

转子叶盘结构减振方法研究

张洋溢¹, 林蓬成², 周春燕¹

(1. 北京理工大学 宇航学院, 北京 100081; 2. 北京航天动力研究所, 北京 100071)

摘要: 转子叶盘结构在高速和超高速的运行状况下, 可能因为失稳而剧烈振动, 进而引发严重的安全事故。增大叶盘结构阻尼是减轻其振动的有效方法之一。国内外学者针对叶盘结构, 开展了大量的研究, 为了充分了解叶盘结构减振方法的研究进展, 推动相关问题的深入研究, 提出了将叶盘结构减振分为干摩擦、内摩擦和其他能量转换方式。对叶盘结构减振方法的相关研究进展进行了总结, 并展望了叶盘结构减振的未来研究方向。

关键词: 转子; 叶盘结构; 阻尼; 减振; 摩擦

中图分类号: V 231.1

文献标志码: A

DOI: 10.19328/j.cnki.2096-8655.2024.01.020

Research on Vibration Attenuation Methods for Rotor Blade Structures

ZHANG Yangyi¹, LIN Pengcheng², ZHOU Chunyan¹

(1. School of Aerospace Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100071, China)

Abstract: Rotor blisk structures may vibrate violently due to instability under high-speed and ultra-high speed operation conditions, which may lead to serious safety accidents. Increasing the blisk structure damping is one of the effective methods for attenuating its vibration. Scholars at home and abroad have conducted extensive research on blisk structures. In order to fully understand the research progress of vibration attenuation methods for blisk structures and promote in-depth research on related issues, it is proposed to divide the vibration attenuation of blisk structures into three types, i. e., dry friction, internal friction, and other energy conversion. The research progress of vibration attenuation methods for blisk structures is summarized, and the future research directions of vibration attenuation for blisk structures are discussed.

Key words: rotor; blade disk; damping; vibration attenuation; friction

0 引言

叶盘结构在航空、火箭、汽轮发电机组等转子系统设计中具有广泛的应用。液体火箭发动机中的涡轮叶盘结构是制约火箭运载器可重复使用的重要部分, 是降低运载火箭发射成本的关键, 是宇航界研究的重点^[1]。在工作时, 不可避免会受到气流激振、转子不平衡、热变形、轴承破损等原因导致激振力的作用。叶盘因振动过大导致结构高度疲劳, 从而引起局部裂纹甚至断裂的故障偶尔发生, 严重影响整体结构安全。为了降低叶盘结构的振动, 提高机械产品的稳定性、可靠性和寿命, 国内外

学者针对叶盘结构的振动特性进行了大量研究。其中通过特定的设计增加叶盘结构阻尼, 被认为是最可靠而有效的减振方式。阻尼作用的本质是将机械振动的能量转变成可以损耗的能量, 从而降低结构振动应力响应。

本文对叶盘结构减振的工程方法进行了分析, 根据引起能量耗散机理的不同分为界面、内摩擦阻尼、碰撞阻尼和其他阻尼。在此基础上提出转子结构减振方法的未来研究展望, 为今后航空、汽轮发电机组、可重复火箭发动机等转子系统的相关研究提供参考。

收稿日期: 2022-09-20; 修回日期: 2022-10-09

作者简介: 张洋溢(2000—), 女, 研究生, 主要研究方向为航天结构振动与冲击响应分析。

通信作者: 周春燕(1977—), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为航天结构振动分析与减振设计, 微电子设备振动与冲击防护。

1 界面摩擦阻尼

界面摩擦阻尼其核心是在振动系统上附加结构,以增加摩擦结合面。在系统振动时,结合面间发生相对滑动产生热能,从而使系统的振动能量得到消耗,达到减振的目的。界面摩擦阻尼方法简单有效,因而被广泛使用。根据摩擦结合面的位置不同,大致可以分为叶冠、凸肩、缘板阻尼。

1.1 叶冠阻尼

叶冠阻尼指在叶片、叶尖添加叶冠结构,通过设计一定程度预扭,使工作状态下相邻叶冠的贴合面间产生一定的预压力,整环叶冠形成连锁围带。工作时,利用结合面的摩擦,达到减振的目的。由于叶冠抵紧后还可以增强叶片刚度,减小叶片尖部的漏气降低二次损失,因此带冠叶片已经在汽轮机、航空发动机上获得广泛应用,如用于波音 777 民航客机的 GE 90 涡扇发动机六级低压涡轮叶片^[2],我国现役航空发动机如 F 100、F 110、AL-31F 型均为带冠叶片^[3]。早在 1992 年哈尔滨汽轮机厂的周宏利等^[4]自主设计了自带平行四边形围带的预扭叶片,试验表明,当叶片工作时,叶冠在预扭的作用下形成整圈连接的围带,为叶片提供良好的阻尼作用。李康迪等^[5]也通过增加围带的方式,令气流作用下涡轮叶片的静应力降低了 50%,动应力下降了 65%。常见的叶冠有平行冠和锯齿冠 2 种,如图 1 所示^[3]。国内外学者研究了叶冠的形状、接触角、预扭、接触正压力等参数对系统阻尼的影响,还研究了降低叶片最大应力,延长叶片使用寿命的方法。

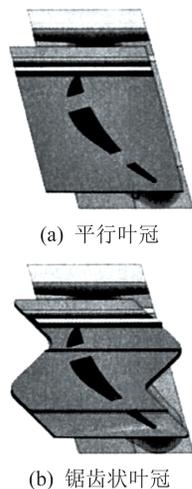


图 1 两种常见的叶冠^[3]

Fig.1 Two common leaf crowns^[3]

叶冠的预扭设计能够为叶冠接触面间提供正压力,而叶冠接触面之间的正压力需要保持在一定范围内,以保证当叶片发生振动时能够提供合适的摩擦阻尼。沈阳发动机设计研究所孙立业等^[6]通过计算得知,叶冠上最大等效应力和预扭角基本成正比关系。因此叶冠预扭角存在一个最大值,以保证接触面间的挤压应力小于材料允许的值。此外由于叶片的榫头和轮盘的榫槽之间存在间隙,榫头能在榫槽之间发生扭转,能够抵消一部分预扭角,因此预扭角也存在一个最小值,如果小于该最小值,叶冠之间会出现松动的现象。北京航空航天大学陈璐璐等^[7]指出,叶冠接触角度的选取需要综合考虑接触面切向和法向的相对运动比例关系。且对于不同的振型,减振效果最好的接触角度不同。李迪等^[8]研究了叶冠和摩擦块之间接触紧度对叶片响应的影响。当叶冠接触角度较大时,增加安装紧度能有效减小叶片响应。但是当叶冠接触角度减小到一定值后,增加安装紧度反而会增大叶片响应。

