

环形动力吸振器进行转子振动控制的实验

张炳康, 何立东, 杨秀峰, 张震坤

(北京化工大学 机电工程学院 化工安全教育部工程研究中心, 北京 100029)

摘 要: 对环形动力吸振器在转子振动控制中的应用进行了实验研究, 基于单圆盘转子模型和振动特征, 设计了一种安置于轴承上的对分式环形动力吸振器。吸振器可以安装在两轴承间任意位置, 不改变原有支撑结构, 不影响转子动力特性。建立了转子吸振器减振实验台, 对转子经过临界转速时的振动进行了实验, 结果表明吸振器能有效降低转子经过临界转速时 70% 以上的振动。增加吸振器质量, 可以精确调节吸振器固有频率, 并拓宽减振频带。实验研究了吸振器安装位置与减振效果的关系, 结果表明在转子振幅较大区域, 减振效果较好。对比了不同数量吸振器在转子不平衡振动下的减振效果, 结果表明安装 2 个吸振器的减振效果要好于单独 1 个作用时。

关 键 词: 环形动力吸振器; 转子; 临界转速; 转子不平衡; 振动控制

中图分类号: V231.9; TH113.1

文献标志码: A

Experiment on vibration control of rotor with ring dynamic vibration absorber

ZHANG Bing-kang, HE Li-dong, YANG Xiu-feng, ZHANG Zhen-kun

(Engineering Research Center of Chemical Safety,

College of Mechanical and Electrical Engineering,

Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: The application of ring dynamic vibration absorber in vibration control of rotor was studied by experiment. A kind of separable ring dynamic vibration absorber placed on bearing was designed based on single disc rotor model and vibration characteristics. Vibration absorber can be installed on optional position between two bearings without changing any support structure and affecting dynamic performance of rotor. The rotor experiment rig of vibration reduction with vibration absorber was built to measure the vibration with critical speed of rotor. The results show that vibration absorber can decrease vibration greatly, and the vibration amplitude is dropped by 70% at critical speed of rotor. The frequency range of vibration reduction can be broadened and the natural frequency of vibration absorber can be adjusted accurately by increasing the mass of vibration absorber. The relationship between vibration reduction effect and installation position of vibration absorber was studied by experiment. The results show that position of large amplitude is better than other area. The vibration reduction effect with different numbers of vibration absorbers was compared under rotor imbalance vibration, and the result indicates that the effect of two vibration absorbers is better than that of one.

Key words: ring dynamic vibration absorber; rotor; critical speed;
rotor imbalance; vibration control

收稿日期:2013-11-19

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2012CB026000)

作者简介:张炳康(1989—),男,安徽合肥人,硕士生,主要从事转子动力学、设备故障诊断及振动控制技术研究。

旋转机械在运行过程中, 转子由于不平衡等原因容易产生振动. 特别是对于航空发动机类的高速转子, 其工作转速通常在 1 阶临界转速以上, 在开、停车阶段必须经过临界转速, 此时转子会发生强烈的共振, 严重影响机组安全运行^[1]. 因此研究对转子振动控制的方法具有十分重要的意义.

在转子振动控制中, 挤压油膜阻尼器最先应用于航空涡轮发动机中^[2], 可以有效降低转子经过临界转速时的振动. 其优异的减振性能, 使得在其他高速旋转机械如汽轮机、压缩机转子系统中也得到了应用^[3-4]. 但挤压油膜阻尼器尚存在一些不足, 如若设计不当或在大不平衡量作用下, 会导致油膜力的高度非线性, 从而出现双稳态跳跃、锁死和非协调进动等有害现象^[5-6].

除挤压油膜阻尼器外, 范天宇等^[7]利用干摩擦阻尼器降低转子经过临界转速时的振动, 但容易导致转轴扭矩的急剧增大. 文献^[8]研究了电磁阻尼器在线消除转子运行过程中产生的不平衡振动问题, 但电磁力的控制系统较难实现. 文献^[9]将磁流变液阻尼器应用到单圆盘悬臂转子经过临界转速时的振动问题上, 实验中磁流变液阻尼器的刚度呈现了一定的非对称性. 郭宝亭等^[10]设计的金属橡胶阻尼器可有效降低氢涡轮泵转子临界转速下 90% 的振动, 但安装结构复杂.

