

剪切粘滞阻尼器抑制转子系统振动的实验研究^①黄秀金^② 何立东^③ 刘 每 刘 明 王 铜

(北京化工大学机电工程学院 北京 100029)

摘 要 研究设计了一种具有高效减振效果的新型剪切式粘滞性阻尼器,并引入旋转机械中对转子不平衡、不对中、碰摩、油膜涡动等故障引起的振动进行研究。建立了转子实验台,应用该剪切粘滞阻尼器实验研究了转子系统在不同转速区由不平衡、不对中、碰摩及油膜涡动引起的振动、其减振效果和阻尼器安装位置对轴系振动的影响。实验结果表明,在不同转速区下,该剪切粘滞阻尼器能明显地降低转子系统由于不同频率故障引起的振动,为在线抑制转子振动提供了新技术。

关键词 剪切粘滞阻尼器,阻尼减振,不平衡,不对中,碰摩,油膜涡动

0 引言

如何能有效地降低转子系统的振动,已成为旋转机械在工程应用中亟待解决的问题。不平衡是引起机械振动的主要原因之一,机器在运转过程中还可能由于不对中、碰摩、油膜涡动等引起剧烈振动。对于不平衡转子,降低振动的传统的做法是停机把转子从旋转机械中拆卸下来放到动平衡机上进行动平衡实验,根据平衡机所测量的不平衡量进行校正,使振动降到允许范围。对于不对中、碰摩、油膜涡动引起的振动现场处理方式大都是采用停机后进行调整改善结构。以上方法均需要停机,对大型旋转机械极其不方便。

近几十年通常采用外加阻尼的方法^[1-3]。常见的用于抑制转子振动的阻尼器主要有挤压油膜阻尼器(SFD)、电流变液阻尼器(ERFD)、磁流变液阻尼器(MRFD)、电磁(电涡流)轴承阻尼器(AMD或ECD)等。其中SFD因其结构简单、占用空间小、成本低廉、减振效果显著而得到广泛应用,但它是非线性阻尼器,如果设计不合理或转子系统的不平衡恶化,将会使油膜力的非线性增加,可能导致减振失败^[4,7],转子系统很容易产生“双稳态跳跃”现象或振动随着转速增大“通不过”临界转速现象,还可能

出现非协调响应等不利的振动特性^[8],从而带来诸多有害的影响。ERFD、MRFD是在外加电场或磁场作用下流变特性发生急剧变化的装置^[9-13],可用于控制振动系统的阻尼和刚度。但ERFD及MRFD中的电流变液或磁流变液在使用和储存过程中容易发生化学反应而产生颗粒沉淀现象,从而导致阻尼器自身的稳定性能变差,而且会改变转子系统的临界转速,所以也未能得到广泛使用。1992年Maslen、Bielk、Okada等对可控电磁轴承系统的稳定性做了研究^[14],Yu、Meng、King等通过对电磁轴承控制器的控制策略优化研究很好地控制了柔性转子过临界的振动问题^[15]。电磁(电涡流)阻尼器主要是利用电磁力来抑制转子的机械振动,提供阻尼作用,具有其它阻尼器不具备的诸多优点,是一种较为理想的振动控制装置^[16,17],但目前的电磁阻尼器结构较为复杂,在使用过程中,需要附加传感器检测振动信号,且一些参数难以控制和调节,只能针对单一频率振动进行调节控制^[19],使用范围极其有限。从相关文献的研究、分析结果看,这些抑制转子振动的阻尼器都存在下述不足:(1)在一阶临界转速下对非临界转速区的减振作用不明显;(2)电磁轴承阻尼器只能对某些单一频率的振动进行控制;(3)会改变转子动力特性,使临界转速发生变化。基于上述相关研究,本文研究设计了一种新型的剪切式粘滞性

① 973计划(2012CB026000)和教育部博士点基金(20110010110009)资助项目。

② 女,1989年生,硕士;研究方向:旋转机械的振动控制,E-mail:xiatian06@126.com

③ 通讯作者,E-mail:he63@263.net

(收稿日期:2013-09-17)

阻尼器。剪切粘滞型阻尼器稳定性好、产生的阻尼力巨大,上世纪 60-70 年起许多学者对其在桥梁建筑上的减振应用进行了大量研究^[19,20],但目前尚未见研究其用于旋转机械振动控制的文献。本文所设计的阻尼装置具有稳定性好、超高阻尼特性,能实现不停机在线抑制转子振动,不会引起转子系统的非线性失稳,无需施加控制系统,能抑制转子的多频率振动成分,不改变转子的动力特性。本研究搭建了转子实验台,用实验方法探讨该阻尼器抑制旋转机械由不平衡、不对中、碰摩、油膜涡动等引起的振动的效果,为在线抑制转子振动提供了一种新技术。

1 剪切粘滞阻尼器的结构与特性

本文在原有剪切粘性阻尼器的结构基础上根据阻尼材料的特性设计一种新型的用于旋转机械的剪切粘滞阻尼器,其结构如图 1 所示。它由剪切元件、阻尼介质等组成。此阻尼液介质既具有高分子有机材料的高粘性,又具有无机材料的性能稳定,因此用于旋转机械中不会引起油膜失稳问题。它的运动粘度可达到几十万厘泊至几千万厘泊。该剪切粘滞阻尼器利用其高分子粘性材料的剪切变形耗散能量。转子的振动通过刚性连接轴承传递给剪切元件作用于阻尼介质进行耗散,从而抑制转子系统的振动。而且该阻尼器无需像其它阻尼器要替代原有轴承支撑,它只相当于一个辅助阻尼元件作用于转轴上,所附加的支撑刚度很小,可以忽略,因此不会改变原转子系统动力特性,也不会引起油膜非线性失稳问题。