上海交通大学王小宁等^[2]基于滞后的弹簧摩擦模型,通过有限元模型分析得知,存在一个最优正压力能够使系统减振幅度达到最大。对于文中模型而言,最佳正压力 70 N 能够使叶片减振幅度达到 53.4%。最佳正压力受到摩擦系数的影响,但两者数值的乘积基本不变。针对研究的算例,冠间间隙的大小对叶片减振影响较小,幅值最大仅相差 2.3%。中国燃气涡轮研究院陈香等^[9]设计了一套涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振试验系统,对阻尼块的接触面积、材料以及外部激振力对带冠叶片减振效果的影响进行了研究。结果表明,不同材料阻尼块的减振效果与接触面积有关,且存在一个最优的正压力区域,能够达到最优的减振效果。西安交通大学吴君等^[10]设计了干摩擦阻尼透平叶片振动特性实验台,对具有阻尼围带结构的模型叶片进行了实验研究,结果表明,存在一个最优的正压力使得叶片减振效果最佳。当正压力小于最优正压力时,围带之间贴合不紧密,摩擦力较小,因而摩擦耗散的能量较小;当正压力大于最优正压力时,摩擦力增大,但接触面间的相对运动减小,导致摩擦耗散的能量减小。

杭州汽轮动力集团有限公司隋永枫等^[11]采用有限元模型以啮合角和冠形角为叶冠设计变量,通过基于 Kriging 响应面的遗传算法对某型工业汽轮

机的叶冠进行优化设计,优化参数改善了70%转速下叶冠接合面的状态,降低了6.6%的叶身振动应力。

尽管叶冠阻尼具有各种优点,中国航发湖南动力机械研究所白忠恺等^[12]指出叶片带冠设计的过程中也需要注意其缺陷:1) 在高转速下,叶冠带来的附加离心载荷会增大叶身的应力,导致叶片强度降低;2) 叶冠与叶身的非均匀过度会导致一定的应力集中,导致叶片的疲劳寿命降低;3) 叶冠的设计如果不合理,可能会导致相互抵紧的接触面之间过度磨损,导致叶片疲劳失效,甚至引发断裂事故。

1.2 凸肩阻尼

大展弦比叶片通常采用叶身凸肩阻尼减振。当叶片旋转时,凸肩/围带贴合面产生相对滑动,通过摩擦生热的方式消耗振动能量,达到叶片减振的效果。凸肩阻尼尽管存在气动性能损失较大和加工工艺性差的缺点,在军民用发动机上仍得到广泛的应用,如 JT3D、CF6-6、JT8D、JT9D、RB 211-524 B、MK202、F 100-PW-100、CF6-80C2、PW4 000、CFM 56-3、RB 199、F110-GE-129、F404-GE-400、AJI 31Φ、M 88、F414-GE-400 等发动机^[13]。最著名的凸肩阻尼结构来自美国西屋公司设计出的“Z-Lock”型凸肩阻尼,如图2所示^[14]。凸肩接触面与轴向垂直,对叶片的扭转恢复效果有较好的抑制作用。



图2 “Z-lock”型凸肩阻尼结构^[14]

Fig.2 "Z-lock" type shoulder damping structure^[14]

GE公司^[15]提出了一种带冠涡轮叶片的阻尼插件方法,如图3所示,载体罩和盖罩从叶片相反方向延伸。阻尼插入件布置在载体罩的凹槽中,且其可以在凹槽中自由上下浮动。阻尼插入件通过与凹槽内表面和相邻叶片的盖罩接合抑制叶片的振动。阻尼插入件施加在相邻叶片盖罩上,远端的接触力由叶片的转速决定。

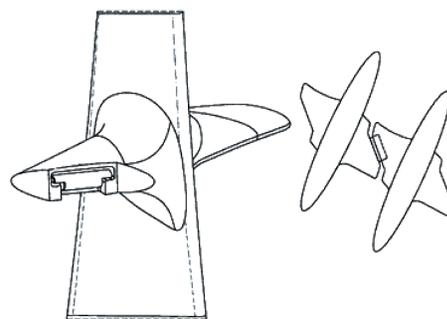
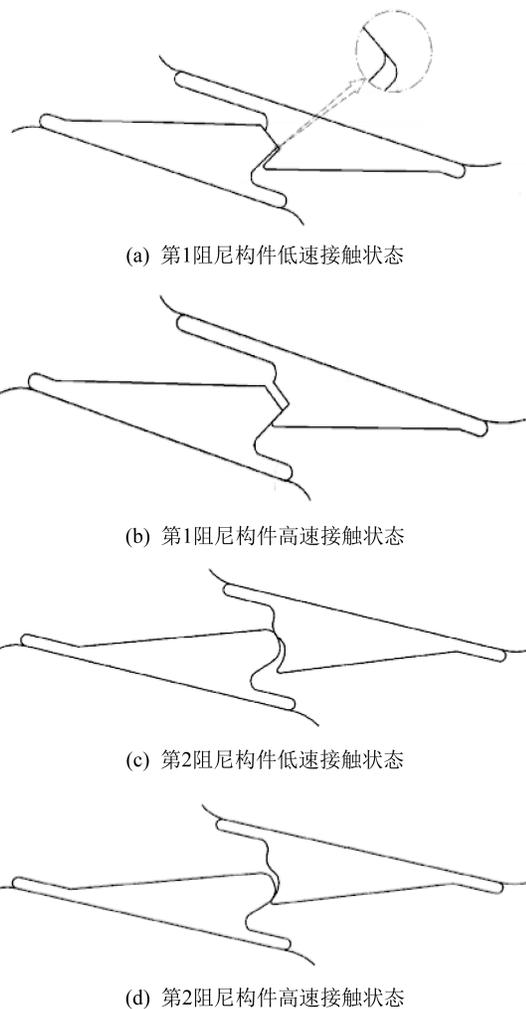


图3 一种带冠涡轮叶片的阻尼插件^[15]

Fig.3 A damping insert with shrouded turbine blades^[15]

文献[16]提出了一种铲斗减振结构,包括2个阻尼构件,其接触可根据转子的转速和阻尼振动改变,如图4所示。第1阻尼构件布置在叶片的一个表面上,第2阻尼构件布置在叶片的另一表面与第1阻尼构件相对应的位置。



(a) 第1阻尼构件低速接触状态

(b) 第1阻尼构件高速接触状态

(c) 第2阻尼构件低速接触状态

(d) 第2阻尼构件高速接触状态

图4 一种铲斗减振结构^[16]

Fig.4 A bucket vibration damping structure^[16]

随着汽轮机不断向大容量方向发展,末级叶片越来越长其刚度越来越小。阻尼围带连同凸台拉筋结构被广泛应用于现代汽轮机长叶片设计中,通过相邻叶片围带和拉筋接触摩擦降低叶片振动应力,同时使叶片呈现整圈振动改善其振动特性。日立公司采用连续盖叶(Continuous Cover Blade, CCB)的结构,即叶片之间的盖部和连接凸台接触,可以增加单环全圆周叶片的刚性,避免在额定转速附近所有低阶模态共振,如图 5 所示。因此,在允许的工作转速内,叶片振动应力极低^[17-18]。

