力)和通压缩工质后转子、静子的振动位移，根据频域下的密封力/位移动力学模型识别动力特性系数. 该实验方法可获得迷宫密封频率无关的同频动力特性系数，但对非同频(亚同步)动力特性系数测量和动力特性系数频率相关性强的阻尼动密封(如蜂窝/孔型阻尼密封、袋型阻尼密封)不适用，而且通气密封静子件在流体激振力被动激励下振动，需流体激振力放大装置(多个密封件串联)，动力特性系数测量精度差[4].

谐波激励机械阻抗法和腔室动态压力响应法采用的振动激励源相同：采用激振器(电磁式或电动液压式)对密封静子件或电磁轴承对转子施加多频谐波激励. 二者主要区别在于对密封流体激振力的测量方法不同：谐波激励机械阻抗法需先采用“基准实验”(密封件未通压缩工质下进行激振实验或采用具有很大间隙的“基准光滑套筒”代替密封件进行通气激振实验)获得密封实验台系统机械阻抗，然后通过测量转子-密封相对振动位移和加速度，根据频域下的密封力/位移动力学模型识别动力特性系数；腔室动态压力响应法无需进行“基准实验”，通过测量转子-密封相对位移和密封腔室内不同周向位置的动态压力，并对转子面进行积分获得的气流激振力，根据频域下的密封力/位移动力学模型识别动力特性系数[43]. 相比于谐波激励机械阻

抗法, 腔室动态压力响应法实验方案简单, 而且可获得密封腔内动态压力的时空演化规律, 以及单个密封腔对密封整体气流激振的影响, 便于研究动密封气流激振特性和抑振机理. 静态挠度法通过对密封静子件施加一个已知静态激振力, 使密封静子件偏心, 测出密封静子件在该激励力作用下偏离轴心的位移, 只能获得密封件静态的直接刚度和交叉刚度[43].

目前国外对动密封气流激振动力特性的实验研究工作主要集中在美国Texas A&M大学叶轮机械实验室的Childs和Vance研究团队[4,22~27]、德国慕尼黑工业大学能源系统研究所Pugachev研究团队[58], 以及GE公司旋转机械振动实验室的Ertas团队[44]和GE Oil&Gas先进技术中心的Vannini团队[46]. 美国Texas A&M大学Childs和Vance团队[4,22~27]搭建了高压比(进口压力7.0 MPa)、高转速(22000 r/min)、宽频域(0~320 Hz)的高精度动密封实验台, 该实验台采用谐波激励机械阻抗法(电动液压激振器)、腔室动态压力响应法和静态挠度法针对迷宫密封、蜂窝/孔型阻尼密封和袋型阻尼密封等非接触式动密封的泄漏特性、流体激振动力特性系数开展了系统深入的实验测量工作; 在运行工况、密封几何参数和“反旋流”技术等影响因素研究方面取得了重要成果, 为动密封数值预测方法验证和结构优化设计提供了宝贵的实验数据. 德国慕尼黑工业大学能源系统研究所Pugachev研究团队[58]搭建了能够测量非接触式和接触式动密封动力特性系数的密封实验台, 针对非接触式迷宫密封和接触式刷式密封的动力特性系数开展了实验测量工作. Ertas等人[44]在GE公司旋转机械振动实验室搭建了与Texas A&M大学相似的动密封实验台(进口压力0.69 MPa, 转速15000 r/min, 预旋速度60 m/s), 采用相同的谐波激励机械阻抗实验方法研究了转速和进口预旋对迷宫密封、袋型阻尼密封和蜂窝阻尼密封的动力特性系数的影响规律, 并采用腔室动态压力响应法分析了袋型阻尼密封沿流动方向各腔室的动力特性系数. GE公司旋转机械振动实验室[44]与Texas A&M大学叶轮机械实验室[43]采用了不同的“基准实验”测试方法: GE公司旋转机械振动实验室[44]采用密封件未通压缩工质下进行激振实验的方法, Texas A&M大学叶轮机械实验室[43]采用具有很大间隙的“基准光滑套筒”代替密封件进行通气激振实验的方法. GE公司Oil&Gas先进技术中心的Vannini团队[46]搭建的密封实验台具有目前密封动力特性实验最大的进气压力30 MPa, 采用谐波激励机械阻抗法(电磁轴承激励)研究了反旋流和转子偏心对迷宫密封和袋型阻尼密封的动力特性系数的影响.

国内对动密封气流激振动力特性的实验研究主要集中在西安交通大学[59~64]、东南大学[65]、沈阳航空航天大学[66,67]、哈尔滨工业大学[68]和上海理工大学[69,70]等高等院校. 西安交通大学李军教授团队[59~64]设计和搭建了基于谐波激励机械阻抗法的双自由度对称柔性支撑动密封旋转振动实验台和实验测试系统(如图5所示, 进口压力0.7 MPa, 转速15000 r/min), 针对迷宫密封、袋型阻尼密封和孔型阻尼密封开展了压比、转速、进口预旋等运行工况和进口防旋板、密封间隙等几何参数对密封动力学特性的影响研究. 东南大学杨建刚等人[65]采用不平衡同频激励机械阻抗法和冲击激励机械阻抗法测量了转子-密封系统的临界转速和迷宫密封动力特性系数, 研究了压比、转速和转子偏心的影响. 沈阳航空航天大学孙丹等人[66,67]采用不平衡同频激励机械阻抗法测量了迷宫密封动力特性系数, 研究了压比、转速、进口防旋板和反旋流对迷宫密封气流激振动力特性的影响. 张万福等人[69,70]采用与东南大学杨建刚等人[65]相同实验方法研究了不同转速下激振频率和进口压力对梳齿密封(迷宫密封)直接刚度系数的影响. 曹树谦和陈予恕[6]结合国内外在动密封转子动力特性研究方面的相关文献, 总结了旋转机械动密封气流激振动力特性的研究现状和发展方向, 指出实验仍然是密封动力学研究的重要手段, 现代叶轮机械对密封动力特性实验台建设和测试方法提出了更高的要求. 国内外研究表明: 谐波激励机械阻抗法代表了当前国际密封动力特性研究领域实验测试技术的前沿, 是目前密封动力特性系数测量精度最高的实验方法.

西安交通大学陈尧兴[61]和方志[62]分别详细介绍了谐波激励机械阻抗法原理、基准实验的实施过程、测试方法和动力特性系数识别方法. 为获得密封动力特性系数, 需开展一次基准实验和一次加压激振实验. 基准实验是无压缩工质条件下开展的激振实验, 测量实验台系统机械阻抗. 加压激振实验是密封件通入压缩工质条件下开展的激振实验, 测量实验台总阻抗(系统机械阻抗耦合密封流体阻抗). 通过实验系统总阻抗和系统机械阻抗, 可解耦获得密封流体阻抗、计算频率相关动力特性系数. 对各运行工况下(进口压力、转速、进口预旋)动密封动力特性系数的实验测量, 先施加目标转速, 不通压缩工质, 开展该工况下的基准实验, 然后通入压缩工质, 开展该工况下的加压激振试

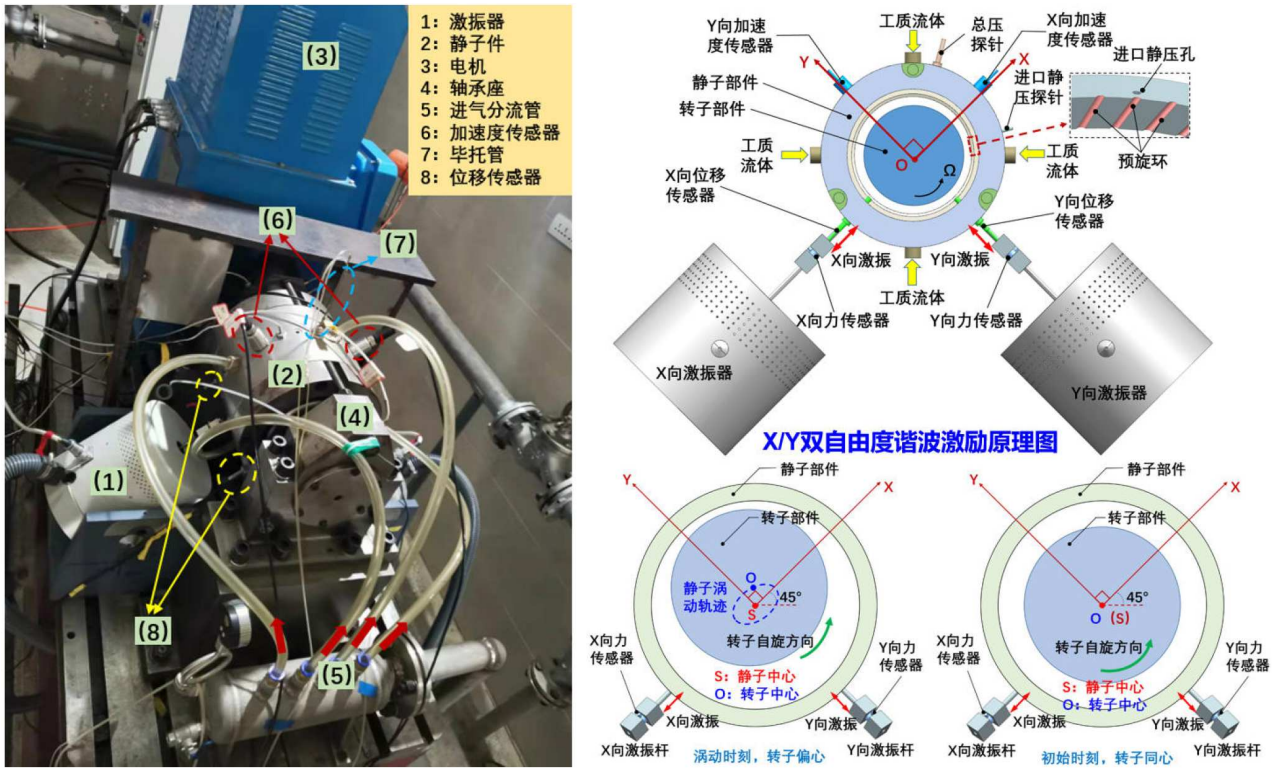


图 5　西安交通大学李军教授团队的密封实验台

Figure 5　Test rigs of dynamic seals of Jun Li's team in Xi'an Jiaotong University

验. 基准实验和加压激振两次实验中，保证相同的转速、激振系统目标谐波激励信号，以及相同的激振力、静子件涡动位移和涡动加速度的采样频率.

