

被动阻尼减振技术及数控加工应用*

杨毅青^{1,2}, 裴行政^{1,2}, 刘 强^{1,2}

(1. 北京航空航天大学机械工程及自动化学院, 北京 100191;

2. 国防科技工业高效数控加工技术研究应用中心, 北京 100191)

[摘要] 切削颤振导致工件加工表面质量恶化、切削效率降低以及刀具磨损加剧等系列危害。抑制颤振对航空制造业实现高质、高效加工有重要意义, 尤其是在薄壁件加工时。作为工程领域振动抑制的一种重要方法, 被动阻尼减振技术实施简单、效果明显、可靠性较高, 在切削领域的应用正逐渐得到重视。

关键词: 数控加工; 颤振; 被动减振; 薄壁件

DOI: 10.16080/j.issn1671-833x.2016.18.016



杨毅青

博士, 北京航空航天大学副教授。2007~2009 年公派留学加拿大大不列颠哥伦比亚大学。主要研究方向为先进数控加工技术与装备、新型减振与吸能技术。承担国家自然科学基金、国家科技重大专项等课题 10 余项, 发表学术论文 30 余篇。

切削颤振在数控加工中的出现较为普遍, 特别是在薄壁件加工过程中。颤振导致工件加工表面质量恶化、切削效率降低以及刀具磨损加剧

等系列危害。针对切削颤振, 研究人员进行了大量的理论建模、仿真模拟和切削试验, 采用的研究方法可划分为加工工艺优化与工艺系统动态特性改善两大类^[1]。

通过准确建立工件加工过程模型并预测稳定域图^[2], 进而对其加工工艺进行优化是实际中较常采用的技术途径, 但加工工艺优化效果受限于切削过程建模精度, 尤其是多轴时变切削过程; 而且, 随着工件材料的快速去除以及刀具轨迹的快速变化, 薄壁零件的动力学特性及切削稳定性均难以精确预测。加工工艺系统动态特性改善主要包括辅助支撑^[3]、主动/半主动控制与被动抑制等, 其中被动抑制实施简单、形式多样, 在切削抑振领域的应用逐渐得到重视。

被动抑制可分为动力吸振和耗能减振技术。针对切削加工中的被动阻尼技术, 国内外学者进行了大量的研究, 提出了多种理论和设计方法, 对解决实际工程问题提供了极大的帮助。本文通过介绍归纳被动阻尼技术与装置并分析其现状, 指出各自发展的特点和问题, 并对未来趋势进行了展望。

动力吸振技术

动力吸振器由质量块、弹簧以及阻尼单元组成, 通过将其附加在主结构上, 基于所期望的工作要求来改变主结构的振动状态。动力吸振器结构简单、使用方便、效果明显, 被广泛应用于各行各业。根据其工作方式和原理不同, 动力吸振器可分为单自由度动力吸振器、组合式动力吸振器与多自由度动力吸振器等(图 1)。

1 单自由度动力吸振器

单自由度动力吸振器在 20 世纪初被提出, 之后不断得到发展和完善。Den Hartog 和 Brock 以动力吸振器对主结构振幅的抑制为目标(H_{∞} 准则), 利用“不动点理论”推导出了单自由度动力吸振器最优频率比和阻尼比的设计公式^[4-5]。Crandall^[6]提出了针对主结构振动能量的优化(H_2 准则), 并由 Iwata 推导出最优参数设计公式^[7]; Yamaguchi^[8]提出了针对主结构瞬态振动的优化(最大稳定准则), 并由 Nishihara^[9]推导出最优参数设计公式。Asami 等^[10]总结了上述 3 种优化准则并推导了主结构有阻尼情况下 H_{∞} 和 H_2 两种优化

