doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.07.005

田间作业激励下高地隙喷雾机喷杆振动传递路径与贡献量分析

刘新月[1]　温浩军[1,2]　谭明冲[1]　储建军[1]

(1.石河子大学机械电气工程学院, 石河子 832000;
2.农业农村部西北农业装备重点实验室, 石河子 832000)

摘要: 针对高地隙喷雾机在复杂田间环境下喷杆振动严重影响作业质量的问题,本文以 3WPZ-1800G 型喷雾机为研究对象,采用试验测试与运行工况传递路径分析(OTPA)相结合的方法,系统研究了“激励源—机架—喷杆”结构链的振动传递特性。通过开展静载发动机激励、单侧脉冲响应和田间行驶激励 3 类工况试验,在 8 个关键测点布置三轴加速度传感器,获取了不同载药量(0、600、1 200、1 800 L)、发动机转速(800、1 200、1 600 r/min)和行驶速度(6、8、10 km/h)条件下的振动响应数据。结果表明,静载工况下发动机激励对喷杆影响有限,高频成分(>40 Hz)沿传递路径快速衰减;单侧脉冲激励下喷杆末端呈现典型“鞭梢效应”,加速度峰值达 40.18 m/s^2,为机架测点的 8.6 倍,喷杆一阶弯曲模态频率约为 1.97 Hz;田间行驶工况下喷杆左端加速度均方根较平坦路面增加 310%,振动主频由 12.20 Hz 降至 2.13 Hz,路面低频激励与喷杆低阶模态耦合是振动恶化的根本原因。OTPA 分析表明,典型田间工况(载药量 1 200 L、行驶速度 8 km/h)下路面激励贡献 50.88%,液体晃动贡献 28.53%,发动机激励贡献 20.59%;液体晃动主频段(0.5~5 Hz)耦合指数达 0.462,路面激励与液体晃动存在显著协同放大效应。基于多源贡献量分析,提出了“被动优化抑制共振、主动控制低频跟踪”的主被动协同控制策略。研究结果可为高地隙喷雾机喷杆悬架优化与振动控制提供理论依据。

关键词: 高地隙喷雾机; 喷杆振动; OTPA; 多源耦合; 频谱分析; 激励贡献

中图分类号: S491　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2026)07-0055-13　　**OSID**:

Analysis of Vibration Transmission Path and Contribution of High-clearance Sprayer Boom under Field Operation Excitation

LIU Xinyue[1]　WEN Haojun[1,2]　TAN Mingchong[1]　CHU Jianjun[1]

(1. *College of Mechanical and Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi* 832000, *China*
2. *Key Laboratory of Northwest Agricultural Equipment, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Shihezi* 832000, *China*)

Abstract: Aiming to address the issue of spray boom vibration seriously affecting operation quality in complex field environments, the vibration transmission characteristics of the “excitation source-frame-spray boom” structural chain was investigated. Using a 3WPZ-1800G high-clearance sprayer as the research object, a method combining experimental testing and operational transfer path analysis (OTPA) was employed. Vibration response data were acquired by conducting three types of tests: static engine excitation, unilateral impulse response, and field driving excitation. Triaxial accelerometers were arranged at eight key measurement points to capture data under varying liquid loads (0 L, 600 L, 1 200 L, 1 800 L), engine speeds (800 r/min, 1 200 r/min, 1 600 r/min), and driving speeds (6 km/h, 8 km/h, 10 km/h). The results indicated that under static load conditions, engine excitation had a limited impact on the spray boom, with high-frequency components (greater than 40 Hz) decaying rapidly along the transmission path. Under unilateral impulse excitation, the spray boom end exhibited a typical “whiplash effect”, with a peak acceleration of 40.18 m/s^2, which was 8.6 times that of the frame measurement point; the first-order bending mode frequency of the boom was approximately 1.97 Hz.

