文章编号：1006-1355(2015)04-0143-06

面向600 MW汽轮发电机的颗粒阻尼器减振试验

贺书文[1,2]，彭志科[1]

（1. 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室，上海 200240；
2. 上海发电设备成套设计研究院，上海 200240）

摘 要：基于600 MW汽轮发电机减振的实际工程需要，建立与机座模态一致的缩比模型。利用该模型，对颗粒阻尼器的减振效果进行系统而全面的试验研究，比较单/双层结构设计和不同类型颗粒对减振效果的影响。试验结果表明，利用微细颗粒之间碰撞、摩擦、动量交换作为减振机理，颗粒阻尼器能够起到良好的减振效果，最大减振幅度超过60 %；在一定条件下，双层颗粒阻尼器的减振效果优于单层；不同类型的单/双层颗粒阻尼器的减振效果不同。颗粒阻尼器在汽轮机减振中具有广阔应用前景。

关键词：振动与波；汽轮发电机；颗粒阻尼器；减振；模态试验
中图分类号：O328；O313 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2015.04.032

Experiment on Damping Characteristics of a Particle Damper for a 600MW Turbine Generator

HE Shu-wen[1,2], *PENG Zhi-ke*[1]

(1. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;
2. Shanghai Power Equipment Research Institute, Shanghai 200240, China)

Abstract: In order to reduce the vibration of a 600 MW turbine generator, the scaled model which has the same modals with the generator base, was established. Using this model, a comprehensive experimental study of the effect of the particle damper on the vibration of the 600 MW turbine generator was carried out. In addition, the performances of vibration reduction for the single-layer/double-layer structure and different types of particles were compared. It shown that the particle damper, which employs the collision, friction and momentum exchange as its damping mechanism, has good damping effect. The maximum amplitude reduction is more than 60 %. Under certain conditions, the damping effect of the double-layer particle damper is better than that of the single-layer particle damper. Different types of particle dampers have different damping effects. The particle damper has a broad application prospect on vibration reduction of turbine generators.

Key words: vibration and wave; turbine generator; particle damper; vibration reduction; modal experiment

汽轮发电机是电力系统的核心设备之一，其安全可靠运行对整个电力系统的稳定性具有重要意义。发电机振动状态是评价机组可靠性的重要指标[1]。发电机振动幅值如果超过允许范围，会引起动、静部件摩擦，加速部件磨损、产生偏磨和电刷冒火等问题，使机组轴系不能正常工作，严重时将破坏机组密封系统、损坏定子铁心松弛片间绝缘性能，进一步导致短路故障等[2]，因此，有必要抑制机组振动幅值以保障机组的安全运行。

颗粒阻尼减振是一种被动抑振技术，其原理是利用颗粒与主系统及颗粒与颗粒间的碰撞、摩擦、动量交换等来抑制主系统的响应，它最初由Hunt[3]提出，并将其用于涡轮机叶片的减振，后续Panossian[4]提出非阻塞性颗粒阻尼以解决因工作条件极端恶劣或限于结构体本身的特殊性而无法采用其它减振措施的结构振动抑制问题。因颗粒阻尼减振器具有减振效果显著、结构简单、成本低廉、易于实施和适合在恶劣环境下使用等优点，它在许多工程领域中迅速得到推广[5]，包括航天航空、交通运输和矿产能源等领域[6]。刘献栋[7]分析颗粒阻尼用于鼓式制动器

收稿日期：2014－12－03
作者简介：贺书文（1988－），男，湖北襄阳人，硕士研究生，主要研究非线性振动及数字信号处理。
E-mail: 552459742@qq.com
通讯作者：彭志科（1974－），男，博士生导师。
E-mail: heshuwen@alumni.sjtu.edu.cn

