

# 基于综合优化方法的电力设备动力吸振技术研究

耿明昕<sup>1,2</sup>, 马建刚<sup>1,2\*</sup>, 白晓春<sup>1,2</sup>, 孙强<sup>3</sup>, 申晨<sup>1</sup>, 魏新渝<sup>4</sup>

1. 国网陕西省电力有限公司电力科学研究院, 西安 710100

2. 国网(西安)环保技术中心有限公司, 西安 710100

3. 国网陕西省电力有限公司, 西安 710048

4. 生态环境部核与辐射安全中心, 北京 102446

**摘要** 电力设备噪声具有明显的低频线谱噪声特性, 动力吸振器可控制设备表面振动, 但存在耦合致作用频率偏移、降噪性能降低问题。研究了基于综合优化方法的电力设备动力吸振技术, 以实现低频噪声高效控制, 使设备噪声辐射最小。以设备目标频率声辐射最小为目标, 对动力吸振器的固有频率与安装位置进行综合优化。通过实例验证发现, 综合优化后系统降噪效果显著, 具有可行性与优越性。

**关键词** 电力设备; 动力吸振; 综合优化; 降噪

随着社会经济迅速发展, 居民及商业用电需求激增, 变电站与居民区间的距离越来越远, 如何对变电站噪声进行有效控制成为当前亟需解决的问题<sup>[1]</sup>。输变电工程电力设备噪声具有明显的低频线谱噪声特性, 而动力吸振作为振动控制中常用的方法之一, 能够有效控制低频振动噪声, 这与以 100、200 Hz 等线谱噪声辐射特性为主的电力设备噪声控制需求相一致, 具有广阔的应用前景。

动力吸振器是利用谐振系统吸收主振系统振动能量以减小振动的一种装置, 其原理是在主振系

统上附加弹簧质量谐振系统, 利用谐振系统在共振时产生的反作用力使主振系统振动得以大幅降低<sup>[2]</sup>。动力吸振器在电力设备减振降噪应用中具有良好效果, 将其安装于电力设备表面, 可以通过降低电力设备表面的振动降低设备声辐射, 实现电力设备噪声辐射的高效控制<sup>[3]</sup>。

关于动力吸振的研究, Jolly 等<sup>[4]</sup>通过将动力吸振器置于弹性板表面, 有效降低了吸振频率附近的声功率值; Ma 等<sup>[5]</sup>针对动力吸振器与电力设备的耦合后作用频率出现偏移的情况, 通过调节动力吸振

收稿日期: 2023-11-07; 修回日期: 2024-06-08

基金项目: 国网陕西省电力有限公司科技项目(5226KY22000W)

作者简介: 耿明昕, 教授级高级工程师, 研究方向为电网环保, 电子信箱: 149662969@qq.com; 马建刚(通信作者), 高级工程师, 研究方向为输变电工程噪声与振动控制, 电子信箱: jiangang\_ma@qq.com

引用格式: 耿明昕, 马建刚, 白晓春, 等. 基于综合优化方法的电力设备动力吸振技术研究[J]. 科技导报, 2024, 42(20): 48-54;

doi:10.3981/j.issn.1000-7857.2023.11.01661

器的参数进而优化其频率,使全局声学指标降低到最低以改善动力吸振器降噪效果;Geng等<sup>[6]</sup>考虑了安装动力吸振器后设备表面振动重新分布,导致其减振降噪性能降低或失效的影响,以设备指定频率声功率最小为目标,通过调整动力吸振器位置分布,使系统的减振降噪效果达到最佳。

## 1 动力吸振减振降噪机理

一个质量为 $M$ 、刚度为 $k_1$ 的单自由度系统,在角频率为 $\omega$ 、幅值为 $F$ 的简谐外力激励下作强迫振动。其中,一个质量为 $m$ 、刚度为 $k_2$ 的动力吸振器附连于主系统上,系统示意如图1所示。

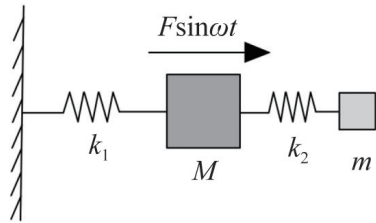


图1 附加动力吸振器的强迫振动系统示意

动力吸振器与主振系所构成的二自由度强迫振动系统方程<sup>[2]</sup>为

$$\begin{cases} M\ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = F \sin \omega t \\ m\ddot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中, $x_1$ 为主振系位移参量, $x_2$ 为动力吸振器质量块位移参量, $t$ 为时间。