基准实验中，图5所示的激振系统(正交布置的X向激振器和Y向激振器)对静子件分别施加X方向和Y方向的目标谐波激励信号，进行X方向激励和Y方向激励的两次独立激振实验，测量系统同步采集激振力、静子件涡动位移和涡动加速度的时域信号. 采用式(5)对密封静子件进行受力分析:

$$\begin{bmatrix} F_{xx} & F_{yx} \\ F_{xy} & F_{yy} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{s,xx} & a_{s,yx} \\ a_{s,xy} & a_{s,yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{bl,xx} & H_{bl,xy} \\ H_{bl,yx} & H_{bl,yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{yx} \\ D_{xy} & D_{yy} \end{bmatrix}. \tag{5}$$

加压激振实验中，如图5所示，通过进气管道给密封件通入目标压力、温度的压缩工质，采用激振系统对静子件分别施加X方向和Y方向的目标谐波激励信号，进行X方向激励和Y方向激励的两次独立激振实验，测量系统同步采集激振力、静子件涡动位移和涡动加速度的时域信号. 采用式(6)对密封静子件进行受力分析:

$$\begin{bmatrix} F_{xx} & F_{yx} \\ F_{xy} & F_{yy} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{s,xx} & a_{s,yx} \\ a_{s,xy} & a_{s,yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{ts,xx} & H_{ts,xy} \\ H_{ts,yx} & H_{ts,yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{yx} \\ D_{xy} & D_{yy} \end{bmatrix}. \tag{6}$$

式(5)和(6)中: F_{ij}为i方向(X或Y)激励时，激振系统对密封静子间施加的j方向(X或Y)激振力; $a_{s,ij}$为i方向激励时，密封静子件在j方向的加速度; D_{ij}为i方向激励时，密封静子件在j方向的位移; M_{ij}为密封静子件质量; 为密封静子件j方向位移在i方向产生的实验系统机械阻抗; $H_{ts,ij}=K_{ts,ij}+j(\Omega C_{ts,ij})$为密封静子件$j$方向位移在$i$方向产生的实验系统总阻抗.

基准实验和加压激振实验中，测量系统测得随时间变化的激振力F_{ij}、涡动位移D_{ij}和涡动加速度$a_{s,ij}$，采用式(5)和(6)分别求解系统机械阻抗$H_{bl,ij}$和系统总阻抗$H_{ts,ij}$，还需密封静子件质量M_{ij}. 如图5所示，轴承座通过6根支撑杆对密封静子件施加柔性支撑，同时密封静子件与激振杆相连，通过重量测量无法获得密封静子件的准确质量M_{ij}. 方志[62]提出通过基准实验，采用遗传优化算法求解密封静子件质量M_{ij}. 系统机械刚度具

有频率无关性，因此通过式(5)求解的系统机械阻抗系数$H_{\mathrm{bl},ij}=K_{\mathrm{bl},ij}+j(\Omega C_{\mathrm{bl},ij})$的实部(即机械刚度)是频率无关的. 以矩阵$M_{ij}$为优化变量，以机械刚度关于涡动频率$\Omega$线性拟合曲线的斜率为优化目标，求解式(5)中的系统机械阻抗. 优化静子质量M_{ij}，直至系统机械刚度线性拟合曲线的斜率绝对值小于0.01，获得密封静子件质量M_{ij}最优值.

最后, 将优化计算得到的静子质量M_{ij}, 以及测量系统已获得的激振力F_{ij}、涡动位移D_{ij}和涡动加速度$a_{s,ij}$代入式(5)和(6)，即可获得实验台系统机械阻抗$H_{\mathrm{bl},ij}$和系统总阻抗，进而采用式(7)求解得到密封流体阻抗$H_{\mathrm{seal},ij}=K_{\mathrm{seal},ij}+j(\Omega C_{\mathrm{seal},ij})$. 通过式(8)提取$H_{\mathrm{seal},ij}$的实部、虚部, 便可获得密封的刚度、阻尼系数.

$$\begin{bmatrix} H_{\mathrm{seal},xx} & H_{\mathrm{seal},xy} \\ H_{\mathrm{seal},yx} & H_{\mathrm{seal},yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{\mathrm{ts},xx} & H_{\mathrm{ts},xy} \\ H_{\mathrm{ts},yx} & H_{\mathrm{ts},yy} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} H_{\mathrm{bl},xx} & H_{\mathrm{bl},xy} \\ H_{\mathrm{bl},yx} & H_{\mathrm{bl},yy} \end{bmatrix}, \tag{7}$$

$$\begin{cases} K_{\mathrm{seal},ij} = \mathrm{Re}(H_{\mathrm{seal},ij}) \\ C_{\mathrm{seal},ij} = \dfrac{\mathrm{Im}(H_{\mathrm{seal},ij})}{\Omega}. \end{cases} \tag{8}$$

2.2 数值预测方法

Bulk Flow模型基于整体流动理论，采用摄动分析方法求解简化的线性N-S方程获得密封动力特性系数, 具有程序简单、计算速度快的优点，目前在工程领域的密封设计和轴系稳定性分析中应用广泛. Bulk Flow理论由Hirs首次提出, 初始应用于轴承润滑油膜中的流体力预测[71]. Iwatsubo[72]于1980年首次将单控制体Bulk Flow模型应用于迷宫密封动力学特性研究，该模型将密封腔室视作单一控制体，通过整合连续方程和周向动量方程，构建了一个完整的数学框架来描述迷宫密封中的流体动力学行为. 尽管Iwatsubo的Bulk Flow模型在迷宫密封动力特性系数的预测方面取得了显著成就, 但其局限性不容忽视, 该模型在建模过程中忽略了转子涡动时密封腔周向截面积的动态变化. Childs和Scharrer[73]针对Iwatsubo模型[72]中的这一关键不足, 对单控制体Bulk Flow模型进行了精细化的改进, 充分考虑了转子涡动时周向截面积的变化，使模型能够更准确地描述迷宫密封内部流场的实际状态. 这一改进不仅增强了模型的理论基础，也提高了其在实际应用中的预测能力. 针对迷宫密封动力学特性，Scharrer[74]提出了双控制体Bulk Flow模型, 将迷宫密封的流场划分为两个相互关联的控制体，并分别建立连续性方程和周向动量方程，能够更准确地描述迷宫密封内部流场的复杂性和非线性特性. 随着Bulk Flow模型逐步得到完善，逐渐成为一种预测动密封动力特性系数的标准数值分析方法, 并推广应用于多种密封结构, 如迷宫密封[75]、蜂窝阻尼密封[76]、孔型阻尼密封[77]和袋型阻尼密封[78,79].

国外，美国Texas A&M大学Childs和Vance团队在动密封动力特性Bulk Flow预测模型的发展、实验验证方面做出了重要贡献[73~78]，最早发展了蜂窝/孔型阻尼密封的双控制体Bulk Flow模型[76,77]和袋型阻尼密封的一维流动Bulk Flow模型[78], 指出Bulk Flow模型在孔型阻尼密封和袋型阻尼密封腔室结构优化设计方面具有较强的优势. Wu等人[80]和Migliorini等人[81]分别针对迷宫密封和蜂窝/孔型阻尼密封提出了一种Bulk Flow模型与稳态CFD相结合的数值方法，采用CFD求解密封稳态泄漏流场获得Bulk Flow摄动求解所需的静态压力、速度等物理量，该方法可显著提高Bulk Flow模型的预测精度，但同时也弱化了Bulk Flow模型计算速度快的优点、增加了计算成本. 在国内, 西安交通大学晏鑫等人[82]、李志刚等人[83]和王天昊等人[84,85]分别针对蜂窝/孔型阻尼密封、袋型阻尼密封和迷宫密封发展了双控制体和单控制体Bulk Flow模型，深入分析了由不同经验公式组合而成的72种泄漏模型，旨在探究这些泄漏模型在迷宫密封和袋型阻尼密封动力特性预测中的适用性. 通过系统的评估和比较, 识别并筛选出了一种最佳泄漏模型，该模型在预测迷宫密封和袋型阻尼密封动力特性时展现出了较高的准确性和可靠性. 为解决袋型阻尼密封单控制体Bulk Flow模型不能预测交叉动力系数、预测精度低，以及无法评估预旋和转速等关键运行参数对密封稳定性影响的问题，西安交通大学桂佳强等人[86]发展了袋型阻尼密封双控制体Bulk Flow模型和动力学特性数值预测程序，并对数值预测精度开展了详细的实验验证，研究了不同泄漏模型对动力特性系数预测精度的影响，并针对超临界二氧化碳(SCO_2)透平平衡盘密封，设计了袋型阻尼密封方案, 评估了密封性能.

Bulk Flow方法虽然显著提升了计算效率，且具有一定的预测精度，但仍然具有以下缺陷: (1) 方法不具有普适性. 针对不同类型旋转密封, Bulk Flow方法需建立不同控制体模型，求解方法也不同. (2) 无法提供密封内部精细化流场、压力场等信息. 不利于流动细节

捕捉以及流体激振机理研究. (3) 不适用于复杂密封结构. Bulk Flow方法预测精度严重依赖于模型经验系数(泄漏系数、摩擦系数等), 不能适应复杂密封结构和新型密封结构对经验系数的影响, 例如具有复杂齿形的迷宫密封、螺旋密封等.

为解决Bulk Flow方法预测精度低的问题, 全三维CFD数值方法逐渐应用于密封动力特性的预测. 转子涡动下的旋转密封内部流场是非稳态的, 但对于密封静子为轴对称光滑旋转面结构的旋转密封(如迷宫密封和光滑面环形密封), 可采用三维稳态"3D steady-state" CFD数值预测方法. 三维稳态"3D steady-state" CFD预测方法利用了迷宫密封和光滑面环形密封的光滑回转面静子和动力特性系数频率无关等特征, 通过坐标变化的方法将静止坐标系下的非定常泄漏流动转化为旋转坐标系下的稳态流动, 进行转子偏心下的稳态流场求解. 假设转子涡动轨迹为圆形, 在静止坐标系下, 转子绕转子中心自旋的同时, 还绕静子中心沿圆形轨迹旋转, 由于计算区域的变化, 需采用瞬态分析方法求解密封内部流场; 而在旋转坐标系下(附在转子轴心上), 转子在偏心位置绕转子中心自旋, 静子绕静子中心自旋(与转子涡动方向相反), 由于计算区域不变, 可采用稳态分析方法求解密封内部流场. 该方法需经过多次求解, 获得不同涡动频率下的流体激振力, 并基于式(3)和(4), 从"激振力-频率"的拟合曲线中求解频率无关的刚度、阻尼系数. 目前这一"3D steady-state" CFD预测模型已被研究人员用于计算迷宫密封的转子动力特性系数[87,88]. 然而, 这一稳态CFD预测模型在以下三种情况不适用: 转子涡动轨迹不为圆形时, 如单向线形或椭圆形; 转子偏心涡动; 静子不是轴对称光滑旋转面的密封, 如蜂窝/孔型密封和袋型阻尼密封. 因此, "3D steady-state" CFD预测模型仅适用于迷宫密封和光滑面环形密封的转子动力特性预测, 且计算得到的动力特性系数是频率无关的. 这是因为蜂窝/孔型、袋型等阻尼密封结构的粗糙静子面不是周向回转面, 同时阻尼密封动力特性系数具有很强的频率相关性.

$$K_{\mathrm{eff}}=\frac{F_{\mathrm{r}}}{r_0}=K+c\Omega-M\Omega^2, \tag{9}$$

$$C_{\mathrm{eff}}=\frac{F_{\theta}}{\Omega r_0}=-\frac{k}{\Omega}+C+m\Omega. \tag{10}$$

