

一种新型双出杆混合式黏滞阻尼器的设计与性能试验

史东鑫¹, 徐旭松^{1*}, 卢小青², 陆佳伟¹

¹江苏理工学院机械工程学院, 江苏 常州

²常州格林电力机械制造有限公司, 江苏 常州

收稿日期: 2025年11月18日; 录用日期: 2025年12月11日; 发布日期: 2025年12月19日

摘要

本文开展了双出杆混合式耗能黏滞阻尼器的设计与性能试验研究。首先, 基于设计思路, 采用三维建模方法完成了该阻尼器的结构设计; 其次, 通过控制变量法, 在不同频率与额定载荷工况下, 利用动态和静态试验台对阻尼器进行动态拉压振动试验, 得到其耗能性能曲线; 最后, 将试验结果与阻尼器设计所依据的相关性能理论公式进行对照, 验证了试验结果与理论预期的契合度。研究结果从实践层面证明了所设计双出杆混合式耗能黏滞阻尼器方案的可行性, 同时为该类阻尼器的后期设计优化提供了方向。

关键词

黏滞阻尼器, 性能试验, 控制变量法

Design and Performance Test of a New Type of Double-Rod Hybrid Viscous Damper

Dongxin Shi¹, Xusong Xu^{1*}, Xiaoqing Lu², Jiawei Lu¹

¹School of Mechanical Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou Jiangsu

²Changzhou Green Power Machinery Manufacturing Company Limited, Changzhou Jiangsu

Received: November 18, 2025; accepted: December 11, 2025; published: December 19, 2025

Abstract

This paper conducts research on the design and performance testing of a double-rod hybrid energy-dissipating viscous damper. Firstly, based on an independent design concept, the structural design

*通讯作者。

of the damper is completed using a 3D modeling method. Secondly, by means of the control variable method, dynamic tension-compression vibration tests are carried out on the damper using dynamic and static test benches under different frequency and rated load conditions, and the energy-dissipating performance curves of the damper are obtained. Finally, the test results are compared with the relevant theoretical formulas for performance on which the damper design is based, verifying the consistency between the test results and theoretical expectations. The research results prove the feasibility of the designed double-rod hybrid energy-dissipating viscous damper scheme from a practical perspective, and provide directions for the subsequent design optimization of such dampers.

Keywords

Viscous Damper, Performance Test, Controlled Variable Method

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

黏滞阻尼器作为一种高效的耗能减震产品，相对于传统的增强结构本身的刚性，具有更好的自我调节功能和更强的耗能能力，在国内外都被广泛研究。国际上，外国学者 Ikeda Y 等[1]尝试开发一种新的粘性平面阻尼器装置，使用极点分配法设计了一个结构系统，其中将 Maxwell 模型纳入了单自由度阻尼模型。Abdelouahab Ras [2]分析使用流体粘性阻尼器(FVD)的被动地震能量耗散系统对钢筋混凝土建筑在远场地面运动中的最大响应在加速度，位移和不同类型的内力方面的影响。Farzad Hejazi [3]等尝试开发一种新的粘性平面阻尼器装置，适用于纵向阻尼器装置无法适用的有限空间位置。国内学者刘素丽等[4]基于阀厅结构设计，将钢的多种支撑方案和黏滞阻尼器支撑方案放入阀厅构造中进行仿真模拟对比。

黏滞阻尼器使用中在极端工况下会遇到不同自振频率和拉压载荷的影响。最大的问题就是阻尼器在不同频率和载荷下是否经得起检验，耗能效果是否仍然符合抗震标准中的情况。陈永祁等[5]基于阻尼器由于预载内压无法长久保持导致的漏油及耐久适用性差方面进行分析提出了提高产品工艺和高内压结构设计增强使用寿命。张胤等[6]采用性能试验和有限元定量评估，建立液体泄漏黏滞阻尼器的力学模型，并基于力学模型构造系统模型得出阻尼器漏液会间接导致模态阻尼比减少降低减震性能。佟晓龙[7]利用 Fluent 选择基于压力求解连续方程，对黏滞类管壁的主要散热附件的温度场进行仿真计算，得到主要散热部件的换热系数来求解不同机械产品的散热特性。吴磊磊[8]选取某型号无人机起落架的油式缓冲器作为研究对象，针对该缓冲器的结构，开展了强度方面的分析工作，并对其疲劳寿命进行了预测。唐成成[9]从系统温度、系统振动或冲击、密封件设计以及装配等因素分析导致黏滞系统泄漏原因。秦文[10]基于黏滞阻尼器主要的四个力学性能参数基于实例完善了黏滞阻尼器的试验方法和数据处理。刘佳等[11]以河北某中学图书馆为例，运用黏滞阻尼器完成了减震结构的设计工作，同时开展了弹性与弹塑性分析。周硕[12]在研究中指出屈曲约束支撑能够为结构增加额外刚度，进而在遭遇地震荷载时减小结构位移；而黏滞阻尼器可提升结构的附加阻尼比，从而在地震荷载作用下降低所承受的地震力。张旭等[13]鉴于悬索桥结构刚度小，考虑到黏滞阻尼器活塞杆与动密封长距离磨损，提出漏油成为悬索桥用阻尼器的通用病害。杨孟刚等[14]以油液泄漏和温度效应为主要影响因素开展了试验及仿真研究，探究黏滞阻尼器力学参数改变模式。李冲等[15]采用较低的速度指数，应用了串联式密封、陶瓷涂层活塞杆等技术，研发了耐久

型黏滞阻尼器。周云[16]建立了基于 Kelvin 模型的黏滞阻尼器恢复力模型, 对黏滞阻尼器恢复力模型建立方法进行了深入的研究。胡小刚[17]对机械黏滞系统的漏液原因进行了分析, 利用仿真软件计算分析了泛塞封的密封性能。谢洪虎等[18]以黏滞类阻尼器密封件的密封压缩回弹原理为基础, 借助密封件压缩变形随服役时间变化的关系曲线, 对大吨位黏滞阻尼器的预期寿命展开了计算与分析。朱冬飞[19]从工程实际中遇到的黏滞阻尼器漏油案例入手, 深入探究了该类阻尼器的失效成因, 分析了失效问题对结构性能产生的影响, 并据此提出了针对性的控制对策。