求解力学平衡方程可得

$$\begin{cases} X_1 = \frac{(\gamma^2 - \lambda^2)X_{st}}{[(1 - \lambda^2)(\gamma^2 - \lambda^2) - \mu\gamma^2\lambda^2]} \\ X_2 = \frac{\gamma^2 X_{st}}{[(1 - \lambda^2)(\gamma^2 - \lambda^2) - \mu\gamma^2\lambda^2]} \end{cases} \quad (2)$$

式中, $X_1$ 为主振系振幅, $X_2$ 为动力吸振器质量块振幅, $X_{st}$ 为主振系统的静变形, $\mu=m/M$ 为质量比, $\lambda=\omega/\omega_1$ , $\gamma=\omega_2/\omega_1$ , $\omega_1=\sqrt{k_1/M}$ 为主振系统的固有频率, $\omega_2=\sqrt{k_2/m}$ 为动力吸振器固有频率。

由式(2)可知,当简谐外力频率与动力吸振器固有频率相等时,主振系统振幅为零,此时简谐外

力激起动力吸振器的共振,主振系统保持不动。结构机械噪声辐射大小取决于表面振动和振动转移到周围的能力,其辐射声功率可表示为

$$W = \rho_0 c S \sigma_{rad} \langle \mu^2 \rangle \quad (3)$$

式中, $\rho_0 c$ 为空气特性阻抗, $S$ 为结构辐射表面积, $\sigma_{rad}$ 为结构声辐射效率, $\langle \mu^2 \rangle$ 为振源表面振动速度平方的时间平均值。

由式(3)可知,当结构表面振速为零时,系统向外辐射的噪声为零,因此,将动力吸振器应用于电力设备减振降噪中,可通过调节动力吸振器的固有频率最小化主系统表面振动,实现电力设备噪声辐射的高效控制<sup>[7]</sup>。

## 2 最优化降噪设计

针对电力设备中常见且难以控制的100、200 Hz等工频倍频线谱噪声辐射严重的情况,利用全局优化算法,选定优化参量,给出参量范围,确定目标函数,施加约束条件,以辐射声功率为控制目标对动力吸振器的固有频率与位置分布进行综合优化,利用动力吸振器-被控结构耦合系统反馈控制流程完成优化工作,确定最优化动力吸振器固有频率及位置参数,最大限度控制电力设备辐射噪声。

利用动力吸振器进行电力设备低频噪声控制,因其作用偏移范围通常较有限,所以最优频率通常位于目标频率附近<sup>[8-10]</sup>,为实现优化设计快速准确收敛,本文选用Nelder-Mead算法,频率初始值赋目标频率值,初始按均匀方式布置。Nelder-Mead算法主要用于在多维空间中寻找目标函数的最大最小值问题,它是基于比较的一种直接搜索方法,主要应用于导数不确定的非线性优化问题,具有很高的求解效率。具体优化流程如图2所示。

利用全局优化算法通过优化动力吸振器参数对电力设备噪声辐射进行控制,为简化分析,参考文献[6]建立“油-钢-空气”声辐射模型,模拟变压器内部绝缘油-钢壳体-外部空气的声传递模型,如图3(a)所示。模型的绝缘油侧定义为实测数据激励输入,通过对比钢结构动力吸振器安装前后空气侧声辐射变化情况,获得动力吸振降噪效果。