动力吸振器目前广泛应用于建筑工程领域, 其减振效果显著, 但具有减振频带较窄的缺点^[11-12]. 考虑到转子由于不平衡, 经过临界转速时的振动通常以 1 倍频成分为主, 振动频率较为单一, 因此用动力吸振器抑制转子振动是十分合适的. 目前动力吸振器在旋转机械中的研究较少, 张世平等^[13]设计了一种弹性连接在转子上的吸振环装置, 装置整体随转子转动, 容易出现新的转子不平衡问题. 宋方臻等^[14]提出了采用电磁悬浮动力吸振器对转子振动进行主动控制的方法, 但缺乏进一步的实验验证. 侯曦等^[15]发明了一种安装在悬臂式空心薄壁转子内部的杆状调谐质量阻尼器, 可以有效降低卷绕机运转时筒管的振动, 但只适用于空心类的悬臂转子.

本文将动力吸振器应用到旋转机械转子振动控制中, 研究了动力吸振器对转子振动控制的机理. 基于单圆盘转子模型, 设计了一种对分式环形动力吸振器(以下简称吸振器). 吸振器通过轴承安装在转子两支撑跨距内任意位置, 而不改变转子系统的动力学特性. 建立了转子吸振器减振实验台, 对转子不平衡及经过临界转速时的振动进

行了研究, 得到了吸振器在转子减振中的可行性和优越性. 实验了吸振器不同安装位置和数量对减振效果的影响, 揭示了吸振器抑制转子振动的影响因素, 为吸振器的实际应用奠定了实验依据.

1 吸振器结构设计

基于转子系统结构和振动特征, 设计了一种转子用吸振器, 如图 1 所示.

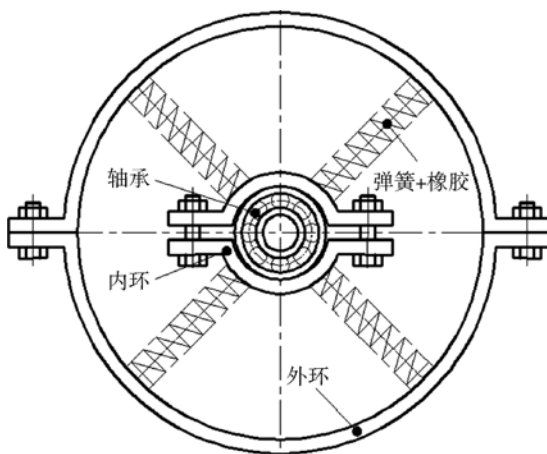


图 1 吸振器示意图

Fig. 1 Schematic of vibration absorber

设计的吸振器主要由连接单元、质量单元、刚度(弹簧)单元及阻尼单元构成. 其中连接单元包括轴承和内环, 轴承采用带轴向定位的顶针滚动轴承, 内环套在轴承外圈, 通过轴承与转轴连接, 从而可以传递系统振动与作用力, 而内环及其吸振器结构本身并不转动. 质量单元由外环及附加质量提供, 质量大小可以调节. 刚度单元则由径向对称的 4 个刚度完全一致的弹簧构成, 合理地选择外环质量和弹簧的径向综合刚度, 便可调整吸振器的固有频率. 结构的阻尼单元则由填充在弹簧内部的橡胶构成. 为方便拆装, 内、外环均采用对分式结构.

图 2 所示为吸振器安装示意图, 从中可以得到利用吸振器抑制转子振动具有以下特点: ①对于转子系统而言, 吸振器可以安装在两轴承间任意位置, 安装位置灵活; ②吸振器内环通过轴承连接到转子上, 吸振器并不随轴转动, 不会引起新的不平衡; ③吸振器未改变转子系统原有支撑结构, 转子仍属于典型的“两轴承支撑系统”; ④经过计算, 安装吸振器后, 轴承处静载荷和转轴弯曲应力会有所增加, 但对转子的临界转速等动力学特性影响较小.