* 基金项目: 国家自然科学基金(51675032); 国家科技重大专项(2014ZX04012013)。

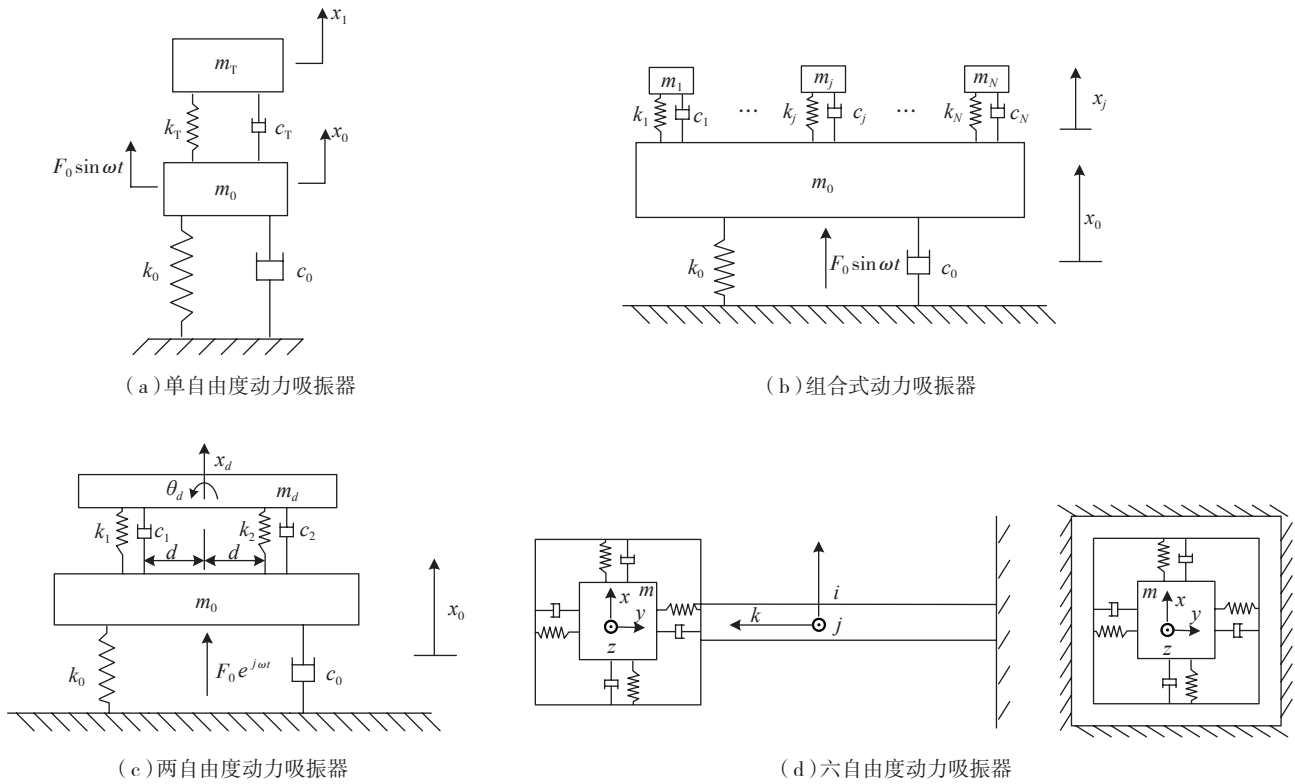


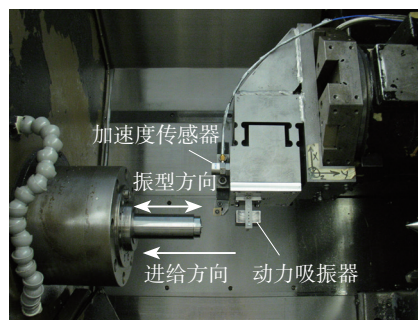
图1 动力吸振器

Fig.1 Dynamic vibration absorber

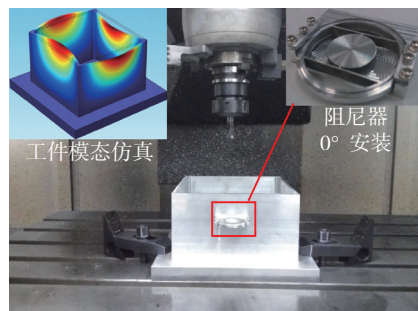
准则的解析。在国内,对单自由度动力吸振器也存在众多研究,而将它应用于切削振动抑制的工作则相对较少。杨智春等^[11]设计了一种可调的单自由度动力吸振器应用于颤振抑制。Wang等^[12]设计了一种非线性的单自由度动力吸振器,模态测试和切削试验表明抑振效果良好。针对车削及铣削颤振,北京航空航天大学杨毅青等分别设计了悬臂梁式(图2(a))以及旋转变刚度的单自由度动力吸振器(图2(b))。其中,旋转变刚度的动力吸振器通过旋转质量块方向使动力吸振器频率发生改变。当质量块角度为 80° 时,薄壁件频响函数幅值下降为无动力吸振器时的9.8%;调整其角度为 20° 时达到最优抑振效果,频响函数幅值进一步下降为13.6%,薄壁零件无颤振临界稳定切深可进一步提高1.8倍。在安装使用动力吸振器时,应保证动力吸振器与薄壁件弱刚性模态的振型方

向一致,且安装位置在最大振动位移

处,以最大限度提升抑振效果。



(a) 单臂梁式动力吸振器



(b) 旋转变刚度动力吸振器

图2 单自由度动力吸振器

Fig.2 Single degree of freedom dynamic vibration absorber

此外,航空发动机零件中存在大量深腔、深孔结构,对大长径比刀具具有大量需求。随着长径比的增加,刀具刚性锐减,振动加剧,进而严重影响加工工件表面完整性。设计研发阻尼减振刀具是解决该问题的有效手段,常采用的是刀杆内置动力吸振器结构。该种减振刀具的内置动力吸振器由质量块、橡胶圈以及阻尼液3部分组成^[13],动力吸振器的刚度和阻尼均可以进行微量调节,以适应不同的切削条件。目前,市场上成熟的减振刀具以国外产品为主,其中瑞典Sandvik公司的Silent减振刀具产品系列在市场上占主导地位,其长径比可达12倍以上。尽管动力吸振器的应用提高了刀体的相对动刚度,但也存在缺点,比如减振块的质量不可能无限增大,动力吸振器的寿命制约了刀杆的使用寿命,并且减振刀杆的结构相对复杂,制造成本相应

增加^[14]。

2 组合式动力吸振器

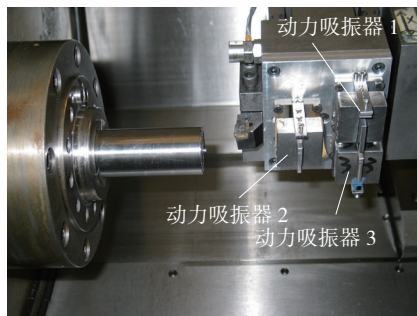
对于组合式动力吸振器的研究始于20世纪60年代, Snowdon^[15]研究了把一定质量的动力吸振器均分为3个质量相等的动力吸振器的情况, 计算表明这样可稍许扩展减振频带。1992年, Xu等正式提出了组合式动力吸振器的概念, 研究认为其最优质量分布应非线性分布^[16-17]。Abe等^[18]假定动力吸振器的固有频率分布在目标模态附近, 采用摄动法分析组合式动力吸振器系统的模态特性, 并推导出平均阻尼和频率比系数的解析表达式。