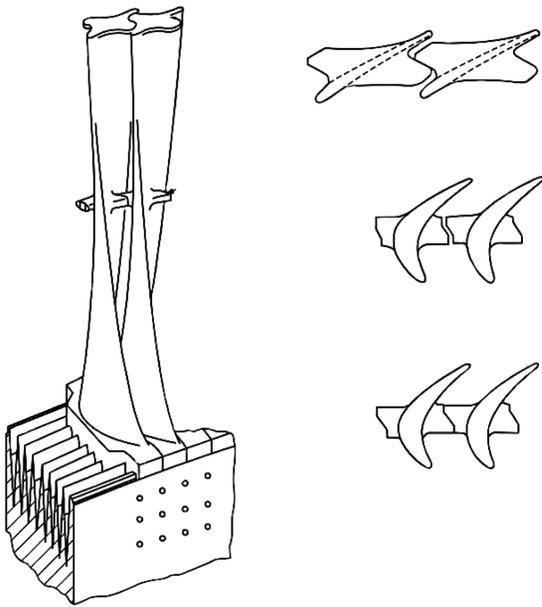


图 5 连续盖叶结构^[18]

Fig.5 Structural diagram of continuous cover blades^[18]

三菱 KANEKO 等^[19]对 48 英寸钢叶片提出了一种整体凸肩结构(Integral Shroud Blade, ISB),通过有限元计算获取了参数优化设计,模态试验和现场应变测量证实了该设计的有效性。西安交通大学谢永慧等^[20]建造了可以进行具有阻尼围带和拉筋结构叶片振动特性测试的实验台,并且具体研究了一个具有整体阻尼围带和凸台拉筋的实际汽轮机长叶片在不同转速下的阻尼振动特性。试验表明,由于阻尼围带和拉筋接触面间的摩擦作用而导致的模态阻尼比较大,有利于汽轮机叶片在升速过程中安全通过“三重点”转速。然而当转速大于 2 600 r/min 后叶片由于压力过大,接触面处于锁死状态导致模态阻尼比与自由叶片基本一致。

北京航空航天大学洪杰等^[21]设计了一套能够施加凸肩接触面正压力的非旋转状态带凸肩叶片

减振特性试验系统,并试验分析了凸肩接触面正压力、凸肩接触角度及凸肩位置等重要参数对凸肩结构减振效果的影响。试验结果显示,对一定激振力存在一个最优的接触面初始正压力,使得凸肩减振效果最好。凸肩接触角度和位置使凸肩接触面相对运动越大,凸肩的减振效果越好。

北京航空航天大学单颖春等^[22]通过自创的数值轨迹跟踪法计算凸肩接触摩擦力,并应用时频转换方法对叶片的非线性响应进行计算。结果表明,对于振动的不同阶次,存在不同的最优正压力使得减振效果最佳。正压力大于最优正压力时,摩擦系数越小,越有利于叶片减振,反之,当正压力小于最优正压力时,摩擦系数越大越好。凸肩工作面间隙过大会导致叶片振动时凸肩的碰撞和磨损,因此需要保证凸肩的紧度。适当地增加凸肩紧度可以降低叶尖振动应力,同时延长凸肩结构的工作寿命。

中航商用航空发动机公司陈璐璐^[23]指出,叶片凸肩结构参数的确定需要综合考虑气动效率、静强度特性、振动特性以及接触面磨损等方面的影响,这些因素相互制约导致凸肩结构的设计具有很强的个体性,较难采用统一的多目标优化方法。建议优化顺序应为:径向位置、轴向位置、啮合角和初始过盈量。这 3 项分别对应的作用是:提高叶片刚度、提高低模态共振裕度、抑制振动应力幅值。

1.3 缘板阻尼

由于叶片工作时工况的复杂性及工艺、装配等因素的影响,叶冠与凸肩阻尼实际工作中可能会有凸肩对某些振型不起减振作用的情况发生。另外,为减少气动损失和提高强度,最好采用无凸肩叶片设计。为控制无凸肩叶片的振动,或进一步提高带凸肩叶片的可靠性,构造了一种缘板摩擦阻尼器^[23]。将摩擦阻尼器放置在两叶片的缘板下方,利用叶盘旋转产生的离心力使阻尼器和缘板之间产生正压力,从而在叶片振动时产生摩擦,达到消耗振动能量,降低振动响应的目的。

北京航空航天大学郝燕平等^[24]实验研究表明,对于缘板阻尼器存在一个最优的阻尼器质量,能够使阻尼器和缘板之间达到最优正应力,使得叶片的弯曲振动应力最小。仅考虑两叶片同相振动时,不存在最优正压力,但是对于反相振动,叶片的振幅随着正压力的增大先减小后增大。即对于反相振动,存在一个最优正压力使得叶片的振幅最小。在

激振力为 5 N 的条件下,阻尼器为叶片带来的振幅降幅为 83.6%。同时考虑同相和反相振型时振幅降幅也达到 70%。

JARELAND^[25]对倾斜接触面的缘板(楔形)阻尼器进行了研究,如图 6 所示。研究结果表明,阻尼器的效率随着接触面倾角的增加而增加。增大阻尼器和缘板之间的摩擦系数会导致阻尼器的最佳质量降低。此外,增加阻尼器刚度还可以导致频率偏移。

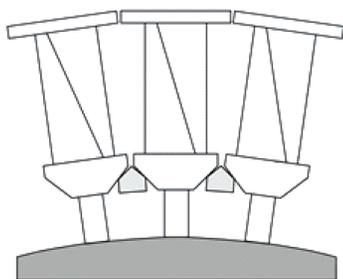


图 6 楔形阻尼器^[25]

Fig.6 A cottage-roof damper^[25]

李全通等^[26]对带有缘板阻尼的叶片进行了 1 阶弯曲、扭转以及 2 阶弯曲强迫振动实验。实验结果表明,对于 1 阶弯曲振动,阻尼器可以降低 80% 左右的振幅;对于 1 阶扭转振动,相较于无阻尼结果,1 阶扭转振型的振幅峰值降低 50%,一扭二弯复合振型峰值降低了 75%;在 2 阶弯曲强迫振动实验中,阻尼器对 2 阶弯曲振动没有减振作用。

Rolls-Royce 公司资助英国帝国理工大学针对具有楔形面摩擦的缘板阻尼开展了一系列非旋转状态摩擦阻尼的叶片振动实验和数值仿真工作^[27-28]。最新的计算模型采用了改进的 Valanis 模型和 3D 微滑动接触元件的网格接触单元,能够分析由于压力分布不均匀导致的宏观微滑移,以及由于表面粗糙度导致的微观微滑移,能够模拟实验中不同激励条件下的 FRF 曲线。意大利都灵理工大学接受安萨尔多能源有限公司资助开展了对具有圆柱形的缘板阻尼一系列实验和数值仿真工作^[29]。

1.4 其他干摩擦阻尼

除了以上 3 种摩擦阻尼形式,研究者还通过阻尼块、阻尼环以及阻尼销等形式减轻转子叶片的振动。对于叶片和轮盘分开的结构,胡然^[30]在叶片与轮盘之间添加橡胶阻尼块,如图 7 所示,这使得叶片的固有频率下降了 0.25%,应变片采集的应变峰峰值降低