收稿日期: 2026-01-08　修回日期: 2026-01-15

基金项目: 国家棉花产业技术体系建设项目(CARS-15-26)和国家重点研发计划项目(2022YFD2002401)

作者简介: 刘新月(1998—),女,博士生,主要从事农业机械化研究,E-mail: 1482121916@qq.com

通信作者: 温浩军(1971—),男,研究员,博士生导师,主要从事农业机械化研究,E-mail: 547273950@qq.com

Under field driving conditions, the acceleration RMS value at the left end of the spray boom was increased by 310% compared with flat roads, and the dominant vibration frequency was decreased from 12.20 Hz to 2.13 Hz. The coupling between low-frequency road excitation and the low-order mode of the spray boom was identified as the root cause of vibration deterioration. OTPA analysis revealed that under typical field conditions (1 200 L load, 8 km/h driving speed), road excitation contributed 50.88%, liquid sloshing 28.53%, and engine excitation 20.59%. The coupling index (CI) in the main liquid sloshing frequency band (0.5 ~ 5 Hz) reached 0.462, indicating a significant synergistic amplification effect between road excitation and liquid sloshing. Based on the analysis of multi-source contributions, an active-passive synergistic control strategy featuring "passive optimization for resonance suppression and active control for low-frequency tracking" was proposed. The research results can provide a theoretical basis for the suspension optimization and vibration control of high-clearance sprayers.

Key words: high-clearance sprayer; spray boom vibration; OTPA; multi-source coupling; spectrum analysis; excitation contribution

0 引言

高地隙喷雾机的喷杆振动是一个典型的多源激励、多路径传递的复杂动力学问题。在田间作业时,机具同时受到发动机周期性激励、路面随机激励、药箱液体晃动等多种激励源的作用,这些激励通过机架、悬架、药箱支撑等多条路径传递至喷杆,产生复杂的耦合振动[1-5]。喷杆作为末端执行机构,其振动直接影响喷雾稳定性和雾滴沉积的均匀性,严重时会导致喷杆与作物碰撞,造成机具损坏和作物损伤[6-7]。

针对喷杆振动问题,国内外学者主要从振动建模、振动控制和振动特性试验 3 方面开展研究。在振动建模方面,ANTHONIS 等[8]建立了考虑喷杆柔性变形的多体动力学模型,分析了不同激励频率下的振动响应特性;JEON 等[9]进一步引入药液晃动因素,发现液体晃动会显著改变系统的动力学特性;LANGENAKENS 等[10]通过试验明确了喷杆滚转运动与柔性变形是导致雾滴分布不均的主要原因。在振动控制方面,PHAN 等[11]提出了基于线性变换的最优控制器;薛涛等[12]设计了可有效隔离车身摆动的主动悬架控制方法;崔龙飞等[13]提出了自适应鲁棒控制策略,实现了喷杆的主动减振。在振动特性试验研究方面,邱白晶等[14]发现喷杆振动幅值与速度呈非线性关系;何耀杰等[15]通过模态分析研究了喷杆弹性变形特性,验证了添加拉索抑制振动的可行性;崔龙飞等[16]研究了大型喷杆及其摆式悬架的动力学特性并提出优化方案;李瑞等[17]综述指出现阶段农机振动控制存在标准滞后、理论不足等问题。

上述研究为喷杆振动分析与控制奠定了重要基础,但对多源激励耦合作用下各激励源的贡献量化研究尚不充分。传递路径分析(TPA)方法作为一种有效的振动源识别工具,已在汽车、航空等领域广泛应用[18-19]。其中,运行工况传递路径分析(OTPA)基于实际运行数据,无需额外力测量,特别适合复杂工况下的振动分析[20]。PENG 等[21]和郭冰彬等[22]分别将 OTPA 应用于地铁车辆和轨道车辆振动分析,验证了该方法的有效性;聂振宇等[23]研究了喷杆振动传递特性,发现路面颠簸与药液晃动耦合会增大振动响应,但尚未定量分离各激励源的贡献。