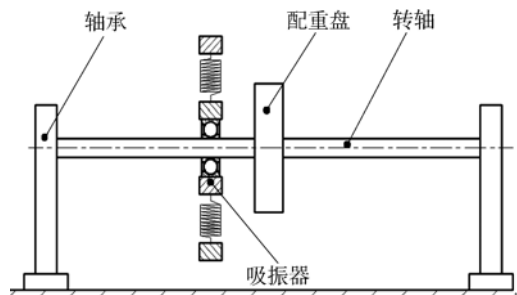


图2 吸振器安装示意图

Fig. 2 Installation schematic of vibration absorber

2 吸振器振动控制机理和效果

2.1 吸振器振动控制机理

吸振器振动控制的机理^[16]:当主系统结构在外激励作用下产生振动时,通过在主系统上附加一个子系统(即吸振器),只要子系统的固有频率与主系统的振动频率相同,吸振器质量块的振荡相对主系统响应有 90° 的滞后,两者相对运动产生的惯性力反作用到主系统上,即可有效地消除主系统结构的振动.从能量转移的角度可以理解为主系统的振动能量转移到附加的子系统上,从而实现减少主系统振动的目的.

对于转子系统,根据转子动力学理论,转子在不平衡等外扰力作用下的动力学方程为

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= F_{ex} \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky &= F_{ey} \end{aligned} \quad (1)$$

其中 m 为转子系统质量, x 和 y 分别表示转子水平和竖直两方向的位移, c 和 k 分别表示转子系统的阻尼和刚度, F_{ex} 和 F_{ey} 为转子在水平和竖直两方向上的外扰力.

在转子合适位置安装吸振器后,系统的动力学方程变为

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= F_{ex} + f'_{ex} \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky &= F_{ey} + f'_{ey} \end{aligned} \quad (2)$$

其中 f'_{ex} 和 f'_{ey} 分别表示水平和竖直两方向吸振器作用于转子系统的惯性力,只要合理设计吸振器的固有频率等于转子系统的振动频率,即可有效消除外扰力影响,降低转子系统的振动.

2.2 吸振器振动控制效果仿真

利用软件 MATLAB 对吸振器抑制转子振动的效果进行仿真.为了简化运算,将实验用单圆盘转子系统简化为单自由度系统,不考虑振动主系统自身阻尼,安装吸振器后,成为二自由度系统.设计的吸振器质量比 u 取为 0.1,按照主系统振

幅最大值最小化理论的最优调谐参数公式^[16-17]设计吸振器其余各结构参数.图3所示为设计条件下吸振器对转子系统的减振效果仿真图.

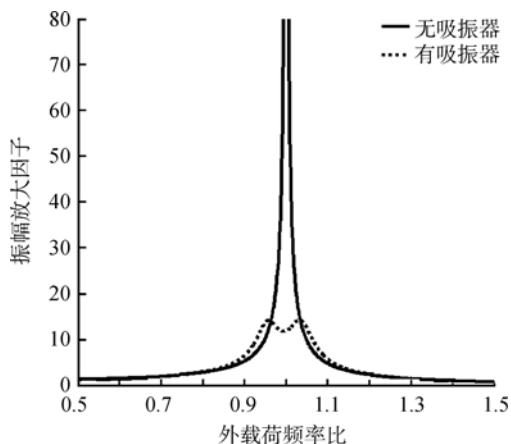


图3 吸振器减振效果仿真图

Fig. 3 Simulation diagram of vibration reduction with vibration absorber

图3表明,当转速达到转子系统的临界转速范围内(即外载荷频率比等于1)时,不加吸振器结构,转子的振幅接近无穷大.安装最优调谐参数下的吸振器后,在临界转速附近转子主系统的振幅大幅度下降.但同时在固有频率邻近范围内会出现2个新的较小振幅峰值,这两点就对应为主系统的最大振幅.对比安装吸振器前后转子的振幅放大因子曲线,表明吸振器能够有效抑制转子经过临界转速时振动,确保在整个转速范围内稳定运行.