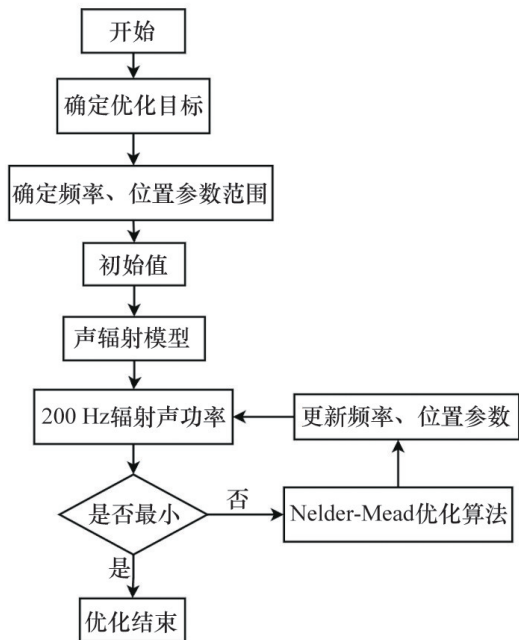


图2 优化流程

为验证动力吸振器的降噪效果,建立在设备壳体外部附加4个动力吸振器的简化变压器声辐射模型,如图3(b)所示。动力吸振器固有频率为200 Hz,并以动力吸振器固有频率及安装位置为优化参数,以200 Hz频率处电力设备辐射声功率最小为目标进行优化设计。通过对比动力吸振器优化安装前后空气侧声辐射变化情况,获得动力吸振降噪优化效果。

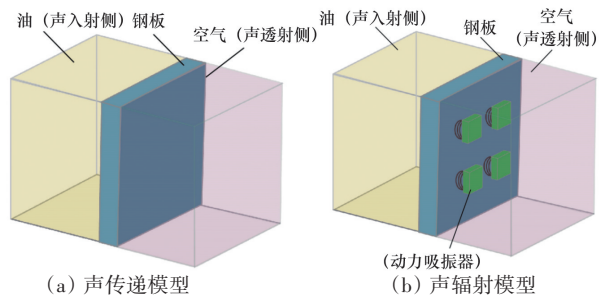


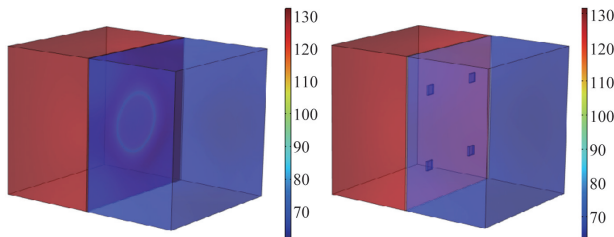
图3 变压器简化模型

以200 Hz为降噪设计目标频率,实现变压器模型在该频率下声辐射的最小化,模型各参数如表1所示。

表1 模型材料及参数

参数	材料		
	绝缘油	钢	空气
密度/( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	993	7800	1.2
声速/( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )	1450	—	343
壳体厚度/mm	—	6	—
杨氏模量/Pa	—	$2.16\times 10^{11}$	—
泊松比	—	0.28	—
损耗因子	—	0.001	—

计算图3所示模型即可获得安装固有频率为200 Hz的动力吸振器前后变压器声辐射模型声场云图对比如图4所示。



(a) 动力吸振器安装前 (b) 动力吸振器安装后

图4 动力吸振器安装前后200 Hz声辐射云图

由上图可知,在动力吸振器安装后模型云图空气侧颜色与安装前相比更浅,这表明安装动力吸振器反而使变压器模型的降噪效果减弱,整理数据可知动力吸振器安装前模型的200 Hz辐射声功率为64.206 dB,安装后为64.937 dB。由此可见,安装目标频率相同的动力吸振器后变压器辐射声功率不降反增,为研究这一现象出现的原因,给出动力吸振器安装前后系统辐射声功率对比曲线(图5)。

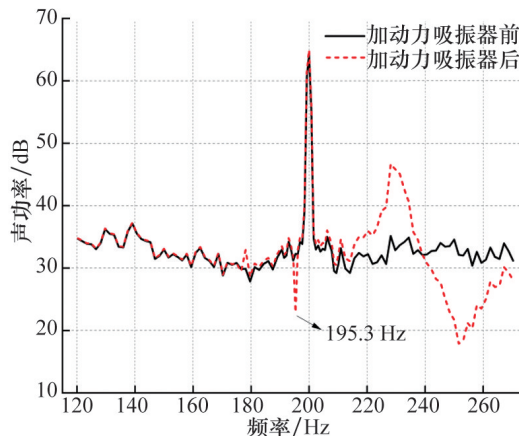


图5 动力吸振器安装前后系统辐射声功率对比曲线

由图5可知,动力吸振器安装前,分析频段内模型的辐射声功率曲线呈线谱特性。在安装动力吸振器后,声辐射曲线在195.3 Hz出现明显的谷值,该频率下模型的噪声辐射出现了显著的降低。而在其他频率范围内,由于动力吸振器安装后与钢板发生耦合作用导致模态发生变化,部分频率下声功率曲线有起伏。在200 Hz处,动力吸振器安装后的模型声辐射高于安装前,这一现象与预想中的动力吸振降噪效果截然不同,作用频率发生了一定范围内的偏移。因此需要对动力吸振器进行综合优化调节,以期实现对电力设备200 Hz频率辐射噪声的最优化控制。