随着计算机技术和CFD技术的发展, 三维非定常CFD数值方法逐渐应用于动密封的非定常泄漏流动和动力特性的研究中. 该数值方法基于非定常CFD方法和动网格技术, 直接求解转子涡动下的动密封内三维非定常涡动流场获得非定常流体激振力, 使密封结构识别更精细保真、频率相关动力特性系数预测更准确, 适用于迷宫密封、阻尼密封等各种动密封, 同时可为动密封流体激振作用机制、阻尼机理和流固耦合特性研究提供精细化的非定常速度场、压力场和流体力. 目前基于非定常CFD数值方法的动密封气流激振特性研究还不够深入, 国内外研究工作主要集中在转子涡动模型(单频或多频, 圆、椭圆、直线轨迹)、非定常CFD数值方法和动力特性系数数值识别方法的建立和验证. 在国外, Chochua和Soulas[89]于2007年首次提出了动密封动力特性系数的非定常CFD数值预测方法, 采用单频直线轨迹涡动模型和时域识别方法计算了孔型阻尼密封的动力特性系数. Nielsen等人[90]和Sreedharan等人[91]采用基于单频直线轨迹涡动模型的非定常CFD预测方法计算了转子静态偏心下蜂窝阻尼密封、孔型阻尼密封和迷宫密封的动力特性系数. 晏鑫等人[92,93]先后采用"圆轨迹涡动模型"和"椭圆轨迹涡动模型"非定常CFD方法, 计算分析了孔型阻尼密封的动力学特性, 发现相比于直线轨迹涡动模型, 圆轨迹和椭圆轨迹非定常CFD方法预测精度更好. 对于蜂窝/孔型阻尼密封、袋型阻尼密封等阻尼动密封, 由于其动力特性系数具有很强的频率相关性, 其动力特性的研究需在较宽频域范围内(包括亚同步、同步频率和倍频)准确预测密封动力特性系数. 非定常CFD方法采用单频涡动模型, 单次计算仅能获得一个频率下的密封动力特性系数, 计算效率极低.

为解决非定常CFD数值预测方法计算效率低、成本高的问题, 西安交通大学李军和李志刚[50]于2012年在国际上首次提出了动密封直线(单向)转子多频涡动模型和动力学特性多频摄动数值预测方法, 针对美国Texas A&M大学Childs和Vance团队的袋型阻尼密封实验件[43], 计算分析了袋型阻尼密封不同压比下的频率相关动力特性系数, 验证了多频摄动数值预测方法的预测精度. 随后, 李军和李志刚[51]进一步提出了基于动密封椭圆轨迹多频涡动模型和圆轨迹多频涡动模型的多频摄动数值预测方法, 并将该方法推广应用于迷宫密封、袋型阻尼密封和蜂窝/孔型阻尼密封的频率相关动力特性系数预测, 证明多频摄动数值预测方法适用于各类动密封结构. 李军和李志刚[94]以迷宫密封和袋型阻尼密封为研究对象, 详细验证比较了三种涡动轨迹模型(圆、椭圆、直线)、单频和多频涡动模型的计

算效率和预测精度. 研究表明: 单频和多频涡动非定常CFD方法具有相同的预测精度; 多频涡动非定常CFD方法具有计算速度快的优势, 便于阻尼密封宽频域内频率相关动力特性系数的快速预测; 单频涡动非定常CFD方法具有涡动轨迹简单可控的优点, 便于转子涡动-密封气流激振耦合激励作用机制研究.

图6给出了李军和李志刚[94]提出的三种转子多频涡动模型(圆轨迹、椭圆轨迹、直线轨迹). 如图所示, 对于多频圆轨迹涡动模型, 转子的多频涡动位移由圆轨迹半径r、频率个数N和基频Ω_0三个参数决定; 对于多频椭圆轨迹涡动模型, 转子的多频涡动位移由椭圆轨迹长轴a、椭圆轨迹短轴b、频率个数N和基频Ω_0四个参数决定; 对于多频直线轨迹涡动模型, 转子的多频涡动位移由涡动幅值δ、频率个数N和基频Ω_0三个参数决定. 应用这三个多频涡动模型时, 应根据动密封的涡动频率范围, 先选择合适的基频Ω_0和频率个数N, 然后根据小位移涡动理论[25](涡动位移小于10%的密封间隙)选择合适的涡动幅值r、a、b和δ, 使转子轴心多频涡动位移的峰值$|X_{\max}, Y_{\max}| < 0.1S$, S为动密封的径向间隙.

对于迷宫密封、孔型/蜂窝密封、袋型密封等动密封而言, 其转子面为光环面或具有密封齿的回转面, 动密封流体激振和流场非定常效应的诱因是转子涡动, 与转子自旋无关. 但对于如图7所示的转子面开设螺旋槽的螺旋密封而言, 由于转子面螺旋槽自旋产生与泵/压气机动叶相似的泵送效应, 动密封流体激振和内流场的非定常效应诱因有两个: 转子涡动和转子自旋. 转子涡动模型无法描述螺旋密封转子自旋产生的泵送效应. 针对螺旋密封等转子面为非回转面的密封动力特性系数的预测, 李军和李志刚[95]提出了动密封多重参考系静子多频涡动模型(如图7所示). 该静子涡动模型采用冻结转子法和瞬态混合平面法, 将动密封流体域分为静止域和旋转域, 分别考虑转子涡动(静止域)和转子自旋(旋转域)非定常效应, 将转子的涡动轨迹施加到密封静子, 保证密封转子-静子间相对涡动运行特征不变, 静子涡动位移控制方程与转子涡动模型相同(如图

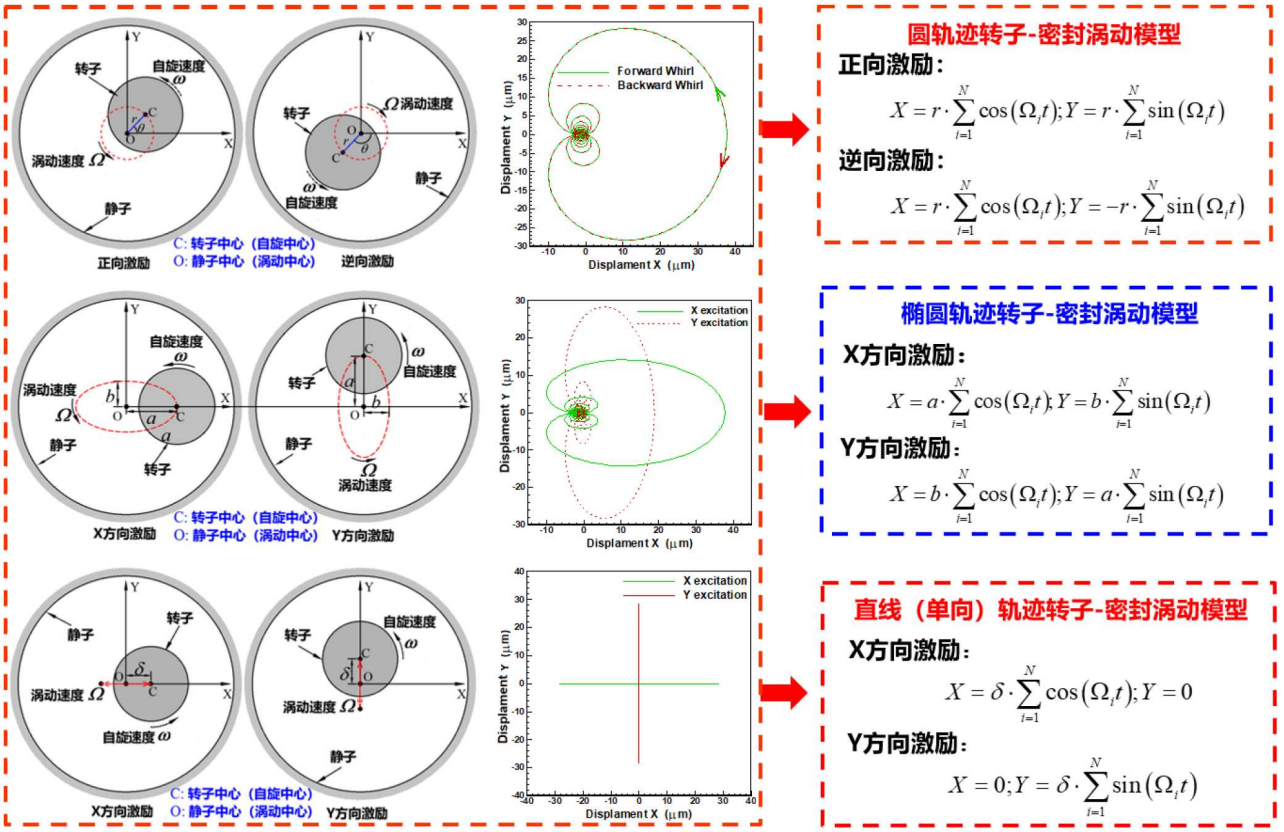


图 6 动密封转子多频涡动模型

Figure 6 Multi-frequency rotor whirling model of dynamic seals

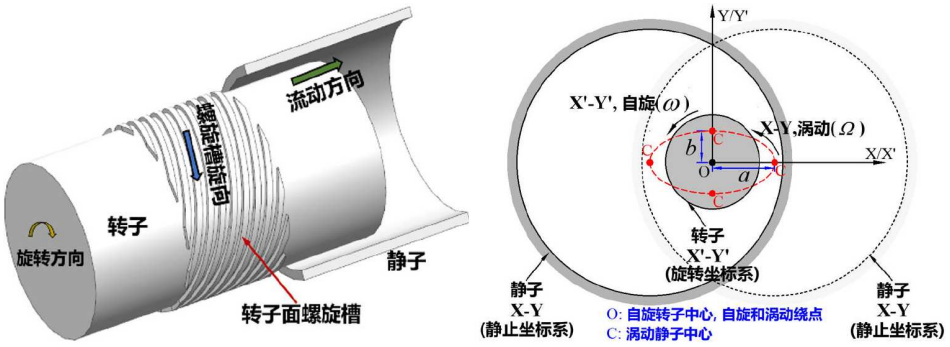


图 7　动密封多参考系静子多频涡动模型
Figure 7　Multi-frequency stator whirling model of dynamic seals in rotating-stationary reference frame

6所示). 李军和李志刚[95]针对三种螺旋密封实验件: 螺旋槽位于转子面、螺旋槽位于静子面、转子面和静子面均有螺旋槽, 计算分析了不同运行工况下的螺旋密封动力特性系数, 证明了多参考系静子多频涡动模型能够准确捕捉动密封非回转面转子自旋非定常效应与转子涡动流体激振非定常效应的耦合影响, 可靠预测螺旋密封动力特性系数.