组合式动力吸振器由于待优化的变量较多, 通过解析的方法获取动力吸振器的最优参数较困难, 已有文献通常在对动力吸振器的刚度及阻尼进行一定的假设的基础上采用数值方法对其进行优化^[19]。近年来, Zuo等^[20]提出了基于 H_2 控制理论的优化设计方法(最小化主结构响应的有效值), 对每个动力吸振器的刚度和阻尼进行优化, 得到了更好的抑振效果。在不对动力吸振器参数采取任何假设的条件下, Li^[21]等提出了一种基于梯度的优化方法, 在设定组合式优化目标的情况下, 对组合式动力吸振器参数进行了优化。

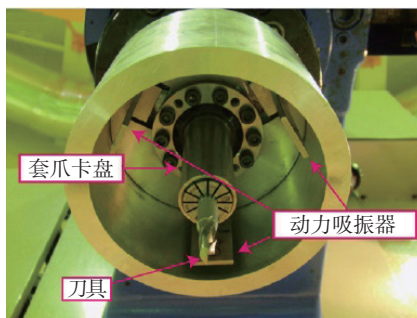
图3(a)是组合式动力吸振器在车削加工中的应用, 通过对动力吸振器刚度和阻尼参数进行优化, 在试验中取得了很好的效果。结果表明, 当使用3个动力吸振器时, 振动幅值可以从 $2.0g$ 下降到 $0.1g$ ^[22]。日本学者 Nakano等^[23]将组合式动力吸振器应用于铣削过程颤振的抑制, 试验结果表明安装在抓盘的动力吸振器对于铣刀的振动抑制起到了很好的效果(图3(b))。基于Sandvik减振刀具设计原理, 四川大学团队在双减振镗杆内安装橡胶块、阻尼液、阻尼块等, 通过优化准则, 相比较单减振镗杆, 频响函数幅值减小, 从而提高

刀杆减振效果^[24]。

总体而言, 组合式动力吸振器能进一步提高抑振效率, 其结构设计、优化方法和工程应用都有待进一步深入。从目前国内外发表文献来看, 它在切削振动抑制中的应用尚十分有限。此外, 由于切削颤振不同于其他的强迫振动或共振形式, 因而以获取最佳颤振抑制效果为目的的吸振器优化设计是摆在工程人员面前的一大难点。



(a) 车削加工



(b) 铣削加工

图3 组合式动力吸振器加工应用

Fig.3 Applications of combined dynamic vibration absorber

3 多自由度动力吸振器

一个刚体有6个自由度, 理论上可以利用该刚体的6个自由度同时抑制目标结构。这种有多个自由度可利用的动力吸振器通常被称为多自由度动力吸振器。大型航空薄壁结构通常具备多个弱刚性振动模态, 因此对适用于大型航空薄壁结构的多自由度动力吸振器的结构设计以及参数优化提出了更高的要求。

Zuo^[25]提出了针对临界稳定以及迟滞阻尼系统的多自由度动力吸振器抑制多模态主结构的优化算法, 以

最大化主结构所有模态中的最小阻尼。Jang等^[26]通过解耦主结构与动力吸振器的动力学方程组, 实现了简谐激励下多自由度动力吸振器对主结构多个模态振动的削弱, 避免了对刚度、阻尼参数的数值寻优。相对于单自由度以及组合式动力吸振器, 多自由度动力吸振器能同时抑制主结构单个或多个模态的振动; 但随着结构自由度数目的增加, 动力吸振器设计及优化算法的实现难度也相应增加。

多自由度动力吸振器中研究和应用最多的是两自由度动力吸振器。Zuo等^[27]提出一种两自由度动力吸振器, 并用数值方法研究了其性能和最优参数, 表明在相同质量比下该动力吸振器的抑振性能优于单自由度或两重动力吸振器。北京航空航天大学设计了一种两自由度动力吸振器^[28](图4(a)、图4(b)), 由质量块、薄板、摩擦片、螺栓和支架等组成, 可分别应用于单模态、多模态主结构振动抑制, 试验效果良好。在此基础上, 设计了内置两自由度动力吸振器减振铣刀^[29](图4(c)), 包括刀盘、铣刀刀杆和动力吸振器等。模态测试表明, 相比无阻尼空心铣刀, 减振铣刀的等效刚度提高了2.5倍, 阻尼比提高了46.5%, 刀尖频响函数的幅值降低了74%。

多自由度动力吸振器能够进一步减小附加质量、提高抑振效率, 在相同质量比的情况下, 还具有良好的安装空间相容性, 因此将成为被动抑振技术的发展重点。

4 动力吸振器优化准则

动力吸振器抑振带宽较窄, 为使动力吸振器发挥最佳抑振性能, 需要对其设计参数进行优化。根据外界激励的类型, 目前主要有 H_∞ 、 H_2 和最大稳定3种优化准则。

H_∞ 优化旨在将主结构振动幅值的最大值 A_{max} 降至最小, 一般适用于主结构受简谐激励力的情况。优化

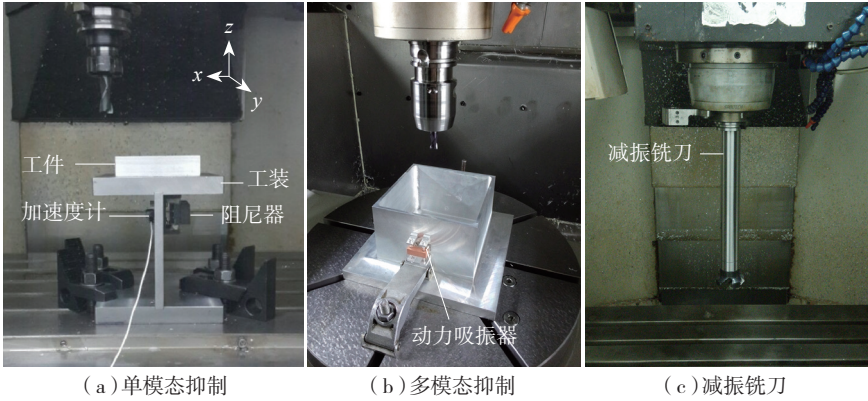


图4 两自由度动力吸振器
Fig.4 Two degrees of freedom dynamic vibration absorber

目标函数为:

$$A_{\max} = \left| \frac{x}{x_0} \right|_{\max}$$

H_2 优化旨在使输入主结构的功率 I 最小,一般适用于主结构受随机激励的情况,优化目标函数为:

$$I = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} A^2 d\beta$$

最大稳定优化旨在使主结构最快达到稳定状态,从控制理论的角度,即要求频响函数极点在复平面内到实轴的最短距离 A 达到最大,一般适用于主结构受冲击激励的情况.优化目标函数为:

$$A = \left| \max_i (\operatorname{Re}(s_i)) \right|$$

以单自由度、两自由度以及多重 ($n=2, n=3$) 单自由度动力吸振器为例,分别依据 H_{∞} 、 H_2 和最大稳定 3 种优化准则对其进行参数优化,并对动力吸振器的抑振性能进行分析对比。

从图 5 和表 1 可以看出,主结构附加三重自由度型动力吸振器之后频响函数的最大幅值 A_{\max} 最低,抑振效果最好。相比而言,附加两重自由度型动力吸振器时 A_{\max} 要高出 5.71%,附加两自由度型动力吸振器时 A_{\max} 要高出 9.4%,而附加单自由度型动力吸振器时 A_{\max} 要高出 18.57%,是抑振效果最差的情况。

从图 6 和表 1 可知,附加三重

自由度型动力吸振器时目标函数值 I 最低,与之相比,附加两重自由度型动力吸振器 I 要高出 1.34%,两自由度型动力吸振器 I 高出 2.23%,而单自由度型动力吸振器 I 高出 4.6%。

如图 7 所示, T_s 为主结构振动衰减至振动幅值 2% 所需的时间。附加两自由度型动力吸振器的 T_s 最小,为 40.14s,与之相比,附加两重自由度型动力吸振器 T_s 要高出 18.11%,附加单自由度型动力吸振器 T_s 要高出 32.91%,而附加三重自由度型动力吸振器 T_s 要高出 40.31%。

综上所述,随着质量比 μ 的增加,动力吸振器抑振效果不断增强。当质量比一定时,在 H_{∞} 准则和 H_2 准则下,组合式动力吸振器

($n=3$) 抑振效果最优,而且随着动力吸振器数目 n 的增加,抑振效果增加;在最大稳定优化准则下,两自由度动力吸振器抑振效果最优。

耗能减振

耗能减振通过增加结构阻尼,利用相对运动直接消耗动能,具有良好的减振效能,工程实施较为便利。常用的耗能减振措施包括粘弹性、摩擦、冲击阻尼器和电涡流等。

1 粘弹性阻尼

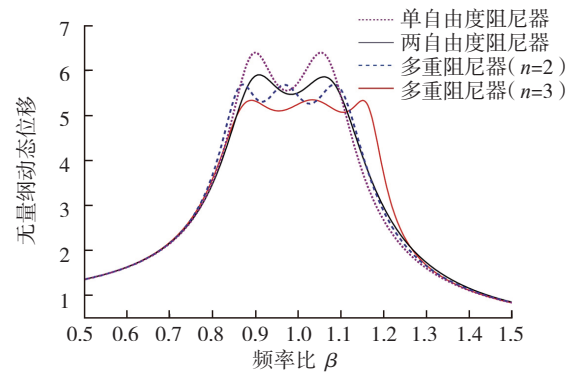


图5 H_{∞} 优化主结构频响函数
(质量比 $\mu=0.05$, 阻尼比 $\zeta_0=0$)
Fig.5 H_{∞} optimization FRF
(mass ratio $\mu=0.05$, damping ratio $\zeta_0=0$)

表 1 优化目标函数值

目标函数	单自由度	两自由度	两重自由度	三重自由度
A_{\max}	6.4073	5.9116	5.7125	5.4039
I	4.4464	4.2475	4.1741	4.0642
A	0.1091	0.1332	0.1145	0.1116

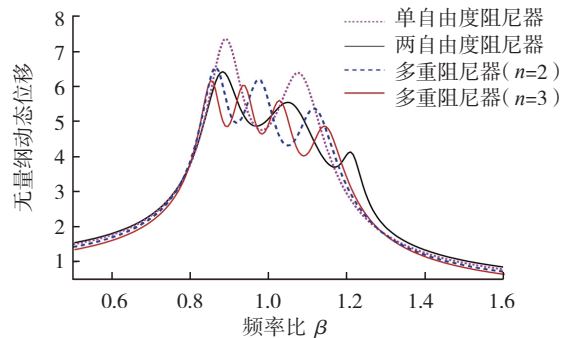


图6 H_2 优化主结构频响函数
(质量比 $\mu=0.05$, 阻尼比 $\zeta_0=0$)
Fig.5 H_2 optimization FRF ($\mu=0.05, \zeta_0=0$)

