

含离合惯容与接地刚度的改进 Voigt 型动力吸振器

段子鑫¹, 申永军^{1,2}

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 石家庄铁道大学 省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室, 河北 石家庄 050043)

摘要:针对传统 Voigt 型动力吸振器减振频带窄、性能受限于质量比的问题,提出了一种融合离合惯容与接地刚度的改进型动力吸振器模型。该模型在经典 Voigt 结构基础上,通过引入兼具惯性调节与单向能量耗散特性的离合惯容,以及可调整系统刚度分布的接地弹簧,构成了一种新型被动控制装置。采用平均法推导系统的近似解析解,进一步利用遗传算法对刚度比、频率比和阻尼比等关键参数进行全局优化,并结合数值仿真验证其正确性和准确性。研究表明,离合惯容显著抑制了传统惯容的能量回馈问题,其类阻尼特性增强了系统稳定性与能耗能力,接地刚度的引入则进一步优化了系统固有频率分布。通过与多种典型动力吸振器在相同质量比与惯质比条件下进行对比验证,结果表明,该改进模型能显著降低主系统共振幅值,同时有效拓宽减振频带,表现出更优越的综合振动抑制性能。此研究为设计高性能被动动力吸振器提供了新的理论依据与优化设计方法,在机械工程振动控制领域具有良好的应用价值。

关键词: 离合惯容; 动力吸振器; 接地刚度; 参数优化

中图分类号: TH113.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2026)02-0079-07

0 引言

动力吸振器(Dynamic Vibration Absorber, DVA)是保障机械装备与工程结构安全平稳运行的关键被动减振技术,但经典 Voigt 型 DVA 存在减振频带窄、性能受限于质量比等固有缺陷^[1-2]。为此,Smith^[3]提出了“惯容器”概念,以小质量实现大表观惯性,Shen et al^[4]、彭海波等^[5]进一步将该元件引入 DVA 并基于固定点理论进行了参数优化。然而,传统惯容在相对减速阶段存在能量回流问题,Wang et al^[6]揭示了“离合效应”机理,通过单向离合器实现惯性元件的阶段性参与以增强耗能。Wu et al^[7-8]则设计了新型离合惯容原型机,并系统研究了其在 Voigt 型 DVA 中的应用。与此同时,接地刚度作为另一类性能提升手段,王孝然等^[9]研究了含接地刚度三要素型 DVA 的优化问题,隋鹏等^[10-11]将惯容与接地刚度结合,引入放大机构以增强惯性效应。在多参数优化方面,遗传算法等智能方法^[12-13]为复杂非线性的全局寻优提供了有效工具。尽管如此,现有研究多单独引入离合惯容或接地刚度,缺乏两者的协同集成与全局优化,且离合惯容引入的非线性使传统固定点理论难以获得解析最优解。针对上述不足,提出一种融合离合惯容与接地刚度的改进 Voigt 型动力吸振器(Clutching Inerter-Grounded Stiffness Dynamic Vibration Absorber,简称 CIGS-DVA),分析了其减振机理与性能优势,以期拓宽频带、高性能被动振动控制提供新的理论依据。

1 离合惯容的原理

Smith^[3]提出的“惯容器”概念,为振动控制领域提供了一种全新的理论思路。如图 1 所示,齿轮齿条式惯容通过齿条驱动齿轮组带动飞轮高速旋转,将动能主要储存于飞轮中。作为一种两端点机械元件,其输出力与两端相对加速度成正比,实现了以微小物理质量提供大表观惯性的功能。

收稿日期:2026-05-13 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20260114

基金项目:国家自然科学基金(12272242,12572019)

作者简介:段子鑫(2002—)男,硕士研究生,研究方向为机械系统动力学与振动控制。E-mail:2835710020@qq.com

段子鑫,申永军.含离合惯容与接地刚度的改进 Voigt 型动力吸振器[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2026,39(2):79-85.