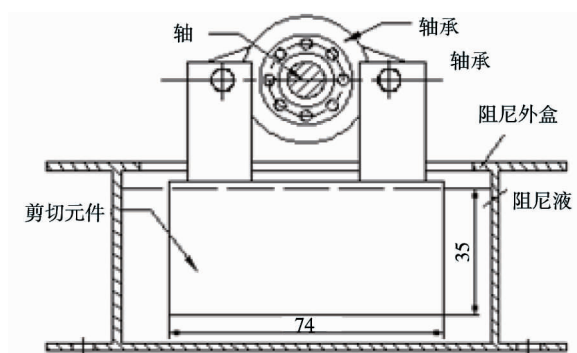


图 1 阻尼器结构示意图

2 实验研究与讨论

2.1 实验台参数

实验平台如图 2 所示。本实验台可模拟转子不

平衡、不对中、滑动轴承油膜震荡等故障特征,可以模拟单跨也可以模拟双跨转子系统不同工况。转子两端由圆柱滑动轴承支撑,由直流电机驱动,并配有无极变频器,可以实现电机无极调速。转速信号由光电传感器测量,配有电涡流传感器非接触测量转子径向振动。测量信号由 LC8000 多通道采集系统传入计算机。每个转盘上沿轴向平均加工 16 个螺旋孔,用于调节转子的平衡和模拟转子的偏心故障。其实验台的基本参数:轴的直径 d 为 10mm,圆盘的直径 D 为 70mm,宽度 B 为 15mm。

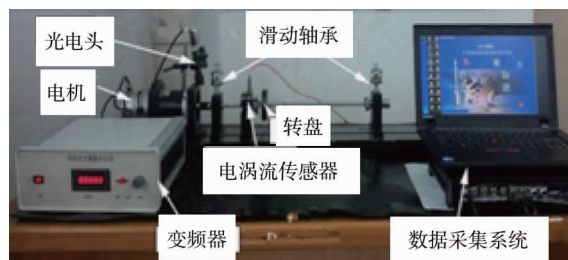


图 2 实验平台结构图

2.2 阻尼抑制单跨转子不平衡振动研究

在实际工程应用中,有时由于工艺原因,不平衡在机器运转过程中产生,具有一定的时变性^[21],如炼油化工企业催化装置的关键设备——烟气轮机,虽然是刚性转子,但是经常发生由于催化剂进入缸体内粘到叶轮上,造成转子不平衡,产生强烈振动的现象。有些设备由于残余不平衡较大,在通过临界转速时会产生强烈的振动,造成很大的安全隐患。

为解决不平衡问题,搭建的单跨转子实验平台,如图 3 所示。为便于实验研究,实验中转盘位于跨中间位置,跨距为 470mm。以无阻尼减振装置的工况为基准,进行有无阻尼装置的对比实验。由于该转子存在一定的不平衡量,实验中以转子初始不平衡进行模拟实验。为研究阻尼器是否对单跨转子不平衡振动发挥抑制作用,实验中利用变频器提高转子转速,观察得到有无阻尼转子在从 500r/min 加速

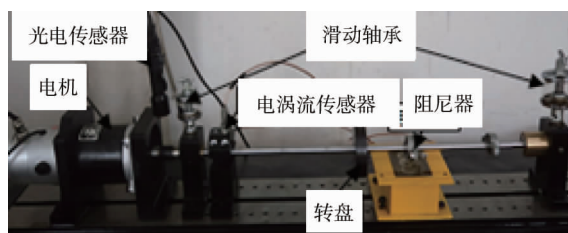
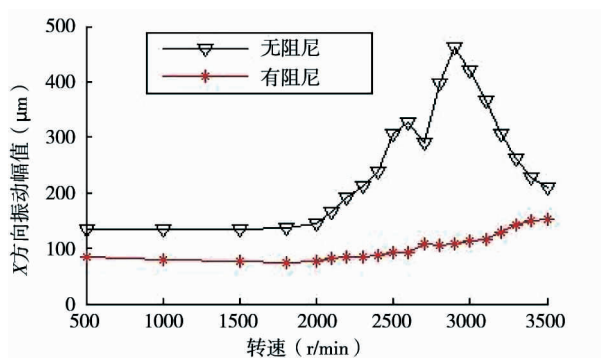


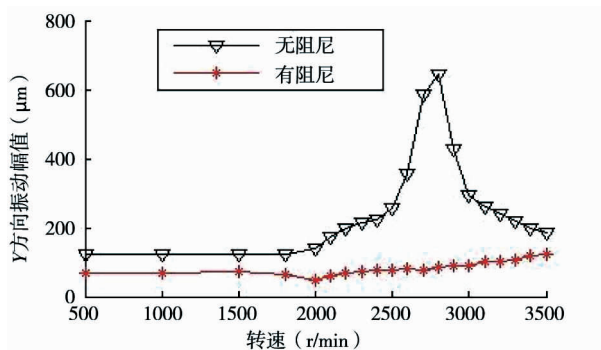
图 3 单跨不平衡实验台示意图

到 3500r/min,每提高 100r/min 记录一个振动数据。利用电涡流传感器测量转轴 X 方向和 Y 方向的振动情况,测点在距离图 3 左端轴承 40mm,将振动峰-峰值作为分析数据。

图 4 为有无阻尼下的测点 X 和 Y 方向振动峰-峰值随转速变化的对比图。由图可以看出,随着转速的不同,无阻尼转子振动幅值递增,接近临界转速达到最大值,超过临界转速后急剧下降并趋于平缓,有阻尼转子振动却平稳下降。在较低转速下, X 方向振动平均降低了 53%, Y 方向振动平均降低了 60%,在临界转速 2800r/min 下, X 方向振幅由 397 μm 降到了 106 μm ,降幅达到 73.3%, Y 方向振幅由 642 μm 降到了 86 μm ,降幅达到了 86.6%;在较高转速下, X 方向振动平均降低了 55%, Y 方向振动平均降低了 52%。此实验结果说明,该阻尼器除了兼备其他阻尼器的良好减振性能——在临界转速下达到高效减振效果,在非临界转速工频下均能发挥其优良减振效应。