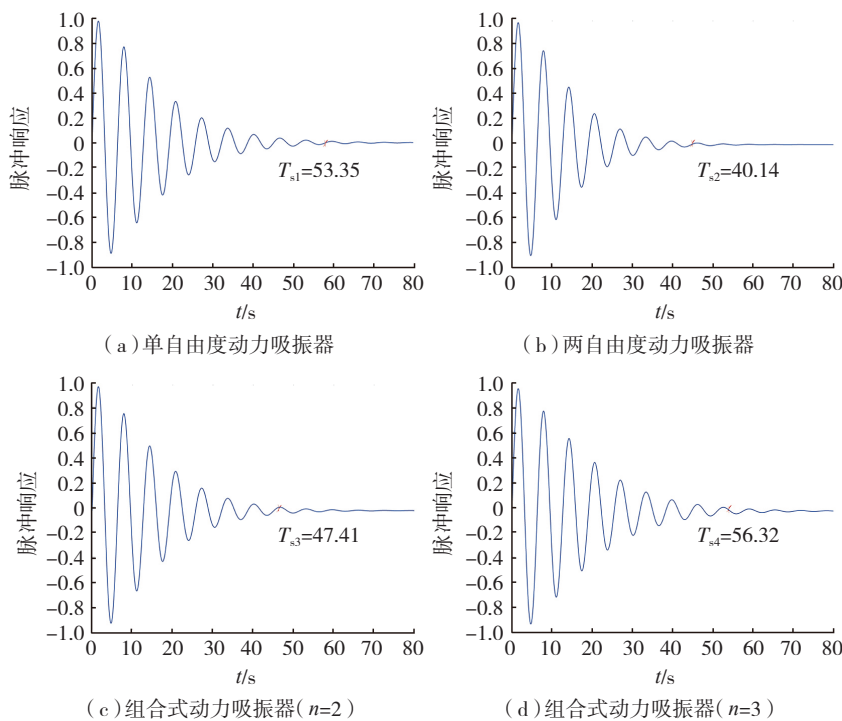


图7 最大稳定优化下主结构脉冲响应($\mu=0.05, \zeta_0=0$)

Fig.7 Maximum stable structure optimization of the main impulse response ($\mu=0.05, \zeta_0=0$)

粘弹性阻尼由粘弹性材料制成,是一种十分有效的耗能减振阻尼材料,使用方便、简单。传统的粘弹性材料种类繁多,以高分子聚合物为基础,在内部添加一定的复合材料制作的工程用材料,例如丁腈橡胶、丙烯酸酯橡胶、ISOLOSS 系列(聚氨酯)等,都是很好的粘弹性阻尼材料。近年来,在粘弹性阻尼材料中添加无机或者有机小分子等功能辅助填料成为研究的热点之一,如将含有功能性有机官能团的小分子填料(如受阻胺、受阻酚类)添加到路聚乙烯(CPE)、聚丙烯酸酯(ACR)、氯化聚丙烯等极性聚合物中形成有机杂化体。另外,压电阻尼材料、主振动控制系统及其所用的材料以及仿生阻尼材料和声子晶体等都得到了重视,不断得到发展和完善^[30]。

Kolluru 等^[31]对航空发动机机匣加工进行了研究,提出在精加工过程中采用表面阻尼的方式以实现振动抑制,即通过在机匣内部粘贴粘弹性

材料、橡胶等提高零件的阻尼,同时在特定位置附加质量块来提高工件的刚度。为了减小薄壁 S 样件五轴铣削过程中的振动,北京航空航天大学在曲面表面粘贴聚醚酰酯材料、橡胶片和质量块等,使得工件频响函数幅值下降了约 98%,切削稳定性大为改善(图 8)。

2 冲击阻尼器

冲击阻尼器是由主结构和位于主结构槽内或者腔内的质量块组成。冲击阻尼器具有结构简单、易于安装、无需调节等优点。1945 年 Lieber 等^[32]在研究飞行器颤振现象时最先发明了冲击阻尼器。随后, Masri^[33]为了解决单个冲击块阻尼器与结构发生碰撞时冲击力过大,并且有较大噪声产生而发明了多冲击块阻尼器。徐兴等^[34]对冲击阻尼器在恢复系数大于 1 时,阻尼器能量耗损机理进行了研究,试验表明碰撞并不是冲击阻尼器耗散能量的主要原因。冲击阻尼器的减振效果与质量块的质量比、

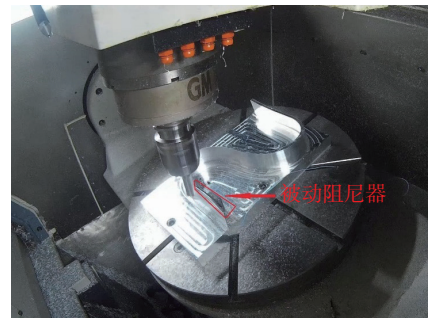


图8 薄壁S样件切削抑振

Fig.8 Thin-walled S part cutting vibration suppression

恢复系数以及质量块与主结构之间的空隙密切相关^[35]。在冲击阻尼器理论建模过程中,通常需假设质量块为刚体,碰撞过程满足理想的动能守恒条件,以及质量块与主结构之间的摩擦忽略不计。

早期的冲击阻尼器通过质量块与主结构的碰撞而产生的动能交换来转移能量。这种结构的冲击阻尼器常常造成瞬时的高加速度,引起速度的突变以及伴随有强烈的噪声;同时,较高的恢复系数造成大量能量回流。为了克服这一系列缺陷,研究人员设计了多体碰撞阻尼器。随着碰撞体数量的增加和体积的减小,多体碰撞阻尼器演化为颗粒阻尼器^[36](图 9)。颗粒阻尼器逐渐在减振刀具中应用, Biju 等^[37]基于颗粒减振原理开发了一种减振镗杆,通过激振试验分析了颗粒阻尼器颗粒直径和填充比对颗粒阻尼器减振性能的影响。试验结果表明,当颗粒直径为 3.17mm,填充比 50% 时,颗粒减振器的减振效果达到最优。