由于当下批量生产的阻尼器大多为孔隙式或者间隙式耗能, 如果有油液堵塞的情况下, 容易使得内部高温从而导致耗能效果大大降低。本文旨在设计一种的双出杆缸式混合型耗能黏滞阻尼器, 既包含了活塞孔隙又保留了活塞与缸筒之间的间隙。对其进行动静态的强度性能试验, 分析不同的试验参数下耗能情况的变化, 分析其在几种常见频率和载荷下的耗能曲线情况从而判断其适用的工况范围和耗能的关键影响因素从而为后续设计的优化提供帮助。

2. 黏滞阻尼器的设计

2.1. 黏滞阻尼器的工作原理

当黏滞阻尼器内部的活塞与缸体产生相对运动时, 阻尼液会相应开始流动。在流动过程中, 流体经过活塞空隙或缸体其他间隙时会形成汇聚状态, 造成阻尼器内部压力增大, 进而使活塞产生抵抗力, 这一抵抗力被定义为阻尼力。通过液体流动时产生的黏滞力, 结构运动中的振动能量得以被吸收和耗散, 运动能在此过程中转化为热能并向外散发, 最终实现减小结构位移与加速度从而降低振动对结构危害的目的。

2.2. 黏滞阻尼器的分类

当前的黏滞阻尼器可以分为三大类分别为液缸式黏滞阻尼器, 黏滞阻尼墙和筒式阻尼器。如图 1。

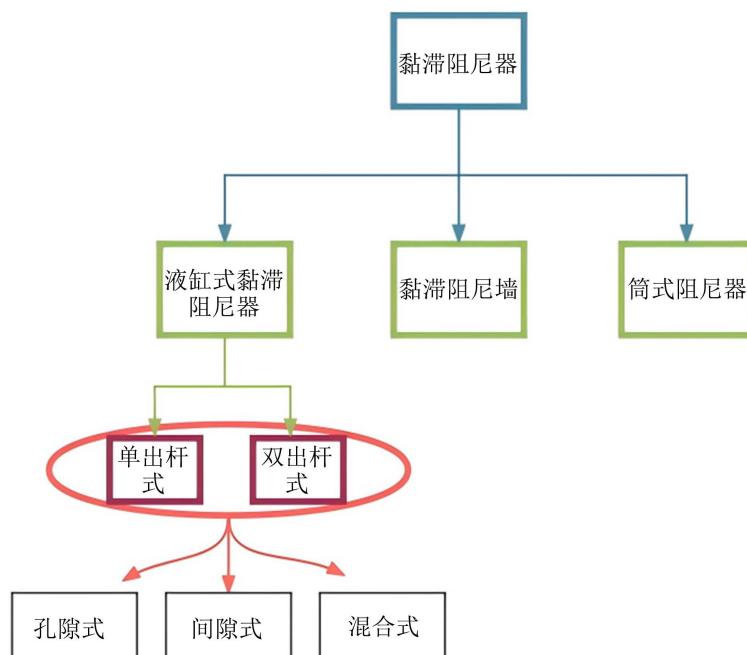


Figure 1. Classification of viscous dampers

图 1. 黏滞阻尼器的分类^①

液缸式黏滞阻尼器作为当前的主流设计结构上可以分为单出杆，双出杆两类，功能上可以根据耗能方式分为孔隙式，间隙式和混合式三种。

2.3. 双出杆混合耗能式黏滞阻尼器的设计思路

对于单出杆结构，工作时会产生附加弯矩，对连接节点设计要求高。且工作中活塞往复运动，受缸内空间限制，缸内两腔体积变化致压力改变，易出现“真空”现象，影响工作可靠性和稳定性。因此考虑双出杆结构的设计，活塞杆两端均伸出，同步在钢管内做往复运动耗能，如图 2 所示。



Figure 2. Internal structure diagram of double-rod hybrid energy-dissipative viscous damper
图 2. 双出杆混合耗能式黏滞阻尼器内部构造图^②

内部活塞杆总成在缸筒两边衬套固定的范围内在硅油液中进行往复运动，通过活塞上的孔来进行耗能运作。由图 2 可知双出杆的黏滞阻尼器分为孔隙，间隙以及两者混合的耗能。本设计思路便是通过在活塞与缸筒之间留有间隙余量同时活塞中间打孔利用孔间隙一起来进行耗能运作，并加以检验其耗能情况是否合格。细节如图 3 所示。



Figure 3. Detailed diagram of the pore gap at the piston component
图 3. 活塞部位孔隙间隙细节图^②

2.4. 双出杆混合式黏滞阻尼器零部件组成及功能

参照以往的黏滞阻尼器设计，大致结构框架分为如下部分分别是主体结构部分，运动耗能部分，密封部分，固定部分。本设计主要零部件见图 4 所示。

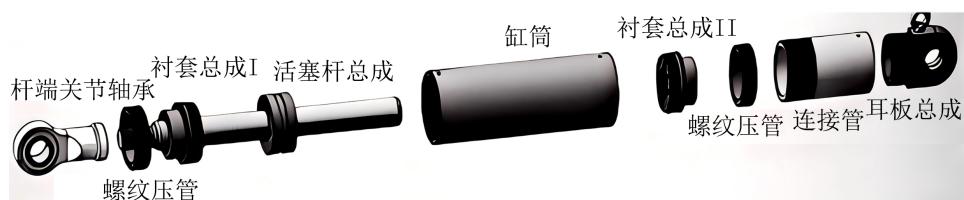


Figure 4. Diagram of main components of the double-rod hybrid viscous damper
图 4. 双出杆混合式黏滞阻尼器主要零部件图^②

主体结构部件主要有缸筒，连接管以及螺纹压管三类。缸筒的核心作用是容纳阻尼介质和运动部件；连接管的功能是连接缸筒与耳板销头；螺纹压管则利用螺纹连接固定并密封缸筒内部件，以此保证结构的紧凑性与密封性。