减振降噪的可行性，并进行试验研究，结果表明颗粒阻尼器可有效提高制动鼓的模态阻尼比，具有良好的减振降噪效果。陈前等[8]提出基于碰撞理论的颗粒阻尼计算模型，并应用于航空结构及直升机旋翼桨叶。夏兆旺等[9]研究基于悬臂梁的颗粒阻尼实验并应用于平板叶片。Moore等[10]试验验证了冲击阻尼器应用于火箭引擎涡轮系统高速转子的振动抑制效果。Lieber[11]将冲击阻尼器应用于飞行器机翼的振动抑制，取得了良好减振效果。Oledzki[12]采用流变计算模型分析研究了颗粒阻尼器对轻质航天器上长管道的振动抑制效果。汪小银等[13]采用颗粒阻尼器对航天器上某结构进行了减振试验，分别研究了正弦扫频和随机激励作用下颗粒阻尼器的减振效果。

某600 MW汽轮发电机为某电气公司所生产，在运行中其冷却器外罩呈现出较大的振动。为保证发电机的安全可靠运行，有必要采取措施将其振动降低到正常的范围内。为验证利用颗粒阻尼器对发电机组冷却罩进行振动抑制的可行性，借助缩比模型，本文对颗粒阻尼器的减振性能进行了全面的试验测试，主要工作有：参考机组的模态测试结果，利用有限元方法设计并加工了和机组具有相同模态的试验台架；利用试验台架，研究发电机汽/励两端激励力相位对机组振动的影响；测试了具有单/双层结构的阻尼器在采用不同类型颗粒时的减振效果，并研究了不同激励力相位差时，阻尼器的减振效果。

1 颗粒阻尼器的工作原理及其设计

颗粒阻尼器利用有限空间内填充的微细颗粒间的碰撞、摩擦、动量交换，消耗振动系统能量，具有可靠度高、耐久性好及对温度变化不敏感等优点。图1给出了冲击载荷作用下颗粒的动力学现象。

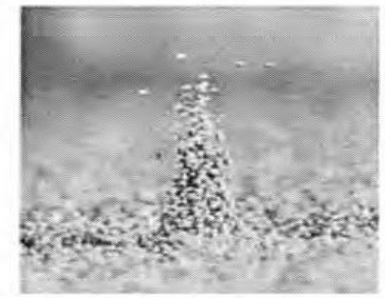


图1 颗粒受到冲击载荷作用下的动力学现象

颗粒阻尼器是一种非线性阻尼器，它具有复杂的耗能机理，至今关于其内部颗粒相互作用机理的理论分析研究很少[14]。现阶段多采用理论计算与试验验证相结合[15]的方式对其进行研究，在理论计算模型方面，运用最广泛的是离散单元法，它是一种按

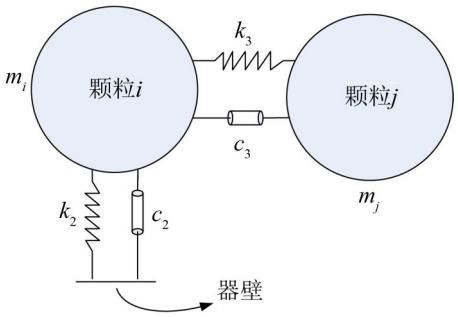


图2 颗粒与器壁之间、颗粒之间的法向接触力模型

时间步长迭代求解离散体力学响应的数值分析方法，它将众多离散体划分为离散单元的集合，利用牛顿第二定律对每个离散单元建立运动方程，再用差分法对其进行求解。利用离散单元法研究颗粒阻尼时，在颗粒之间或颗粒与器壁之间，法向多采用线性接触力模型，切向采用库伦摩擦接触力模型[16]。图2给出了颗粒i与器壁之间及与颗粒j之间的法向接触力模型。

对于颗粒i，其法向接触力表示为

$$F_i^n=\begin{cases} k_2\delta_n+2\zeta_2\sqrt{m_ik_2}\dot{\delta}_{n1},\ \delta_{n1}=r_i-t_i \\ (\text{颗粒}i-\text{器壁}) \\ k_3\delta_n+2\zeta_3\sqrt{\dfrac{m_im_j}{m_i+m_j}k_3}\dot{\delta}_{n2},\ \delta_{n2}=r_i-t_j-\left|h_i-h_j\right| \\ (\text{颗粒}i\text{与器壁}j) \end{cases} \tag{1}$$