(a) X 方向的振动幅值对比



(b) Y 方向的振动幅值对比

图 4 不同转速下有无阻尼振动对比

2.3 阻尼抑制轴系不平衡振动实验研究

转子系统经常是由多个转子组合而成。例如在汽轮发电机组中,有高、中、低压汽轮机转子,发动机

和励磁机转子等,通过联轴器耦合组合成一个多跨转子系统,组合转子与单个转子之间既有区别又有联系,其间存在一定的规律^[22]。若某跨转子出现较大的不平衡故障,也会引起其它转子的振动。很多旋转机械结构也比较紧凑,有必要研究阻尼器在整个轴系的安装位置对于整体系统振动减振效果的影响。

本文利用两个剪切粘滞阻尼器在单跨实验的基础上搭建了双跨轴系实验台模拟轴系不平衡的抑振实验探讨研究。其实验台如图 5 所示。实验台由 4

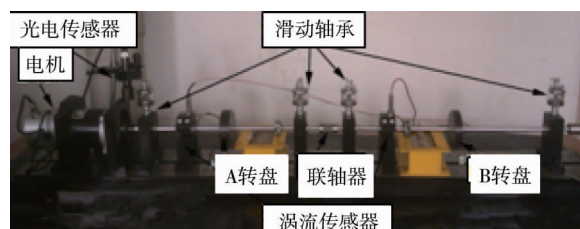


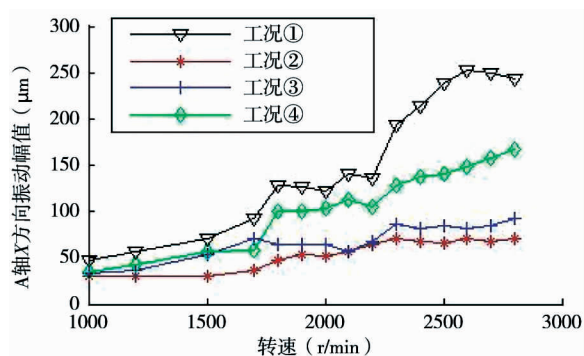
图 5 双跨转子实验台示意图

个相同的滑动轴承支撑,两轴由弹簧联轴节连接,用 4 个相同的电涡流传感器分别测量两轴水平与竖直方向的轴振。为模拟不平衡量,实验前先分别测量两轴的一阶临界转速,其中 A 轴的一阶临界转速约为 4200r/min, B 轴的一阶临界转速约为 2500r/min,故组合转子的一阶振型中, B 轴的振动会比较显著。为观察方便,在 B 轴转盘 0 度相位处加 5g 螺栓模拟不平衡量,以无阻尼减振装置的工况为基准,进行有无阻尼装置的对比实验。为探究阻尼安装位置对于轴系减振的影响,将设计的两阻尼器分 4 组工况进行实验:工况 1,无阻尼;工况 2,两阻尼器均位于 B 盘中心左右各 75mm;工况 3,一个阻尼器位于 A 盘右 75mm 处,另一个位于 B 盘左 75mm 处;工况 4,两阻尼器均位于 A 盘中心左右各 75mm。实验中利用变频器改变转子转速,选定转速范围从 1000r/min 到 2800r/min,拾取轴振的峰-峰值为分析数据。

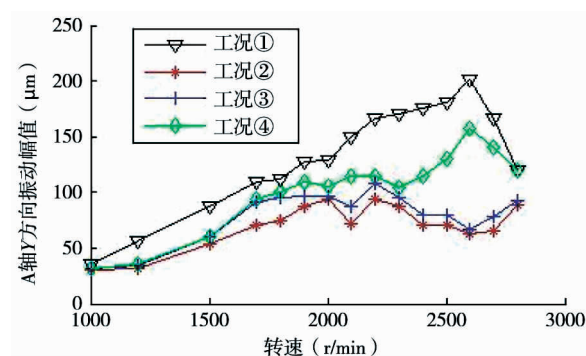
图 6 为 A、B 两轴测点 X 和 Y 方向轴颈振幅在有无阻尼下随转速的变化对比。由图 6 可知,对于 B 转子所引起的系统的不平衡振动问题,阻尼器位于不同工况均能降低系统的振动。对于 B 转子主振型, B 转轴振动比较大。当两阻尼器均安装在 B 轴时,在低转速下, A 轴 X 方向振动平均降低了 58%, Y 方向振动平均降低了 40%, B 轴 X 和 Y 方向振动平均降低了 37%,而在轴系临界转速 2600 r/min 时, A 轴 X 方向通频振幅峰-峰值由 253 μm

降到了 $71\mu\text{m}$,降低了 71.9%,Y 方向由 $201\mu\text{m}$ 降到了 $63\mu\text{m}$,降低了 68.7%,B 轴 X 方向通频振幅峰峰值由 $616\mu\text{m}$ 降到了 $164\mu\text{m}$,降低了 73.4%,Y 方向由 $769\mu\text{m}$ 降到了 $175\mu\text{m}$,降低了 77.2%。当阻尼器一个安装在 A 轴,一个安装在 B 轴时,在低转速下,A 轴 X 方向振动平均降低了 46%,Y 方向振动平均降低了 33%,B 轴 X 和 Y 方向振动平均均降低了 36%。而在轴系临界转速 2600r/min 时,A 轴 X 方向通频振幅峰峰值由 $253\mu\text{m}$ 降到了 $81\mu\text{m}$,降低了 68.0%,Y 方向由 $201\mu\text{m}$ 降到了 $67\mu\text{m}$,降低了 66.7%,B 轴 X 方向通频振幅峰峰值由 $616\mu\text{m}$ 降到了 $171\mu\text{m}$,降低了 72.2%,Y 方向由 $769\mu\text{m}$ 降到了 $180\mu\text{m}$,降低了 76.6%。当阻尼器均安装在 A 轴时,在低转速下,A 轴 X 方向振动平均降低了 27%,