3 转子振动控制实验

3.1 实验台简介

转子吸振器减振实验台如图4所示,单圆盘转子对称支撑在两轴承上,轴承直径为10 mm,两轴承之间跨度为440 mm,配重盘质量为506 g.转子系统1阶临界转速为2850 r/min,2阶临界转速高于7000 r/min.转子由电动机经联轴器驱动,通过转速控制器调节,输出转速范围为0~10000 r/min,保证了转子系统能够越过1阶临界转速.轴承顶部含有润滑油杯,从而可以对轴承实时润滑,保证了转子系统的稳定运行.

实验用测试系统为LC-8000系列多通道振动监测故障诊断系统,包含8输入通道和专用振动信号处理采集板.转子水平和竖直两方向振幅由电涡流传感器分别测量,光电传感器采集转速,

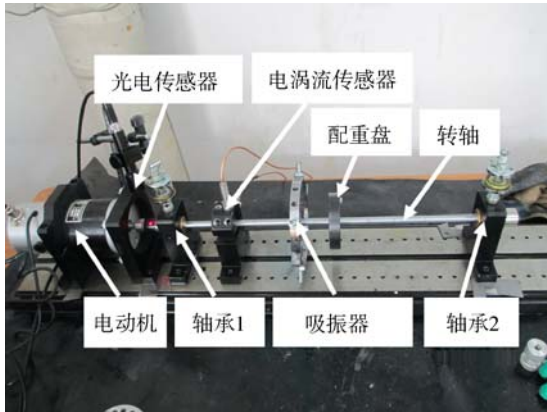


图 4 转子吸振器减振实验台

Fig. 4 Rotor experiment rig of vibration reduction with vibration absorber

从而能够对转子振动的时域波形、频谱、轴心轨迹等实时采集、存储和分析。

针对实验用转子在经过临界转速下的振动频率大小, 基于最优调谐参数公式得到实验用吸振器结构参数, 列于表 1。

表 1 吸振器结构参数

Table 1 Structure parameters of vibration absorber

参数	数值
吸振器外环内径/mm	120
吸振器外环质量/g	148
吸振器与转子系统质量比/%	11.9
吸振器固有频率/Hz	46.4
单根弹簧刚度/(N/m)	4987

3.2 转子经过临界转速实验

转子经过临界转速时振动迅速增大, 频率以 1 倍频成分为主, 吸振器结构参数见表 1, 对转子经过临界转速时的减振特性进行研究。

实验调节转速范围为 600~3500 r/min, 可以确保转子越过临界转速区域, 吸振器安装位置为距离配重盘 50 mm 处。每间隔 60 r/min 测量转子的振幅, 图 5 和图 6 分别为转子经过临界转速时水平和竖直方向振幅随转速的变化曲线(基准情况)。

实验结果表明, 合理设计吸振器固有频率与转子系统临界转速对应频率接近或一致, 转子在水平和竖直两方向上都能有效减振, 且减振频带范围较宽。最好减振效果出现在转子临界转速 2850 r/min 附近, 其中水平和竖直方向减振幅度分别可达 72% 和 86%。转子系统新出现的 2 个振

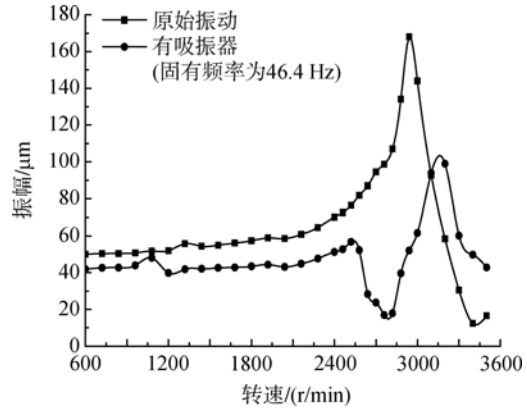


图 5 转子水平方向振幅(基准情况)

Fig. 5 Rotor amplitude of horizontal direction (basic case)