Sathishkumar 等^[38]分别在镗杆中填充了不同尺寸的铅质和铜质金属颗粒,通过给予镗杆一个瞬态冲击力,比较镗杆在时域内的振动衰减时间。研究发现,随着填充颗粒直径的增加,镗杆的减振效果也得到了加强。Chockalingam 等^[39]在镗杆中填充了铜和锌的粒子混合物,试验结果表明镗杆刀尖位移降低了 55%,工件表面粗糙度降低达 88%。

3 电涡流阻尼

当非磁性导体处于时变磁场中或者在磁场中切割磁力线运动时,导体内就会产生相应的感应电动势,从而形成类似漩涡的电涡流。根据楞次定律,电涡流同时会产生一个与原磁场方向相反的新磁场或者形成阻碍相对运动的阻尼力,并导致振动能量以导体的电阻热效应被消耗,即电涡流阻尼效应。

作为一种新型耗能方式,电涡流阻尼最初应用于航天控制、汽车减振等领域。在高楼建筑中,阻尼器也用来抑制其过量振动, Sodano 等^[40]利用导体沿磁极方向的振动来产生电涡流阻尼,实现了悬臂梁的振动抑制; Ebrahimi 等^[41]设计了一种新颖的电涡流阻尼器,其中静子为外部圆管,动子为圆管内部一串由铁圈分隔的轴向磁场方向的环形磁铁; Ransom 等^[42]在铣削工装设计中融合了电涡流阻尼器,可增加阻尼两倍以上。祝长生^[43]研究了时变磁场和导体运动的组合效应对径向电涡流阻尼器动力特性的影响。已有研

究表明,电涡流阻尼减振效果表现良好,具有结构简单、非接触、无须润滑等优点。

上述工作均为直接采用电涡流阻尼抑制振动,缺点是阻尼效率低。Zuo 等^[44]将电涡流阻尼中常采用的单一磁场改进为多个方向交替的磁场,阻尼系数能达到前人的 3~5 倍。Bae 等^[45]探索了电涡流与吸振器的结合使用,抑制了更宽频率范围内的悬臂梁振动。由于薄壁零件刚性差、等效质量低,对被动阻尼方法导致的附加刚度与质量有严格控制。通过磁场布局优化,以及发挥调谐质量阻尼器动力吸振与电涡流阻尼耗能减振的各自优点,可以为薄壁零件切削振动问题的解决提供新的方法(图 10)^[46-47]。

相对于其他被动阻尼形式,电涡流阻尼器具有突出的优点,首先它可以在尽量保持工件原有动力学特性的基础上进行减振,其次电涡流阻尼器基本没有磨损,无液体密封等漏液问题,适用范围较广,同时抑振频带宽,维护方便。但阻尼效率低导致设

计尺寸、质量偏大,是制约其发展的障碍。

4 摩擦阻尼

摩擦阻尼亦称为材料外摩擦,用于区分材料内摩擦,是一种简单而有效的减振方式。摩擦耗能原理包括两个方面的内容:一种是库仑摩擦,即两部件接触面发生相对运动时干摩擦造成的能量耗损。例如,工业上常见的由螺栓或者铆钉联接的结合面相对位移所产生的摩擦阻尼。摩擦也是有许多因素决定的,并且常常是非线性的。对于机翼叶片,陈璐璐等研究表明,非旋转状态下叶片的干摩擦阻尼具有很强的非线性特性,接触角度对减振效果有一定的影响^[48],但对于叶片的干摩擦阻尼的强非线性,目前没有一个很好的处理方法。Madoliat 等^[49]将摩擦阻尼应用于细长立铣刀上,提高了刀具的减振性能。

另一种是介质内摩擦造成的能量耗损,通常见于气体、液体等粘弹性流体。当受到振动时,内部分子之间产生黏滞力,耗损振动能量。工程中应用的例子也很多,如潜艇上用的隔音瓦,其原理便是利用空气阻尼。隔音瓦受到振动激励时,空气在材料内部空腔中抽动摩擦,耗损振动能量。

结束语

被动阻尼减振技术实施简单、效果明显、可靠性较高,在工程领域已有广泛应用。其中,动力吸振器针对特定模态设计时,其结构参数优选需要依据主结构动力学参数,难以适应动态变化的切削过程。通过发展组合式和多自由度动力吸振器,在实现多模态薄壁结构件振动抑制的同时,能在有限工作空间内提高抑振效率。耗能减振有助于提升系统阻尼,对主结构动力学参数的变化适应性强,但易受环境因素的影响,且其作用机理复杂以及具有较强的非线性,机理研究仍相对匮乏。随着新材料以及新