基于此,本研究以 3WPZ-1800G 型高地隙自走式喷雾机为研究对象,采用试验测试与 OTPA 分析相结合的方法,系统研究"激励源—机架—喷杆"振动传递特性,定量分离 3 种激励源对喷杆振动的贡献,揭示多源激励耦合机理,识别关键影响因素和危险工况,为减振设计和主动控制提供理论支撑。

1 材料与方法

1.1 试验装备

本试验以 3WPZ-1800G 型高地隙自走式喷杆喷雾机为研究对象。该机型主要用于棉花、玉米等作物的植保作业,技术参数如表 1 所示。喷杆采用梯形被动悬架,悬架刚度和阻尼比分别为 9 624.684 2 N·m/rad 和 0.021。

表 1 3WPZ-1800G 型喷雾机主要技术参数

Tab.1 Main technical parameters of 3WPZ-1800G sprayer

项目	数值/型式	项目	数值/型式
驱动方式	液压驱动	轮胎型号	380/90R46
配套动力/kW	106(四缸直列柴油机)	轴距/m	3.3
		离地间隙/m	2.4
整机净质量/kg	6 600	轮距/m	2.2 ~ 3.0
满载质量/kg	8 400	药箱容积/L	1 800
作业速度/(km·h^{-1})	0 ~ 15	底盘悬架结构	四轮独立

1.2 测试系统

振动信号采集系统采用东华测试技术股份有限

公司的 DH5922D 型动态信号采集分析仪，该系统具有 24 个并行采集通道，最高采样频率可达 51.2 kHz，动态范围 120 dB，满足振动测试的精度要求。

加速度传感器选用东华测试技术股份有限公司的 1A314E 型 IEPE 加速度传感器，其主要性能参数为：灵敏度 10 mV/(m·s^2)，量程 ±50 g，频率响应范围 0.5 ~ 8 000 Hz，横向灵敏度小于 5%。传感器采用磁座或专用胶带固定，确保与测点刚性连接。

数据采集软件采用 DHDAS 动态信号采集分析系统，可实现多通道同步采集、实时显示、数据存储和初步分析。采样频率设置为 1 000 Hz，每个测试工况连续采集 20 s，确保获得稳定的振动信号。

1.3　传感器布置方案

根据喷雾机的结构特点和振动传递路径，在整机上布置 8 个三轴加速度传感器测点。具体布置方案为(图 1)：①测点 1(P1)布置在发动机与机架的连接支架上(发动机左前支架)，主要采集发动机激励源信号，分析发动机振动特性。②测点 2(P2)布置在左后轮轴承座附近(左后轮胎轴平面)，采集路面激励通过轮胎传递的输入信号。③测点 3(P3)布置在后机架主梁上(喷雾机左后机架)，分析底盘悬架系统减振效果和振动传递特性。④测点 4(P4)布置在左侧药箱中部外壁(药箱侧面中位)，监测药箱振动响应和液体晃动特性。⑤测点 5(P5)布置在药箱后壁中部(药箱后面中位)，分析药箱振动的空间分布特性。⑥测点 6(P6)布置在喷杆中央支撑点附近(喷杆中段中位)，评估喷杆中部振动水平。⑦测点 7、8(P7、P8)布置在喷杆末端(喷杆左段、右段末位)，测量喷杆端部振动响应。