运动耗能构件的组成部分包括由活塞与活塞杆组成的活塞杆总成。活塞杆总成一方面连接外部结构并传递力，另一方面带动活塞在缸筒内进行往复运动，可参照图 2。

承担密封与防护作用的部件包含缸筒内部两端的衬套总成和装配过程中在衬套总成加装的密封珠以及最后的防尘罩。密封珠能防止阻尼介质出现渗漏情况，确保装置内部压力处于稳定状态；防尘罩则可隔绝灰尘等杂质进入装置内部，延长阻尼器的使用年限。

涉及固定与定位功能的部件有杆端关节轴承和耳板。用于与外部结构连接安装。

2.5. 双出杆混合式黏滞阻尼器三维模型构造

依照以上思路对预设计的黏滞阻尼器利用 Solidworks 进行三维建模，总装后的阻尼器图样二维三维总装分别如图 5，图 6 所示。

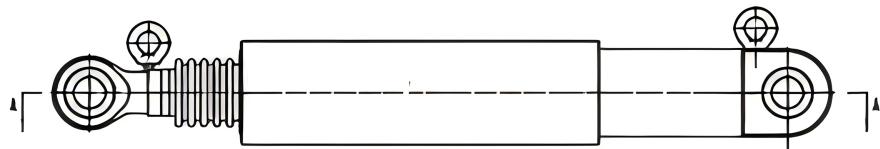


Figure 5. 2D assembly drawing of the double-rod hybrid viscous damper
图 5. 双出杆混合式黏滞阻尼器总装二维图^①

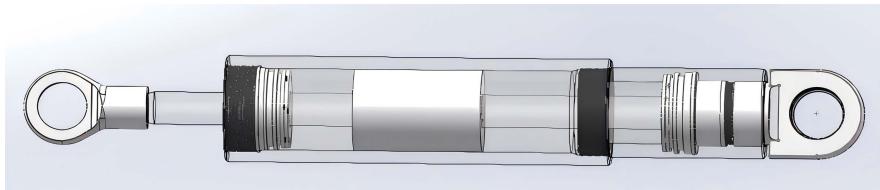


Figure 6. 3D assembly drawing of the double-rod hybrid viscous damper
图 6. 双出杆混合式黏滞阻尼器总装三维图^①

3. 黏滞阻尼器相关设计参数

3.1. 线性黏滞阻尼器性能参数的有关计算

结构分析时，线性粘阻尼是描述结构阻尼的常用模型，此模型的关键设定是阻尼力与速度成正比。一般的最基础的阻尼力公式通常如下：

$$F = C \cdot V^\alpha \quad (1)$$

式中： F 为阻尼力，单位 kN； C 为阻尼系数，单位 $\text{kN}/(\text{m/s})^\alpha$ ； V 为阻尼速度，单位 m/s ； α 为阻尼指数（一般取值范围为 0.01~2 之间）。

在试验加载时改变加载频率 ω 工况，会影响阻尼器内部阻尼介质流动状态及部件动力响应，不同 ω 值下阻尼器阻尼力输出可能不同，影响其在不同频率振动环境下的工作性能。正向位移和负向位移变形也会影响阻尼器内部结构变形和阻尼介质流动路径从而间接影响阻尼器性能，不同的位移幅值会改变阻尼器内部压力分布，进而影响阻尼力输出。因此性能参数之间的关系如下公式表示：

$$C = \frac{4w_c}{\pi\omega(\Delta u^- + \Delta u^+)^2} \quad (2)$$

式中 C ——阻尼器阻尼系数， w_c ——滞回曲线面积， ω ——试验加载频率， Δu^- , Δu^+ 分别代表阻尼器工作时正向和负向的位移值大小。

当控制阻尼系数不变，分别取 0.3, 0.6, 1.0 三个不同阻尼指数依照公式计算对黏滞阻尼器探究位移变形量和阻尼力变化的图样曲线如图 7 所示。

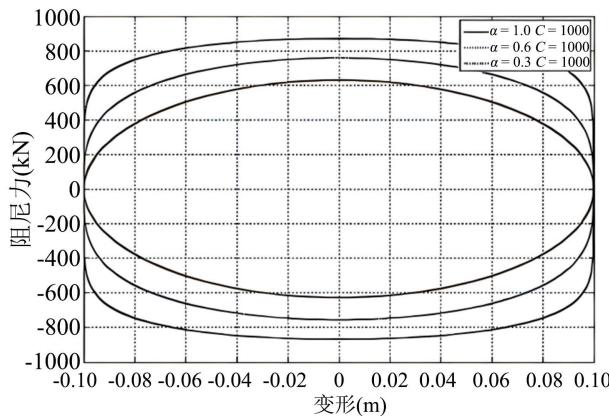


Figure 7. Theoretical relationship diagram of displacement deformation and damping force variation under the same damping coefficient with different damping exponents

图 7. 阻尼系数相同不同阻尼指数下理论位移变形和阻尼力变化关系图^①

据图示分析结果显示，阻尼指数越大，滞回曲线的饱满度越高。同时，相关研究成果表明，黏滞阻尼器的耗能数值可通过下述公式予以体现。

$$W = \pi \cdot C \cdot \omega \cdot x_{\max}^2 \quad (3)$$

式中 C ——阻尼器阻尼系数， ω ——试验加载频率， W ——耗能量， x_{\max} ——椭圆滞回曲线变形量最大值。

因此可以判断滞回曲线所围面积的大小可以间接代表消能器一个加载循环耗散的能量，面积越大，耗能能力越强，是评估阻尼器耗能性能的重要依据。根据图 7 可得出结论在相同的变形和阻尼系数条件下，阻尼指数越大，阻尼器在一个加载循环内耗散的能量越多，即阻尼器的耗能能力越强。同时，曲线形状的变化也反映出阻尼力与变形速度之间的非线性关系程度不同，阻尼指数越接近 1，阻尼力与速度的线性关系越强。