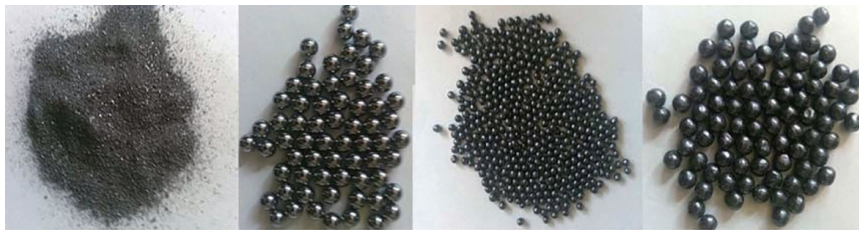


图9 颗粒阻尼器填充颗粒
Fig.9 Particles damper of particulate filler

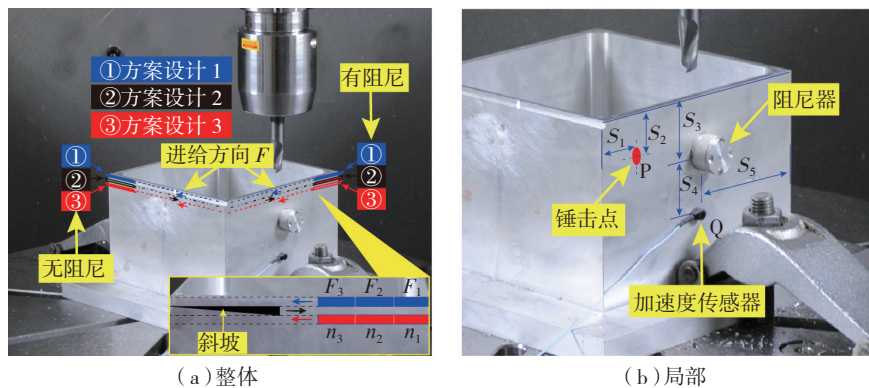


图10 电涡流阻尼器
Fig.10 Eddy current damper

原理的出现,被动阻尼减振技术在航空制造业的应用将会越来越重要。

参考文献

[1] QUINTANA G, CIURANA J. Chatter in machining processes: A review[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2011, 51(5): 363-376.

[2] 刘强, 李忠群. 数控铣削加工过程仿真与优化[M]. 北京: 航空工业出版社, 2011.

LIU Qiang, LI Zhongqun. Simulation and optimization in NC milling process[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2011.

[3] ORMONDROYD J. Theory of the dynamic vibration absorber[J]. Transaction of the ASME, 1928, 50: 9-22.

[4] DEN HARTOG J P. Mechanical vibration[M]. The 2nd version. New York: McGraw-Hill, 1940.

[5] BROCK J E. A note on the damped vibration absorber[J]. Journal of Applied Mechanics, 1946, 13(4): A284.

[6] CRANDALL S H, MARK W D. Random vibration in mechanical systems[M]. Pittsburgh: Academic Press, 1963.

[7] IWATA Y. On the construction of the dynamic vibration absorbers[J]. Preparation of the Japan Society of Mechanical Engineering, 1982, 820(8): 150-152.

[8] YAMAGUCHI H. Damping of transient vibration by a dynamic absorber[J]. Japanese Society of Mechanic and Engineering, 1988, 54(499): 561-568.

[9] NISHIHARA O, MATSUHISA H. Design of a dynamic vibration absorber for minimization of maximum amplitude magnification factor[J]. Japanese Society of Mechanic and Engineering, 1997, 63(614): 3438-3445.

[10] ASAMI T, NISHIHARA O, BAZ A M. Analytical solutions to H_{∞} and H_2 optimization of dynamic vibration absorbers attached to damped linear systems[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(2): 284-295.

[11] 杨智春, 杨飞, 张玲凌. 动力吸振器用于夹层壁板颤振抑制的研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(2): 25-27.

YANG Zhichun, YANG Fei, ZHANG Lingling. Research on dynamic absorber for sandwich panel flutter suppression[J]. Journal of

Vibration and Shock, 2009, 28(2): 25-27.

[12] WANG M, ZAN T, YANG Y, et al. Design and implementation of nonlinear TMD for chatter suppression: an application in turning processes[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50(5): 474-479.

[13] 胡李波, 王民, 李刚. 动力减振镗杆的减振性能研究[J]. 机械设计与制造, 2009, 1(1): 131-133.

HU Libo, WANG Min, LI Gang. Study on damping performance dynamic damping boring bar[J]. Mechanical Design & Manufacturing, 2009, 1(1): 131-133.

[14] 罗红波, 李红梅, 程宏伟, 等. 内置式减振镗杆动力学模型的参数优化[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2009, 6(6): 203-207.

LUO Hongbo, LI Hongmei, CHENG Hongwei, et al. Parameter optimization of built-in damping boring bar kinetic model[J]. Journal of Sichuan University(Engineering Science Edition), 2009, 6(6): 203-207.

[15] SNOWDON J C. Vibration and shock in damped mechanical systems[M]. New York: John Wiley & Sons, 1968.

[16] XU K, IGUSA T. Dynamic characteristics of multiple substructures with closely spaced frequencies[J]. Earthquake Engineering and Structure Dynamics, 1992, 21: 1059-1070.

[17] IGUSA T, XU K. Vibration control using multiple tuned mass dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 175(4): 491-503.

[18] ABE M, FUJINO Y. Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas[J]. Earthquake Engineering and structural Dynamics, 1994, 23(8): 813-835.

[19] JOSHI A S, JANGID R S. Optimum parameters of multiple tuned mass dampers for base-excited damped systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 202(5): 657-667.

[20] ZUO L, NAYFEH S A. Optimization of the individual stiffness and damping parameters of multiple-tuned-mass-damper systems[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2005, 127: 77-83.

[21] LI H N, NI X L. Optimization of non-uniformly distributed multiple tuned mass damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 308: 80-97.

[22] YANG Y, MUÑOZ J, ALTINTAS Y.

Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010, 50(9): 834-842.

[23] NAKANO Y, TAKAHARA H, KONDO E. Countermeasure against chatter in end milling operations using multiple dynamic absorbers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(6): 1626-1638.

[24] 罗红波, 李伟, 唐才学. 内置式双减振镗杆动力学模型参数优化[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2012, 44(5): 207-212.

LUO Hongbo, LI Wei, TANG Caixue. Parameters optimization of built-in dual damping boring bar's kinetic model[J]. Journal of Sichuan University(Engineering Science Edition), 2012, 44(5): 207-212.

[25] ZUO L. Element and system design for active and passive vibration isolation[D]. Cambridge: Massachusetts Insitute of Technology, 2004.

[26] JANG S J, CHOI Y J. Geometrical design method of multi-degree-of-freedom dynamic vibration absorbers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 303(1): 343-356.

[27] ZUO L, SAMIR A. The two-degree-of-freedom tuned-mass damper for suppression of single-mode vibration under random and harmonic excitation[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2006, 128: 56-65.