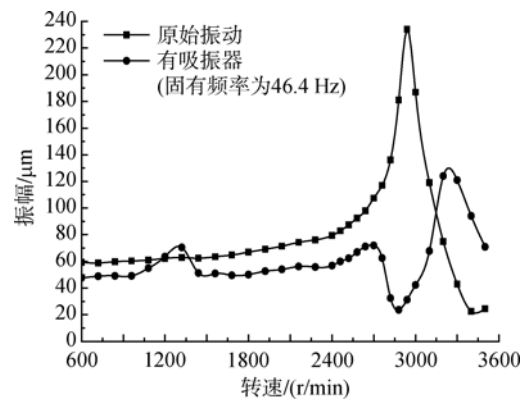


图 6 转子竖直方向振幅(基准情况)

Fig. 6 Rotor amplitude of vertical direction (basic case)

幅峰值在 2 640 r/min 和 3 240 r/min 附近, 其中 2 640 r/min 下的振幅峰值相对原始振动仍可降低 20%, 而 3 240 r/min 对应的振幅峰值相比原始振动振幅峰值仍有大幅度下降。其中水平方向由 168 μm 降到 98.9 μm , 竖直方向由 234 μm 降为 124 μm , 两方向都可达到 50% 左右的降幅。

同仿真结果相比, 实验中新出现的 2 个振幅峰值大小有一定差异。这主要是由于实际加工吸振器结构参数与理论设计下有一定误差, 特别是吸振器实际阻尼比相对理论最优阻尼比较小, 从而导致 2 个振幅峰值不对称。

3.3 吸振器固有频率调节实验

针对转子系统在不同故障频率下的振动, 相应地需要调节吸振器固有频率。实验中通过增加 5% 的外环质量, 得到吸振器固有频率为 41.7 Hz。安装位置及转速调节范围同前一组实验完全一致, 图 7 和图 8 分别对应调节吸振器固有频率

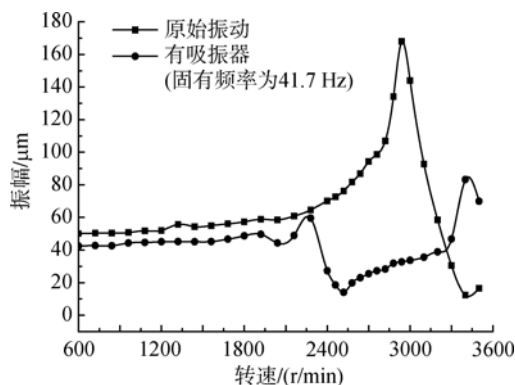


图7 转子水平方向振幅(吸振器固有频率变化)

Fig. 7 Rotor amplitude of horizontal direction
(changed natural frequency of
vibration absorber)

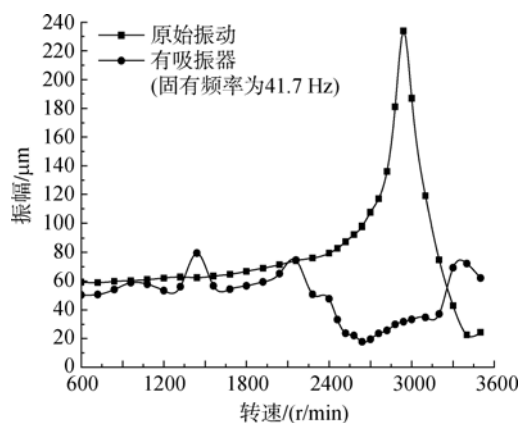


图8 转子竖直方向振幅(吸振器固有频率变化)

Fig. 8 Rotor amplitude of vertical direction
(changed natural frequency of
vibration absorber)

后转子水平和竖直方向的振幅随转速的变化曲线。

从图7、图8中可以看出,增加吸振器外环质量后,振幅最小点出现在吸振器固有频率对应的转速为2520 r/min左右.特别是新出现的2个峰值对应频带范围变宽,分别为2160 r/min和3360 r/min左右.相比第1组实验,峰值频带范围能有效拓宽近50%.这说明增加吸振器质量,可以有效加宽转子的减振频带范围,且新出现的2个振幅峰值较小,转子整体减振效果变好.