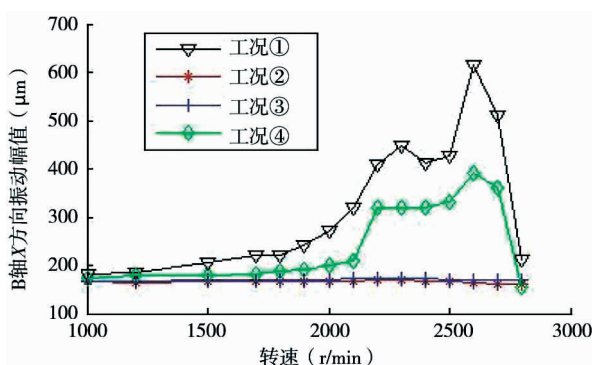
Y 方向振动平均降低了 24%,B 轴 X 和 Y 方向振动平均均降低了 20%,而在轴系临界转速 2600r/min 时,A 轴 X 方向通频振幅峰峰值由 $253\mu\text{m}$ 降到了 $149\mu\text{m}$,降低了 41.1%,Y 方向由 $201\mu\text{m}$ 降到了 $158\mu\text{m}$,降低了 21.4%,B 轴 X 方向通频振幅峰峰值由 $616\mu\text{m}$ 降到了 $390\mu\text{m}$,降低了 36.7%,Y 方向由 $769\mu\text{m}$ 降到了 $467\mu\text{m}$,降低了 39.3%。由此可知,阻尼器均安装在 B 轴减振效果是最好的,即阻尼器安装在振动位移最大处是最优方案,A 轴和 B 轴均安装时效果次之,而均安装在 A 轴时效果稍微差,但如果考虑加大阻尼力也能收到理想的减振效果。此实验方案为轴系利用剪切粘滞阻尼器抑制转子振动优化方案提供了实验依据。



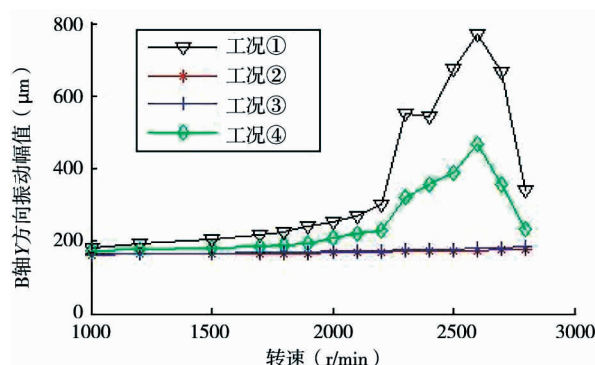
(a) A 轴 X 方向振动对比



(b) A 轴 Y 方向振动对比



(c) B 轴 X 方向振动对比



(d) B 轴 Y 方向振动对比

图 6 轴系不同转速下阻尼器位于不同位置的振动对比

2.4 阻尼抑制油膜涡动振动对比实验

大型机组一般采用滑动轴承来支撑转子系统,油膜轴承的油膜涡动和油膜振荡是引起振动常见的故障,由于轴承工作状态的复杂性,即使是稳定性很好的轴承,仍然会发生油膜涡动或油膜振荡,使系统不能正常工作^[23]。本文采取附加剪切粘滞阻尼器

来减小进而消除油膜涡动和油膜振荡故障引起振动将具有重要意义。

本实验以无阻尼减振装置的工况为基准,进行有无阻尼装置的对比实验。该实验采用转盘厚度为 350mm ,测得实验台的一阶临界转速约为 1950r/min 。为研究阻尼器是否对油膜振动发挥抑制作

用,提高转子转速,观察得到无阻尼转子在 3100 r/min 时发生油膜涡动现象,故选定转速范围从 3000 r/min 加速到 3600 r/min,测量转轴 X 方向和 Y 方向的振动值。

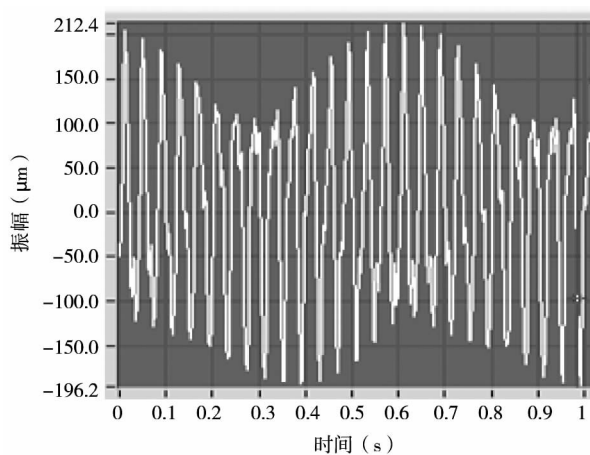
无阻尼转子转速从 3000 r/min 开始逐渐加速,振动程度逐渐增高,无明显跃迁。从分析仪观察到从 3100 r/min 开始半频成分明显大于一倍频,此后随着转速的增加,振动开始不稳定,轴心轨迹出现莲花状图形。对于有阻尼器的转子系统,振动明显降低,同时在调速范围内振动现象明显平稳。

为进一步说明有无阻尼装置对转子油膜涡动的影响,提取 3100 r/min 时有无阻尼装置的转子 Y 方

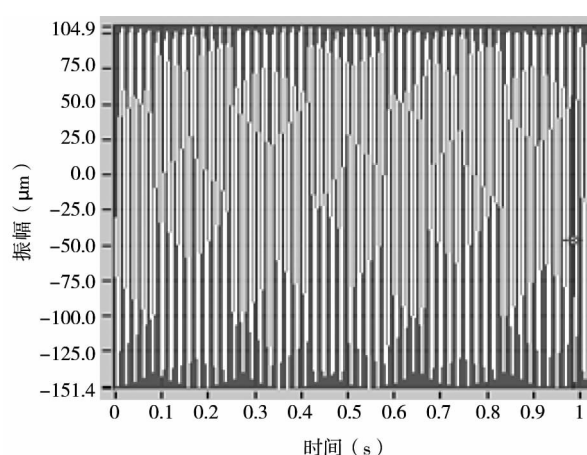
向时域波形、频谱图逐一比较分析。

图 7 和图 8 分别是 3100 r/min Y 方向振动时域波形图和阻尼减振谱图。可以看出,无阻尼转子的时域波形出现明显的拍振现象,这是由于多种频率成分相互叠加形成。频谱在半频 25 Hz 时出现最高振动成分 134.84 μm ,一倍频成分 44.22 μm 。而加装阻尼装置后,时域波形无拍振现象,频谱图中的半频成分消失,最大振动只有一倍频。