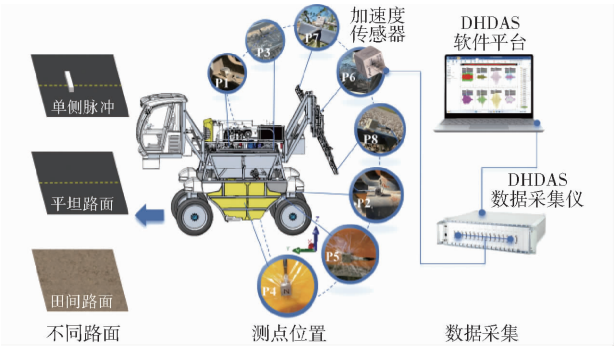


图 1　传感器布置示意图

Fig. 1　Schematic of sensor arrangement

将坐标系定义为：Y 轴为机具前进方向(纵向)，X 轴为横向(垂直于前进方向)，Z 轴为垂直方向(向上为正)。

考虑到喷杆振动主要表现为垂向高度变化，对喷雾均匀性影响最为直接，本文重点分析 Z 轴(垂向)加速度响应，X、Y 轴数据仅用于辅助判断和验证。

1.4　试验方案设计

为系统揭示“激励源—机架—喷杆”振动传递链的动态特性，并为 OTPA 多源贡献量分析提供可靠的输入数据，设计了 3 类递进式试验：静载发动机激励试验用于分离发动机单源激励的传递特性；单侧脉冲响应试验用于识别结构模态与传递特性；田间行驶激励试验用于获取多源耦合工况下的振动响应数据，为 OTPA 贡献量分解提供输入。3 类试验相互补充，共同构成传递路径分析的试验基础。

1.4.1　静载发动机激励试验

为排除路面和行驶动态因素的干扰，单独研究发动机激励对整机振动的影响规律。试验场地为沥青路面(轮廓均方根偏差约 5 mm)；设置载药量水平为 0 L(空载)、600 L(1/3 载)、1 200 L(2/3 载)、1 800 L(满载)；设置发动机转速为 800 r/min(怠速)、1 200 r/min(作业转速)、1 600 r/min(高速)。喷雾机静止停放，发动机稳定运行于设定转速，每个工况采集 20 s 振动数据，重复 3 次。

1.4.2　单侧脉冲响应试验

为模拟田间作业时遇到土块、石头等突发障碍的瞬态冲击响应。研究结构的动态响应特性、冲击传递规律和振动传递特征。障碍物规格为 50 mm × 50 mm 方钢管，长度 1 m；设置载药量水平为 0 L(空载)、600 L(1/3 载)、1 200 L(2/3 载)、1 800 L(满载)；行驶速度设置为 6、8、10 km/h。喷雾机以设定速度匀速行驶，左前轮通过障碍物产生脉冲激励，记录各测点的瞬态响应信号。每个工况重复 3 次取平均值。

1.4.3　田间行驶激励试验

为研究实际作业条件下的多源耦合振动特性，开展田间行驶激励试验。路面类型分为 2 类：路面 1 为田间土路(轮廓均方根偏差约 30 mm)；路面 2 为沥青路面(轮廓均方根偏差约 5 mm)。设置载药量水平为 0 L(空载)、600 L(1/3 载)、1 200 L(2/3 载)、1 800 L(满载)，行驶速度设置为 6、8、10 km/h，试验距离为：每个工况行驶 100 m，试验采用 4 × 3 × 2 全因子设计，共计 24 个工况组合，每个工况重复 3 次。

1.5　数据处理与分析方法

1.5.1　数据预处理方法

为确保研究结果的可比性和一致性，对静载、单侧脉冲、田间作业以及 OTPA 传递路径分析均采用统一的数据预处理参数。不同工况仅在时窗选择策略上有所差异，以适应各自的物理特性。

(1)时窗选择：静载工况选取数据中段 15 s 稳

态段,避免启停瞬态影响;单侧脉冲工况从冲击起点开始选取 15 s,完整捕获冲击响应过程,当脉冲工况数据不足 15 s 但超过 5 s 时,采用实际可用时长;田间作业工况剔除启停段,只分析稳定作业段 15 s。

(2)去趋势处理:采用线性去趋势方法(detrend 函数),通过最小二乘法拟合并去除信号中的线性漂移,消除传感器温漂和积分累积误差。

(3)数字滤波:设计 4 阶 Butterworth 带通滤波器,通带范围为 0.5 ~ 200 Hz。其中 0.5 Hz 高通截止频率去除直流分量和超低频漂移,200 Hz 低通截止频率抑制高频电磁干扰。采用零相位滤波(filtfilt 函数)避免相位失真。