3.4 吸振器安装位置实验

对于转子系统而言,吸振器安装位置如何影响减振效果,是一个值得研究的问题.实验用单圆盘转子模型的1阶振型是以中心配重盘为顶点的近似双曲线,振幅在配重盘处最大,依次向两侧轴

承处递减.因此使用固有频率为41.7 Hz的吸振器,设计安装位置分别距离配重盘为20,50,100 mm,得到不同安装位置下的减振效果曲线如图9和10所示.

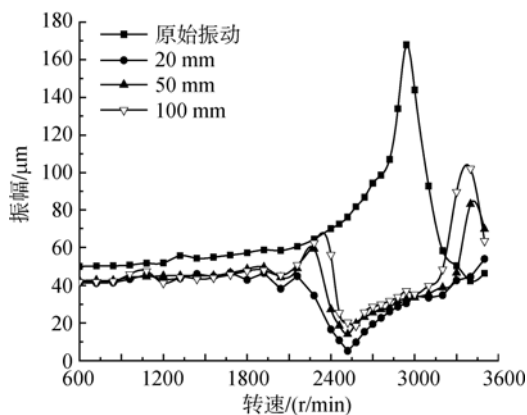


图9 转子水平方向振幅(吸振器安装位置变化)

Fig. 9 Rotor amplitude of horizontal direction
(changed installation position of
vibration absorber)

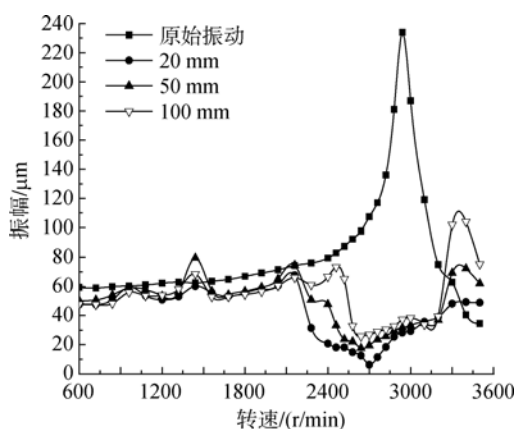


图10 转子竖直方向振幅(吸振器安装位置变化)

Fig. 10 Rotor amplitude of vertical direction
(changed installation position of
vibration absorber)

对比吸振器不同安装位置下的减振效果,可以看到在吸振器固有频率对应的2520 r/min转速下,20 mm处两方向振幅降幅分别为92%和79%,50 mm处为81%和72%,100 mm处为73%和62%.而在其他转速下,也呈现出类似规律,特别是新出现的2个振幅峰值处,可以很明显看到,20 mm位置处振幅最小,50 mm次之,100 mm处振幅最大.因此,吸振器安装位置越靠近振幅较大处,减振效果越好.

3.5 吸振器安装数量实验

多重吸振器是为了扩大吸振器的减振频带范围^[18], 其中每一个吸振器分别对应着不同固有频率. 本文针对转子的不平衡振动, 其频率成分较为单一, 设计了相同固有频率的吸振器, 对安装数量如何影响减振效果进行了研究.

在实验室现有条件下, 更换刚度较小的弹簧, 设计了2个完全相同的吸振器, 固有频率对应为28.6 Hz. 图11所示为安装2个吸振器的转子实验台.

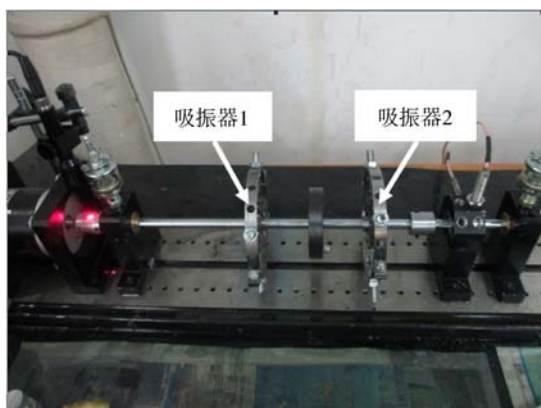


图11 安装2个吸振器的转子实验台

Fig. 11 Rotor experiment rig with two vibration absorbers

在距离配重盘50 mm处安装1个和两侧对称安装2个吸振器分别进行实验. 吸振器固有频率对应转速为1716 r/min, 所以转速调节范围为600~2100 r/min. 图12和图13分别为转子水平和竖直方向振幅随转速的变化曲线.