西安交通大学李志刚[83]、方志[62]和张子涵[63]等分别详细论述和验证了转子/静子多频涡动模型和多频摄动数值预测方法对气体工质、气液两相工质、超低温液氧工质、超临界二氧化碳工质动密封的适用性. 基于转子多频涡动模型和多参考系静子多频涡动模型的多频摄动数值预测方法计算流程, 首先, 根据动密封转子结构类型选择图6或图7所示的涡动模型, 转子面为回转面的动密封(如迷宫、蜂窝/孔型、袋型)采用转子多频涡动模型(图6所示), 转子面为非回转面的动密封(如螺旋密封)采用静子多频涡动模型(图7所示); 根据所研究的动密封转子振动频率范围, 选定涡动模型参数, 包括涡动幅值r、a、b和δ, 频率个数N和基频Ω_0. 然后, 基于CFD软件(ANSYS CFX或FLUENT)的动网格技术, 编写用户子程序将涡动模型公式引入非定常CFD仿真, 控制转子/静子涡动位移; 通过求解转子/静子涡动下, 动密封非定常泄漏流动, 获得作用于转子面的非定常流体激振力. 最后, 采用动力特性系数频域识别方法, 通过傅里叶变换, 将非定常CFD求解获得的涡动位移和流体激振力时域信号转化为频域信号, 求解频域流体阻抗方程; 单次非定常求解可获得多个(多频涡动模型中频率个数N)频率下的动力特性系数. 李志刚等人[7]指出非定常CFD数值仿真精度对多频摄动数值方法预测精度影响显著, 并针对多相工质、超临界工质、超低温工质等特种工质动密封, 发展了高精度非定常CFD数值仿真方法, 将多频摄动数值预测方法成功应用于气液两相动密封[34,96]、超临界二氧化碳(SCO_2)动密封[32,33]、液氢液氧动密封[36~39]的流体激振动力学特性研究.

多频摄动数值预测方法中, 动密封动力特性系数频域识别方法的基本原理是: 将时域内频率相关动密封力-位移矩阵方程(气体工质: 式(3)或液体工质: 式(4)所示)的求解转换为频域内对密封流体阻抗矩阵方程的求解. 对于图6和图7所示的多频涡动模型, 转子的涡动位移(X, Y)和涡动速度($\dot{X}$, $\dot{Y}$)在时域内是多频周期性信号. 受转子/静子多频涡动激励产生的密封流体激振力(F_x, F_y)也是一个时域内的多频周期信号, 且包含与涡动位移、涡动速度相同的频率. 为获得各频率下的密封动力特性系数, 需将位移、速度和激振力等时域信号转化为频域信号, 在频域内求解式(3)或(4). 对式(3)和(4)中的涡动位移(X, Y)、涡动速度($\dot{X}$, $\dot{Y}$)和激振力(F_x, F_y)进行快速傅里叶变换(FFT)可得频率内的激振力与位移的关系式:

$$-\begin{bmatrix}F_x(\Omega)\\F_y(\Omega)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}H_{xx} & H_{xy}\\H_{yx} & H_{yy}\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}D_x(\Omega)\\D_y(\Omega)\end{bmatrix}, \tag{11}$$

式中, D_x和为转子在X和Y两个方向涡动位移的频域信号. (F_x, F_y)和(D_x, D_y)均为复数. 通过非定常CFD计算可获得转子面受到的流体激振力(F_x, F_y)和(D_x, D_y)的多频时域信号, 对其进行FFT可得各频率激振力和位移信号的频域复数形式. 式(3)两个方程包含了四个未知数: H_{xx}, H_{xy}, H_{yy}, H_{yx}. 为求解这四个未知数, 需分别对X方向激励和Y方向激励(如图6所示)产生的转子/静子涡动

激励进行两次独立的三维非定常CFD求解，从而获得足够的方程:

$$-\begin{bmatrix} F_{xx}(\Omega) & F_{yx}(\Omega) \\ F_{xy}(\Omega) & F_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx}(\Omega) & H_{xy}(\Omega) \\ H_{yx}(\Omega) & H_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} D_{xx}(\Omega) & D_{xy}(\Omega) \\ D_{yx}(\Omega) & D_{yy}(\Omega) \end{bmatrix}, \tag{12}$$

其中, F_{ij}和D_{ij}的第一个下标i表示激励的方向, 第二个下标j表示流体激振力或转子涡动位移的方向. (K_{ij}, C_{ij})的第一个下标i表示流体激振力的方向, 第二个下标j表示转子涡动位移的方向. H_{ij}包含实部(决定密封刚度系数)和虚部(决定密封阻尼系数), 其定义为密封流体阻抗系数:

气体工质密封流体阻抗:

$$H_{ij} = K_{ij} + j\Omega C_{ij}. \tag{13}$$

液体工质密封流体阻抗:

$$H_{ij} = K_{ij} + j\Omega C_{ij} - \Omega^2 M_{ij}. \tag{14}$$

求解式(4)可得密封的直接和交叉阻抗系数H_{ij}, 求解得到密封的阻抗系数后, 便可通过式(8)~(11)获得密封的8个转子动力特性系数.

X方向的直接刚度和直接阻尼系数:

$$\begin{cases} K_{xx} = \mathrm{Re}(H_{xx}) \\ C_{xx} = \mathrm{Im}(H_{xx}) / \Omega \end{cases}. \tag{15}$$

X方向的交叉刚度和交叉阻尼系数:

$$\begin{cases} K_{xy} = \mathrm{Re}\left(H_{xy}\right) \\ C_{xy} = \mathrm{Im}\left(H_{xy}\right) / \Omega \end{cases}. \tag{16}$$

Y方向的直接刚度和直接阻尼系数:

$$\begin{cases} K_{yy} = \mathrm{Re}\left(H_{yy}\right) \\ C_{yy} = \mathrm{Im}\left(H_{yy}\right) / \Omega \end{cases}. \tag{17}$$

Y方向的交叉刚度和交叉阻尼系数:

$$\begin{cases} K_{yx} = \mathrm{Re}\left(H_{yx}\right) \\ C_{yx} = \mathrm{Im}\left(H_{yx}\right) / \Omega \end{cases}. \tag{18}$$

3 动密封增稳抑振技术

针对传统迷宫密封气流激振易诱发转子振动失稳问题，目前除采用先进阻尼动密封代替传统迷宫密封外, 工程应用中还存在多种动密封增稳抑振方法: 一种是采用发散型密封间隙，即使密封间隙沿流动方向逐渐增大, 该方法会引起泄漏量增大, 且在增大密封直接阻尼的同时会减小密封直接刚度; 另一种方法是采用“反旋流”技术，即在密封进口安装防旋板结构或采用射流引射器注入反向高速射流，减小密封进口旋流速度，甚至形成反向旋流. 在现代叶轮机械中，由于存在高进口预旋、高静态偏心等特殊恶劣工况，单独采用阻尼动密封代替传统迷宫密封往往达不到完全消除转子失稳的目的，需与“反旋流”技术等增稳抑振方法配合使用. 图8给出了具有进口防旋板结构的迷宫密封和孔型阻尼密封.

国外, Childs等人[14]报道了采用蜂窝阻尼密封代替传统迷宫密封显著地减小了美国P&W公司研发的航天飞机高压氧气涡轮泵转子亚同步振动, 但无法消除; 最终通过在蜂窝阻尼密封上游安装防旋板成功解决了转子亚同步问题. Zeidan等人[15]报道了单独采用在传统迷宫密封进口安装防旋板结构的方法没能使高压多级离心压气机转子非同步振动幅值降低到安全水平，最终采用带进口防旋板的蜂窝阻尼密封达到了目的. Kwanka等人[97]实验比较了几种提高轴系稳定性的增稳抑振方法: 蜂窝阻尼密封; 迷宫密封+进口防旋板; 蜂窝阻尼密封+进口防旋板. 研究表明蜂窝阻尼密封和进口防旋板相结合的方法效果最好. Childs等人[98]实验测量了迷宫密封在无防旋板、直角防旋板和反旋流角防旋板三种情况下的转子动力特性系数. 结果表明反旋流角防旋板能够改变交叉刚度的符号，显著增大密封的有效阻尼，具有更好的止旋抑振效果. Sprowl等人[99]和Vannini等人[46]实验测量了进口预旋对迷宫密封、袋型阻尼密封和蜂窝阻尼密封转子动力特性系数的影响. Childs等人[17]和Brown等人[18]分别实验测量了进口正预旋和负预旋对孔型密封转子动力特性的影响. 研究表明: 减小密封进口正预旋或增大负预旋能够显著地提高孔型阻尼密封的有效阻尼，增强转子系统的稳定性. Daniel等人[100]和Ertas等人[43]分别实验研究了收敛型和发散型密封间隙对蜂窝阻尼密封和袋型阻尼密封转子动力特性的影响. 研究表明: 发散型密封间隙增大密封直接阻尼，但产生了负的直接刚度; 相反, 收敛型密封间隙减小直接阻尼, 但增大直接刚度. Camatti等人[101]、Tecza等人[102]和Ekdrudge等人[103]等研究表明: 发散型密封间隙产生的负直接刚度降低了转子固有频率，易诱发多级离心压气机轴系失稳. Soghe等人[104]研究了防旋板倾斜角、交错角、相对节距对防旋板出口旋流强度的影响. 研究表明: 防旋板倾斜角能

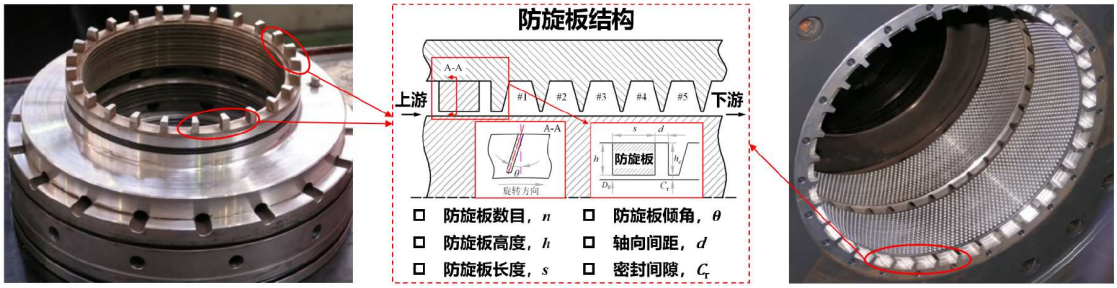


图 8 具有进口防旋板结构的迷宫密封和孔型阻尼密封
Figure 8 Labyrinth seals and hole-pattern damper seals with anti-swirl brakes at seal entrance

够有效降低密封出口旋流强度；防旋板交错角对防旋板出口旋流强度的影响可以忽略；防旋板相对节距存在最佳值使得防旋板出口旋流强度最小. Untaroiu等人[105]首次将DOE实验设计方法应用到防旋板几何参数对密封转子稳定性影响的分析上，以密封腔内气流平均周向速度为密封稳定性评价指标，分析了防旋板长度、宽度、数目、轴端曲率以及交错角对密封转子稳定性的敏感性.