1.5.2 时域分析

计算各测点振动加速度的统计特征值,包括均方根(RMS)[24]和峰值(Peak),其计算式分别为

$$R_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i^2} \tag{1}$$

$$P_{eak} = \max|x_i| \tag{2}$$

式中 N——采样点数

x_i——第 i 个采样点的加速度

1.5.3 频域分析

对采集的时域信号进行预处理(去趋势、加窗)后,采用快速傅里叶变换(FFT)获得频谱特性。采用 Welch 方法估计,功率谱密度(PSD)计算公式为

$$G_{xx}(f) = \frac{2|X_T(f)|^2}{f_s NW} \tag{3}$$

式中 $G_{xx}(f)$——输入自功率谱

$X_T(f)$——信号的傅里叶变换

f_s——采样频率

W——窗函数的能量修正系数

1.5.4 传递函数分析

采用 H1 估计器计算输入-输出之间的频率响应函数(FRF),计算式[25]为

$$H_{ij}(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} \tag{4}$$

式中 $H_{ij}(f)$——第 i 个激励点到第 j 个响应点传递函数

$G_{xy}(f)$——输入输出的互功率谱

相干函数用于评估输入输出的线性相关性,计算式[26]为

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)} \tag{5}$$

式中 $\gamma_{xy}^2(f)$——相干函数

$G_{yy}(f)$——输出自功率谱

1.5.5 运行工况传递路径分析

由于喷杆在田间作业时同时受到发动机高频激励、路面低频激励和药箱液体晃动的共同作用,传统基于单源稳态激励的 TPA 方法无法有效区分不同激励源对喷杆响应的贡献。为此,引入基于实际运行数据的 OTPA 方法,对喷杆振动的多源贡献量进行识别。通过建立多输入单输出的振动传递模型,目标点的振动响应可表示为各路径贡献的叠加,计算式[26]为

$$Y_j(f) = \sum_{i=1}^{N_o} H_{ij}(f)X_i(f) \tag{6}$$

式中 $Y_j(f)$——第 j 个目标点的振动响应

N_o——振动传递路径的总数

$X_i(f)$——第 i 个激励点的输入

1.5.6 贡献量分析

将发动机支架、轮胎轴平面和药箱两测点作为激励源输入,将喷杆中段和左右末端作为目标响应,通过 OTPA 获取田间行驶工况下不同激励源对喷杆振动的贡献量。激励源对目标点振动贡献量 C_i 计算式为

$$C_i = \frac{\int_{f_1}^{f_2}|H_{ij}(f)X_i(f)|^2\mathrm{d}f}{\int_{f_1}^{f_2}|Y_i(f)|^2\mathrm{d}f} \times 100\% \tag{7}$$

式中 f_1、f_2——分析频段

1.5.7 耦合指数定义

为定量评估多源激励的耦合程度,定义耦合指数(CI)计算式为

$$C_I = \frac{\sum_{i=1}^{n-1}\sum_{j=i+1}^{n}|G_{x_ix_j}(f)|}{\sum_{i=1}^{n}G_{x_ix_i}(f)} \tag{8}$$

式中 $G_{x_ix_j}(f)$——激励源 x_i 和激励源 x_j 之间的互功率谱

$G_{x_ix_i}(f)$——激励源 x_i 的自功率谱

CI 值越大,表示激励源之间的耦合越强。

2 结果与分析

2.1 静载发动机激励下的振动特性

2.1.1 主频特征

频谱分析验证了发动机激励的周期性特征。本文研究对象 3WPZ-1800G 型喷雾机配套动力为四缸直列柴油机,属于四冲程发动机,曲轴旋转两圈完成一个工作循环。发动机本体产生的主要扭振与惯性力激励频率可用二阶主频 f_2 表示,计算式为