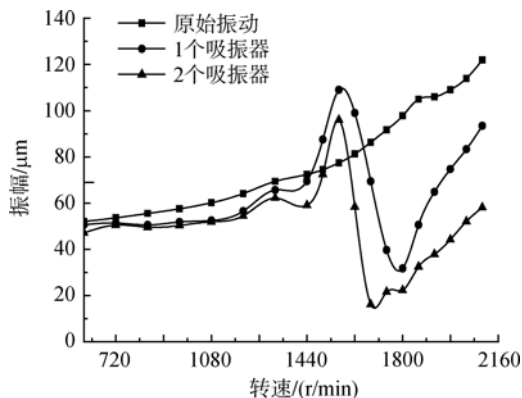


图12 转子水平方向振幅(吸振器安装数量变化)

Fig. 12 Rotor amplitude of horizontal direction (changed installation number of vibration absorbers)

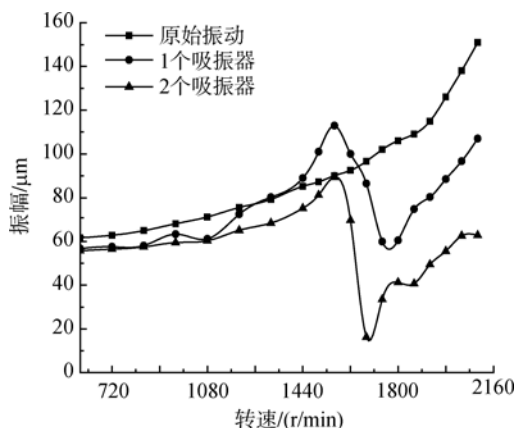


图13 转子竖直方向振幅(吸振器安装数量变化)

Fig. 13 Rotor amplitude of vertical direction (changed installation number of vibration absorbers)

图12和图13表明, 随着转速的升高, 靠近临界转速区域, 转子原始振动增大. 在转子的水平和竖直两方向上, 安装2个吸振器的减振效果要好于安装1个吸振器. 特别是在吸振器固有频率处, 安装2个和1个吸振器水平方向上振幅降幅分别为76%和65%, 竖直方向上分别为67.2%和41.2%. 而在新出现的2个振幅峰值处, 安装2个吸振器相比安装1个吸振器也有10%以上的振幅降幅, 有效提高了安装吸振器出现新振幅峰值的副作用. 因此在情况允许条件下, 针对转子某一转速下的不平衡振动, 安装2个吸振器的减振效果要好于单独1个作用时.

4 结论

本文基于单圆盘转子模型及其振动故障频率特征, 设计了一种吸振器, 对吸振器在转子振动控制中的应用进行了实验研究, 提供了一种转子振动控制方法. 目前正在对某石化企业高炉煤气透平发电装置中转子系统经过临界转速下的振动进行减振改造, 这充分验证了该技术的工程实用性. 得到的主要结论如下:

- 1) 吸振器通过内环-轴承安装到转子系统上, 安装位置灵活, 不改变转子原有支撑结构, 对转子系统的力学特性影响较小.
- 2) 设计吸振器能有效降低转子系统经过临界转速时的振动, 振幅降幅达70%以上, 且减振频带范围较宽. 同时系统会出现2个新的振幅峰值, 但相比原有临界转速下的振幅峰值, 仍可降低50%左右.
- 3) 增加吸振器质量, 可以精确调节吸振器固

有频率,同时有效拓宽吸振器减振频带范围。

4) 对转子系统而言,吸振器安装位置越靠近转子振幅较大区域,减振效果越好。

5) 针对转子系统某一转速下的不平衡振动,安装2个固有频率相同的吸振器的减振效果要好于单独1个作用时。

参考文献:

- [1] 刘晓波. 旋转机械故障诊断若干关键技术研究及应用[M]. 北京:机械工业出版社,2012.
- [2] 战鹏. 挤压油膜阻尼器在解决某低压压气机试验件振动问题上的应用[J]. 航空发动机,2004,30(3):11-14.
ZHAN Peng. Application of a squeeze film damper to LP compressor vibration[J]. Aeroengine,2004,30(3):11-14. (in Chinese)
- [3] Knaki H, Kaneko Y, Kurosawa M, et al. Prevention of low-frequency vibration of high-capacity steam turbine units by squeeze film damper[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1998,120(2):391-396.
- [4] Luis S A, Oscar C D. Dynamic response of squeeze film dampers operating with bubbly mixtures[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2004,126(2):408-415.
- [5] Zarzour M, Vance J. Experimental evaluation of a metal mesh bearing damper[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2000,122(2):326-329.
- [6] 曹磊,高德平,江和甫. 弹性环挤压油膜阻尼器-转子系统临界转速特性[J]. 推进技术,2008,29(2):235-239.
CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Investigation on critical speed characteristics of elastic ring SFD-rotor system[J]. Journal of Propulsion Technology,2008,29(2):235-239. (in Chinese)
- [7] 范天宇,廖明夫,王俨凯. 弹性支承干摩擦阻尼器减振实验研究[J]. 机械科学与技术,2005,24(9):1062-1065.
FAN Tianyu, LIAO Mingfu, WANG Yankai. Experimental investigation of the dry friction damper with elastic support[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2005,24(9):1062-1065. (in Chinese)
- [8] Das A S, Nighil M C, Dutt J K. Vibration control and stability analysis of rotor-shaft system with electromagnetic exciters[J]. Journal of Mechanism and Machine Theory,2008,43(10):1295-1316.
- [9] Nikolajsen J L. An electro viscous damper for rotor applications[J]. Journal of Vibration and Acoustics,1990,112(4):440-443.
- [10] 郭宝亭,朱梓根. 金属橡胶阻尼器在转子系统中的应用[J]. 航空动力学报,2003,18(5):662-668.
GUO Baoting, ZHU Zigen. Application of metal-rubber damper to the rotor system[J]. Journal of Aerospace Power,2003,18(5):662-668. (in Chinese)
- [11] Thompson D J. A continuous damped vibration absorber to reduce broad-band wave propagation in beams[J]. Journal of Sound and Vibration,2008,311(5):824-842.
- [12] 杨智春,李泽江. 颗粒碰撞阻尼动力吸振器的设计及实验研究[J]. 振动与冲击,2010,29(6):69-74.
YANG Zhichun, LI Zejiang. Design and test for a type of particle impact damped dynamic absorber[J]. Journal of Vibration and Shock,2010,29(6):69-74. (in Chinese)
- [13] 张世平,刘方杰,晏砺堂. 转子吸振器挤压油膜系统的研究[J]. 航空动力学报,1987,2(3):204-208.
ZHANG Shiping, LIU Fangjie, YAN Litang. Study on rotor vibration absorber with squeeze film dampers[J]. Journal of Aerospace Power,1987,2(3):204-208. (in Chinese)
- [14] 宋方臻,冯德振,宋波,等. 用电磁悬浮动力吸振器控制转子多频不平衡响应的方法[J]. 机械科学与技术,2004,23(2):170-174.
SONG Fangzhen, FENG Dezhen, SONG Bo, et al. A method for controlling multi-frequency unbalance response of a rotor with magnetically levitated dynamic absorber[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2004,23(2):170-174. (in Chinese)
- [15] 侯曦,王生泽,张凯,等. 一种用于悬臂式空心薄壁转子的调谐质量阻尼器:中国,201110107528.5[P]. 2011-11-23.
- [16] Den Hartog J P. Mechanical vibrations[M]. New York: McGraw Hill,1934.
- [17] Warburton G B. Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters[J]. Journal of Earthquake Engineering and Structural Dynamics,1982,10(3):381-401.
- [18] Igusa T, Xu K. Vibration control using multiple tuned mass dampers[J]. Journal of Sound and Vibration,1994,175(4):491-503.