然而,传统惯容在两端相对加速时储存动能,在相对减速阶段,飞轮中储存的动能会对系统产生反向驱动,引发能量回流问题。针对这一不足,Wang et al^[6]提出并揭示了“离合效应”的作用机理:使惯性元件在振动过程中阶段性参与,仅在有利于能量耗散的阶段提供惯性作用,在不利阶段与系统脱开,从而加速响应衰减并提升控制效果。

基于该机理,可通过设置一对方向相反的单向离合器实现飞轮与齿条在特定运动阶段的暂态脱离,结构如图 2 所示。齿条的直线运动驱动齿轮并带动飞轮旋转。两端点向外运动时,右侧离合器不起作用,左侧离合器根据相对速度与相对加速度乘积的符号控制啮合状态:乘积大于 0 时啮合,飞轮参与运动提供惯性效应;乘积小于 0 时脱离,飞轮与系统分离,惯容作用消失。同理,两端点向内运动时,由右侧离合器执行相同的选择性啮合。该结构有效抑制了飞轮对系统的反向驱动,削弱了能量回馈的现象,提升了系统运行的稳定性与可控性。

2 动力吸振器模型及参数优化

图 3 为所提出的 CIGS-DVA,其中, m_1 和 m_2 分别表示主质量和动力吸振器质量; k_1 和 k_2 分别表示主系统和吸振器刚度; k_3 表示接地弹簧刚度系数; c 表示吸振器阻尼系数; b 表示离合惯容系数; F_0 与 ω 分别代表激振力的振幅与频率。

根据牛顿第二定律写出动力学方程

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b[\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2] = F_0\cos\omega t \\ m_2\ddot{x}_2 + k_3x_2 + k_2(x_2 - x_1) + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b[\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1] = 0 \end{cases} \quad (1)$$

并引入表 1 参数进行无量纲处理。

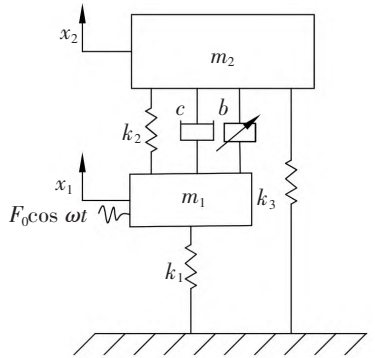


图 3 CIGS-DVA

表 1 符号说明表

符号	定义	符号	定义
$\mu = \frac{m_2}{m_1}$	吸振器与主系统的质量比	$\lambda = \frac{\omega}{\omega_1}$	激励频率比
$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$	主系统的固有频率	$f = \frac{\omega_2}{\omega_1}$	固有频率比
$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$	吸振器的固有频率	$\zeta = \frac{c}{2m_2\omega_2}$	阻尼比
$\alpha = \frac{k_3}{k_1}$	刚度比	$\delta = \frac{F_0}{k_1}$	系统静平衡状态下的位移
$\beta_1 = \frac{b}{m_1}$	惯质比,在该系统中惯质比是可变的	$\tau = \omega t$	无量纲时间

式(1)无量纲处理后的方程为

$$\begin{cases} \frac{d^2 y_1}{d\tau^2} + \beta_1 \frac{d^2 y_r}{d\tau^2} + \frac{1}{\lambda^2} y_1 + \frac{f^2 \mu}{\lambda^2} y_r + \frac{2\xi f \mu}{\lambda} \frac{dy_r}{d\tau} = \frac{1}{\lambda^2} \cos \tau \\ \frac{d^2 y_1}{d\tau^2} - \left(1 + \frac{\beta_1}{\mu}\right) \frac{d^2 y_r}{d\tau^2} + \frac{\alpha}{\mu \lambda^2} y_1 - \left(\frac{\alpha}{\mu \lambda^2} + \frac{f^2}{\lambda^2}\right) y_r - \frac{2\xi f}{\lambda} \frac{dy_r}{d\tau} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中, $y_1 = \frac{x_1}{\delta}$, $y_r = \frac{x_1 - x_2}{\delta}$ 。

$$\beta_1 = \frac{b}{m_1} = \begin{cases} \epsilon & \text{sgn}(\ddot{y}_r \dot{y}_r) > 0 \\ 0 & \text{sgn}(\ddot{y}_r \dot{y}_r) < 0 \end{cases} \quad (3)$$