实验结果测得,无阻尼转子 X 方向振动峰值由 131.50 μm 降低到 62.62 μm ,降幅达 52.4%, Y 方向振动峰值由 145.18 μm 降低到 128.44 μm ,降幅达 11.5%。

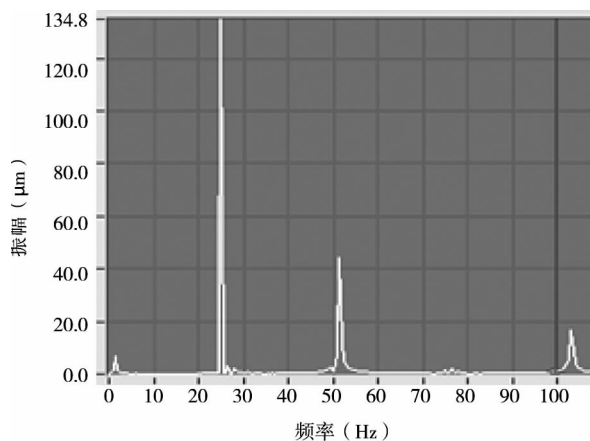


(a) 无阻尼情况

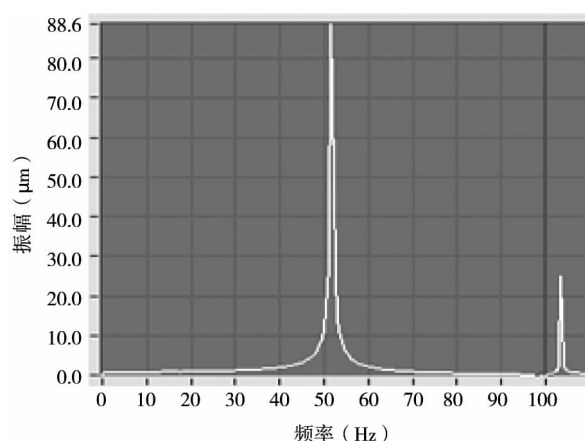


(b) 有阻尼情况

图 7 3100 r/min Y 方向振动时域波形图



(a) 无阻尼情况



(b) 有阻尼情况

图 8 3100 r/min Y 方向阻尼减振频谱图

图 9 和图 10 分别为测点 X 和 Y 方向轴振随转速的变化。对比有无阻尼装置相同转速条件下的振动幅值,可以发现随着转速的升高,无阻尼转子振动

幅值递增,阻尼转子振动却平稳下降:从 3000 r/min 到 3600 r/min 无阻尼转子 X 方向振动由 120 μm 升高到 303 μm ,有阻尼转子振动由 60 μm 降低到

43 μm ;实验转速范围内加装阻尼装置后振动降幅最低 50%,最高达 85%;Y 方向振动由 130 μm 升高到 276 μm ,有阻尼转子振动由 112 μm 降低到 86 μm ;整个调速范围内加阻尼装置后振动降幅最低 13.8%,振动降幅最高达 68.8%。

由此可知,本实验设计的阻尼器对于转子的油膜涡动现象具有明显的抑制作用,它可以有效地消除转子的半频成分,抑制油膜涡动的形成,大幅度降低转子的振动幅值。

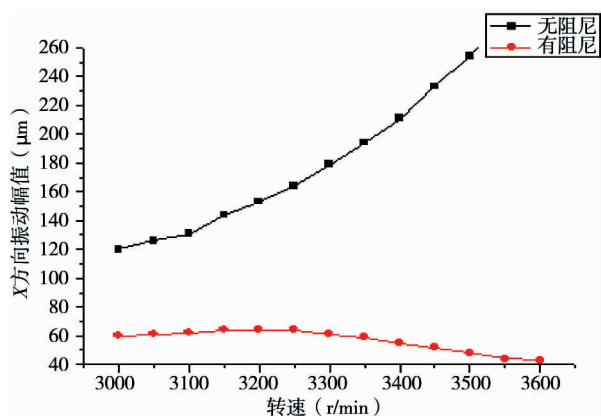


图 9 X 方向阻尼减振对比图

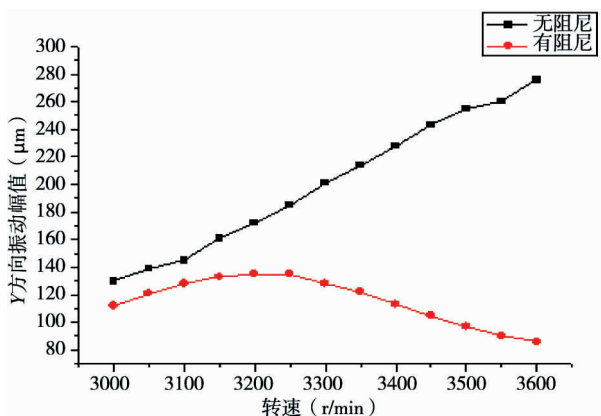


图 10 Y 方向阻尼减振对比图

2.5 阻尼抑制转子碰摩振动的实验分析

旋转机械中转子与定子的碰摩会使转子产生非常复杂的运动,轻者使机组出现强烈振动,严重的可能造成轴永久性弯曲,甚至整个轴系毁坏,影响机组的安全稳定运行^[24]。本文利用设计的剪切粘滞阻尼器通过实验验证其可行性。在转子碰摩的过程中,运行条件和碰摩程度的不同会导致单点局部碰摩、多点局部碰摩和整周碰摩等不同形式。在这里设计了模拟整周碰摩情况的实验装置,如图 11 所