### 3 频率与位置优化

针对电力设备200 Hz噪声辐射控制,参考文献[5]首先对动力吸振器的固有频率进行优化,优化模型基本参数如表2所示。

表2 200 Hz动力吸振器固有频率优化模型参数

参数名称	参数定义
目标函数	200 Hz辐射声功率
优化参数	动力吸振器固有频率
参数范围	100~300 Hz
初始值	200 Hz
优化容差	0.01

根据上述参数进行动力吸振器固有频率优化工作,可得到最优化动力吸振器固有频率,200 Hz系统辐射声功率与动力吸振器固有频率的迭代收敛曲线如图6所示。

由图6可见,当初始频率为200 Hz时,利用优化模型,在经过27次迭代后系统辐射声功率收敛稳定于38.643 dB,对应动力吸振器固有频率为204.82 Hz。动力吸振器固有频率经过优化后200 Hz系统辐射声功率曲线如图7所示

由图7可见,对动力吸振器的固有频率进行优化后,在200 Hz处系统辐射声功率明显降低,为38.643 dB,相较于优化前,降噪量达到了26.294 dB,降噪效果显著。

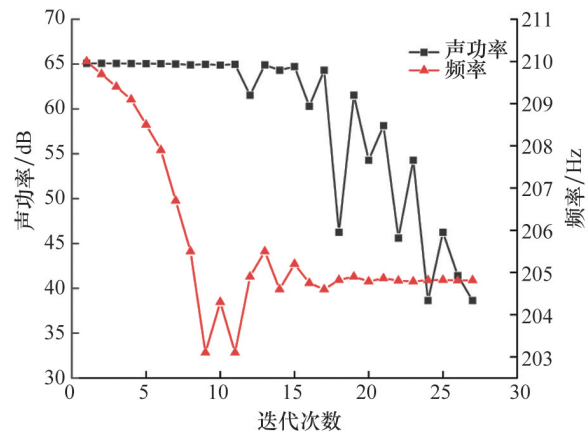


图6 200 Hz系统辐射声功率与动力吸振器固有频率收敛曲线

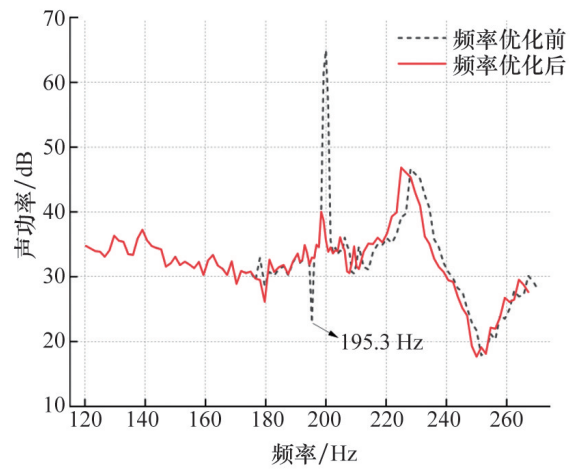


图7 动力吸振器固有频率优化后系统辐射声功率

验证了优化动力吸振器固有频率的可行性后,参考文献[6]中的方法同时对动力吸振器的安装位置进行优化。以200 Hz系统辐射声功率最小为目标,4个动力吸振器分布位置为优化参数,动力吸振器位于设备表面且位置不重复为约束条件进行优化,得到4个动力吸振器安装位置收敛图(图8)及系统辐射声功率收敛图(图9)。

由图8和图9可见,动力吸振器的安装位置随迭代次数增加逐渐趋于稳定,辐射声功率随迭代次数的增加呈减小趋势,获得优化后4个动力吸振器的最优安装位置为(0.132 m, 0.131 m)(-0.131 m, -0.130 m)(-0.136 m, 0.138 m)以及(0.134 m, -0.136 m)。