设式(2)解的形式为

$$\begin{cases} y_1 = A_1(\tau) \cos \phi_1(\tau) \\ \frac{dy_1}{d\tau} = -A_1(\tau) \sin \phi_1(\tau) \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} y_r = A_r(\tau) \cos \phi_r(\tau) \\ \frac{dy_r}{d\tau} = -A_r(\tau) \sin \phi_r(\tau) \end{cases} \quad (5)$$

式中, $A_1(\tau)$ 为主质量位移的振幅; $A_r(\tau)$ 为主质量与吸振器质量之间相对位移的振幅, 对应的相位函数分别为 $\phi_1(\tau) = \tau + \theta_1(\tau)$ 和 $\phi_r(\tau) = \tau + \theta_r(\tau)$ 。对式(4)和式(5)关于 τ 求导, 可得到

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{d\tau} = \frac{dA_1}{d\tau} \cos \phi_1(\tau) - A_1(\tau) \sin \phi_1(\tau) \left(1 + \frac{d\theta_1}{d\tau}\right) \\ \frac{dy_r}{d\tau} = \frac{dA_r}{d\tau} \cos \phi_r(\tau) - A_r(\tau) \sin \phi_r(\tau) \left(1 + \frac{d\theta_r}{d\tau}\right) \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 y_1}{d\tau^2} = \frac{dA_1}{d\tau} \sin \phi_1(\tau) - A_1(\tau) \cos \phi_1(\tau) \left(1 + \frac{d\theta_1}{d\tau}\right) \\ \frac{d^2 y_r}{d\tau^2} = -\frac{dA_r}{d\tau} \sin \phi_r(\tau) - A_r(\tau) \cos \phi_r(\tau) \left(1 + \frac{d\theta_r}{d\tau}\right) \end{cases} \quad (7)$$

为了避免计算过于复杂, 首先将式(2)中惯质比对应的相对加速度分量替换为 $\ddot{y}_r = -A_r(\tau) \cos \phi_r(\tau)$, 从而显著简化后续积分计算过程。再对式(2)进行变换, 得到速度分量与加速度分量的表达式, 并据此推导出振幅与相位的标准方程

$$\begin{cases} \frac{dA_1(\tau)}{d\tau} = -\frac{\sin \phi_1(\tau)}{\lambda^2} [\cos \tau + (-1 + \lambda^2) A_1(\tau) \cos \phi_1(\tau) + (-f^2 u + \beta_1 \lambda^2) A_r(\tau) \cos \phi_r(\tau) + 2fu\zeta\lambda A_r(\tau) \sin \phi_r(\tau)] \\ \frac{dA_r(\tau)}{d\tau} = \frac{\sin \phi_r(\tau)}{u\lambda^2} [-u \cos \tau + (-a + u) A_1(\tau) \cos \phi_1(\tau) + A_r(\tau) \{[a + f^2 u(1 + u) - (u + \beta_1 + u\beta_1)\lambda^2] \cos \phi_r(\tau) - 2fu(1 + u)\zeta\lambda \sin \phi_r(\tau)\}] \\ \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} = -\frac{\cos \phi_1(\tau)}{\lambda^2 A_1(\tau)} [\cos \tau + (-1 + \lambda^2) A_1(\tau) \cos \phi_1(\tau) + (-f^2 u + \beta_1 \lambda^2) A_r(\tau) \cos \phi_r(\tau) + 2fu\zeta\lambda A_r(\tau) \sin \phi_r(\tau)] \\ \frac{d\theta_r(\tau)}{d\tau} = \frac{\cos \phi_r(\tau)}{u\lambda^2 A_r(\tau)} [-u \cos \tau + (-a + u) A_1(\tau) \cos \phi_1(\tau) + A_r(\tau) \{[a + f^2 u(1 + u) - (u + \beta_1 + u\beta_1)\lambda^2] \cos \phi_r(\tau) - 2fu(1 + u)\zeta\lambda \sin \phi_r(\tau)\}] \end{cases} \quad (8)$$