$$f_2 = \frac{n}{30} \tag{9}$$

式中 n——转速

根据式(9)发动机 3 种转速下的理论主频分别

为：26.67、40.00、53.33 Hz，实测主频如图 2 所示，与理论主频的误差小于 1%，证实了振动主要源于发动机的往复惯性力。

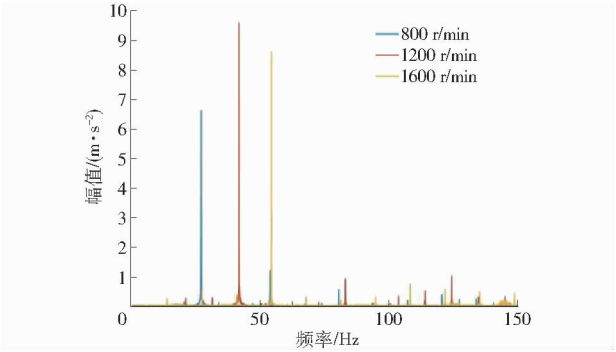


图 2　不同转速下发动机实测主频

Fig. 2　Measured dominant frequencies of engine at different speeds

主频幅值分析表明，二阶频率占总能量的 65% ~ 75%，三阶谐波为 10% ~ 15%，四阶及以上谐波小于 10%。高频成分（>40 Hz）沿传递路径快速衰减，低频成分（<20 Hz）传递效率较高，喷杆末端主要保留低中频成分。

2.1.2　发动机转速和载药量的影响

为评估静载工况下喷杆振动风险，以喷杆左右末端测点（P7、P8）的平均加速度均方根作为主要指标。4 种载药量与 3 种转速组合共 12 种工况下的喷杆末端及整车 Z 方向加速度均方根统计结果如表 2 所示。

表 2　静载不同工况下喷杆末端及整车 Z 方向平均加速度均方根

Tab. 2　Average acceleration RMS values of spray boom end and whole machine Z-direction under different static load conditions

载药量/L	转速/(r·min⁻¹)	喷杆末端平均加速度均方根/(m·s⁻²)	整车 Z 方向平均加速度均方根/(m·s⁻²)	两者比值
0	800	0.450	0.935	0.48
	1 200	0.241	1.133	0.21
	1 600	1.860	1.382	1.35
600	800	0.902	1.120	0.81
	1 200	0.360	1.238	0.29
	1 600	2.297	1.475	1.56
1 200	800	0.457	1.068	0.43
	1 200	0.207	1.361	0.15
	1 600	1.398	1.492	0.94
1 800	800	0.652	1.062	0.61
	1 200	0.274	1.179	0.23
	1 600	1.433	0.935	1.53

（1）整体振动分布特征

从表 2 可知，喷杆末端加速度均方根在不同工况下的变化幅度明显大于整车 Z 方向平均加速度均方根，且二者变化趋势并不一致。喷杆末端加速度均方根最大值出现在载药量 600 L、转速 1 600 r/min工况下（2.297 m/s²），最小值出现在载药量 1 200 L、转速 1 200 r/min 工况下（0.207 m/s²），二者相差超过一个数量级，反映出喷杆末端对转速-载药量组合具有显著的工况敏感性。

图 3 以热力图形式展示了各工况下整机 Z 方向振动加速度均方根分布。全工况中最大加速度均方根出现在载药量 1 200 L、转速 1 200 r/min 工况的发动机支架测点（P1），而该工况下喷杆末端加速度均方根反而处于最低水平。这一现象表明，动力总成-机架局部路径的振动放大并未有效传递至喷杆末端，静载工况下发动机激励对喷杆末端的直接影响有限。