了 50.20%,减振效果显著。SHANGGUAN^[31]提出了一种研究带燕尾附件叶片动态响应的试验系统,如图 8 所示。随着离心力的增大,共振振幅先减小后增大,即存在最优离心力值使得共振振幅最小。当离心力为 1.5 kN 时,阻尼比达到峰值 0.84,是实验中最小阻尼比 0.02 的 42 倍。李德信等^[32]提出了在叶根处设计一处凹槽,在凹槽处填充金属橡胶材料的方案,如图 9 所示。这种结构容易加工,且不会对流场造成影响。通过有限元仿真,证明了其降低固有频率、减小动应力、降低叶片工作振幅的作用,但其实际效果还需进行实验验证。

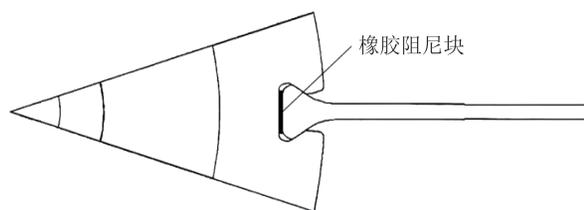


图 7 阻尼块位置^[30]

Fig.7 Position of the damping block^[30]

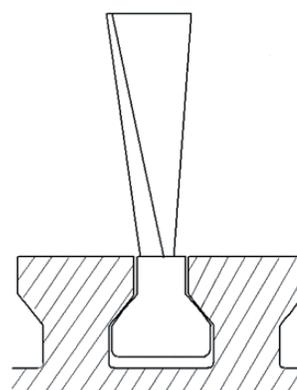


图 8 带燕尾连接叶片^[28]

Fig.8 Blade with loosely assembled dovetail attachment^[28]

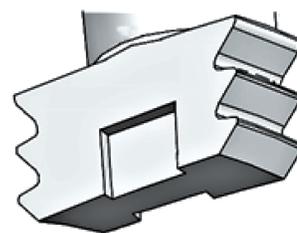


图 9 叶根部分凹槽^[29]

Fig.9 Groove at the blade root part^[29]

对于整体叶盘,阻尼环是一种常见的减振结构。刘一雄等^[33]研究了长方形阻尼环和圆形阻尼环对整体叶盘的减振作用。试验结果表明,圆形阻尼环结

构对增大1、2、4阶阻尼比的效果较为显著,1阶阻尼比增大了25.48%,长方形阻尼环会减小叶盘的阻尼比。SUN^[34]对3种不同几何形状的环形阻尼器进行了研究,如图10所示。有限元分析得知,曲面接触面环形阻尼器(环c)的阻尼性能最好。即阻尼环的减振性能与其同阻尼槽之间的接触面有关。

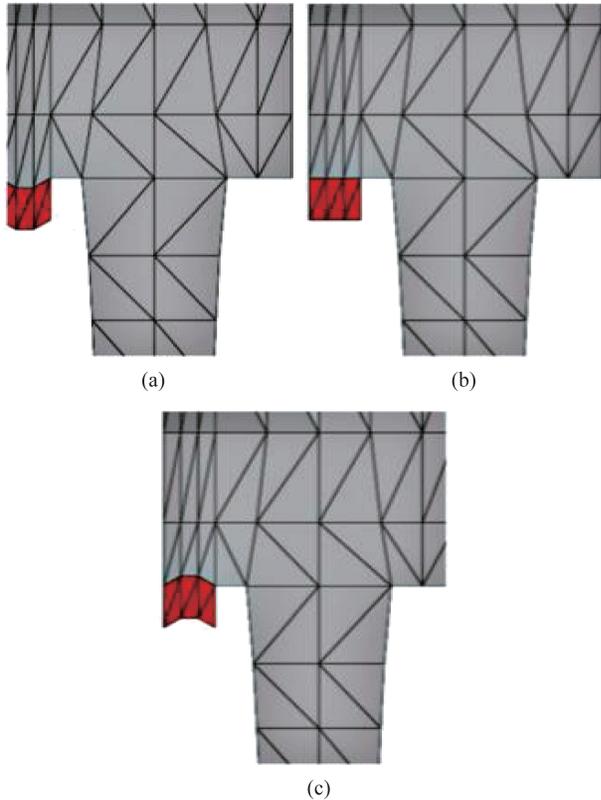


图 10 3种环形阻尼器的几何形状^[34]

Fig.10 Geometrical shapes of three kinds of annular dampers^[34]

温伟等^[35]通过仿真计算确定了环形摩擦阻尼器的安装位置对整体叶盘结构的减振效果,如图11所示。当阻尼器安装在如图12所示的位置时,振幅降低了75%,减振效果最好。

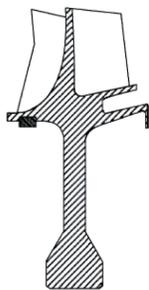


图 11 环形摩擦阻尼器^[35]

Fig.11 Annular friction damper^[35]

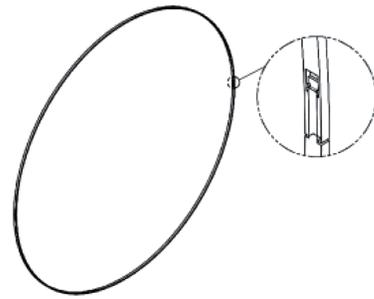


图 12 环形阻尼器安装位置^[35]

Fig.12 Installation position of the annular friction damper^[35]

阻尼销也是一种常见的减轻叶片振动的结构。阻尼销可以安装于叶片之间^[36-38],如图13、图14所示,也可以置于轮缘下方。张欢等^[39]提出了一种在轮缘下方加工销孔安装阻尼销的方式,如图15所示。试验结果表明,该减振方法适用于高压涡轮叶盘,叶片振动应力降低约70%。但是对低压涡轮叶片,振动应力水平无明显降低。通过有限元仿真试验可得,对于盘-片强耦合的叶盘,这种加装阻尼销的方式能够有效减低叶盘的振动,但是对于盘-片弱耦合的叶盘而言,主要是叶片在振动,其安装在轮缘下方的阻尼器减振效率较低。

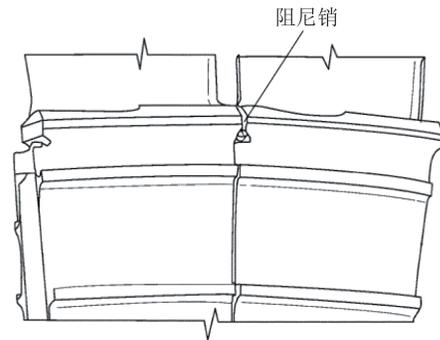


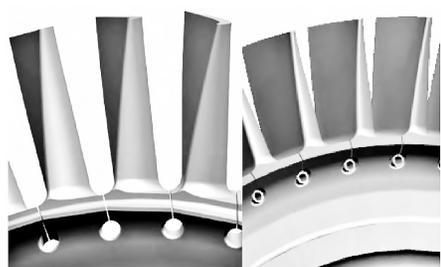
图 13 周向相邻涡轮叶片之间的阻尼销^[36]

Fig.13 Damping pin between the circumferential adjacent turbine blades^[36]



图 14 涡轮末级叶片“之”字形阻尼销^[38]

Fig.14 “Z” line damping pin of the turbine last stage blade^[38]

图 15 轮缘下方的阻尼销结构^[39]Fig.15 Damping pin structure under the rim^[39]