国内，张万福[70]、何立东[106]、孙丹[67]和李志刚[20,54]等研究人员对“反旋流”技术在动密封增稳抑振中的应用开展了实验和数值研究. 李志刚等人[73]采用多频摄动数值方法，数值研究了进口正预旋和反预旋对迷宫密封和袋型阻尼密封转子动力特性系数的影响. 方志和王天昊等人[59,64]采用图5所示实验台，实验研究了进口正预旋和反预旋、转速和压比对迷宫密封泄漏特量和动力特性系数的影响. 研究发现: 高进口正预旋使迷宫密封和袋型阻尼密封的交叉刚度显著增大，均产生了负有效阻尼；而较大的反预旋可使交叉刚度出现负值, 显著增大密封有效阻尼. 孙丹等人[67]实验测量了进口反预旋和防旋板对迷宫密封转子动力特性的影响, 指出反向旋流减小了密封有效刚度, 增大了有效阻尼和泄漏量. 李志刚等人[20,54]发明了一种新的收敛型防旋板结构, 可显著提高止旋效果, 并将其应用到孔型阻尼密封中，使孔型阻尼密封有效阻尼“穿越频率”减小了60%，增大了孔型阻尼密封有效抑振的频率范围. 陈尧兴[61]针对迷宫密封, 采用多频摄动数值方法, 数值研究了防旋板轴向位置、倾斜角度和高度对迷宫密封泄漏量和动力特性系数的影响规律，并采用DOE实验设计方法研究了防旋板长度、数目、倾斜角和交错角对迷宫密封性能影响的参数敏感性，提出了进口防旋板的设计方法和参数选取方法.

综上所述，阻尼动密封技术、反旋流技术和发散型/收敛型密封间隙等动密封增稳抑振方法对解决叶轮机械轴系振动失稳问题具有重要的工程应用价值，具有进口防旋板结构的迷宫密封、蜂窝/孔型阻尼密封和袋型阻尼密封在现代叶轮机械中获得了广泛应用. 上述动密封增稳抑振方法均是通过密封几何参数的优化(如孔型阻尼密封的孔径、孔深，袋型阻尼密封的腔室深度等)、进口旋流抑制(防旋板、反向射流)、间隙比控制等方法, 增大密封的有效阻尼, 而忽略了密封刚度的影响(往往假设密封刚度与轴承相比非常小，对转子系统的临界转速和振动模式没有影响). 然而，动密封动力特性系数(流体激振力)与密封工质的压力、密度、转速成正比，对于高压(流体高密度)、高转速(运行速度超过临界转速，柔性转子)的多级涡轮/离心压缩机, 密封刚度对轴系的振动模态和临界转速影响显著. Baldassarre等人[107]和Ishimoto等人[108]研究了密封-轴承刚度比(蜂窝阻尼密封刚度与轴承刚度的比值)对多级离心压气机振动模态和轴系稳定性的影响，现场运行数据表明密封-轴承刚度比存在极值，过大的刚度比导致轴系失稳. 为增大动密封有效阻尼、同时将密封刚度控制在安全范围，国内外研究人员研发了新型阻尼密封技术. Noronha等人[109]将迷宫密封、光滑面密封和孔型阻尼密封沿轴向排列组合、并控制各密封段的间隙轴向变化规律, 研制了混合阻尼密封结构, 使密封转频点刚度减小了70%, 解决了多级离心压气机轴系失稳问题. 李志刚等人[36,39,110]针对液氧涡轮泵叶轮凸肩密封[36]、液氢涡轮泵级间密封[39]、超临界二氧化碳(SCO_2)透平平衡盘密封[110]，分别设计了液氧螺旋阻尼密封、液氢螺旋阻尼密封和SCO_2阶梯孔阻尼密封，并采用多频摄动数值方法，研究了新型阻尼密封的泄漏和动力学特性. 研究表明：相比于传统孔型阻尼密封, 新型阻尼密封在增大有效阻尼的同时，能够显著减小密封刚度、降低泄漏量.

4 动密封服役性能不确定性量化

近年，由于全球能源需求和环境保护的双重压力，各国政府均高度重视节能降耗工作，纷纷提出了新型能源开发技术和能源高效清洁利用的未来能源战略. 超高参数(高温/超低温、高压、高转速)特种叶轮机械动力装备的研发是实现人类未来能源战略的重要支撑技术，是21世纪世界能源动力工业大国竞相争夺的战略制高点. 例如：超临界二氧化碳(SCO_2)透平/压气机(压力：7.8~30 MPa；转速达100 kr/min；温度达700℃)是SCO_2新型动力循环系统的关键动力装备，该新型动力循环技术已被美国列为未来太阳能热发电和核动力的重要循环系统[111]；超高压空气/二氧化碳压缩机(压力达8 MPa)是未来高密度储能系统的关键动力装备，欧盟将超高压压缩空气/二氧化碳储能技术列为重要的未来高密度储能技术[112]；超高参数油气采集和输运动力装备回注压缩机(压力达30~70 MPa)和多级离心泵(压力达30 MPa)是近海、深海油气采集、输送系统的关键动力装备，随着陆地油气资源逐渐枯竭，世界各国开始将能源开发重点由陆地向海洋转移，海洋油气资源开发成为新的热点领域[113]；大功率可复用液氧甲烷涡轮泵(压力达70 MPa，温度20~100 K)是大推力重型运载火箭发动机的关键动力装置，一直是国内外运载火箭液体发动机发展的重点，是航天强国的重要标志[114]. 西门子Dresser-Rand[115]和曼透平MAN TURBO AG[116,117]的研发人员通过对整机真实服役运行条件下的三维流场和机体有限元分析发现在机组真实服役运行条件下：(1) 超高参数动密封运行边界是高度动态和非均匀的；(2) 超高参数(高压差、高转速)导致机体和动密封结构变形，密封间隙、间隙比、腔室结构等关键几何参数偏离设计值. 因此，理想均匀稳定、低参数运行边界下对动密封的性能预测和实验测量的相关结果和规律不能有效指导超高参数动密封服役性能可靠设计、保证机组稳定运行. 此外，对于超高参数叶轮机械动力密封而言，由于密封间隙的减小(0.01~0.1 mm)和几何结构、加工工艺的复杂，加工和安装误差、金属腐蚀、污染阻塞、动静碰磨和变形等导致动密封间隙几何结构的随机不确定性更加显著. 超高参数动密封研发、设计和运行中，必须考虑高动态非均匀真实服役运行边界和偏心、倾斜、锥化等间隙几何结构随机不确定性对动密封非定常泄漏和流体激振动力学特性等真实服役性能的影响，开展动密封服役性能不确定性量化和鲁棒优化设计研究.

目前，国内外学者对动密封流体激振动力学特性的运行工况和几何参数影响规律、结构优化设计开展了大量的实验和数值研究，但对动密封真实运行环境下的服役性能不确定性量化和鲁棒优化研究很少. 陈尧兴等人[118]建立了动密封高动态非均匀进口压力、温度数学表征模型，发展了迷宫密封齿磨损模型，采用多频摄动数值方法，研究了真实服役环境下，进口边界周期性动态波动和密封齿磨损形变对迷宫密封泄漏特性和动力学特性的影响. 研究表明：进口压力、温度周期性波动会减小密封阻尼、恶化密封稳定性；密封齿磨损形变会导致间隙增大、泄漏量增大、有效阻尼减小. 王天昊等人[119]基于Sobol敏感性分析方法和Bulk-Flow模型发展了迷宫密封泄漏和动力学特性全局敏感性分析方法，并在非临界和临界工况下开展了密封性能参数对径向间隙不确定性的全局敏感性分析研究. 研究表明：密封进口间隙对有效阻尼不确定性的贡献最大，约为80%. 王天昊等人[120]开发了一种基于多项式混沌展开(PCE)的高效不确定性量化(UQ)方法，用于评估不确定输入下(运行工况、几何参数随机波动)，动密封的封严性能与转子动力学稳定性. 考虑密封间隙和腔室深度的几何随机偏差，以及入口压力和进口旋流速度的工况随机波动，对迷宫密封的泄漏特性与动力学特性开展了不确定性量化分析和全局敏感性分析. 动密封研发和设计过程中，国内外学者多以设计/变工况下确定性封严性能和有效阻尼为优化设计目标，少有研究关注真实服役条件下运行边界动态非均匀和几何参数偏差对动密封性能的不确定性影响和动密封鲁棒性设计. 动密封真实运行环境下的服役性能不确定性量化和鲁棒优化研究面临的挑战主要有：(1) 高效高维不确定性量化方法. 目前基于多项式混沌展开(PCE)的不确定性量化方法面临高维不确定性输入(随机输入变量大于4维)下计算量巨大的问题(称为“维度灾难”). 未来发展基于深度机器学习的高效高维不确定性量化方法是解决“维度灾难”问题的有效途径；(2) 动密封多源随机不确定性输入的数学模型. 动密封面临的随机不确定性输入是多源的，如加工和安装误差、金属腐蚀、污染阻塞、动静碰磨和变形等均会导致动密封几何参数随机偏差，同时叶轮机械服役中的非定常效应诱发动密封运行边界随机波动. 未来需建立动密封多源随机不确定性输入的精准数学表征模型.

5 结语与展望

5.1 结语

动密封是现代叶轮机械的关键部件之一，先进动密封技术的研发和应用是进一步提高叶轮机械的运行效率和安全稳定性的最经济、最有效的途径之一. 轴系稳定性问题历来是叶轮机械设计、制造、运行中的一个突出问题，而动密封气流激振力诱发的自激振动是导致叶轮机械轴系失稳的重要激励源；开展动密封气流激振动力特性和增稳抑振方法的研究对解决现代叶轮机械轴系振动失稳问题具有重要的工程应用价值.

(1) 相比于传统迷宫密封, 阻尼动密封通过改变密封光滑静子面结构, 使其具有较大的粗糙度, 达到改善密封气流激振动力特性、增大密封阻尼的目的. 这些“六面体蜂窝芯格”“圆柱孔”和“周向挡板袋型腔室”等周向孤立的腔室结构形成了具有较大粗糙度的“网纹状的静子面”，有效地削弱了密封内的周向旋流，减小了交叉气流激振力, 进而达到增大密封阻尼, 增强轴系稳定性的目的. 目前广泛工程应用的阻尼密封有: 蜂窝阻尼密封、孔型阻尼密封和袋型阻尼密封. 针对运行工况和几何参数对阻尼密封泄漏特性和动力学特性的影响规律，国内外学者开展了大量实验测量和数值预测研究.

(2) 根据实验研究中的测量方法、测量变量和动力特性系数提取方法的不同，动密封流体激振动力学特性实验方法分为三种: 1) 系统机械阻抗法(system mechanical impedance method). 根据激励源的不同, 系统机械阻抗法又分为冲击激励机械阻抗法和谐波激励机械阻抗法. 2) 腔室动态压力响应法(dynamic cavity pressure method). 3)静态挠度法(static force-deflection method). 测量蜂窝/孔型、袋型阻尼密封宽频域内频率相关的动力特性系数适宜采用谐波激励机械阻抗法, 而动密封微小通道内动态压力时空演化特性、动压效应诱发气流激振机理和动密封增稳抑振机理的研究适宜采用腔室动态压力响应法.

(3) 动密封流体激振动力学特性数值预测方法有四种: 1) Bulk Flow模型预测方法; 2) 三维稳态“3D steady-state” CFD方法; 3) 单频摄动三维非定常“3D transient-state” CFD方法; 4) 多频摄动三维非定常“3D transient-state” CFD方法. 其中, 多频摄动数值方法采用多频转子/静子涡动模型，一次非定常CFD求解可获得多个频率下的动力特性系数，具有计算速度快、预测精度高、对不同密封结构普遍适用的优点.