其中m_i和m_j分别是颗粒i和j的质量，c_2和c_3分别是阻尼系数，k_2和k_3分别是弹簧刚度，$\dot{\delta}_{n1}$和δ_{n1}分别是颗粒i相对于容器壁的速度和位移，$\dot{\delta}_{n2}$和δ_{n2}分别是颗粒i相对于颗粒j的速度和位移，t_i是颗粒i与容器壁的间距，r_i和r_j是相应颗粒的半径，h_i和h_j是相应颗粒所在的位置，$\zeta_2=c_2/2m_i\omega_2$和$\zeta_3=c_3/2m_i\omega_3$是阻尼比，ω_2和ω_3分别定义为

$$\omega_2=\sqrt{k_2/m_i} \tag{2}$$

$$\omega_3=\sqrt{\frac{m_i+m_j}{m_im_j}k_3} \tag{3}$$

对于颗粒i，它的切向接触力采用库伦摩擦力模型，其切向接触力表示为

$$F_i^t=-\mu_sF_i^n\dot{\delta}_t/\left|\dot{\delta}_t\right| \tag{4}$$

其中μ_s和$\dot{\delta}_t$分别是颗粒间以及颗粒与器壁间的摩擦系数和切向速度。

采用离散单元法分析安装颗粒阻尼器的多自由度系统的流程简述为：判断颗粒i与颗粒j间及颗粒i与器壁间的相对位移，若$\delta_n>0$，通过法向和切向接触力模型可得作用在颗粒i上的接触力；若$\delta_n\leqslant 0$，则无接触力；对作用在颗粒i上的所有接触力求和；以上判断及求解过程对所有颗粒依次进行。叠加所有接触力，并将其代入多自由度系统振动微分方程，即可

求得系统的响应。

表 1　不同类型的单/双层颗粒阻尼器

序号	单/双层	腔体填充
1	单	直径10 mm钢球，2 kg
2	双	直径10 mm钢球，2 kg
3	单	粒度100 μm细砂，2 kg
4	双	粒度100 μm细砂，2 kg

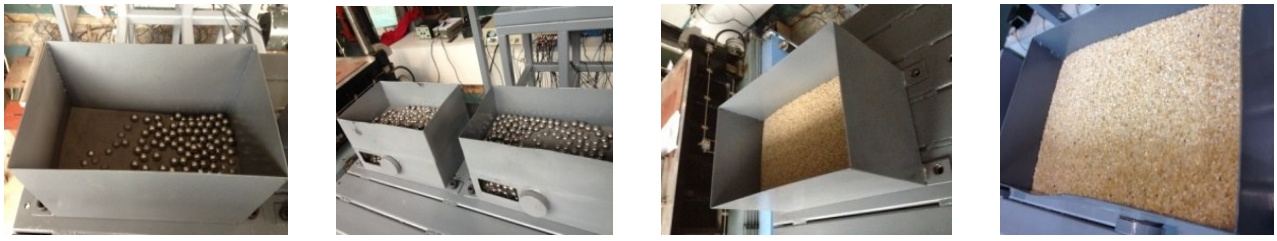
当颗粒阻尼器采用单层结构，且内部颗粒过多时，易限制其底部颗粒运动，削弱它的减振效果。为了克服该问题，本文在单层颗粒阻尼器的基础上，提出使用双层颗粒阻尼器，并利用试验对比了单/双层颗粒阻尼器的减振效果；另外，通过在阻尼器中加入不同类型的颗粒，本文研究了单层钢球(图3(a))、双层钢球(图3(b))、单层细砂(图3(c))、双层细砂颗粒阻尼器(图3(d))的减振效果，并对其进行了比较。

2　试验台架设计

参考600MW汽轮发电机现场模态测试结果，设计与汽轮发电机具有相同模态的试验台架，并采用模态测试方法分析台架是否存在上述模态，保证台架与汽轮机具有一致的模态信息。