随着非金属复合材料研究的进步,大批力学性能优秀的材料被研究出来。高兴等^[40]利用可塑性良好、耐高低温、耐磨、高承载性的聚氨酯材料设计了一款阻尼器,能将叶片振幅从无减震器的 6.1 mm 降至 1 mm。

综上所述,叶冠、凸肩、缘板、阻尼环、阻尼销等通过增大叶盘系统摩擦接合面的方式增大系统阻尼的方法简单可行,效果显著,但是均要面对的问题是摩擦接合面的磨损,这会导致系统摩擦阻尼大幅下降,即这些结构可能需要定时检修更换。此外,叶冠和凸肩结构的添加会改变叶片的外形,降低叶盘的气动转换效率。

2 涂层阻尼

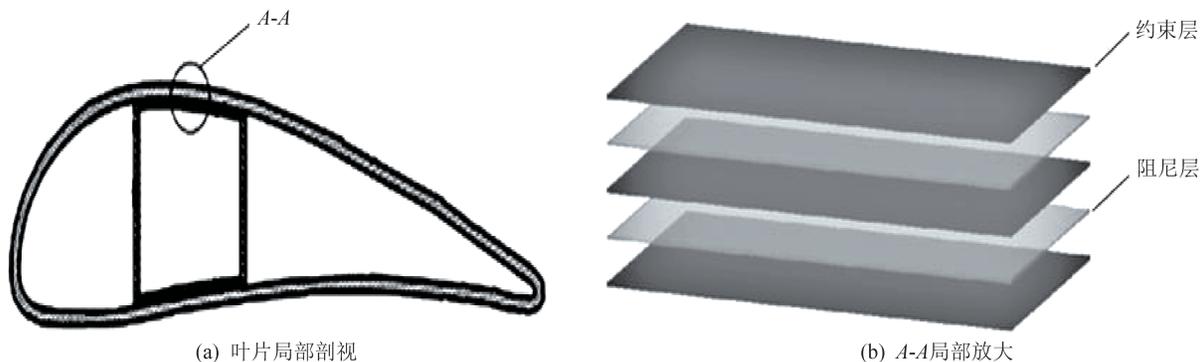
当物体受到外力作用时,阻尼材料分子产生相对运动造成摩擦,产生热能。当叶盘有整体减振需求时,多采用涂层阻尼进行减振。张修铭等^[41]研究了汽轮机叶片无涂层、Al、Ti、Al-Ti膜情况下的振动。其中镀 Al-Ti 膜的叶片阻尼减振效果最佳,最大形变量减小了 11.81%。通过实验得到的阻尼损

耗因子从大到小排序为镀 Al-Ti、镀 Al、镀 Ti 膜叶片以及无镀膜叶片。阻尼损耗因子越大,吸收的激振力越多,阻尼减振效果越好。实验结果和仿真结果吻合,验证了镀膜后叶片的阻尼减振效果得到了提升。

宁智轶等^[42]在旋笛试验器上进行了单面和双面分别附着阻尼涂层的叶片减振性对比试验。试验结果表明,对于材料 TC 4,叶身厚度为 2 mm 的叶片,当涂层阻尼厚度为 0.1 mm 时,一面贴阻尼的振幅比无阻尼的振幅减小 97.1%,减振效果明显。高峰^[43]以叶片双面涂敷硬 Ni Co Cr Al Y+YSZ 涂层,显著抑制了整体叶盘的共振响应。

随着复合材料的发展,学者们试图将复合材料铺层应用于叶片振动抑制。相较于单一材料的涂层,复合材料具有优异的耐腐蚀性能,能够应对更恶劣的工作环境。同时,复合材料铺层还能通过不同的铺设方式达到不同的减振效果。以下提出几种仅通过有限元仿真的复合材料铺层减振方法,这些方法可能为未来的研究提供理论层面的参考。

张洪宁等^[44]采用多层约束阻尼结构进行抑颤,如图 16 所示,通过仿真对比了多层约束阻尼结构叶片与单层约束阻尼叶片的减振效果。相对于普通叶片 1 阶模态对应的相对最大位移,单层约束阻尼叶片的最大相对位移降低了 16.27%,而多层约束结构叶片降低了 17.95%。在额定风速下,单层、多层约束阻尼叶片在展向 50%、75% 以及 100% 这 3 个位置的最大位移降低的百分比分别为 7.7%、-2.4%、-5.8% 以及 20.5%、11.9%、15.0%,即多层约束阻尼叶片减振效果更佳。

图 16 多层嵌入式共固化阻尼叶片结构^[44]Fig.16 Structural diagram of multilayer embedded co-cured damping blade^[44]

杨伟^[45]设计了以 0° 、 90° 、 $\pm 45^\circ$ 这 4 种铺层交错对称铺设的铺层,阻尼材料 ZN-33 橡胶。将阻尼材料嵌入复合材料中固化成型,该处理不易出现阻尼层剥离。通过有限元计算可知,带阻尼材料的叶片相较于无阻尼叶片结构损耗因子增大了 26.99 倍,

减振能力明显提升。

赵树萍^[46]将共固化黏弹性复合材料层合结构应用于风力机叶片,如图 17 所示。通过仿真对比可知,共固化阻尼叶片叶尖在挥舞和摆振方向的振幅分别下降了 95.31% 和 88.22%。

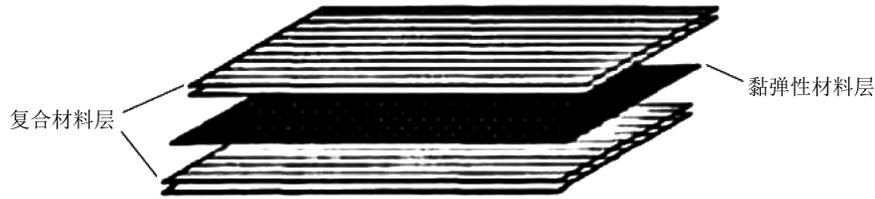


图 17 共固化黏弹性复合材料层合结构示意图^[43]

Fig.17 Schematic diagram of the co-cured viscoelastic composite laminated structure^[43]

CHENG 等^[47]设计了具有黏性阻尼控制的复合纤维,增强了叶片的振动和阻尼特性。随着黏性层阻尼比的增加,叶片频率响应的峰值振幅显著降低。孙大刚等^[48]提出了穿孔阻尼结构,如图 18 所示。在黏弹性层上打孔,让树脂在共固化过程中流