示。首先使转轴在不安装碰摩装置且不安装阻尼装置的情况下,以转速为变量记录一组振动数据,确定振动位移达到动静间隙(0.5mm)时的转速(2000 r/min),并比较在不安装碰摩阻尼装置、仅安装碰摩装置以及同时安装碰摩装置和阻尼减振装置这三种情况下,转子时域、频域及轴心轨迹变化情况,观察分析该剪切粘滞阻尼器对于转子碰摩的抑振作用。

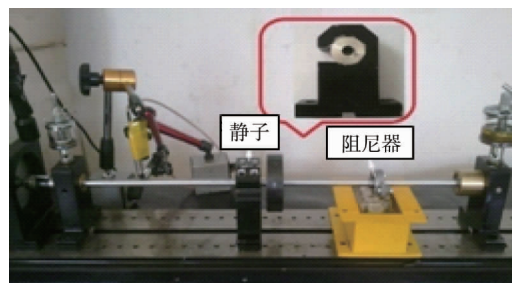


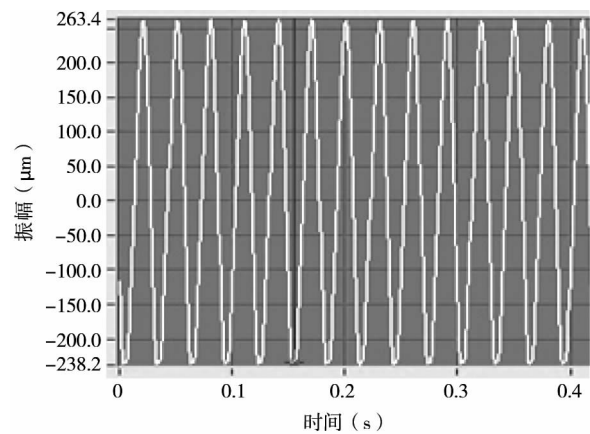
图 11 碰摩实验台装置结构

在不安装碰摩装置和阻尼减振装置的情况下,从转速为 500r/min 为起点,每隔 100r/min 记录一组数据。图 12 是转速为 2000r/min 时,转子在无碰摩装置且无阻尼装置情况下的 Y 方向的时域、频域及轴心轨迹图。从图 12 可以看出,在该转速下时域波形是标准的正弦波形,频谱主要是一倍频,轴心轨迹规则。这说明转轴运行良好,无明显不平衡、不对中碰摩等故障。当转速达到 2000r/min 时,X、Y 方向振动峰-峰值分别达到 503.6 μm 和 524.3 μm 。由于此时并未安装碰摩装置,未发生碰摩现象,但是传感器测点的振动峰-峰值已大于碰摩设计间隙 500 μm 。

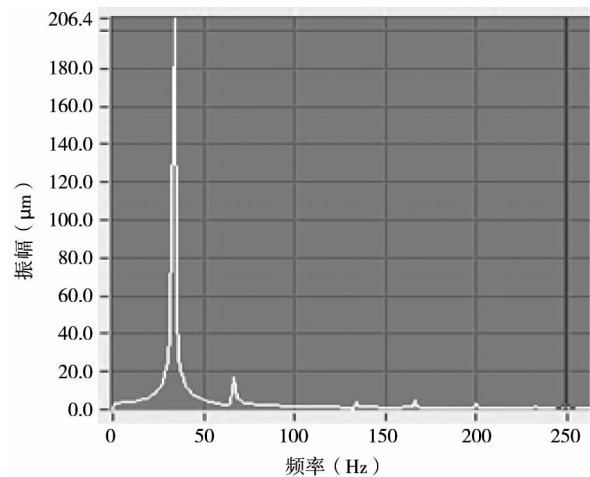
改变实验条件,在只安装碰摩装置、同时安装碰摩装置和阻尼装置这两种实验条件下,以转速为变量进行实验。其中碰摩装置位于转盘左侧,阻尼装置位于转盘右侧(见图 11)。

图 13 和 14 是转速为 2000r/min,即发生碰摩现象时,两种实验条件下的 Y 方向时域、频域及轴心轨迹图。从图 13 中可以看出,时域波形不连续、有毛刺,频谱图也出现各高阶成分,轴心轨迹也已不是标准椭圆,而变为心形,由此可确定转轴此时已经发生碰摩。

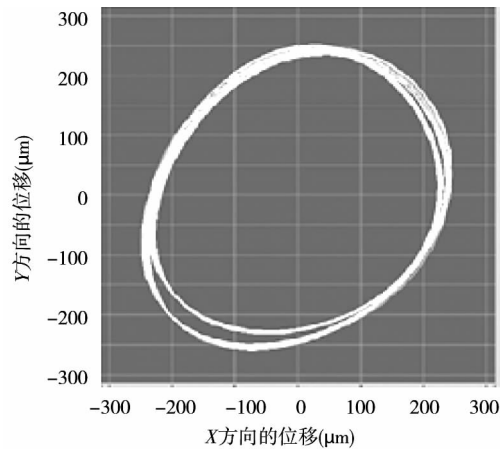
从图 14 中可以看出,加上阻尼装置后时域波形是标准的正弦波形,频谱主要是一倍频,其它高阶倍频成分已经基本消除,轴心轨迹也变规则。与无阻尼装置实验条件下的数据相比,X、Y 向振动峰-峰值分别达由 493.2 μm 和 499.1 μm 降到 225.7 μm 和