当控制阻尼指数不变，取 500, 1000, 1500 三个不同阻尼系数依照公式计算对黏滞阻尼器探究位移变形量和阻尼力变化的图样曲线如图 8 所示。

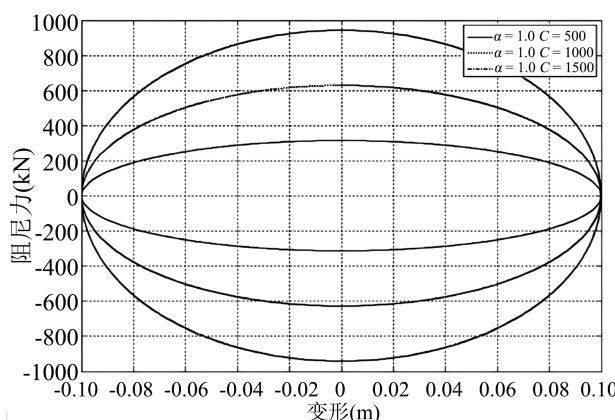


Figure 8. Theoretical relationship diagram of displacement deformation and damping force variation under the same damping exponent with different damping coefficients

图 8. 阻尼指数相同不同阻尼系数下理论位移变形和阻尼力变化关系图^①

由图示结果可知，随着阻尼系数 C 的增大，滞回曲线会逐渐远离坐标原点，且曲线所围区域的面积也会变大。这表明在相同的阻尼指数与变形条件下，阻尼系数越大，阻尼器产生的阻尼力随之提升，在一个加载循环内耗散的能量也会增加，即阻尼器的耗能能力更为突出。阻尼指数为 1 时，此时阻尼力与变形速度呈线性关系，从曲线形状上看相对较为规则。仍然存在不规律性的原因是黏滞阻尼器的设计的位移变形量同样需要考虑自振频率这一要素。其之间关系如下：

$$\Delta u = \Delta u_0 \cdot \sin(2\pi f_1 t) \quad (4)$$

式中： f_1 ——黏滞阻尼器的自振频率， Δu ——黏滞阻尼器的设计位移。

然而在自振频率的不同倍数下进行试验，例如频率为 $0.4f$ 时则可选用另一公式：

$$\Delta u = \Delta u_0 f_1 / f \quad (5)$$

式中： f ——黏滞阻尼器加载频率。

3.2. 非线性黏滞阻尼器性能参数的有关计算

阻尼指数会对阻尼器在不同速度条件下的阻尼力输出规律产生影响，进而作用于其耗能特性及对不同工况的适应能力。与此同时，阻尼器运动方向的相对速度是直接决定阻尼力大小的关键因素；依据相关公式，阻尼力与相对速度的特定次方存在关联，因此相对速度的变化会直接导致阻尼力改变，最终对阻尼器的耗能效果产生影响。对于非线性黏滞阻尼器来说阻尼力和阻尼系数，阻尼指数和相对速度的关系可用以下公式表示：

$$F_d = C \cdot |v|^\alpha \operatorname{sgn}(v) \quad (6)$$

式中： F_d ——黏滞阻尼器相应位移下的阻尼力， C ——阻尼器阻尼系数， v ——阻尼器运动方向的相对速度， α ——阻尼指数。

4. 黏滞阻尼器设计实例的性能试验研究

4.1. 黏滞阻尼器实例

选取在企业过程中参与设计生产的双出杆混合式黏滞阻尼器为例，其实物如图 9 所示。将其总成装配好后通过动静态振动试验台进行试验研究从而验证设计产品。



Figure 9. External shape diagram of the double-rod viscous damper
图 9. 双出杆式黏滞阻尼器外形图^②

4.2. 性能试验

试验需要用到阻尼器的动静态试验台，实验设备见图 10，图 11 所示。



Figure 10. Prototype diagram of the static performance test bench
图 10. 静态性能测试台样机图^②

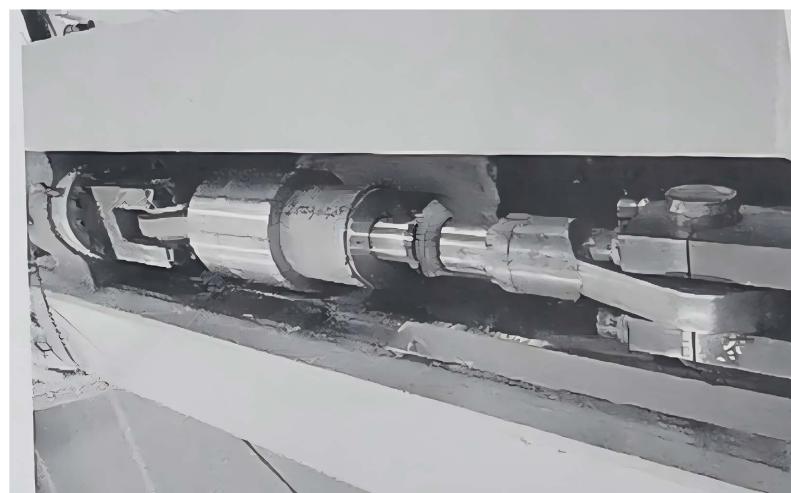


Figure 11. Prototype diagram of the dynamic performance test bench
图 11. 动态性能测试台样机图^②

在正常环境温度条件下，对黏滞阻尼器进行动力特性试验抽取批次内黏滞阻尼器在交变载荷下进行并且记录载荷 - 位移曲线。通过对阻尼器分别在额定载荷 330 KN 和 165 KN 进行不少于 10 s 的振动试验利用控制变量法得出相关图像验证其性能与理论公式计算间的合理性。对阻尼器施加峰值为定值的交变载荷并且利用控制变量法保持频率为 10 Hz 和 5 Hz 两种情况进行振动试验。根据标准，动态刚度 ≥ 100 KN/mm，动态振幅 ≤ 4 mm，空行程位移量 ≤ 1 mm。