随后对式(8)右端各项在一个周期内进行平均处理。为此, 先将惯容两端的相对速度表达式 $\dot{y}_r = -A_r(\tau) \sin \phi_r(\tau)$ 和相对加速度表达式 $\ddot{y}_r = -A_r(\tau) \cos \phi_r(\tau)$ 代入式(3), 将原方程转化为

$$\beta_1 = \begin{cases} \epsilon & \left[\left(0 < \phi_r(\tau) < \frac{\pi}{2}\right) \cup \left(\pi < \phi_r(\tau) < \frac{3\pi}{2}\right) \right] \\ 0 & \left[\left(\frac{\pi}{2} \leq \phi_r(\tau) \leq \pi\right) \cup \left(\frac{3\pi}{2} \leq \phi_r(\tau) \leq 2\pi\right) \right] \end{cases} \quad (9)$$

接下来计算可得

$$\begin{cases} \frac{dA_1(\tau)}{d\tau} = -\frac{2\pi\sin\theta_1(\tau)}{4\pi\lambda^2} - \frac{A_r(\tau)}{4\pi\lambda^2} [2\lambda(2f\pi u\zeta + \epsilon\lambda)\cos(\theta_1(\tau) - \theta_r(\tau)) + \pi(-2f^2u + \epsilon\lambda^2)\sin(\theta_1(\tau) - \theta_r(\tau))] \\ \frac{dA_r(\tau)}{d\tau} = \frac{(1+u)\lambda(2f\pi u\zeta + \epsilon\lambda)A_r(\tau)}{2\pi u\lambda^2} - \frac{\pi(-a+u)A_1(\tau)\sin(\theta_1(\tau) - \theta_r(\tau)) + \pi u\sin\theta_r(\tau)}{2\pi u\lambda^2} \\ \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} = \frac{-2\pi[(-1+\lambda^2)A_1(\tau)\cos\theta_1(\tau)] + \pi(2f^2u - \epsilon\lambda^2)A_r(\tau)\cos(\theta_1(\tau) - \theta_r(\tau))}{4\pi\lambda^2 A_1(\tau)} + \\ \quad \frac{2\lambda(2f\pi u\zeta + \epsilon\lambda)A_r(\tau)\sin(\theta_1(\tau) - \theta_r(\tau))}{4\pi\lambda^2 A_r(\tau)} \\ \frac{d\theta_r(\tau)}{d\tau} = \frac{[2a + 2f^2(1+u) - (\epsilon + u(2+\epsilon))\lambda^2]A_r(\tau)}{4u\lambda^2 A_1(\tau)} + \frac{2(-a+u)A_1(\tau)\cos(\theta_1(\tau) - \theta_r(\tau)) - 2u\cos\theta_r(\tau)}{4u\lambda^2 A_r(\tau)} \end{cases} \quad (10)$$

令

$$\begin{cases} \frac{dA_1(\tau)}{d\tau} = 0 \\ \frac{dA_r(\tau)}{d\tau} = 0 \\ \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} = 0 \\ \frac{d\theta_r(\tau)}{d\tau} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

可以得到稳态解幅值和相位,并分析系统稳态响应。

3 数值解与解析解对比

接下来求解由式(11)得到的关于稳态解幅值和相位的四元非线性代数方程组。通过数值方法(如牛顿法、拟牛顿法或最速下降法)获取模型 CIGS-DVA 的解,即系统的稳态工作点。