过阻尼层,形成局部耦合。

该结构相较于无阻尼叶片固有频率仅下降了 0.067%,且 1 阶模态下的最大位移降低了 1.06%。在保持原有叶片刚度的同时,达到传统阻尼叶片的减振效果。

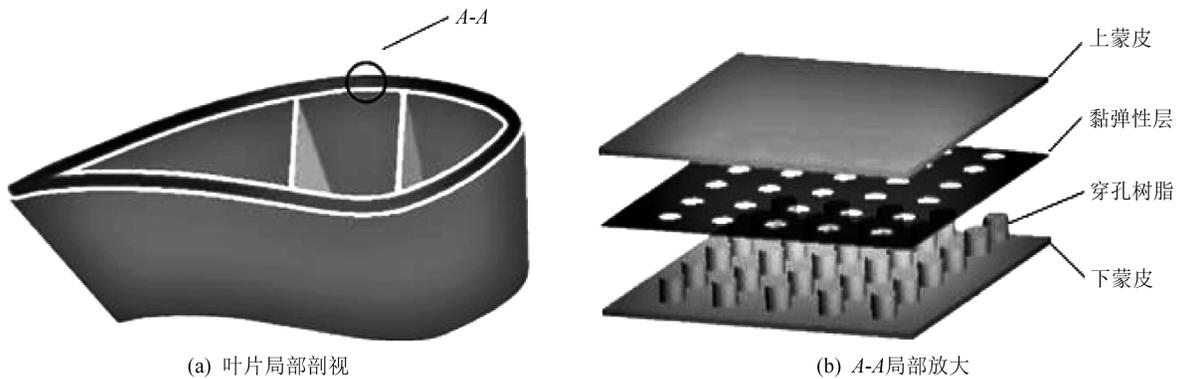


图 18 穿孔阻尼结构^[45]

Fig.18 Perforated damping structure^[45]

MENG 等^[49]模仿竹壁的微观结构,在叶片上提出多孔阻尼结构,通过 Abaqus 仿真得出,在最大振动幅度方面,相较于无孔阻尼叶片在叶展 30%、65% 和 100% 这 3 个位置处的减振幅度分别为 27.5%、18.19%、17.16%,多孔阻尼叶片减振幅度分别为 44.25%、22.06%、20.01%。即多孔阻尼结构的减振性能要优于无孔阻尼叶片。

杨波等^[50]提出了多翼型黏弹性阻尼层叶片。通过有限元仿真可得,加 4 层阻尼层可以最大程度降低位移响应幅值,在前 3 阶频率处分别下降了 -22.45%、49.50%、94.89%。阻尼层厚度的增加无法有效降低 1 阶频率对应的位移幅值,但是对 2 阶

以上的响应幅值有降低作用。相较于界面摩擦阻尼,涂层阻尼不存在摩擦接合面磨损的问题,对叶片外形的影响也较小,同时也能显著抑制叶片的振动。但是涂层在恶劣的工作环境中可能会发生老化、开裂、剥落等故障,会严重影响叶片的正常工作。复合材料的加入能使该问题得到改善,但是目前上述复合材料铺层方法仅停留在理论层面,未来可能成为一个新的研究方向。

3 碰撞阻尼

碰撞阻尼分为颗粒碰撞阻尼和其他结构碰撞阻尼,其本质都是发生碰撞而消耗振动能量,达到

减振效果。夏兆旺等^[51]以填充颗粒的平板叶片为研究对象,如图 19 所示,研究了结构阻尼与颗粒阻尼器各参数间的非线性关系。

试验结果表明,随着颗粒材料密度的增大,系

统的阻尼比增大。填充率 70% 左右可以使平板叶片的各阶阻尼比达到最大值。横向打孔有利于弯曲振动的减振,竖向打孔有利于扭转振动的减振。

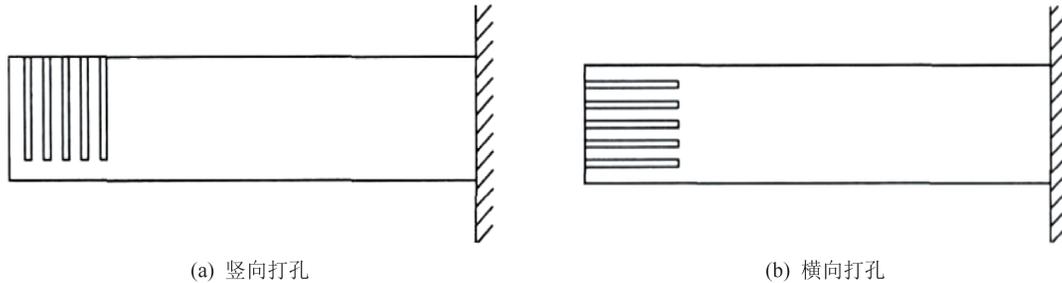


图 19 不同打孔方式的平板叶片^[48]

Fig.19 Flat blades with different drilling methods^[48]

SWANSON^[52]等研制了一种用于梁单元的约束粉末阻尼器,如图 20 所示,其阻尼性能与黏弹性阻尼梁甚至优于黏弹性阻尼梁。同时其还具备黏弹性阻尼梁不具有的高温相容性。



图 20 约束层粉末阻尼结构^[49]

Fig.20 Constrained layer powder damping structure^[49]

李录平等^[53]通过实验证明了自带冠叶片的碰撞减振阻尼性质。叶冠之间的间隙越小,碰撞阻尼越好。相比于对称间隙,不对称间隙能够为叶片提供更好的减振效果。在叶片外缘处添加碰撞组件会对叶片的外形造成影响,而在叶片内部打孔添加颗粒材料则不会。但是这种叶片加工不易,且颗粒材料磨损后不易更换。

4 其他阻尼技术

除了上述增大叶盘阻尼的方法外,压电和调谐阻尼技术也是常见的振动抑制方案。ZHOU 等^[54]提出了一种基于被动压电分流阻尼技术的振动控制策略。通过在相邻叶片之间的叶盘表面安装共振分流压电贴片,如图 21 所示,将振动时叶片扰动的机械能通过压电贴片转化为电能,随后在谐振并联中消耗电能,以此达到减振的目的。ZHOU 等^[54]对压电分流阻尼技术进行了理论和实验分析,在实验结果分

析下叶盘的振幅幅度可降低 80%,对应系统阻尼比增大至 2.5 倍,可以看出其减振效果较为明显。



图 21 压电传感器在涡轮盘上的位置^[54]

Fig.21 Position of piezoelectric sensor on the turbine disk^[54]

文献[55]提出了包括阻尼环和耦合阻尼环多个压电元件的压电阻尼环。其中,压电元件接受机械能,将储存的机械能转换为电能。每个压电元件都能将电能传输给另一个压电元件,也能接受来自其他压电元件的电能,同时还能将接收到的电能转换为机械能,以抑制叶片的振动。

LUPINI 等^[56]研究了摩擦增强的调谐质量阻尼器(Tuned Mass Dampers, TMD)对整体叶盘结构的减振效果。该阻尼器能够将振动能量从主体结构传递到阻尼器,在阻尼器中,该能量通过摩擦耗散。该设计能够较好地解决阻尼器与主体结构间由于相对运动受限而导致的摩擦阻尼有效性降低的问题。宋吉祥等^[57]对 TMD 在周期和冲击载荷作用下抑制悬臂梁振动的效果进行了研究。基于数值计算模型,得到悬臂端在周期和冲击载荷的作用下最大位移降低了 46.67% 和 12.31%。使用多个 TMD 可以提高控制效果,但对安装位置需要进行设计以避免碰撞。DUFFY^[58]提出了一种自调谐撞