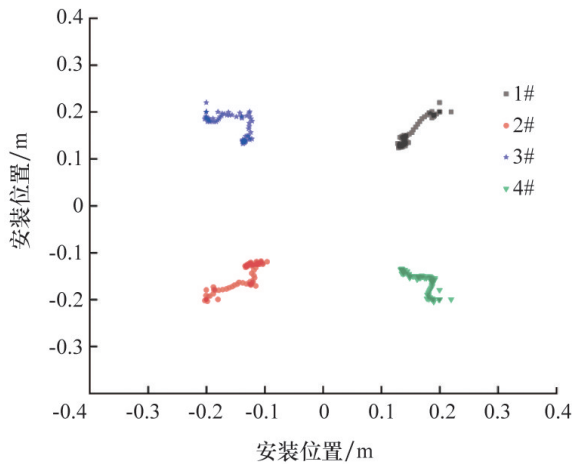


图8 安装位置收敛图

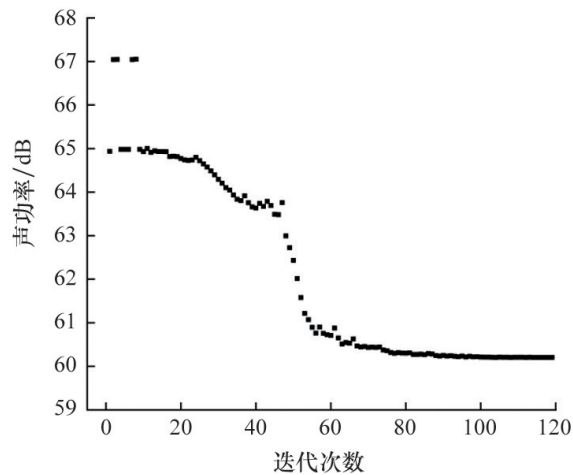


图9 系统辐射声功率收敛图

目标频率相同的动力吸振器安装在变压器表面上后会与其发生耦合,导致结构原有状态发生变化,所以在固定位置加装动力吸振器后,200 Hz系统声辐射有所降低,但幅度较小,且动力吸振器安装位置变化耦合导致部分频率声辐射有起伏。由图10可知,对动力吸振器进行安装位置优化后,频率为194.5 Hz时系统声辐射最小,而在200 Hz下系统辐射声功率为60.207 dB,较优化前只降低了3.999 dB,优化效果不明显。

综上所述,变压器表面附近动力吸振器后发生耦合作用,导致动力吸振器的作用频率发生偏移,原设计频率位于动力吸振器作用频段范围之外。在分别对其固有频率及安装位置进行优化后,发现优化频率后降噪效果较好,优化位置后系统声辐射

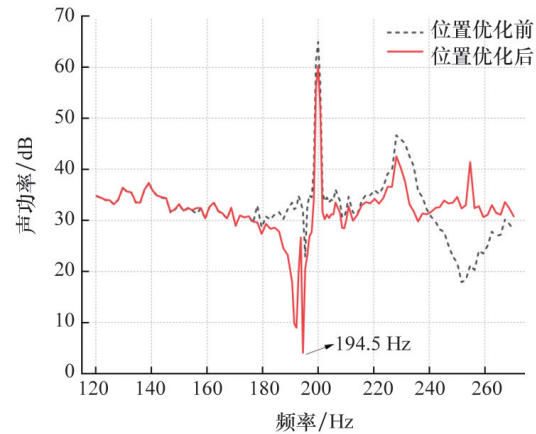


图10 动力吸振器安装位置优化后系统辐射声功率

略有降低,但效果不明显。因此,对动力吸振器的固有频率与安装位置进行综合优化,以便更好地对电力设备200 Hz频率辐射噪声进行控制。

## 4 综合优化

利用Nelder-Mead算法,以200 Hz系统辐射声功率最小为目标,动力吸振器固有频率与安装位置为参数,对模型进行优化设计。利用Nelder-Mead算法,以200 Hz系统辐射声功率最小为目标,动力吸振器固有频率与安装位置为优化参数,对模型进行优化设计。动力吸振器固有频率初始值为200 Hz,优化范围为100~300 Hz;安装位置初始值为(-0.200, 0.200)(0.200, 0.200)(0.200, -0.200)(-0.200, -0.200),优化范围为(-0.400, 0.400)(-0.400, 0.400)。模型优化容差0.001,约束条件为各动力吸振器不重合,即 $d_{ij} > 0.05$  m( $i=1,2,3,4$   $i \neq j$ ), $i, j$ 为动力吸振器编号。