2.1　600 MW汽轮发电机模态测试

在如图4(a)所示的汽轮发电机周身布置测点，共63个测点。表2给出了本次模态测试所得汽轮发电机的前4阶模态频率，其中第4阶模态频率为48.98 Hz。图4(b)给出了汽轮发电机的第4阶模态振型，该振型首尾端振动反向，白色线条表示汽轮发电机静止时所在的位置。

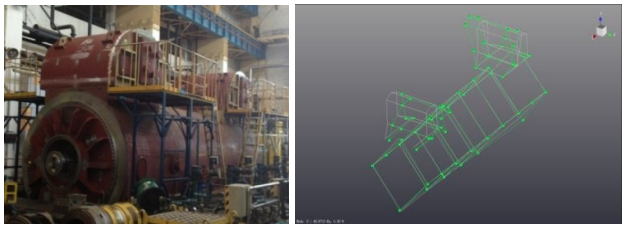


(a)钢球单层　(b)钢球双层　(c) 细砂单层　(d)细砂双层

图 3　不同类型颗粒阻尼器

表 2　600 MW汽轮发电机前4阶模态频率

第n阶模态	1	2	3	4
相应模态频/Hz	26.4	31.37	37.73	48.98

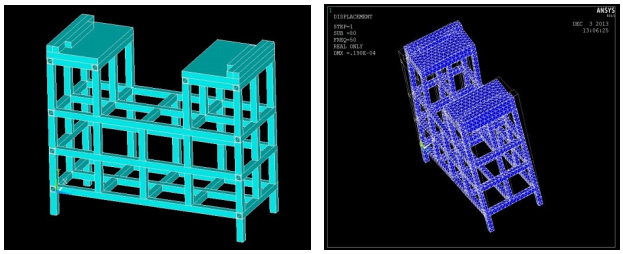


(a) 汽轮发电机　(b) 第4阶模态振型

图4 600 MW汽轮发电机模态试验

2.2　试验台架有限元模型及模态分析

根据2.1节汽轮发电机模态测试结果，采用有限元法设计与600 MW汽轮发电机在48.98 Hz共振区处模态一致的试验台架。图5(a)是建立的有限元模型，经计算，得到试验台架的前5阶模态频率，其中第3阶模态频率为49.08 Hz，且对应的模态振型首尾端振动反向，如图5(b)所示。



(a) 有限元计算模型　(b) 第3阶模态振型

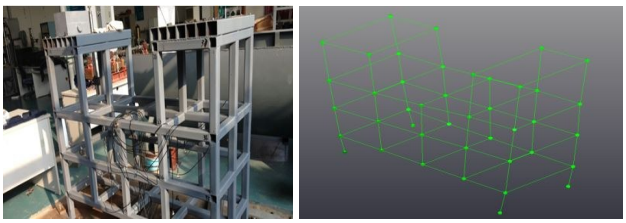
图 5　有限元模态分析

2.3　试验台架模态测试

加工出的试验台架如图6(a)所示。采用锤击法，测量试验台架的频率响应函数和相干函数。表4给出了台架前7阶模态频率，图6(b)是其第7阶模态振型，此时，试验台架的振型首尾端振动反向，对应的模态频率是49.36 Hz，与其有限元模型的第3阶模态一致，如表3所示。因此，所设计的台架与600 MW汽轮发电机在48.98 Hz具有相近的模态，达到设计要求。

表 3　试验台架的前5阶模态频率

第n阶模态	1	2	3	4	5
相应模态频/Hz	39.76	45.26	49.08	65.75	111.69



(a) 试验台架 (b) 试验台架的第7阶模态振型

图 6 试验台架模态试验

3 试验研究内容

振动测试结果显示，600 MW汽轮发电机冷却器外罩振幅偏大，且发电机首尾端振幅相位差在160 °～200 °波动。为确定外罩振动偏大是否由首尾端激励力相位差引起，设计如图7(a)所示的试验：由NI采集卡产生特定频率特定波形的信号，经功率放大器放大，传递给两激振器，对激振器2的输入信号设置延时 T，使激振器1(没有延时)和激振器2(延时 T)产生的激励力相位差保持在160 °～200 °之间。