(a) Y方向时域波形

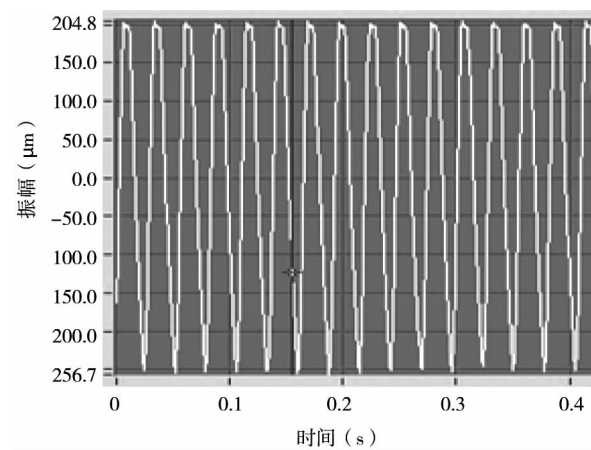


(b) Y方向频谱图

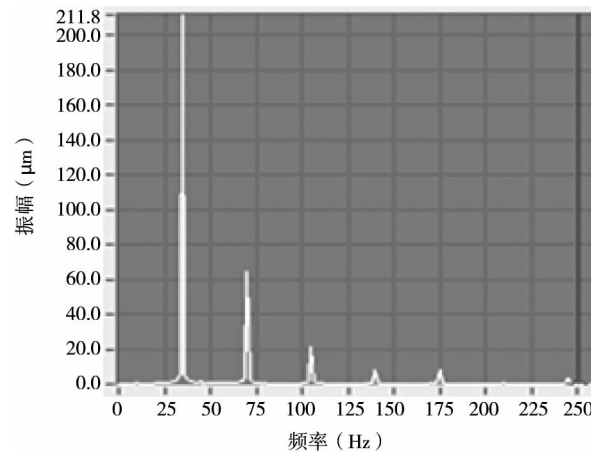


(c) 轴心轨迹图

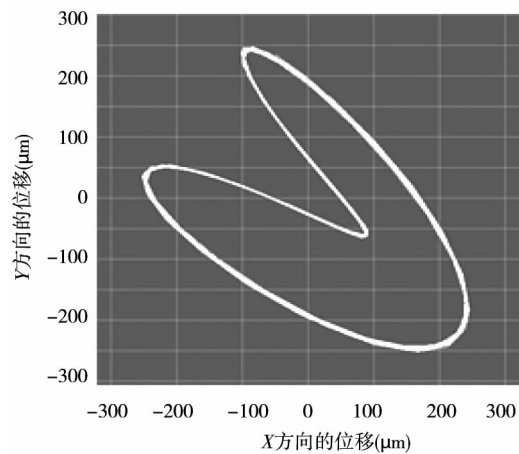
图 12 转速为 2000r/min 时转子轴心、时域波形和频谱图



(a) Y方向时域波形



(b) Y方向频谱图



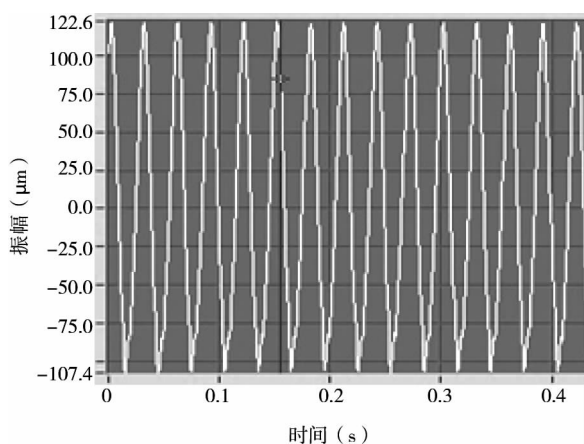
(c) 轴心轨迹图

图 13 无阻尼装置转速为 2000r/min 时转子轴心、时域波形和频谱图

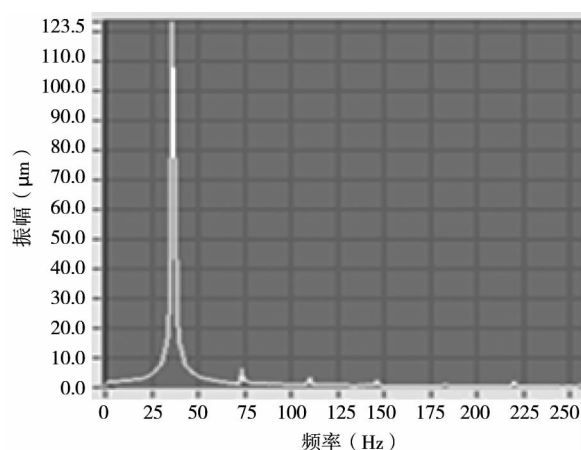
163.8 μm ,下降了 51.7% 和 67.2%。由此得出该剪切粘滞阻尼器能很好抑制碰摩振动,消除碰摩故障。

本文实现了粘性阻尼器抑制转子不平衡、碰摩、油膜涡动等故障引起的振动的实验研究,证明了其

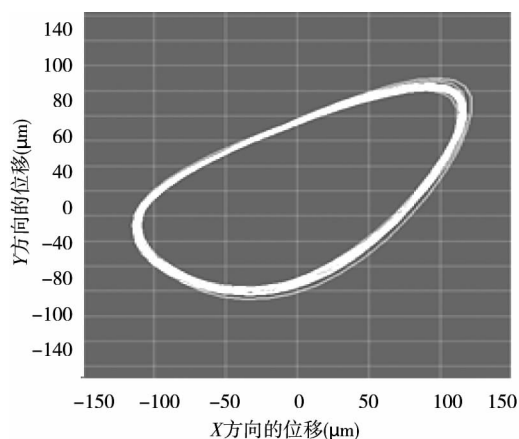
良好的减振特性,具有较高的研究意义,对于此粘性阻尼器与不同故障的抑振作用的机理将在今后开展进一步的研究,从数值模拟仿真上论证其减振的有效性。