击方法为叶片提供阻尼。在叶片顶部安装一个小的球面腔室,在腔室中放置一个小钢球,当叶片旋转起来后,小钢球紧贴在腔室球面上,叶片振动以后,小钢球通过撞击腔室的壁面提供阻尼。自调谐撞击方法结合了传统冲击减振器和利用旋转转子产生的离心加速度调谐减振器的特点,能够克服摩擦和不对中问题对冲击体的影响,保证阻尼器在高离心力环境下的有效性。

压电阻尼能将叶盘的振动幅度降低80%,是一种非常有效的减振方法。但相对于干摩擦减振方法,压电方法需要布置大量的压电元件,结构相对复杂。TMD同样可以抑制振动,但其对安装位置要求较高。此外,以动力吸振器为基础的TMD可能无法适应叶盘高速运转的工作环境。

5 结束语

随着对涡轮盘结构减振降噪需求的不断增加以及对结构轻量化和功能一体化的追求,国内外已经研究发展出多种阻尼器。干摩擦阻尼器在涡轮盘减振方面的应用最为广泛,其优点在于经济且有效。但其缺点也较为明显,在一定程度上牺牲了轻量化和涡轮的其他功能,例如凸肩和叶冠阻尼相对减少了气动转换效率。而其他阻尼器虽然不如干摩擦阻尼器的减振效果明显,并且部分制作工艺复杂,但其满足了一定的轻量化和功能一体化要求。在未来如何实现制备工艺稳定性和制造成本最小化的统一是今后结构阻尼器和阻尼材料研究面临的挑战。在阻尼器之外,改变涡轮盘的结构,改善其振动性能也是今后的重点研究方向。

针对带长叶片的叶盘,添加叶冠、凸肩、缘板阻尼器,原理简单,效果明显。学者们通过接触角度、接触应力、阻尼器质量等参数对叶盘阻尼性能的影响做了大量研究。凸肩阻尼与叶冠阻尼和缘板阻尼相比,可以设计更多不同的结构以增加叶盘的摩擦阻尼,但其对叶片气动性能的影响不可避免。在设计凸肩时,需要综合考虑叶片的振动和气动性能,增加了设计的复杂程度。相较于在叶片上附加结构的方法,叶身涂层或叶片内部颗粒碰撞阻尼对叶片外形的影响更小,同时也能达到显著的减振效果。但是,叶片涂层在面对恶劣的工作环境时容易遭到破坏。涂层被破坏后,原有的减振能力降低,可能会造成安全事故。用复合材料铺层取代单一

材料涂层的方法可能是对涂层破坏问题的一种解决办法。叶片内部添加颗粒阻尼可以通过不同的打孔方式和填充材料应对不同的振动,但其加工较为困难。压电分流阻尼容易实现且减振效果相较于其他方式更加优越,但是其需要布置大量压电元件,结构相较于摩擦阻尼更为复杂,不利于大范围推广。

复合材料铺层以及叶冠、凸肩、涂层等方法均作用于叶片,但对于叶片较短的整体叶盘结构,这些方法均不适用。将轮盘由一体结构拆分为螺栓连接的几部分是增加叶片较短的整体叶片结构阻尼比的一种方法。轮盘分体件以及螺栓之间的摩擦接合面可以为叶盘提供较大的摩擦阻尼,同时叶片和轮盘一体,避免常规盘榫连接方式导致的裂纹故障以及榫根和榫槽间间隙对叶盘气动性能的影响。后续将对轮盘分体方式对叶盘系统阻尼比的影响进行实验验证。同时对各摩擦接合面对系统摩擦阻尼增长的影响程度进行研究,找到影响最大的摩擦接合面,为后续不同叶盘的结构设计提供实验参考。

综上所述,叶冠、凸肩、缘板3种阻尼已经发展比较成熟,后续对减振性能的优化很难出现飞跃性的提升。应当考虑如何降低生产成本,控制产品合格率,并将其充分应用于工程实际中。基于涂层阻尼提出的复合材料铺层阻尼可能是后续一个新的研究方向。目前已经在理论层面证明了其减振性能,后续需要将理论应用于实际,通过实验验证其减振能力。此外,将整体叶盘的轮盘部分拆分成由螺栓或过盈配合连接的几部分,可以在不影响叶片气动性能的前提下提升叶盘的阻尼比,是未来一个比较有价值的研究方向。

参考文献

- [1] 张楠,孙慧娟.低温液体火箭发动机重复使用技术分析[J].火箭推进,2020,46(6):1-12.
- [2] 王小宁,陈勇,欧阳华.带平行冠叶片的干摩擦阻尼特性研究[J].热力透平,2010,39(1):58-62.
- [3] 张江伟,李斌.航空发动机高压涡轮转子叶片叶冠改型分析[J].机械制造,2021,59(9):44-46,74.
- [4] 周宏利,王艳,金允铎.300 MW优化机组自带围带预扭叶片设计[J].汽轮机技术,1992,34(3):1-4.
- [5] 李康迪,王珺,徐自力,等.某型液体火箭发动机部分进气涡轮盘振动分析及改型设计[J].火箭推进,2023,49(1):80-86.