因汽轮发电机冷却器外罩振动由其轴瓦传递，为与实际情况相似，将两激振器水平放置，如图7(b)。

分别研究有阻尼器与无阻尼器时，相位差对振幅的影响；研究不同类型颗粒的单/双层颗粒阻尼器的减振效果；另外，采用有限元模型研究无阻尼器时两激励力相位差对振幅的影响，并与无阻尼器时的试验结果进行了比较。

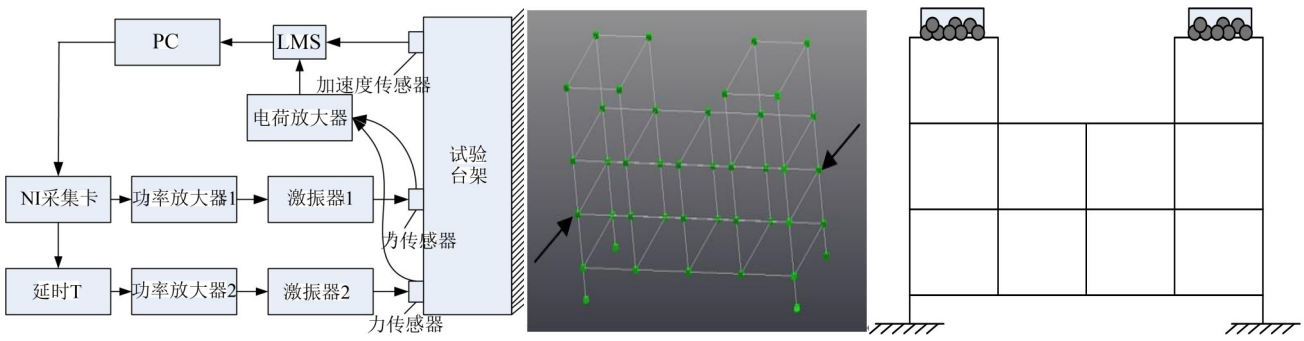
3.1 无阻尼器

在有限元模型两端分别施加频率及振幅相同的简谐激励力，且两激励力频率范围为30 Hz～60 Hz，相位差为160 °～200 °，计算结果如图8(a)所示，其中，图8(b)给出了激励频率为49 Hz时的计算结果，结果显示，相位差为160 °～200 °时，振幅变化率较小。

将两激振器置于试验台架首尾两端，设置同样的激励力频率与相位差，得到如图8(c)所示结果，当激励频率为49 Hz时，试验台架振幅达到峰值，约120 μm，且相位差为160 °～200 °时，试验台架振幅变化不大，这与有限元仿真结果较吻合。