为提升系统性能,本文基于 H_∞ 优化准则开展参数优化,目标是让主系统在激励频率比 λ 变化范围内稳态响应幅值的最大值最小化。为了使优化逻辑更加清晰,将目标函数拆解为 2 个具体的评估指标:首先,设 $(A_1)_{\max 1}$ 和 $(A_2)_{\max 2}$ 分别为系统稳态响应幅值曲线中的 2 个共振峰值,依据“等峰原则”,理想的最优状态应满足 2 个共振峰的幅值差尽可能小,即

$$J_1 = [(A_1)_{\max 1} - (A_1)_{\max 2}] \rightarrow 0 \quad (12)$$

其次,通过不断寻优以较小的最大响应值替代当前较大的响应值,实现整体最大振幅最小化,即

$$J_2 = \min_{a, f, \zeta} \{ \max[(A_1)_{\max 1}(x), (A_1)_{\max 2}(x)] \} \quad (13)$$

在该优化问题中,需要优化的变量选取为刚度比 α 、频率比 f 和阻尼比 ζ 。需要指出的是,由于单向离合器的工作状态取决于两端相对速度与相对加速度乘积的符号,这使得离合惯容系数呈现分段非光滑的离合特性,从而导致了方程的强非线性。该非线性特征体现在无量纲形式方程(2)中,方程中含无量纲参数 β_1 的项即为非线性项。此外,惯容参数 ϵ 与刚度比、频率比及阻尼比在动力学方程中存在耦合作用。可见,该优化问题具有明显的多参数耦合特征,难以通过传统固定点理论求解。因此,本文采用遗传算法对参数空间进行全局搜索,以避免陷入局部最优解。优化过程中设置种群规模为 100,最大迭代代数 50,函数容差指定为 1×10^{-6} ,并在给定参数范围内对 α 、 f 、 ζ 进行联合优化,从而获得使主系统振动响应最优的参数组合。

在数值计算中,为保证平均法近似解的精度,选取惯容参数 $\epsilon = 0.3$ 作为代表性参数进行分析。激励频率比范围为 $\lambda \in [0, 3]$,质量比为 $\mu = 0.1$,经计算可求得该模型最优参数如表 2 所示,将最优刚度比、频率比、阻尼比代入式中可以计算出稳态的解析解。采用 Runge-Kutta 法对原方程式(2)进行数值求解,计算时间设为 500 s,从而得到给定简谐激励下的系统响应。略去瞬态过程后,选取稳态响应的最大值作为

幅值,并进行归一化处理,从而获得归一化的数值解幅频曲线。

表 2 CIGS-DVA 的最优参数

ϵ	α_{opt}	f_{opt}	ζ_{opt}
0.3	2.034 7	0.812 4	7.671 3

图 4 中给出了系统的解析解与数值解的对比结果。值得注意的是,尽管本系统含有强非线性项,但其幅频响应曲线并未表现出共振峰侧弯、跳跃或多值解等传统几何非线性特征,而是呈现出显著的“类阻尼削峰”效果。这是由于离合惯容的非线性本质是单向传能并抑制能量回流的耗散机制。此外,曲线在视觉上呈现连续平滑的双峰,这是因为理论推导中采用的是平均法。该方法假设系统的稳态响应为具有慢变幅值和相位的简谐形式,在宏观上滤除了离合器每个周期内高频“结合-脱开”带来的非光滑突变,因此曲线没有表现出毛刺或不连续。从图 4 可以看出,数值解和解析解曲线吻合良好,表明平均法在该系统分析中具有较高的计算精度和良好的适用性。