(4) 阻尼动密封技术、反旋流技术和发散型/收敛型密封间隙等动密封增稳抑振方法对解决叶轮机械轴系振动失稳问题具有重要的工程应用价值，具有进口防旋板结构的迷宫密封、蜂窝/孔型阻尼密封和袋型阻尼密封已成为在现代叶轮机械动密封增稳抑振的标准方案.

5.2 展望

目前，动密封研发和设计过程中多以设计/变工况下确定性封严性能和有效阻尼为优化设计目标，少有研究关注真实服役条件下运行边界动态非均匀和几何参数偏差对动密封性能的不确定性影响和动密封鲁棒性设计，导致超高参数动密封实际服役性能严重偏离设计预期、性能波动剧烈、鲁棒性极差. 因此, 针对超高参数动密封，亟需开展真实服役环境下运行边界动态波动和关键几何特征参数偏差对动密封泄漏和流体激振动力学特性的影响研究，分析关键运行边界参数和间隙几何结构参数的敏感性，建立超高参数动密封真实服役性能不确定性量化方法和高鲁棒性设计方法.

参考文献

1 San A L, Delgado A. Annular clearance gas seals in the 21st century: a review of the experimental record on leakage and dynamic force coefficients, including comparisons of model predictions to test data. In: Proceedings of the Turbomachinery Symposium. Texas: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, 2022

2 Chupp R E, Hendricks R C, Lattime S B, et al. Sealing in turbomachinery. J Propulsion Power, 2006, 22: 313–349

3 Li J, Yan X, Li Z G. Sealing Technology for Thermal Turbines (in Chinese). Xi’an: Xi’an Jiaotong University Press, 2015 [李军, 晏鑫, 李志刚. 热力透平密封技术. 西安: 西安交通大学出版社, 2015]

4 Vance J M, Zeidan F Y, Murphy B G. Machinery Vibration and Rotordynamics. New York: John Wiley and Sons, 2010

5 Huang W H, Xia S B, Jiao Y H, et al. Theoretical Foundation and Methodology of Nonlinear Dynamics Design for Rotating Machinery (in Chinese). Beijing: Science Press, 2006 [黄文虎, 夏松波, 焦映厚, 等. 旋转机械非线性动力学设计基础理论与方法. 北京: 科学出版社, 2006]

6 Cao S Q, Chen Y S. A review of modern rotor/seal dynamics (in Chinese). Eng Mech, 2009, 26(Suppl2): 68–79 [曹树谦, 陈予恕. 现代密封转子动力学研究综述. 工程力学, 2009, 26(增刊II): 68–79]

7 Li Z G, Fang Z, Li J. Review of the leakage flow and rotor dynamic characteristics of the annular dynamic seals in liquid and multiple phases conditions (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2020, 54: 1–22 [李志刚, 方志, 李军. 液相和多相环境下环形动密封泄漏流动和转子动力特性的研究进展. 西安交通大学学报, 2020, 54: 1–22]

8 Zhang M. Experimental study of the static and dynamic characteristics of a long (L/D=0.65) smooth annular seal operating under two-phase (liquid/gas) conditions. Doctor Dissertation. Texas: Texas T&M University, 2017

9 Alford J S. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl. J Eng Power, 1965, 87: 333–343

10 Armstrong J, Perricone F. Turbine instability solution-honeycomb seals. In: Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium. Texas: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, 1996. 47–56

11 Childs D W, Moyer D S. Vibration characteristics of the HPOTP (high-pressure oxygen turbopump) of the SSME (space shuttle main engine). J Eng Gas Turbines Power, 1985, 107: 152–159

12 Tan Y H. Theoretical and Engineering Applications of Structural Dynamics of Liquid Rocket Engines (in Chinese). Beijing: China Astronautic Publishing House, 2022 [谭永华. 液体火箭发动机结构动力学理论及工程应用. 北京: 中国宇航出版社, 2022]

13 Childs D W. Turbomachinery Rotordynamic: Phenomena, Modeling, and Analysis. New York: John Wiley & Sons, 1993

14 Childs D W, Ramsey C. Seal-rotordynamic-coefficient test results for a model SSME ATD-HPFTP turbine interstage seal with and without a swirl brake. J Tribol, 1991, 113: 198–203

15 Zeidan F, Perez R, Stephenson E. The use of honeycomb seals in stabilizing two centrifugal compressors. In: Proceedings of the 22nd Turbomachinery Symposium. Texas: Texas A&M University, Turbomachinery Laboratory, 1993. 3–15

16 Von Pragenau G L. Damping Seals for Turbomachinery. Technical Report. Aircraft Propulsion and Power, 1987

17 Childs D W, Wade J. Rotordynamic-coefficient and leakage characteristics for hole-pattern-stator annular gas seals—Measurements versus predictions. J Tribol, 2004, 126: 326–333

18 Brown P D, Childs D W. Measurement versus predictions of rotordynamic coefficients of a hole-pattern gas seal with negative preswirl. J Eng Gas Turbines Power, 2012, 134: 122503

19 Childs D W, Arthur S, Mehta N J. The impact of hole depth on the rotordynamic and leakage characteristics of hole-pattern-stator gas annular seals. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. San Antonio: International Gas Turbine Institute, 2013. V07AT29A009

20 Li Z G, Li J, Feng Z P. Effect of swirl brakes on unsteady flow excitation characteristics of hole-pattern seal (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2016, 50: 16–21 [李志刚, 李军, 丰镇平. 进口防旋板对孔型密封非定常气流激振特性的影响. 西安交通大学学报, 2016, 50: 16–21]

21 Li Z G, An Y, Ye X Q. Investigations on the scheme design and performance evaluation of the hole-pattern damper seal in a liquid hydrogen turbopump (in Chinese). J Rocket Propulsion, 2022, 56: 105–116 [李志刚, 安阳, 叶小强. 液氢涡轮泵孔型阻尼密封设计与性能评估. 火箭推进, 2022, 56: 105–116]

22 Vance J M, Shultz R R. A new damper seal for turbomachinery. In: Proceeding of 14th Vibration and Noise Conference. New Mexico, Design Engineering Division, 1993. 139–148

23 Richards R L, Vance J, Zeidan F Y. Using a damper seal to eliminate subsynchronous vibrations in three back-to-back compressors. In: Proceedings of the 24th Turbomachinery Symposium. Texas: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, 1995. 370–376

24 Childs D W, Kim C H. Analysis and testing for rotordynamic coefficients of turbulent annular seals with different, directionally-homogeneous surface-roughness treatment for rotor and stator elements. J Tribol, 1985, 107: 296–305

25 Childs D W, Kim C H. Test results for round-hole-pattern damper seals: optimum configurations and dimensions for maximum net damping. J Tribol, 1986, 108: 605–609

26 Childs D W, Nolan S A, Kilgore J J. Additional test results for round-hole-pattern damper seals: leakage, friction factors, and rotordynamic force coefficients. J Tribol, 1990, 112: 365–371

27 Vannarsdall M, Childs D W. Static and rotordynamic characteristics for a new hole-pattern annular gas seal design incorporating larger diameter holes. J Eng Gas Turbines Power, 2014, 136: 022507

28 Zhang Z H, Chen T W, Li Z G, et al. Effect of hole arrangement modes on the leakage and rotordynamic characteristic of hole-pattern seals (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2024, 58: 75–84 [张子涵, 陈涛文, 李志刚, 等. 孔的排布方式对孔型阻尼密封泄漏特性和动力学性能影响研究. 西安交通大学学报, 2024, 58: 75–84]

29 Song H L, Wei Y G, Li Y P, et al. Study on the influence of depth to-diameter ratio on the leakage and rotordynamic characteristic of hole-pattern damper seals (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2025, 59: 1–11 [宋会玲, 魏阳国, 李永鹏, 等. 深径比对孔型阻尼密封泄漏特性和流体激振动力学性能的影响研究. 西安交通大学学报, 2025, 59: 1–11]

30 Fang Z, Li Z G, Li J. Effects of hole depth and diameter on the leakage characteristics and rotor power loss of liquid hole-pattern seals (in

Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2020, 54: 81–88 [方志, 李志刚, 李军. 孔型参数对液体孔型密封泄漏特性和转子耗功的影响. 西安交通大学学报, 2020, 54: 81–88]
31 Fang Z, Li Z G, Li J. Investigations on the effect of odd-shaped hole geometries on the leakage performance of liquid hole-pattern seals and rotor power loss (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2020, 54: 143–149 [方志, 李志刚, 李军. 异形孔腔结构对液体孔型密封泄漏特性及转子耗功的影响. 西安交通大学学报, 2020, 54: 143–149]
32 Li Z G, Zhang Z H, Li J. Sensitivity analysis of the static and rotordynamic characteristics on geometric parameters for a supercritical carbon dioxide hole-pattern damper seal. ASME J Eng Gas Turbines Power, 2025, 147: 011055
33 Li Z, Li Z, Li J, et al. Leakage and rotordynamic characteristics for three types of annular gas seals operating in supercritical CO_2 turbomachinery. J Eng Gas Turbines Power, 2021, 143: 101002
34 Fang Z, Li Z, Li J. Numerical investigation on the leakage and rotordynamic characteristics for a hole-pattern seal in wet-gas conditions. J Eng Gas Turbines Power, 2023, 145: 061003
35 Fang Z, Li Z, Li J. Numerical investigations on static and rotordynamic characteristics for two types of liquid hole-pattern seals with tilted cavities. J Vib Acoustics, 2022, 144: 051008
36 Jin Z, Mao K, Li Z, et al. A comparison of static and rotordynamic characteristics for three types of impeller front seals in a liquid oxygen turbopump. J Eng Gas Turbines Power, 2023, 145: 031025
37 Jin Z H, Hu J H, Li Z G, et al. Investigation on the structural design and rotordynamic characteristics for the damper seal in a liquid oxygen turbopump (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2023, 57: 1–10 [靳志鸿, 胡锦华, 李志刚, 等. 液氧涡轮泵阻尼密封设计与动力学特性研究. 西安交通大学学报, 2023, 57: 1–10]
38 Ye X Q, Luo H Y, Shen W, et al. Leakage and rotordynamic characteristics for three types of annular liquid seals operating in a liquid hydrogen turbopump. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2025: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Memphis: International Gas Turbine Institute, 2025, V008T22A016
39 Ye X Q, Luo H Y, Shen W, et al. Static and rotordynamic characteristics for a novel helical damper seal operating in a liquid hydrogen turbopump. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2025: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Memphis: International Gas Turbine Institute, 2025, V008T22A017
40 Li J, Aguilar R, Andre´s L S, et al. Dynamic force coefficients of a multiple-blade, multiple-pocket gas damper seal: test results and predictions. J Tribol, 2000, 122: 317–322
41 Ransom D L. Identification of dynamic force coefficients of a labyrinth and gas damper seal using impact load excitations. Doctor dissertation. College Station: Texas A&M University, 1997
42 Laos H E. Rotordynamic effect of pocket damper seals. Doctor Dissertation. College Station: Texas A&M University, 1999
43 Ertas B H. Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals. Doctor Dissertation. College Station: Texas A&M University, 2005
44 Ertas B H, Delgado A, Vannini G. Rotordynamic force coefficients for three types of annular gas seals with inlet preswirl and high differential pressure ratio. J Eng Gas Turbines Power, 2012, 134: 042503
45 Delgado A, San Andrés L, Yang J, et al. Experimental force coefficients for a fully-partitioned pocket damper seal and comparison to other two seal types. J Eng Gas Turbines Power, 2023, 145: 051019
46 Vannini G, Cioncolini S, Del Vescovo G, et al. Labyrinth seal and pocket damper seal high pressure rotordynamic test data. J Eng Gas Turbines Power, 2014, 136: 022501
47 Yang J, San Andrés L, Lu X. On the leakage and dynamic force coefficients of a novel stepped shaft pocket damper seal: experimental and numerical verification. J Eng Gas Turbines Power, 2021, 143: 031002
48 Li J, Li Z G. Review of the leakage flow and rotordynamic characteristics of pocket damper seals (in Chinese). Adv Mech, 2011, 41: 519–536 [李军, 李志刚. 袋型阻尼密封泄漏流动和转子动力特性的研究进展, 力学进展, 2011, 41: 519–536]
49 Li Z G, Li J, Feng Z P. Multiple frequencies one-dimensional prediction model of rotordynamic characteristics for pocket damper seal (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2012, 46: 13–18 [李志刚, 李军, 丰镇平. 袋型阻尼密封转子动力特性的多频单向涡动预测模型. 西安交通大学学报, 2012, 46: 13–18]
50 Li J, Li Z, Feng Z. Investigations on the rotordynamic coefficients of pocket damper seals using the multifrequency, one-dimensional, whirling orbit model and RANS solutions. J Eng Gas Turbines Power, 2012, 134: 102510
51 Li Z, Li J, Yan X. Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annual gas seals prediction. J Vib Acoustics, 2013, 135: 031005
52 Li Z, Li J, Feng Z. Numerical investigations on the leakage and rotordynamic characteristics of pocket damper seals—Part I: effects of pressure ratio, rotational speed, and inlet preswirl. J Eng Gas Turbines Power, 2015, 137: 032503
53 Li Z, Li J, Feng Z. Numerical investigations on the leakage and rotordynamic characteristics of pocket damper seals—Part II: Effects of partition wall type, partition wall number, and cavity depth. J Eng Gas Turbines Power, 2015, 137: 032504