4.2.1. 额定载荷 330 KN 情况下不同频率试验

首先，控制额定载荷在 330 KN 不变时分别比较在 5 Hz 和 10 Hz 试验频率下的时间 - 载荷相组成的滞回曲线图样。当额定试验载荷为 330 KN，频率分别为 10 Hz 和 5 Hz 时，对黏滞阻尼器进行动态试验，结果分别如下：

图 12, 图 13 两条曲线均呈标准正弦形态, 当阻尼器处于简谐激励环境中时, 会随之进入工作状态, 此时曲线会发生周期性改变, 该改变恰好匹配黏滞阻尼器的往复耗能过程。

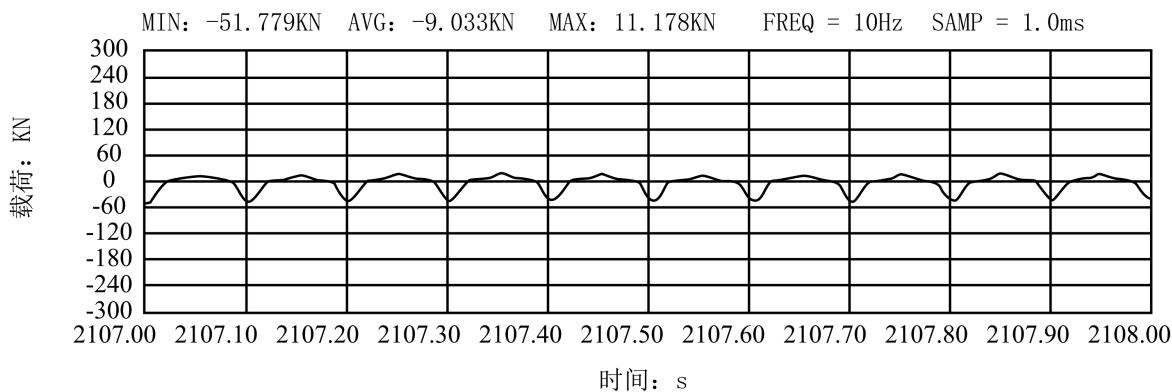


Figure 12. Diagram of alternating load applied to the viscous damper at 10 Hz

图 12. 黏滞阻尼器 10 Hz 施加交变载荷随时间变化图

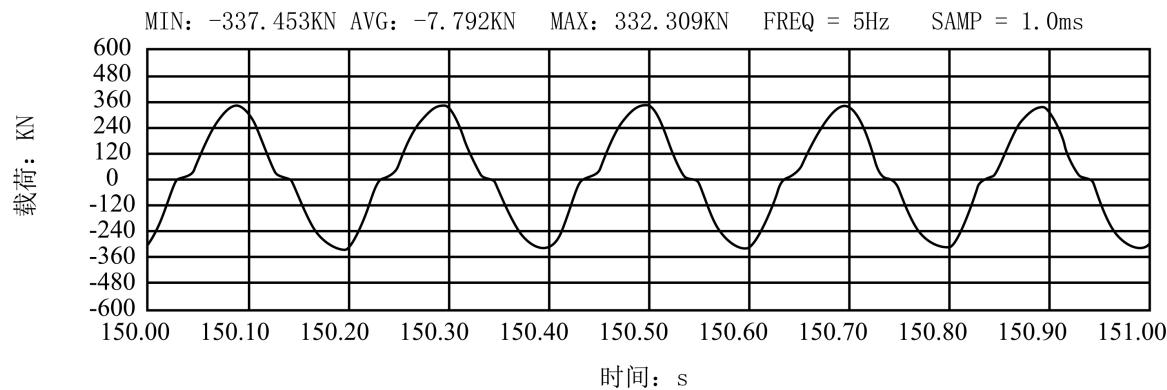


Figure 13. Diagram of alternating load applied to the viscous damper at 5 Hz

图 13. 黏滞阻尼器 5 Hz 施加交变载荷随时间变化图

两个波形图是黏滞阻尼器在峰值 330 KN 的载荷下, 其受到的交变载荷和时间的变化关系图。上两图中纵轴表示阻尼器输出的阻尼力的大小(单位: KN)直接反映耗能能力; 横轴为试验时间(单位: s), 记录交变载荷随时间的周期性变化; MIN/MAX 和 AVG 分别代表载荷随时间变化的极值和平均值(单位: KN), 反映阻尼器的反映阻尼力的最大出力范围和平均值; SAMP 依旧代表采样时间(单位: ms)。

曲线呈周期性波动, 与公式(6)公式曲线相符。图像中正负号分别代表拉压方向。由图可知 10 Hz 时拉压载荷变化量约在 0~51 KN 的区间范围内, 5 Hz 时拉压载荷变化量约在 0~337 KN 范围内。参照 JG/J 297-2013 的减震类技术规程上述五种反应回力学性能的参数所需的性能要求, 符合变化率的浮动范围。

图 14, 图 15 是载荷 - 位移动态实验变化曲线。横轴为阻尼器所受载荷, 纵轴为位移变化的滞回曲线图样。

引用公式(3)分析可知耗能能力与阻尼系数和频率以及滞回曲线位移变形量极值乘积成正比, 在 5 Hz 时候频率虽为 10 Hz 的一半, 但其位移变形量的极值为 1.886 mm, 10 Hz 曲线中位移变形量的极值为 0.871 mm。因此 5 Hz 时位移变形量大于 10 Hz 的两倍, 根据公式(3), 总的乘积结果也就是耗能能力依旧是 5 Hz 时候更大, 所以该阻尼器的设计符合黏滞阻尼器滞回曲线面积越大耗能能力越强的结论。相对比下来在高頻的影响下可以看出黏滞阻尼器耗能能力下降的幅度在误差允许范围内。