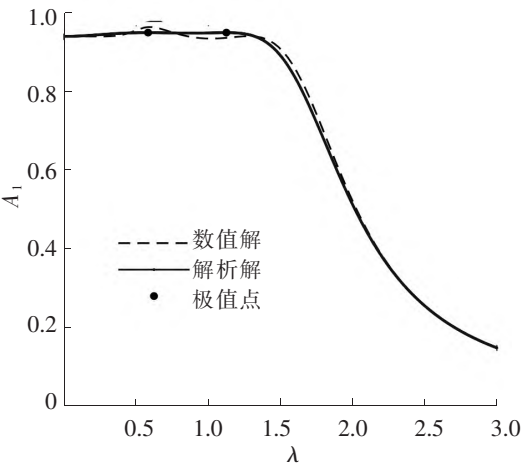


图 4 系统解析解与数值解对比

4 CIGS-DVA 与其他动力吸振器对比

为验证本文提出的动力吸振器模型的减振效果,将该模型与已有的 N-Voigt 型负刚度动力吸振器^[5]、IG-Voigt 接地型动力吸振器^[10]、CI-DVA^[7]进行了对比,这里每一种吸振器均采用原文献中的最优参数。3 种对比吸振器模型如图 5 所示。各模型均取相同的质量比 $\mu = 0.1$ 和惯容参数 $\epsilon = 0.5$,其余最优参数如表 3 所示。对比结果如图 6 所示。

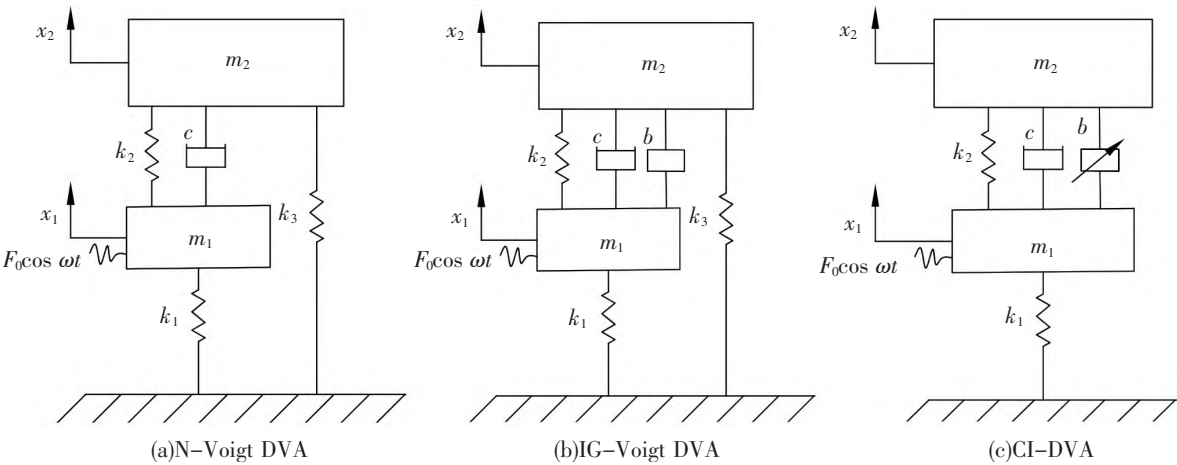


图 5 已有动力吸振器模型

表 3 各个吸振器模型参数最优参数

吸振器模型	α_{opt}	f_{opt}	ζ_{opt}
N-Voigt	- 0.140 0	1.408 40	0.356 10
IG-Voigt	1.302 6	0.726 30	5.391 60
CI-DVA	—	0.783 26	0.130 96
CIGS-DVA	1.799 1	0.717 70	7.010 60

如图 6 所示,与其他类型动力吸振器相比,在本文分析的频带范围内,CIGS-DVA 表现出更优的减振性能,尤其相较于 N-Voigt 和 CI-DVA,其对系统响应的抑制效果更为显著。与 IG-Voigt 相比,两者在减振性能上整体较为接近,但是本文模型得到的共振幅值更低。