54 Li Z, Li J, Feng Z. Numerical comparison of rotordynamic characteristics for a fully partitioned pocket damper seal and a labyrinth seal with high positive and negative inlet preswirl. J Eng Gas Turbines Power, 2016, 138: 042505

55 Li Z, Li J, Feng Z. Numerical investigation on the leakage and static stability characteristics of pocket damper seals at high eccentricity ratios. J Eng Gas Turbines Power, 2018, 140: 042503

56 Li Z, Zhang Z, Li J. Assessment of rotordynamic characteristics for two types of damper seals operating in a steam turbine. J Eng Gas Turbines Power, 2025, 147: 021005

57 Gamal A M. Analytical and experimental evaluation of the leakage and stiffness characteristics of high pressure pocket damper seals. Master Thesis. College Station: Texas A&M University, 2003

58 Pugachev A O, Deckner M. Experimental and theoretical rotordynamic stiffness coefficients for a three-stage brush seal. Mech Syst Signal Processing, 2012, 31: 143–154

59 Fang Z, Li Z G, Wang T H, et al. Experimental research on rotordynamic characteristics of labyrinth seals at high inlet preswirl (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2022, (7): 86–95 [方志, 李志刚, 王天昊, 等. 高进口预旋条件下迷宫密封转子动力特性实验研究. 西安交通大学学报, 2022, (7): 86–95]

60 Fang Z, Li Z G, Wang T H, et al. The harmonic excitation mechanical impedance method for the measurements of rotordynamic characteristics of rotating seals (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2022, (6): 85–96 [方志, 李志刚, 王天昊, 等. 动密封转子动力特性谐波激励实验测试方法. 西安交通大学学报, 2022, (6): 85–96]

61 Chen Y X. Investigations on the leakage flow and rotordynamic characteristics of turbine labyrinth seals and stabilization swirl brake design (in Chinese). Doctor Dissertation. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2020 [陈尧兴. 透平机械迷宫密封泄漏流动与转子动力特性和增稳防旋板设计研究. 博士学位论文. 西安: 西安交通大学, 2020]

62 Fang Z. Investigations on the leakage and rotordynamic characteristics and stabilization structure design of the hole-pattern seal under gas, liquid and two-phase conditions (in Chinese). Doctor Dissertation. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2022 [方志. 气体、液体和气液两相工质孔型阻尼密封的泄漏与转子动力特性及增稳结构设计研究. 博士学位论文. 西安: 西安交通大学, 2022]

63 Zhang Z H. Investigations on the leakage and rotordynamic characteristics of hole pattern seals (in Chinese). Master Thesis. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2025 [张子涵. 孔型阻尼密封泄漏流动和动力学特性研究. 硕士学位论文. 西安: 西安交通大学, 2025]

64 Wang T, Xue W, Zhang Z, et al. Inlet preswirl effects on the leakage and dynamic characteristics of a labyrinth seal: experimental results and computational fluid dynamics analysis. J Eng Gas Turbines Power, 2025, 147: 111006

65 Cao H, Yang J G, Gao R, et al. Experimental identification method and influence factor analysis of seal dynamic characteristic (in Chinese). JME, 2011, 47: 85–89 [曹浩, 杨建刚, 郭瑞, 等. 密封动力系统系数试验识别方法及影响因素分析. 机械工程学报, 2011, 47: 85–89]

66 Sun D, Wang S, Ai Y, et al. Numerical and experimental research on performance of swirl brakes for the static and dynamic characteristics of seals (in Chinese). Acta Aeronaut Astronaut Sin, 2015, 36: 3002–3011 [孙丹, 王双, 艾延廷, 等. 阻旋栅对密封静力与动力特性影响的数值分析与实验研究. 航空学报. 2015, 36: 3002–3011]

67 Sun D, Wang S, Wang Y Y, et al. Theoretical and experimental research on the performance of anti-swirl flow for the static and dynamic characteristics of seals (in Chinese). JME, 2016, 52: 101–109 [孙丹, 王双, 艾延廷, 等. 反旋流对密封静力与动力特性影响的理论与试验研究. 机械工程学报, 2016, 52: 101–109]

68 Zhao J M. Research on the dynamic characteristics of the textured clearance seal-rotor system for turbo pump (in Chinese). Master Thesis. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2018 [赵经明. 涡轮泵表面织构间隙密封-转子系统动力学特性研究. 硕士学位论文. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018]

69 Yao M, Zhang W F, Zhou Q, et al. Experimental study of the dynamic characteristics of scallop damper Seal (in Chinese). J Aerospace Power, 2025, 40: 20230774 [姚明龙, 张万福, 周庆辉, 等. 扇贝阻尼密封动力特性实验研究. 航空动力学报, 2025, 40: 20230774]

70 Zhang N, Zhang W F, Zhou Q, et al. Influence of shunt injection on dynamic characterisitcs of labyrinth seals and its effectiveness (in Chinese). J Aerospace Power, 2024, 39: 20220479 [张乃丹, 张万福, 周庆辉, 等. 反旋流对梳齿密封动力特性影响机理及有效性. 航空动力学报, 2024, 39: 20220479]

71 Hirs G G. A bulk-flow theory for turbulence in lubricant films. J Lubrication Tech, 1973, 95: 137–145

72 Iwatsubo T. Evaluation of instability of forces of labyrinth seals in turbines or compressors. In: Workshop on Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery. College Station: Texas A&M University, 1980, NASA Conference Publication No. 2133: 139–167

73 Childs D W, Scharrer J K. An Iwatsubo-based solution for labyrinth seals: comparison to experimental results. J Eng Gas Turbines Power, 1986, 108: 325–331

74 Rooke S P, Taylor R E. Transient Experimental technique for the determination of the thermal diffusivity of fibrous insulation. J Heat Transfer, 1988, 110: 270–273

75 Wyssmann H R, Pham T C, Jenny R J. Prediction of stiffness and damping coefficients for centrifugal compressor labyrinth seals. J Eng Gas Turbines Power, 1984, 106: 920–926

76 Kleynhans G F. A two-control-volume bulk-flow rotordynamic analysis for smooth-rotor/honeycomb-stator gas annular seals. Doctor Dissertation. College Station: Texas A&M University, 1996

77 Shin Y S. Modifications to a two-control-volume, frequency dependent, transfer-function analysis of hole-pattern gas annular seals. Master Thesis. College Station: Texas A&M University, 2005

78 Li J. A bulk-flow model of multiple-blade, multiple-pocket gas damper seals. Doctor Dissertation. College Station: Texas A&M University, 1999

79 Cangioli F, Vannini G, Chirathadam T. A novel bulk-flow model for pocket damper seals. J Eng Gas Turbines Power, 2020, 142: 011012

80 Wu T, San Andrés L. Pump grooved seals: a computational fluid dynamics approach to improve bulk-flow model predictions. J Eng Gas Turbines Power, 2019, 141: 101005

81 Migliorini P J, Untaroiu A, Wood H G, et al. A computational fluid dynamics/bulk-flow hybrid method for determining rotordynamic coefficients of annular gas seals. J Tribol, 2012, 134: 022202

82 Yan X. Investigations on the discharge, heat transfer and rotordynamic characteristics of the honeycomb seal (in Chinese). Doctor Dissertation. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2010 [晏鑫. 蜂窝密封内流动传热及转子动力特性的研究. 博士学位论文. 西安: 西安交通大学, 2010]

83 Li Z G. Investigations on the leakage flow and rotordynamic characteristics of the pocket damper seal (in Chinese). Doctor dissertation. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2013 [李志刚. 袋型阻尼密封泄漏特性和转子动力特性的研究. 博士学位论文. 西安: 西安交通大学, 2013]

84 Wang T, Li Z, Li J. Rotordynamic characteristics of the straight-through labyrinth seal based on the applicability analysis of leakage models using bulk-flow method. J Eng Gas Turbines Power, 2022, 144: 011028

85 Wang T, Li Z, Li J. Applicability investigations on the leakage models of labyrinth seals based on the bulk-flow model (in Chinese). J Eng Thermophys, 2021, 42: 1706–1711 [王天昊, 李志刚, 李军. 基于Bulk-Flow模型的迷宫密封泄漏模型适用性研究. 工程热物理学报, 2021, 42: 1706–1711]

86 Gui J Q, Li Z G, Li J. A two-control-volume bulk flow model for rotordynamic characteristics of pocket damper seals (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2024, 58: 26–38 [桂佳强, 李志刚, 李军. 袋型阻尼密封动力学特性双控制体Bulk Flow模型. 西安交通大学学报, 2024, 58: 26–38]

87 Moore J J. Three-dimensional CFD rotordynamic analysis of gas labyrinth seals. J Vib Acoustics, 2003, 125: 427–433

88 Pugachev A O, Kleinhans U, Gaszner M. Prediction of rotordynamic coefficients for short labyrinth gas seals using computational fluid dynamics. J Eng Gas Turbines Power, 2012, 134: 062501