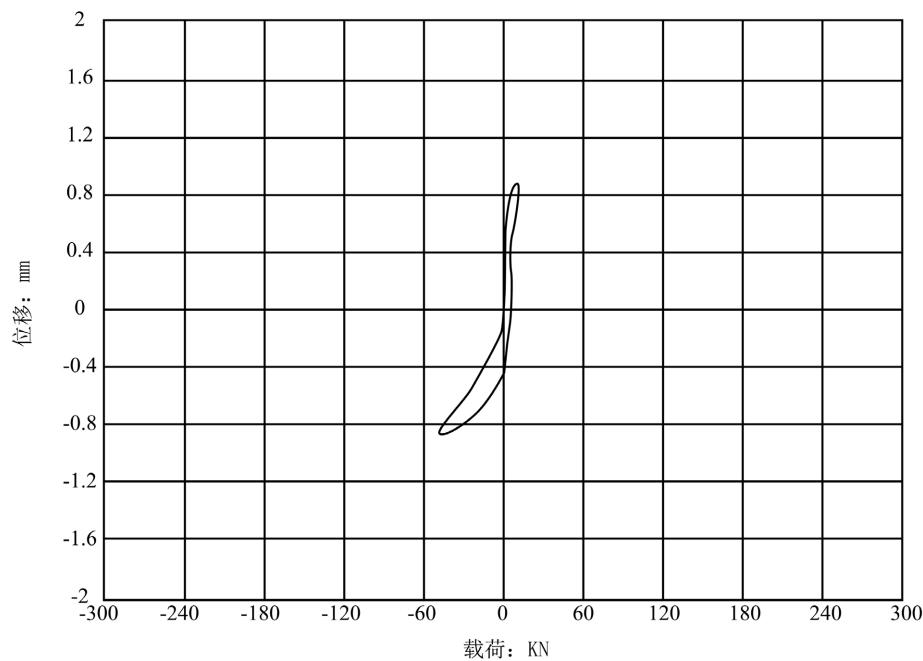


Figure 14. Hysteresis curve diagram of displacement and load for the viscous damper at a frequency of 10 Hz
图 14. 黏滞阻尼器 10 Hz 频率下位移和载荷所形成滞回曲线图样

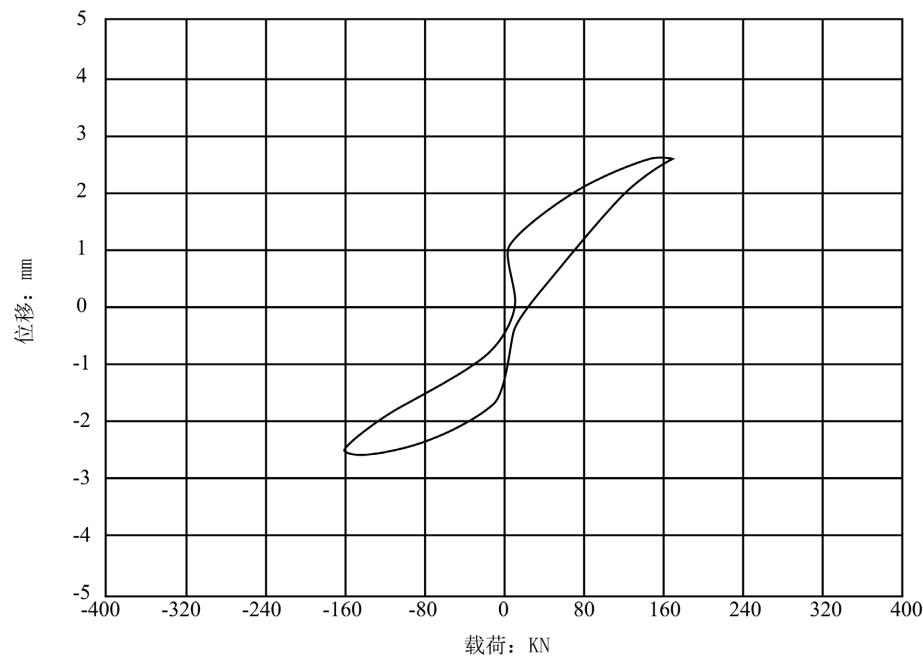


Figure 15. Hysteresis curve diagram of displacement and load for the viscous damper at a frequency of 5 Hz
图 15. 黏滞阻尼器 5 Hz 频率下位移和载荷所形成滞回曲线图样

4.2.2. 试验频率 10 Hz 下不同载荷试验

以下是控制黏滞阻尼器限制在额定 165 kN 载荷, 10 Hz 的试验频率下所得到的三种实验图像, 图像中的参数含义与上方相同类型图像一致, 与图 12, 图 13 中额定 330 kN 载荷和 5 Hz 试验频率分别进行对比试验分析。

图 16 与图 12 相比, 相同频率下当额定载荷为 165 kN 时, 最大位移 MAX = 0.933 mm, 最小位移 MIN = -0.957 mm, 位移幅值大; 当额定载荷为 330 kN 时最大位移 MAX = 0.842 mm, MIN = -0.839 mm, 位移幅值小。可以发现额定载荷小时侯, 位移约束更明显, 曲线对称性略差; 额定载荷大时位移释放更充分, 曲线对称性好。

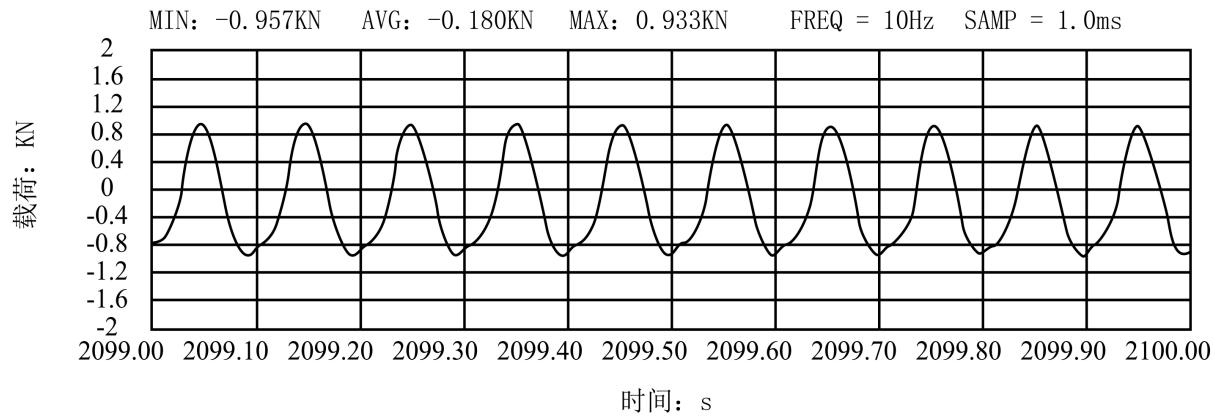


Figure 16. Diagram of displacement vs. time for the viscous damper under 165 kN
图 16. 黏滞阻尼器 165 KN 下位移随时间变化图