图 7 进一步给出了不同惯容参数 ϵ 下 2 种结构的位移传递率峰值变化规律。以 $\epsilon = 0$ 为基准,当 $\epsilon = 0.5$ 时,IG-Voigt 与 CIGS-DVA 的峰值分别下降约 42.9% 和 52.4%;当 $\epsilon = 1.0$ 时,两者分别下降约 69.0% 和 76.2%。由此可见,在相同惯容参数条件下,CIGS-DVA 的峰值均低于 IG-Voigt,体现出离合惯容更优的减振性能。

上述差异主要源于 2 种结构的能量调控机制具有本质不同。传统惯容结构中,系统能量在振动过程中发生回馈,从而削弱其耗能能力。离合惯容通过离合效应实现能量的单项传递与耗散,有效降低了共振区间内的能量交换干扰,从而能更有效地抑制共振峰值。

5 结论

针对传统 Voigt 型动力吸振器减振频带窄、性能受限的问题,提出了一种融合离合惯容与接地刚度的改进型动力吸振器。围绕该新型结构,采用平均法推导了系统的非线性动力学方程及其近似解析解,并通过与数值解的对比验证了解析方法的准确性。利用遗传算法对刚度比、频率比和阻尼比 3 个未知参数进行全局优化,克服了传统固定点理论在强非线性系统中难以求解多参数全局最优解的局限,实现了共振峰值的抑制。研究表明,离合惯容通过其单向耗能特性有效避免了能量回馈,增强了系统稳定性与能耗能力。接地刚度的引入则优化了系统固有频率分布,进一步提升了调谐性能。在统一的质量比与惯质比基准下,CIGS-DVA 相较于 N-Voigt、IG-Voigt 及 CI-DVA 等已有的典型模型,显著降低了主系统共振幅值,验证了其在系统响应与控制的优越性,为新型吸振器的性能评估与设计提供了依据。