- [6] 孙立业,王鸣,周柏卓. 涡轮叶片叶冠的预扭设计分析[J]. 航空发动机, 2005, 31(3): 20-22.
- [7] 陈璐璐,马艳红,杨鑫,等. 带干摩擦阻尼结构叶片振动响应试验[J]. 航空动力学报, 2008, 23(9): 1647-1653.
- [8] 李迪,洪杰,陈璐璐. 带冠涡轮叶片干摩擦阻尼减振试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008, 21(4): 22-27.
- [9] 陈香,朱靖,李光辉,等. 涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振试验[J]. 航空动力学报, 2012, 27(4): 817-823.
- [10] 吴君,谈芦益,张荻,等. 整体围带叶片干摩擦阻尼振动特性实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(S1): 110-116.
- [11] 隋永枫,魏佳明,蓝吉兵,等. 变转速工业汽轮机叶片叶冠设计研究[J]. 机械设计, 2020, 37(S2): 194-198.
- [12] 白忠恺,付晟,叶炜. 叶冠造型优化设计分析研究[J]. 现代机械, 2017(5): 20-23.
- [13] 李宏新,赵开宁,张连祥. 航空发动机风扇叶片凸肩的结构设计[J]. 航空发动机, 2004, 30(4): 14-17.
- [14] 李辛毅,季葆华,孟庆集. 采用整体围带或翼形凸肩提供摩擦阻尼的叶片典型结构[J]. 汽轮机技术, 1996, 38(4): 217-220.
- [15] General Electric Company. Damping inserts and methods for shrouded turbine blades: US201715397176[P]. (2020-05-12)[2024-01-14]. <https://www.zhangqiaokeyan.com/patent-detail/06130402049656.html>.
- [16] Doosan Heavy Industries & Construction Co.Ltd. Bucket vibration damping structure and bucket and turbomachine having the same: US201815919212[P]. (2020-06-09)[2024-01-14]. <https://www.zhangqiaokeyan.com/patent-detail/06130401792340.html>.
- [17] SENOO S, ASAI K, KUROSAWA A, et al. Titanium 50-inch and 60-inch last-stage blades for steam turbines [J]. Hitachi Review, 2013, 62(1): 23-30.
- [18] MACHIDA M, YODA H, SAITO E, et al. Development of long blades with continuous cover blade structure for steam turbines [J]. Hitachi Review, 2002, 51(5): 143-147.
- [19] KANEKO Y, MOPI K, OHYAMA H. Development and verification of 3000 rpm 48-inch integral shroud blade for steam turbine [J]. JSME International Journal, 2006, 49(2): 205-211.
- [20] 谢永慧,张荻. 带摩擦阻尼器长叶片振动特性优化研究[J]. 机械强度, 2007, 29(4): 548-552.
- [21] 洪杰,史亚杰,刘书国,等. 带凸肩叶片非旋转状态减振特性试验[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(10): 1174-1179.
- [22] 单颖春. 凸肩结构对叶片的干摩擦减振研究—规律分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 174-180.
- [23] 陈璐璐,张大义,文敏,等. 带凸肩风扇叶片振动特性及设计方法研究[J]. 推进技术, 2015, 36(9): 1389-1394.
- [24] 郝燕平,单颖春,朱梓根. 缘板摩擦阻尼器的减振实验研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(1): 55-58.
- [25] JARELAND M H. A parametric study of a cottage-roof damper and comparison with experimental results[C]// New Orleans: American Society of Mechanical Engineers, 2001: 2228-2236.
- [26] 李全通,廖明夫,陈卫,等. 缘板干摩擦阻尼器叶片减振实验研究[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(11): 1392-1396, 1400.
- [27] PETROV E P, EWINS D J. Advanced modeling of under platform friction dampers for analysis of bladed disk vibration [J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(1): 143-150.
- [28] PESARESI L, ARMAND J, SCHWINGSHACKL C, et al. An advanced under platform damper modelling approach based on a microslip contact model [J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 436: 327-340.
- [29] GOLA M M, LIU T. A direct experimental - numerical method for investigations of a laboratory under-platform damper behavior [J]. International Journal of Solids and Structures, 2014, 51(25-26): 4245-4259.
- [30] 胡然. 高速旋转带阻尼叶片振动特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2018.
- [31] SHANGGUAN B, XU Z. Experimental study of friction damping of blade with loosely assembled dovetail attachment [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2012, 226(6): 738-750.
- [32] 李德信,秦山峰. 高炉煤气余压透平叶片阻尼结构及减振研究[J]. 机械科学与技术, 2011, 30(12): 2029-2035.
- [33] 刘一雄,吴云伍,徐可宁,等. 阻尼环在整体叶盘结构中的减振应用[J]. 航空发动机, 2022, 48(4): 63-68.
- [34] SUN Y, YUAN J, DENIMAL E, et al. Nonlinear modal analysis of frictional ring damper for compressor blisk [J]. J. Eng. Gas Turbines Power, 2021, 143(3): 031008-1-8.
- [35] 温伟,漆文凯. 基于整体叶盘环形摩擦阻尼器减振分析及设计[J]. 航空动力学报, 2020, 35(4): 777-782.
- [36] General Electric Company. Damper pin for turbine blades and corresponding turbine engine: EP20160185255[P]. (2016-08-23)[2024-01-14]. <https://www.zhangqiaokeyan.com/patent-detail/06130405429184.html>.
- [37] Doosan Heavy Industries & Construction CO. LTD. Damping device for turbine blade assembly and turbine blade assembly having the same: US201916508310[P]. (2020-03-

- 26) [2024-01-14]. <https://www.zhangqiaokeyan.com/patent-detail/06130401511068.html>.
- [38] KUSHNER F, STRICKLAND R A, SHURINA J. Rotating component modal analysis and resonance avoidance-An Update [C]// Houston: Texas A&M University. 2013:286-309.
- [39] 张欢,李光辉,梁恩波.一种摩擦阻尼器在整体叶盘结构的应用[J].航空动力学报,2017,32(4):800-807.
- [40] 高兴,沈尔明,印雪梅.聚氨酯在叶片减振领域的应用[J].纤维复合材料,2021,38(2):78-82,88.
- [41] 张修铭,陈盛军,邓子龙,等.汽轮机叶片阻尼涂层减振研究[J].辽宁石油化工大学学报,2020,40(3):57-62.
- [42] 宁智轶,杜少辉,韩清凯,等.模拟叶片气激及涂层阻尼减振有效性研究[J].航空发动机,2013,39(5):14-17,78.
- [43] 高峰,孙伟.失谐整体叶盘的硬涂层减振研究[J].东北大学学报(自然科学版),2018,39(6):856-861.
- [44] 张洪宁,孙大刚,郭进军,等.风力机多层约束阻尼叶片抑颤性分析[J].太原科技大学学报,2018,39(6):461-466.
- [45] 杨伟.大型风力机阻尼叶片抑颤研究[D].兰州:兰州理工大学,2021.
- [46] 赵树萍,孙大刚,刘明达,等.风力机叶片共固化层合结构阻尼抑颤分析[J].太原科技大学学报,2017,38(1):32-37.
- [47] CHENG T H, REN M, LI Z Z, et al. Vibration and damping analysis of composite fiber reinforced wind blade with viscoelastic damping control[J]. Advances in Materials Science and Engineering, 2015(3):1-6.
- [48] 孙大刚,郭进军,李占龙,等.风力机穿孔型阻尼抑颤叶片结构研究[J].太阳能学报,2018,39(10):2962-2969.
- [49] MENG J, SUN D G. Research on vibration suppression of wind turbine blade with a multi-layer porous damping structure based on bamboo wall microstructure [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2021, 43(3):153.
- [50] 杨波,肖汉杰,段守泽.多翼型粘弹性阻尼层叶片的动态特性数值分析[J].材料科学与工程学报,2018,36(3):381-385.
- [51] 夏兆旺,单颖春,刘献栋,等.颗粒阻尼应用于平板叶片减振试验[J].振动、测试与诊断,2008,28(3):269-272,303.
- [52] SWANSON E E, XU D S, RUSSELL III T E, et al. On the application of powder shear damping to a structural element [C]// Munich: American Society of Mechanical Engineers, 2000:2973-2980.
- [53] 李录平,汪燕,卢绪祥,等.自带冠叶片碰撞减振过程阻尼特性实验研究[J].汽轮机技术,2010,52(4):259-262,249.
- [54] ZHOU B, THOUVEREZ F, LENOIR D. Vibration reduction of mistuned bladed disks by passive piezoelectric shunt damping techniques [J]. AIAA Journal, 2014, 52(6):1194-1206.
- [55] Corporation Rolls-Royce. Piezoelectric damping rings: US201715410129[P].(2017-01-19)[2024-01-14].<https://www.zhangqiaokeyan.com/patent-detail/06130401785201.html>.
- [56] LUPINI A, SHIM J, EPUREANU B I. Experimental and computational study of a tuned damper with frictional contacts [J]. AIAA Journal, 2020, 58(8):3607-3613.
- [57] 宋吉祥,吴炜,严定帮,等.冲击/周期载荷作用下分布式调谐质量阻尼器对响应控制的影响[J].上海航天(中英文),2021,38(1):13-19.
- [58] DUFFY K P, BAGLEY R L, MEHMED O. On a self-tuning impact vibration damper for rotating turbomachinery [C]// Las Vegas: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2000:1-8.