(a) Y 方向时域波形



(b) Y 方向频谱图



(c) 轴心轨迹图

图 14 有阻尼装置转速为 2000r/min 时
转子轴心、时域波形和频谱图

3 结 论

本文提出了一种新型的、稳定性好、高效减振效果的用于旋转机械的剪切粘滞阻尼器。并建立了单

跨转子实验台应用剪切粘滞阻尼器对转子系统由不平衡、碰摩及油膜涡动引起振动在不同转速区的减振效果实验验证和阻尼器安装位置对于轴系振动效果的实验探讨研究。实验证明通过安装剪切粘性高分子阻尼器可以在线抑制不同故障频率成分振动。根据实验结果的分析得到了以下结论:(1)剪切粘滞阻尼减振装置不仅在临界转速区发挥显著减振作用,降幅可达 86%,也可以抑制转子在非临界转速区的振动;(2)新型剪切粘滞阻尼器对于轴系不平衡问题能达到消振作用,阻尼器在轴系的安装位置会影响轴系整体抑振效果,对于紧密结构轴系若选择其合适的安装位置和平衡能力(阻尼力),也能显著降低不平衡轴系的振动;(3)新型阻尼装置对于转子油膜涡动能够发挥良好的抑制作用,有效地消除半频成分,大幅降低转子振动;(4)该剪切粘滞阻尼器能够有效降低转轴碰摩振动,消除振动中存在的各高阶倍频,进而避免碰摩现象的发生。文中研究提供了在线抑制转子不同转速下各频率故障引起的振动的新技术。

参考文献

- [1] 钟一愕,何衍宗,王正等. 转子动力学. 北京:清华大学出版社,1987.6
- [2] Hamburg G, Parkinson J. Gas turbine shaft dynamics. *SAE Trans*, 1962, 70:774-784
- [3] Chang-Jian C W, Yau H T, Chen J L. Nonlinear dynamic analysis of a hybrid squeeze-film damper-mounted rigid rotor lubricated with couple stress fluid and active control. *Applied Mathematical Modeling*, 2010;2493-2507
- [4] 张世平. 高速旋转机械新型阻尼器:[博士学位论文]. 北京:北京航空航天大学航空推进系,1989,4
- [5] 张威,李凤玲. 试述挤压油膜阻尼器发展及应用. *有色矿冶*, 2002, 18(3):46-48
- [6] 马艳红,洪杰,赵福安. 自适应挤压油膜阻尼器减振机理理论研究. *北京航空航天大学学报*, 2004, 30(1):5-8
- [7] Kim K J, Lee C W, Koo J H. Optionmal positioning and control of a MR-squeeze film damper for reducing unbalanced vibrations in a rotor system with multiple masses. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2009, 131(4):1-9
- [8] Wan C, Chang J, Yau H T. Nonlinear dynamic analysis of a hybrid squeeze-film damper-mounted rigid rotor lubricated with couple stress fluid and active control. *Applied Mathematical Modelling*, 2010, 34(9):2493-2507
- [9] 孟光,姚国治,殷达章. 电流变阻尼器用于转子振动控制的研究. *航空动力学报*, 1996, 11(3):265-268
- [10] Pozo F, Zapateiro M, Acho L, et al. Experimental study of

- semiaactive VSC techniques for vehicle vibration reduction. *Journal of the Franklin Institute*, 2013, 350(1): 1-18
- [11] Nikolajsen J L. An electro viscous damper for rotor applications. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1990, 112(4): 440-443
- [12] Kasarda M E F, Mendoza H, Kirk R G, et al. Reduction of sub-synchronous vibrations in a single-disk rotor using an active magnetic damper. *Mechanics Research Communications*, 2004, 31(6): 689-695
- [13] Forte P, Patern' o M, Rustighi E. A magnetorheological fluid damper for rotor applications. *International Journal of Rotating Machinery*, 2004, 10(3): 175-182
- [14] 郭宝婷. 金属橡胶阻尼器性能和在转子系统减振应用研究:[博士学位论文]. 北京航空航天大学动力系, 2002
- [15] Yu Z, Meng L T, King L M. Electromagnetic bearing actuator for active vibration control of a flexible rotor. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1998, 212: 705
- [16] 苏奕儒,何立东,黄立权. 电磁阻尼器在线消除转子不平衡振动实验. 振动、测试与诊断, 2011, 2: 166-170
- [17] Das A S, Dutt J K, Ray K. Active control of coupled flexural-torsional vibration in a flexible rotor-bearing system using electromagnetic actuator. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2011, 46: 1093-1109
- [18] 李慧敏,曾胜,汪希萱. 采用电磁辅助支承在线消除转子不对中的试验研究. 机床与液压, 2004, (12): 102-103
- [19] 张光桥. 桥梁斜拉索——高分子材料阻尼被动耗能体系. 哈尔滨工业大学土木工程系, 2011
- [20] 郑万山. 粘性剪切型阻尼器设计方法及工程应用研究:[硕士学位论文]. 长安大学桥梁与隧道工程系. 2002
- [21] 施维修,石静波. 汽轮机事故与故障诊断. 北京: 中国电力出版社, 2008. 188-190
- [22] 阮鹏,张永祥. 基于 ANSYS 的轴系不平衡故障仿真研究. 舰船电子工程, 2011, 31(8): 116-118
- [23] 张新勇,段滋华. 滑动轴承油膜涡动和油膜振荡故障诊断及在线消除. 煤矿机械, 2008, 29(1): 196-199
- [24] 韩清凯,于涛,王德文等. 故障转子系统的非线性振动分析与诊断方法. 北京: 科学出版社, 2010. 37-70

Experimental study on shear viscous damper's suppression of rotor vibration

Huang Xiujin, He Lidong, Liu Mei, Liu Ming, Wang Kai
(Institute of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of
Chemical Technology, Beijing 100029)

Abstract

A new shear viscous damper with the high-damping function was designed, and was introduced into a rotating machinery system for doing the research on control of the vibrations caused by such failures as rotor unbalance, misalignment, friction and oil whirl. A rotor test rig was established to experimentally verify the effectiveness of the shear viscous damper on suppression of the rotor system's vibrations caused by the above-mentioned factors in different speed zones, and study the influence of the damper's mounting position on the shafting vibration. The experimental results show that at different speeds, the viscous shear damper can significantly reduce the rotor vibrations caused by different failures, which can help provide new technologies for online suppression of rotor vibration.

Key words: shear viscous damper, vibration damping, unbalance, misalignment, rubbing, oil whirl