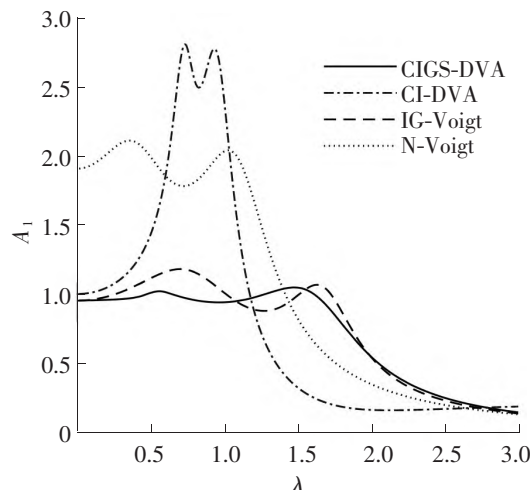


图 6 CIGS-DVA 与其他形式吸振器模型对比

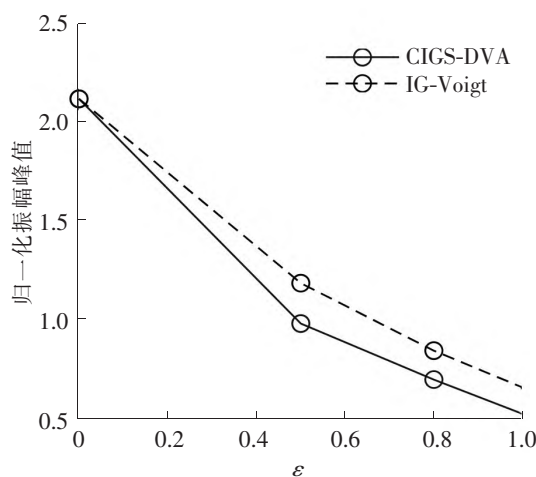


图 7 IG-Voigt 和 CIGS-DVA 归一化振幅峰值比较

参 考 文 献

- [1] Liu Kefu, Liu Jie. The damped dynamic vibration absorbers: revisited and new result[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 284(3): 1181-1189.
- [2] 邢昭阳, 申永军, 邢海军. 一种负刚度动力吸振器的数值参数优化[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2020, 33(4): 36-43.
- [3] Smith C M. Synthesis of mechanical networks: the inerter[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, 47(10): 1648-1662.
- [4] Shen Yongjun, Peng Haibo, Li Xianghong, et al. Analytically optimal parameters of dynamic vibration absorber with negative stiffness[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 8(5): 193-203.
- [5] 彭海波, 申永军, 杨绍普. 一种含负刚度元件的新型动力吸振器的参数优化[J]. 力学学报, 2015, 47(2): 320-327.
- [6] Wang Meng, Sun Feifei. Displacement reduction effect and simplified evaluation method for SDOF systems using a clutching inerter damper[J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2018, 47(7): 1651-1672.
- [7] Wu Tian, Liu Xiaoyan, Shen Yongjun. Analysis and optimization of voigt-type DVA incorporating an inerter or a clutching inerter[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 42(1): 1-15.

- hing inerter under different excitations[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2025, 13(8): 572.
- [8]吴天. 离合惯容减振机理与应用研究[D]. 石家庄:石家庄铁道大学, 2025: 108-133.
- [9]王孝然, 申永军, 杨绍普. 接地式三要素型动力吸振器的 H_∞ 优化[J]. 动力学与控制学报, 2016, 14(5): 448-453.
- [10]隋鹏, 申永军, 杨绍普. 一种含惯容和接地刚度的动力吸振器参数优化[J]. 力学学报, 2021, 53(5): 1412-1422.
- [11]Sui Peng, Shen Yongjun, Yang Shaopu, et al. Parameters optimization of dynamic vibration absorber based on grounded stiffness, inerter, and amplifying mechanism[J]. Journal of Vibration and Control, 2022, 28(23/24): 3767-3779.
- [12]Li Lianjin. MRF absorber damping control for building structural vibration response by means of genetic optimum algorithm[J]. Advanced Materials Research, 2011, 1231(219/220): 1133-1137.
- [13]Shen Yongjun, Sui Peng. Dynamics analysis and parameter optimization of a vibration absorber with geometrically non-linear inerters[J]. Journal of Vibration and Control, 2024, 30(21/22): 5031-5046.

Improved Voigt-Type Dynamic Vibration Absorber with a Clutching Inerter and Grounded Stiffness

DUAN Zixin¹, SHEN Yongjun^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: An improved dynamic vibration absorber (DVA) model integrating clutching inerter and grounded stiffness was proposed to address the issues of narrow vibration reduction frequency band and performance limitations due to mass ratio in traditional Voigt-type DVAs. Based on the classic Voigt DVA structure, this model incorporated a clutching inerter with both inertial modulation and unidirectional energy dissipation characteristics, as well as a grounded spring that can adjust the system stiffness distribution, to form a new type of passive control device. The approximate analytical solution of the system was derived using the averaging method, and the key parameters such as stiffness ratio, frequency ratio and damping ratio were globally optimized using genetic algorithm. The correctness and accuracy of these parameters were verified through numerical simulation. The analysis shows that the clutching inerter effectively avoids the energy feedback problem of traditional inerter, and its quasi-damping characteristics enhance system stability and energy absorption capacity. The introduction of grounded stiffness further optimizes the distribution of the system natural frequencies. This performance is verified by comparison with various typical DVAs under the same mass ratio and inertial ratio conditions. The results show that the proposed improved model can significantly reduce the resonance amplitude of the primary system while effectively broadening the vibration reduction frequency band, demonstrating superior overall vibration suppression performance. This study provides new theoretical basis and optimization design method for designing high-performance passive DVAs, which has good engineering application value in the field of vibration control in mechanical engineering.

Key words: clutching inerter; dynamic vibration absorber; grounded stiffness; parameter optimization