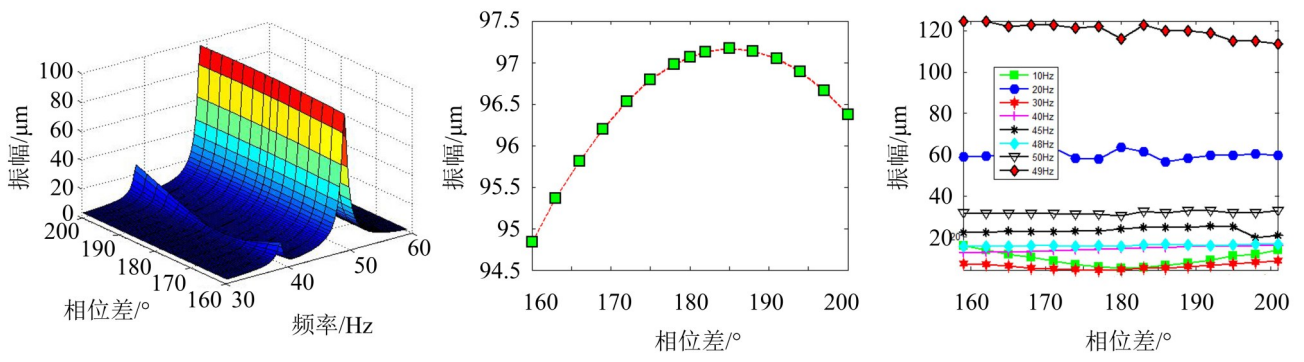
表 4 试验台架前7阶模态频率

第 n 阶模态	1	2	3	4	5	6	7
相应模态频率/Hz	12.02	19.97	27.05	35.08	39.09	45.19	49.36



(a) 试验流程图 (b) 两激振器所在位置 (c) 试验台架的颗粒阻尼减振简图

图 7 试验过程



(a) 有限元仿真-1 (b) 有限元仿真-2 (c) 试验结果

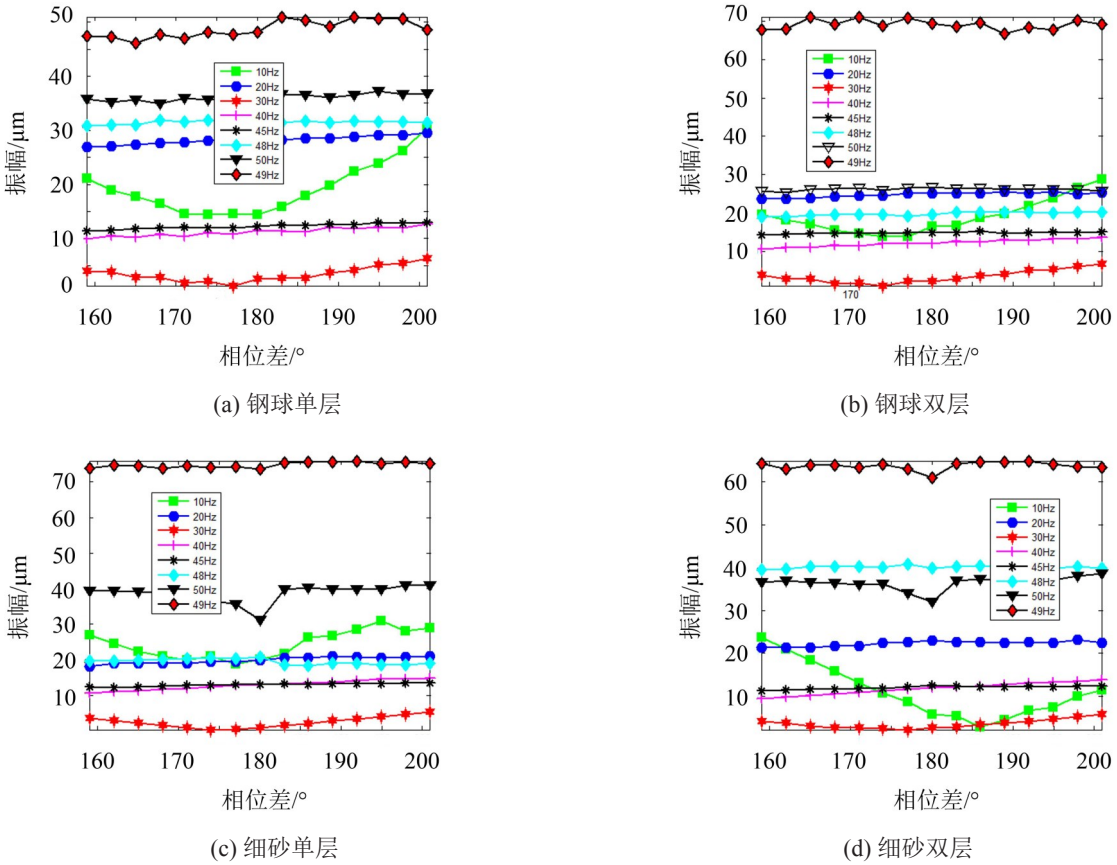
图 8 无阻尼器时，相位差与振幅关系

3.2 安装阻尼器

仍设置两激振器激励力频率为10 Hz～50 Hz，相位差为160 °～200 °，在试验台架顶部安装如图3所示四种颗粒阻尼器，以研究安装阻尼器后相位差对振幅的影响。测试结果如图9所示，结果显示，安装任意类型的颗粒阻尼器，激励频率为49 Hz时，相位差对振幅的影响均不大。