根据上述参数进行对动力吸振器的综合优化工作,优化后200 Hz系统辐射声场云图如图11所示。得到最优动力吸振器固有频率为204.87 Hz,最优安装位置为(0.181 m, 0.178 m)(-0.180 m, -0.187 m)(-0.176 m, -0.193 m)(0.172 m, -0.184 m),最小辐射声功率为37.209 dB,与动力吸振器安装前相比降低了26.997 dB。综合优化后200 Hz系统辐射声功率如图12所示。

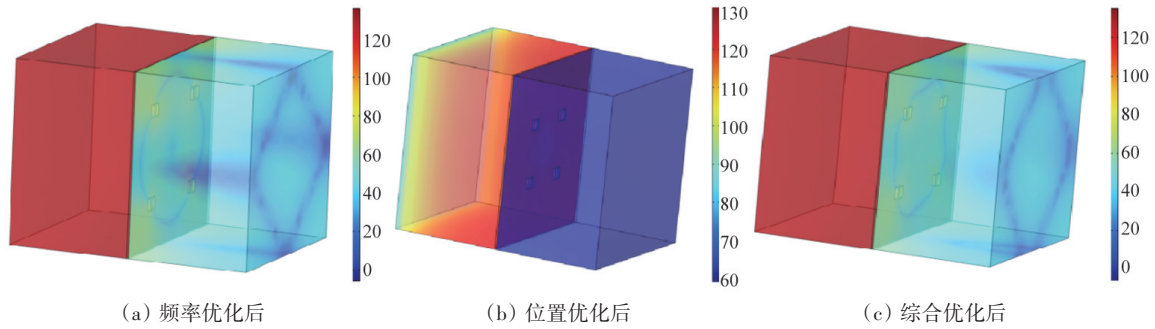


图11 200 Hz系统辐射声场云图

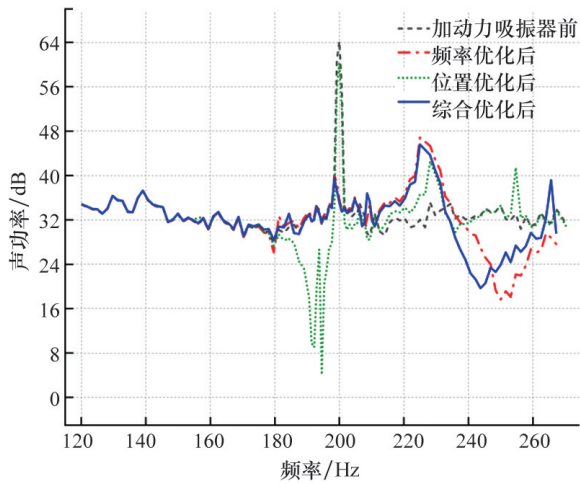


图12 综合优化后200 Hz系统辐射声功率

由图12可见,仅对动力吸振器的固有频率进行优化后,200 Hz系统声辐射与安装动力吸振器前相比下降幅度较大;仅对动力吸振器的安装位置进行优化后,其出现声功率谷值的作用频率发生较大偏移,在200 Hz时系统声辐射下降幅度较小;对动力吸振器的固有频率与安装位置进行综合优化后系统的声辐射最小,在200 Hz处声辐射下降幅度最大。不同优化模型的结果如表4所示。

由表3可知,对动力吸振器进行综合优化后,200 Hz的系统声辐射功率最小,与加装动力吸振器前相比,降噪量达到26.997 dB,效果最佳,且与仅优化固定频率及仅优化安装位置相比,综合优化在声辐射噪声控制方面具有一定优越性,验证了对动力吸振器进行综合优化的可行性。

表3 不同优化模型结果对比

参数	模型			
	加动力吸振器前	仅优化频率	仅优化位置	综合优化
动力吸振器固有频率/ Hz	200	204.82	—	204.87
动力吸振器安装位置/m	(0.200 m, 0.200 m)		(0.132 m, 0.131 m)	(0.182 m, 0.178 m)
	(-0.200 m, -0.200 m)		(-0.131 m, -0.130 m)	(-0.180 m, -0.186 m)
	(-0.200 m, 0.200 m)	—	(-0.136 m, 0.138 m)	(-0.176 m, 0.193 m)
	(0.200 m, -0.200 m)		(0.134 m, -0.136 m)	(0.172 m, -0.184 m)
200 Hz辐射声功率/dB	64.206	38.643	60.207	37.209