[28] YANG Y, DAI W, LIU Q. Design and implementation of two-degree-of-freedom tuned mass damper in milling vibration mitigation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 335: 78-88.

[29] 杨毅青, 余玉. 基于两自由度被动阻尼器的减振铣刀设计[J/OL]. 计算机集成制造系统, 2016 [2016-06-10]. <http://www.cnki.net/KCMS/detail/11.3619.TP.20160202.1535.004.html>.

YANG Yiqing, YU Yu. Design of damped milling cutter based on two-DOF passive damper[J/OL]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2016 [2016-06-10]. <http://www.cnki.net/KCMS/detail/11.3619.TP.20160202.1535.004.html>.

[30] 常冠军. 粘弹性阻尼材料[M]. 北京: 国防工业出版社, 2012: 308-310.

CHANG Guanjun. Viscoelastic damping materials[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2012: 308-310.

[31] KOLLURU K, AXINTE D, BECKER A. A solution for minimising vibrations in

- milling of thin walled casings by applying dampers to workpiece surface[J]. *CIRP Annals—Manufacturing Technology*, 2013, 62(1): 415–418.
- [32] LIEBER P, JENSEN D P. An acceleration damper: development, design, and some applications[J]. *Transactions on ASME*, 1945, 67(7): 523–530.
- [33] MASRI S F. Analytical and experimental studies of multiple-unit impact dampers[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1969, 45(5): 1111–1117.
- [34] 徐兴, 苏少卿, 乔世民. 冲击减振器减振机理的研究[J]. *浙江大学学报(自然科学版)*, 1992, 36(5): 500–505.
- XU Xing, SU Shaoqing, QIAO Shimin. A theoretical and experimental research on the performance of impact damper[J]. *Journal of Zhejiang University(Natural Science)*, 1992, 36(5): 500–505.
- [35] 杜妍辰, 张铭命. 带颗粒减振剂的碰撞阻尼的理论及实验[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(4): 789–794.
- DU Yanchen, ZHANG Mingming. Theoretical and experimental research on impact damping with fine particles as damping agent[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(4): 789–794.
- [36] WU C J, LIAO W H, WANG M Y. Modeling of granular particle damping using multiphase flow theory of gas–particle[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2004, 126(2): 196–201.
- [37] BIJU C V, SHUNMUGAM M S. Investigation into effect of particle impact damping (PID) on surface topography in boring operation[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2014, 75(5–8): 1219–1231.
- [38] MOHANASUNDARAM K M, SATHISHKUMAR B. A case study on vibration control in a boring bar using particle damping[J]. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 2011, 3(8): 177–184.
- [39] CHOCKALINGAM S, NATARAJAN U, CYRIL A G. Damping investigation in boring bar using hybrid copper–zinc particles[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2015, 315(8): 385–395.
- [40] SODANO H A, BAE J S, INMAN D J, et al. Concept and model of eddy current damper for vibration suppression of a beam[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 288 (4–5): 1177–1196.
- [41] EBRAHIMI B, KHAMESEE M B, GOLNARAGHI F. A novel eddy current damper: theory and experiment[J]. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2009, 42(7): 75001–75006.
- [42] RANSOM T, HONEYCUTT A, SCHMITZ T. A new tunable dynamics platform for milling experiments[J]. *Precision Engineering*, 2016, 44: 252–256.
- [43] 祝长生. 时变磁场下径向电涡流阻尼器的动力特性[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(8): 31–36.
- ZHU Changsheng. Dynamic performance of a radial eddy current damper under variable-time magnetic field[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(8): 31–36.
- [44] ZUO L, CHEN X M, NAYFEH S. Design and analysis of a new type of electromagnetic damper with increased energy density[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2011, 133(4): 3443–3445.
- [45] BAE J S, HWANG J H, ROH J H, et al. Vibration suppression of a cantilever beam using magnetically tuned–mass–damper[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(26): 5669–5684.
- [46] 杨毅青, 徐东东. 基于电涡流阻尼器的数控加工振动抑制[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(4): 177–181.
- YANG Yiqing, XU Dongdong. Vibration suppression of NC machining based on eddy current dampers[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(4): 177–181.
- [47] 杨毅青, 龚继文. 基于电磁感应原理的薄壁件铣削振动抑制[J]. *振动, 测试与诊断*, 2015, 35(3): 429–433.
- YANG Yiqing, GONG Jiwen. Milling vibration suppression of thin-walled structure based on electromagnetic induction[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 35(3): 429–433.
- [48] 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.
- CHEN Lulu, MA Yanhong, YANG Xin, et al. Experiment of vibration and response of blade with dry friction structure[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(9): 1647–1653.
- [49] MADOLIAT R, HAYATI S, CHALEBAHMAN A G. Modeling and analysis of frictional damper effect on chatter suppression in a slender endmill tool[J]. *Journal of Advanced Mechanical Design Systems & Manufacturing*, 2011, 5(2):115–128.

Passive Vibration Control Technology and Applications in CNC Machining

YANG Yiqing^{1,2}, PEI Xingzheng^{1,2}, LIU Qiang^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. Research & Application Center of Advanced CNC Machining Technology, Beijing 100191, China)

[ABSTRACT] Machining chatter leads to poor surface quality, low cutting efficiency and fast cutter wear. Vibration suppression has been important to realize high quality and high efficiency machining in the aerospace manufacturing industry, especially for thin-walled parts. As an important vibration suppression method in the field of engineering, passive vibration control is easy to be implemented, effective and high reliability, which has been paid more attention in the field of machining currently.

Keywords: CNC machining; Chatter; Passive vibration control; Thin-walled part

(责编 谷雨)