图 17 与图 13 相比, 相同频率下当额定载荷为 165 kN 时, 最大载荷 MAX = 165.830 kN, 最小位移 MIN = -165.523 kN, 幅值大; 当额定载荷为 330 kN 时最大位移 MAX = 11.178 kN, MIN = -51.779 kN, 幅值小。曲线波动形态上来说 330 kN 工况下是类似与规则的正弦波, 阻尼器趋向工作稳定, 165 kN 时候为畸变正弦波, 说明可能有非线性干扰的存在。

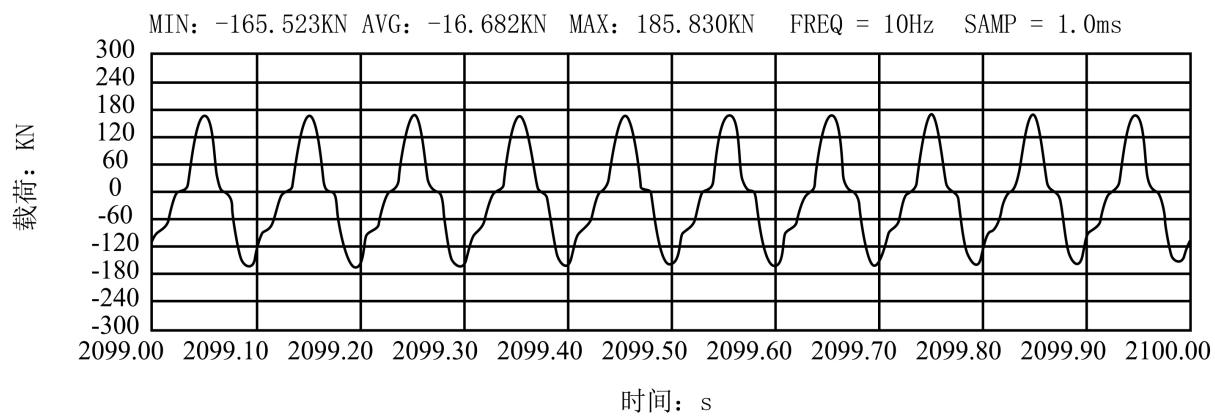


Figure 17. Diagram of alternating load applied to the viscous damper under 165 kN
图 17. 黏滞阻尼器 165 KN 施加交变载荷随时间变化图

因此可以发现黏滞阻尼器的载荷输出都遵循非线性本构关系, 即公式(6)所示。当额定载荷为 165 kN 时候, 接近该型号阻尼器设计出力上限, 相对速度充分激发。在 10 Hz 频率下, 载荷呈规则正弦波动, 且正负向对称, 阻尼器无偏载。在 330 kN 额定载荷下发现额定载荷远大于实际输出载荷, 幅值仅是 11 kN, 说明相对速度未充分激发, 载荷受安装间隙, 摩擦力影响显著, 导致对称性差从而产生曲线畸变。

图 18 是黏滞阻尼器 165 kN 额定载荷下位移和载荷所形成滞回曲线图, 与 330 kN 额定载荷下的图 14 进行对比。

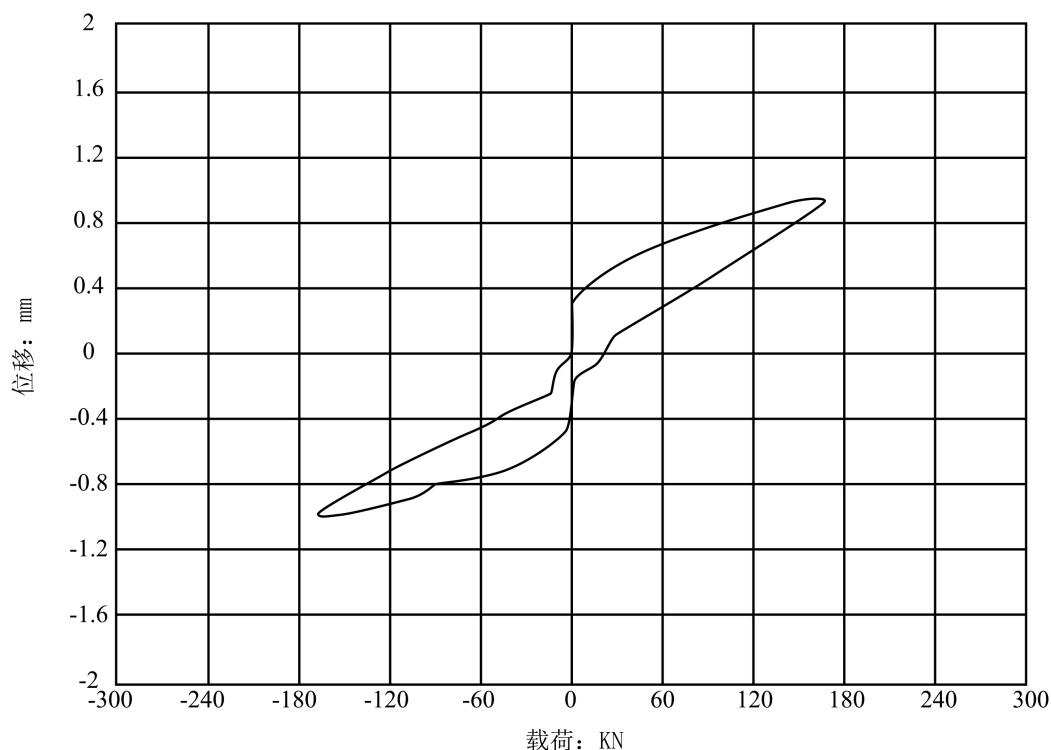


Figure 18. Hysteresis curve diagram of displacement and load for the viscous damper under the rated load of 165 kN
图 18. 黏滞阻尼器 165 KN 额定载荷下位移和载荷所形成滞回曲线图样