3.3 不同类型颗粒阻尼器减振效果

提取激励频率为49 Hz，安装单/双层钢球、细砂颗粒阻尼器的试验台架振幅及无阻尼器时的台架振幅，得到如图10所示结果，结果显示，颗粒阻尼器能够达到良好的减振效果，最大减振幅度达62.2 %，如



(a) 钢球单层　(b) 钢球双层

(c) 细砂单层　(d) 细砂双层

图9 安装阻尼器后，相位差与振幅关系

表5所示。其中，双层细砂颗粒阻尼器减振效果优于单层；但单层钢球颗粒阻尼器减振效果优于双层，可能的原因是采用等质量的钢球、细砂分别装入阻尼器内部后，钢球密度大数量少，双层钢球颗粒阻尼器底面仅有一层钢球，没有受到上层钢球的压力，此时碰撞较少，能量损耗较少，因此减振效果不及单层；而细砂密度小数量多，单层细砂颗粒阻尼器内部细砂过多，限制了底部细砂运动，削弱其减振效果，因此双层细砂颗粒阻尼器减振效果优于单层。

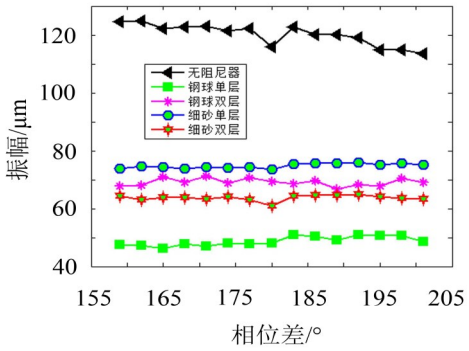


图10 激励频率为49 Hz时，阻尼器减振效果比较

4 结 语

为验证利用颗粒阻尼器抑制发电机组冷却罩振动的可行性，借助缩比模型，对颗粒阻尼器的减振性能进行了全面的试验研究。采用试验研究与有限元仿真相结合的方式研究了无阻尼器时相位差对振幅的影响，研究发现相位差为160 °～200 °时试验台架振幅变化非常小；在试验台架顶部安装单/双层钢球、细砂颗粒阻尼器，满足一定条件时，双层颗粒阻尼器的减振效果优于单层，当相位差为160 °～200 °时，它对振幅的影响仍然很小；颗粒阻尼器采用微细颗粒间碰撞、摩擦、动量交换作为减振机理能够起到良好的减振效果，试验中最大振幅降低率超过60 %。

表 5 测点1在不同相位差时的振幅降低率/(%)

相位差(°)	160	163	166	169	172	175	178	180	182	185	188	191	194	197	200
钢球单层	61.9	62.1	62.2	61.1	61.8	60.3	60.9	58.4	58.5	58.1	59.0	57.2	56.0	55.9	57.2
钢球双层	45.5	45.5	41.9	43.6	42.1	43.3	42.0	40.1	44.1	41.9	44.3	42.6	41.1	38.8	39.1
细砂单层	40.8	40.1	39.1	39.9	39.4	38.8	39.1	36.6	38.6	37.0	36.9	36.2	34.5	34.2	33.8
细砂双层	48.4	49.4	47.7	48.0	48.5	47.2	48.4	47.4	47.5	46.1	46.2	45.4	44.3	44.6	44.2

参考文献：

[1] 李隆年，王宝玲，周汝潢. 电机设计[M]. 北京：清华大学出版社，1992.

[2] 张国强，杨溢. 汽轮发电机振动故障分析与诊断[J]. **大电机技术**，2011(5)：29-34.

[3] Hunt J B. Dynamic vibration absorbers[M]. London: Mechanical Engineering Publications, 1979.