89 Chochua G, Soulas T A. Numerical modeling of rotordynamic coefficients for deliberately roughened stator gas annular seals. J Tribol, 2007, 129: 424–429

90 Nielsen K K, Jønck K, Underbakke H. Hole-pattern and honeycomb seal rotordynamic forces: validation of CFD-based prediction techniques. J Eng Gas Turbines Power, 2012, 134: 122505

91 Sreedharan S S, Vannini G, Mistry H. CFD assessment of rotordynamic coefficients in labyrinth seals. In: ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Düsseldorf, Germany, 2014. GT2014-26999

92 Yan X, Li J, Feng Z. Investigations on the rotordynamic characteristics of a hole-pattern seal using transient CFD and Periodic circular orbit model. J Vib Acoustics, 2011, 133: 041007

93 Yan X, He K, Li J, et al. Numerical investigations on rotordynamic characteristic of hole-pattern seals with two different hole-diameters. J TurboMach, 2015, 137: 071011

94 Li Z, Li J, Feng Z. Comparisons of rotordynamic characteristics predictions for annular gas seals using the transient computational fluid dynamic method based on different single-frequency and multifrequency rotor whirling models. J Tribol, 2016, 138: 011701

95 Li Z, Fang Z, Li J, et al. Numerical modeling of static and rotordynamic characteristics for three types of helically grooved liquid annular seals. J Vib Acoustics, 2020, 142: 041001

96 Li Z, Fang Z, Li J. Numerical investigation on the leakage and rotordynamic characteristics for three types of annular gas seals in wet gas conditions. J Eng Gas Turbines Power, 2019, 141: 032504

97 Kwanka K. Improving the stability of labyrinth gas seals. J Eng Gas Turbines Power, 2001, 123: 383–387

98 Childs D W, Mclean , Jr. J E, Zhang M, et al. Rotordynamic performance of a negative-swirl brake for a tooth-on-stator labyrinth seal. J Eng Gas Turbines Power, 2016, 138: 062505

99 Sprowl T B, Childs D W. A study of the effects of inlet preswirl on the dynamic coefficients of a straight-bore honeycomb gas damper seal. J Eng Gas Turbines Power, 2007, 129: 220–229

100 Daniel E. Test versus predictions for rotordynamic and leakage characteristics of a convergent-tapered, honeycomb stator/smooth-rotor annular gas seal. Master. Thesis. Houston, TX: Texas A&M University, College Station, 2006

101 Camatti M, Vannini G, Fulton J, et al. Instability of high pressure compressor equipped with honeycomb seals. In: Proceeding of the Thirty-Second Turbomachinery Symposium. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, 2003. 39–48

102 Tecza J, Soulas T, Eldridge T. Statistical analysis of damper seal clearance divergence and impact upon rotordynamic stability. In: Process

Industries: Vols. IMECE2004-60686, 2004. ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition Anaheim, California, USA, 2004. 141–150
103 Eldridge T M, Soulas T A. Mechanism and impact of damper seal clearance divergence on the rotordynamics of centrifugal compressors. In: Volume 4: Turbo Expo 2005: Vols. GT2005-69104. ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air, Reno, Nevada, USA, 2005. 907–915
104 Soghe R D, Micio M, Andreini A, et al. Aerodynamical characterization of swirl brakes for high pressure centrifugal compressors. Int J Mech Eng Automat 2014, 5: 259–270
105 Untaroiu A, Jin H, Fu G, et al. The effects of fluid preswirl and swirl brakes design on the performance of labyrinth seals. J Eng Gas Turbines Power, 2018, 140: 082503
106 Lv J, He L D, Lv C L, et al. Numerical analysis and experimental study of rotor-seal system with anti-swirl arrangement (in Chinese). Lubric Eng, 2015, 40: 30–35 [吕江, 何立东, 吕成龙, 等. 转子密封系统反旋流抑振的数值分析及实验研究. 润滑与密封, 2015, 40: 30–35]
107 Baldassarre, L, Fontana, M, Bernocchi, A, et al. Effect of relative journal bearing and honeycomb seal direct stiffness on radial synchronous vibrations of high-pressure centrifugal compressors. In: Proceedings of the 45th Turbomachinery Symposium. The 45th Turbomachinery and 32nd Pump Symposia, Houston, TX, 2016. 12–15
108 Ishimoto L, Miranda M A, Audenhove F N, et al. Review of centrifugal compressors high pressure testing for offshore application. In: Proceedings of the 44th Turbomachinery Symposium. The 44th Turbomachinery and 31st Pump Symposia, Houston, TX, 2015. 14–17
109 Noronha R F, Tapajoz L R, Grosso G R, et al, Applying CFD to solve a vibration problem of a compressor. In: Proceedings of the 44th Turbomachinery Symposium. The 44th Turbomachinery and 31st Pump Symposia, Houston, TX, 2015. 14–17
110 Li Z, Li Z, Li J, et al. Static and rotordynamic characteristics for two types of novel hole-pattern seals operating in supercritical CO_2 turbomachinery. J Eng Gas Turbines Power, 2022, 144: 071006
111 Brun K, Friedman P, Dennis R. Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO_2) Based Power Cycles. Duxford, United Kingdom: Woodhead Publishing, 2017
112 Durand J M, Duarte M J, Clerens P. European energy storage technology development roadmap towards 2030. Joint EASE/EERA Core Working Group, 2018
113 Ishimoto L, Miranda M A, Audenhove F N, et al. Review of centrifugal compressors high pressure testing for offshore application. In: Proceedings of the 44th Turbomachinery Symposium. The 44th Turbomachinery and 31st Pump Symposia, Houston, TX, 2015. 14–17
114 Zhang Y J. Design of Turbo Pump for Liquid Rocket Engine (in Chinese). Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1995 [张远君. 液体火箭发动机涡轮泵设计. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1995]
115 Eldridge T M, Soulas T A. Mechanism and impact of damper seal clearance divergence on the rotordynamics of centrifugal compressors. In: Volume 4: Turbo Expo 2005: Vols. GT2005-69104. ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air, Reno, Nevada, USA, 2005. 907–915
116 Bidaut Y, Baumann U, Harthy S. Rotordynamic stability of a 9500 PSI reinjection centrifugal compressor equipped with a hole pattern seal – measurement versus prediction taking into account the operational boundary conditions. In: Proceedings of the 38th Turbomachinery Symposium. The 38th Turbomachinery and 25st Pump Symposia, Houston, TX, 2009. 12–15
117 Bidaut Y, Baumann U. Improving the design of a high pressure casing with the help of finite element analysis to ensure the rotor dynamic stability of a high pressure centrifugal compressor equipped with a hole pattern sea. In: Volume 6: Structures and Dynamics, Parts A and B: Vols. GT2010-22185. ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, Glasgow, UK, 2010. 41–47
118 Chen Y X, Li Z G, Li J. Fluid excited rotordynamic characteristics of labyrinth seal during Non-uniform inlet flowing (in Chinese). J Xi'an Jiaotong Univ, 2017, 51: 145–152 [陈尧兴, 李志刚, 李军. 非均匀进汽时迷宫密封汽流激振动力特性的研究. 西安交通大学学报, 2017, 51: 145–152]
119 Wang T, Li Z, Li J. Global sensitivity analysis of labyrinth seal performance to the uncertainty in radial clearances (in Chinese). J Eng Thermophys, 2023, 44: 2728–2735 [王天昊, 李志刚, 李军. 迷宫密封性能对径向间隙不确定性的全局敏感性分析研究. 工程热物理学报, 2023, 44: 2728–2735]
120 Wang T, Li Z, Li J. Uncertainty quantification on the leakage and dynamic characteristics of a straight-through labyrinth seal. Tribol Int, 2026, 214: 111188

Summary for “叶轮机械动密封动力学特性与增稳抑振技术研究进展”

Review of rotordynamic characteristics and stability enhancement and vibration suppression techniques of dynamic seals in turbomachinery

Zhigang Li, Xin Yan & Jun Li*

Institute of Turbomachinery, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China
* Corresponding author, E-mail: junli@mail.xjtu.edu.cn

Dynamic seals are one of the critical components in modern turbomachinery. Research on related issues such as leakage, heat transfer, aerodynamic excitation, and rubbing failure is of great significance for further improving the operational efficiency and safety stability of turbomachinery. Rotor stability has always been a prominent issue in the design, manufacturing, and operation of turbomachinery, and self-excited vibrations induced by fluid excitation forces from dynamic seals are an important excitation source leading to rotor instability. There is an urgent need to conduct research on the fluid excitation dynamic characteristics and techniques for enhancing stability and suppressing vibrations of dynamic seals, which has important engineering application value for addressing rotor instability issues in modern turbomachinery.

This paper introduces damper seal technology in turbomachinery and reviews research progress in experimental measurement methods, numerical prediction methods, and stability enhancement and vibration suppression methods for fluid excitation dynamic characteristics of dynamic seals. Currently, in turbomachinery, the typical dynamic sealing technologies widely used include non-contact dynamic seals such as labyrinth seals, honeycomb damper seals, hole-type damper seals, pocket damper seals, helical groove seals, etc., and contact dynamic seals such as brush seals and finger seals, etc. Compared to traditional labyrinth seals, damper seals improve the fluid excitation dynamic characteristics and increase seal damping by altering the smooth stator surface structure to achieve greater roughness. Currently, widely used damper seals in engineering include honeycomb damper seals, hole-pattern damper seals, and pocket damper seals.

The study of rotordynamic characteristics of dynamic seals primarily involves experimental testing and numerical simulation methods to obtain eight rotordynamic characteristic coefficients of the dynamic seal under different operating conditions and geometric parameters, and to evaluate the impact of the dynamic seal on the vibration modes, critical speeds, and dynamic stability of the rotor system. There are two research methods for studying the rotordynamic characteristics of dynamic seals: experimental measurement and numerical prediction. Based on the differences in measurement methods, measured variables, and identification methods of rotordynamic coefficients in experimental research, experimental methods can be divided into three types: (1) system mechanical impedance method. Depending on the excitation source, the system mechanical impedance method is further divided into the impact excitation mechanical impedance method and the harmonic excitation mechanical impedance method. (2) Dynamic cavity pressure response method. (3) Static force-deflection method. Among these, the static force-deflection method is often used to verify the accuracy of the measurement results from the first two experimental methods. There are four numerical prediction methods: (1) bulk flow model; (2) '3D steady-state' CFD method; (3) single-frequency perturbation "3D transient-state" CFD method; (4) multi-frequency perturbation "3D transient-state" CFD method. The harmonic-excitation mechanical impedance method and the multi-frequency perturbation numerical method are advanced experimental measurement and numerical prediction techniques, respectively, for the study of fluid excitation dynamic characteristics of dynamic seals.

The techniques for enhancing stability and suppressing vibrations in dynamic seals, such as damper seal technology, anti-swirl technology, and divergent/convergent seal clearance method, hold significant engineering application value for addressing rotor vibration instability issues in turbomachinery. Finally, the research prospects for uncertainty quantification and robust optimization design of the actual service performance of dynamic seals in turbomachinery are discussed.

turbomachinery, dynamic seal, fluid excitation, dynamic characteristics, stability enhancement and vibration suppression

doi: 10.1360/CSB-2025-5577