## 5 结论

针对在电力设备的低频噪声控制中动力吸振器附于设备表面后与设备发生耦合作用,导致动力吸振器作用频率发生偏移的情形,分别对动力吸振器进行了固有频率优化、安装位置优化及二者综合

优化3种优化。并且以变压器简化模型为分析对象进行了最优化设计、分析及验证工作,得到以下结论。

1) 分别对动力吸振器进行了固有频率、安装位置优化,结果表明,频率优化与位置优化均可实现动力吸振器降噪性能的进一步提升,对动力吸振

器固有频率进行优化后降噪效果较好,优化安装位置后系统声辐射略有降低但效果不明显。

2) 对动力吸振器的固有频率及安装位置进行综合优化,其结果与仅优化固定频率或仅优化安装位置相比具有一定优越性,系统降噪效果最佳,验证了对动力吸振器进行综合优化的可行性。

3) 基于综合优化方法的电力设备低频线谱噪声控制技术综合了频率优化与位置优化的优点,降噪效果最为显著,可有效弥补修正动力吸振器的安装耦合作用,实现对电力设备噪声辐射的高效控制。

### 参考文献(References)

- [1] Wang X, Yang B T, You J X, et al. Coarse-fine adaptive tuned vibration absorber with high frequency resolution [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 383: 46-63.
- [2] 盛美萍, 王敏庆, 马建刚. 噪声与振动控制技术基础[M]. 3版. 北京: 科学出版社, 2017.
- [3] Mohammad R B. Mechanics of electrical transmission line robot inspector: Pendulum as a dynamic vibration absorber[J]. *E3S Web of Conferences*, 2020, 162: 03004.
- [4] Jolly M R, Sin J Q. Passive tuned vibration absorbers for sound radiation reduction from vibrating panels[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 191(4): 577-583.
- [5] Ma J G, Wu J, Geng M X, et al. Optimal analysis on low frequency line spectrum sound control of power equipment using dynamic vibration absorber[J]. *Vibroengineering Procedia*, 2022, 41: 117-123.
- [6] Geng M X, Ma J G, Jing Y, et al. A position optimization strategy of the dynamic vibration absorber for the noise control of the power equipment[J]. *Vibroengineering Procedia*, 2022, 47: 16-22.
- [7] Hua Y Y, Wong W, Cheng L. Optimal design of a beam-based dynamic vibration absorber using fixed-points theory[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 421: 111-131.
- [8] Wang Q, Zhou J X, Wang K, et al. Dual-function quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber: Low-frequency vibration mitigation and energy harvesting[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2023, 116: 636-654.
- [9] Liu K F, Liu J. The damped dynamic vibration absorbers: Revisited and new result[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 284(3/4/5): 1181-1189.
- [10] Chang Y P, Zhou J X, Wang K, et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021, 494: 115859.

## Research on dynamic vibration absorption technology of power equipment based on comprehensive optimization method

GENG Mingxin<sup>1,2</sup>, MA Jiangang<sup>1,2\*</sup>, BAI Xiaochun<sup>1,2</sup>, SUN Qiang<sup>3</sup>, SHEN Chen<sup>1</sup>, WEI Xinyu<sup>4</sup>

1. State Grid Shaanxi Electric Power Research Institute, Xi'an 710100, China
2. State Grid (Xi'an) Environmental Protection Technique Center Co., Ltd., Xi'an 710100, China
3. State Grid Shaanxi Electric Power Co., Ltd., Xi'an 710048, China
4. Nuclear and Radiation Safety Center, Ministry of Ecology and Environment of People's Republic of China, Beijing 102446, China

**Abstract** The noise of electric power equipment shows obvious noise characteristics of low-frequency line spectrum. The dynamic vibration absorber can control the surface vibration of the equipment, but also cause problems of coupling frequency offset and noise reduction performance reduction. The dynamic vibration absorption technology of power equipment based on comprehensive optimization method is studied to realize the efficient control of low-frequency noise and minimize the noise radiation of equipment. Aiming to minimize the acoustic radiation of the target frequency of the equipment, the natural frequency and installation position of the dynamic vibration absorber are comprehensively optimized. Example verification shows remarkable effect of noise reduction by the system with comprehensive optimization. Being feasible and superior, the method can provide reference for noise reduction optimization.

**Keywords** power equipment; dynamic vibration absorption; optimization; noise reduction ●



(责任编辑 王微)