[4] Panossian H V. Structural damping enhancement via non-obstructive particle damping technique[J]. **Journal of Vibration and Acoustics- Transactions of the ASME**, 1996, 118(4): 614-621.

[5] 杜妍辰，王树林，朱岩. 带颗粒减振剂碰撞阻尼的减振特性[J]. **机械工程学报**，2008，44(7)：186-189.

[6] 杜妍辰，刘涤，王树林. 阻尼器结构组成对碰撞阻尼性能的影响[J]. **中国粉体技术**，2012，18(1)：54-57.

[7] 刘献栋，侯俊剑，单颖春. 颗粒阻尼用于鼓式制动器减振降噪[J]. **振动测试与诊断**，2008，28(3)：247-251.

[8] 王青梅，陈前. 基于碰撞理论的颗粒阻尼计算模型及试验研究[J]. **振动测试与诊断**，2007，27(4)：300-303.

[9] 夏兆旺，单颖春，刘献栋. 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.

[10] Moore J J, Palazzolo A B, Gadangi R, et al. Forced response analysis and application of impact dampers to rotor dynamic vibration suppression in a cryogenic environment[J]. **Journal of Vibration and Acoustics**, 1995, 117(3A): 300-310.

[11] Lieber P, Jensen D P. An acceleration damper development design and some applications[J]. **Transactions of the ASME**, 1945, 67(7): 523-530.

[12] Oledzki A. New kind of impact damper from simulation to real design[J]. **Mechanism and Machine Theory**, 1981, 16(3): 247-253.

[13] 汪小银，单颖春，刘献栋，等. 正弦扫频及随机激励颗粒阻尼器减振效果比较[J]. **噪声与振动控制**，2014，34(5)：198-202.

[14] Fowler B L, Flint E M, Olson S E. Effectiveness and predict ability of particle damping[C].Proceedings of SPIE Conf. on Damping and Isolation, Newport Beach, C A, March, 1999, 22.

[15] 路纯红，白鸿柏. 金属橡胶/橡胶复合叠层耗能器试验建模与参数辨识[J]. **振动与冲击**，2007，26(11)：5-9.

[16] 闫维明，黄韵文，何浩祥. 颗粒阻尼技术及其在土木工程中的应用展望[J]. **世界地震工程**，2010，26(4)：18-24.

（简讯）

泛德声学第一届全国噪声与振动控制工程培训成功举办

泛德声学第一届全国噪声与振动控制工程培训于2015年7月2日至3日在环境优美的上海松江立诗顿酒店举办。培训的主办方上海泛德声学工程有限公司，是一家有着十几年声学领域从业经验的公司。在与客户的接触中，泛德声学发现，虽然噪声污染问题已经被一些有担当的企业所重视，但他们在解决这一问题时受到专业的限制，往往会遇到诸多困难。因此泛德声学免费举办本次培训，希望通过培训，为各公司的EHS部门、设备部门和生产部门提供有益支持和帮助。同时，创建一个良好的交流沟通平台，今后遇到任何声学问题都可以在这个平台上讨论、交流。

本次培训邀请了声学方面的专家来进行讲授。同济大学声学研究所所长博士生导师毛东兴教授、中船第九设计研究院吕玉恒教授、上海市环境监测中心魏化军主任以及泛德声学任百吉总经理等主讲了噪声控制的基本知识、法律法规、典型案例等。

培训得到了全国各地的大型工业企业的热情支持和响应，拜耳医药、玛氏食品、江森自控、阿克苏诺贝尔、圣戈班、巴斯夫等世界500强企业都派员参加，第一届培训人数为35名。培训过程中，除进行了学术交流外，还参观了泛德声学公司的声学实验室、声学产品、制造设备等。

泛德声学第一届全国噪声与振动工程培训取得了比较理想的效果。根据培训反馈信息，多数学员认为培训很有针对性，理论和实际相结合，非常有助于解决他们在工作中遇到的噪声问题。学员们表示，免费培训，有机会下一次还要来参加。

（中船第九设计研究院吕玉恒报道）