已知与图 12 相比,频率为定值,根据公式(3)耗能能力还与阻尼系数和滞回曲线中位移极值有关。根据公式(2),由于在 165 kN 时滞回曲线面积和位移幅值远大于图 15 中的值,因此阻尼系数作为因变量也是 165 kN 工况下更大。因此综合公式(2)和公式(3)可以分析判断出所设计黏滞阻尼器的滞回曲线面积可以与黏滞阻尼器的耗能能力成正比变化,且耗能曲线较为饱满,耗能效果佳,符合设计要求。

5. 结语

本文对所设计的一种双出杆混合式耗能黏滞阻尼器,通过控制变量法对不同频率和额定载荷试验工况下所设计的双出杆混合式耗能黏滞阻尼器进行性能研究,得出阻尼器耗能的性能曲线。把黏滞阻尼器设计所依据的相关理论公式与动静态试验中获取的位移,阻尼力,耗能等实测数据相融合,运用理论与实践相结合的分析方法,通过验证试验结果与理论预期的契合度,从实践层面证明该产品设计方案的合理性。

- 1) 通过三维建模的方式设计一种双出杆混合式耗能的黏滞阻尼器。
- 2) 对所设计的黏滞阻尼器,通过动态和静态的试验台对阻尼器进行动态拉压振动试验。从而得到黏滞阻尼器最终性能试验的结果。
- 3) 将试验结果和相关性能表达公式相对照,分析对比试验图变化情况和公式吻合度。通过试验研究证明设计的可行性。

基金项目

江苏省研究生科研与实践创新计划项目“考虑微形变与形状缺陷的综合公差建模与分析研究”(SJCX24_1800)。

注 释

- ①图 1 来源：作者自绘
- ②图 2 来源：作者自摄

参 考 文 献

- [1] Ikeda, Y. and Uhara, N. (2025) Application of Pole Allocation to Optimize Passive Viscous Dampers Represented by the Maxwell Model. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, **188**, Article ID: 109037. <https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2024.109037>
- [2] Ras, A. (2024) Far-Field Earthquake Response Examination of RC Buildings Equipped with Fluid Viscous Dampers. *Asian Journal of Civil Engineering*, **26**, 357-371. <https://doi.org/10.1007/s42107-024-01194-7>
- [3] Bin Mohd Ali, M.R. and Hejazi, F. (2024) Development of the Viscous Plane Damper Applicable in Limited Space within Structures Subjected to Dynamic Loads. *Applied Sciences*, **14**, Article 9029. <https://doi.org/10.3390/app14199029>
- [4] 刘素丽, 陈寅, 李志, 等. 基于黏滞阻尼器的柔性直流背靠背阀厅消能减震分析[J]. 电力勘测设计, 2024(9): 5-9, 16.
- [5] 郑成成, 陈永祁, 郑久建, 等. 大跨度桥梁黏滞阻尼器破坏与耐久性研究[J]. 工程抗震与加固改造, 2024, 46(5): 115-122.
- [6] 张胤, 荣向波, 王强. 在役斜拉索黏滞阻尼器力学性能与控制效果研究[J]. 世界桥梁, 2024, 52(5): 97-103.
- [7] 佟晓龙, 傅恽涵. 基于 Fluent 的黏滞流体机械产品散热特性仿真计算[J]. 飞机设计, 2019, 39(3): 58-61.
- [8] 吴磊磊. 某无人机油-气式缓冲器强度分析与疲劳寿命预测[D]: [硕士学位论文]. 汉中: 陕西理工大学, 2024.
- [9] 唐成成, 李浩, 刘勇. 煤矿掘进机液压系统泄漏原因分析及维修处理[J]. 清洗世界, 2024, 40(2): 184-186.
- [10] 秦文. 黏滞阻尼器的试验方法及数据处理分析[J]. 山西建筑, 2024, 50(17): 27-30.
- [11] 王金金, 刘佳. 基于不同消能器的框架结构减震性能分析与应用[J]. 特种结构, 2023, 40(3): 106-114.
- [12] 周硕. 屈曲约束支撑与黏滞阻尼器协同减震效果分析研究[D]: [硕士学位论文]. 西安: 西安工业大学, 2024.
- [13] 王树华, 张旭, 宁钦晖, 等. 悬索桥用黏滞阻尼器病害分析及性能提升技术研究[J]. 公路, 2024, 69(5): 207-212.
- [14] 杨孟刚, 曹恺悦, 李新, 等. 考虑泄漏和温度效应的黏滞阻尼器性能演变研究[J]. 振动与冲击, 2024, 43(8): 169-177.
- [15] 李冲, 王亚东, 贾维君, 等. 耐久型黏滞阻尼器的研发及性能试验研究[J]. 公路, 2023, 68(5): 117-123.
- [16] 周云, 张敏, 吕继楠, 等. 新型黏滞阻尼器的力学性能试验研究[J]. 土木工程学报, 2013, 46(1): 8-15.
- [17] 胡小刚. 水轮机调速器机械液压系统优化改进及应用[J]. 水电与新能源, 2024, 38(10): 72-74.
- [18] 谢洪虎, 杨锦春. 核岛主设备支撑用大吨位液压阻尼器密封件延寿可行性研究[J]. 核动力工程, 2017, 38(1): 85-87.
- [19] 朱冬飞. 黏滞阻尼器失效分析及其对结构性能影响研究[D]: [硕士学位论文]. 广州: 广州大学, 2016.