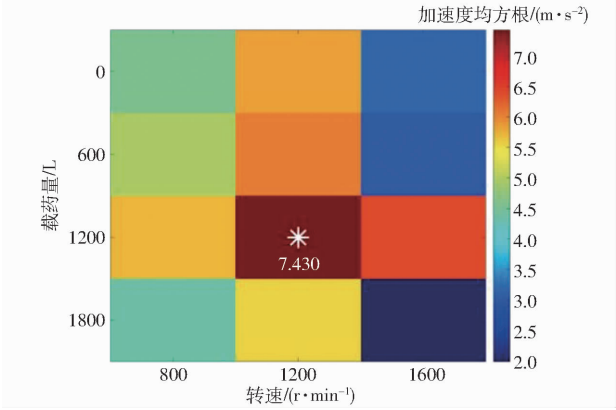


图 3　不同工况下整机 Z 方向振动加速度均方根最大值热力图

Fig. 3　Heat map of maximum vibration acceleration RMS values of whole machine Z-direction under different operating conditions

（2）载药量的影响

载药量对振动传递的影响表现出显著的非线性特征和位置差异性。如图 4 所示，在典型作业转速 1 200 r/min 下，发动机支架与药箱测点（P1、P4、P5）对载药量变化最为敏感：P1 在载药量 1 200 L 时振动加速度均方根达 7.430 m/s²，显著高于空载与满载；P4 由空载时 0.829 m/s² 增至载药量 1 200 L 时的 2.493 m/s²，增幅达 200.7%，表明该载药量下液体晃动与机架结构振动发生显著耦合。

相比之下，喷杆末端测点在该转速下对载药量变化表现出工程意义上的不敏感性：振动加速度均方根主要分布在 0.20 ~ 0.44 m/s² 区间，虽相对变化幅度约 74%，但绝对增量仅约 0.15 m/s²。这说明载药量变化引起的振动能量经机架与悬架多级传递后已被显著衰减。

（3）发动机转速的影响

发动机转速决定了阶次激励频率，但试验结果

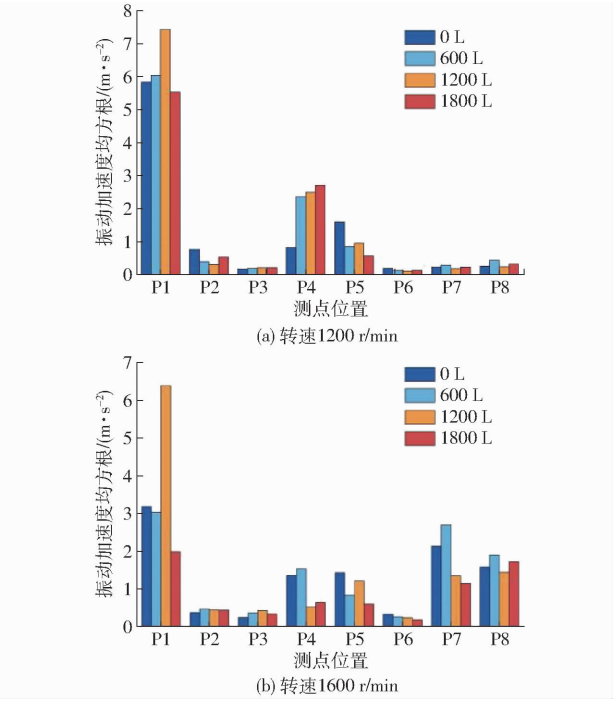


图 4 不同载药量下各测点振动加速度均方根分布

Fig. 4 RMS distribution of vibration acceleration at various measurement points under different liquid loads

显示各测点振动响应随转速变化呈现非单调特征。以载药量 1 200 L 为例(表 3),不同传递路径对转速的响应存在明显差异:动力总成与药箱测点(P1、P4)在 1 200 r/min 时出现峰值,表现出“中速共振”特征;而喷杆末端测点(P7、P8)的最大响应出现在 1 600 r/min 下,分别达 1.353、1.442 m/s^2,表现出“高速放大”特征。

表 3 关键测点在不同转速下的加速度均方根对比结果

Tab. 3 Comparison results of acceleration RMS of key measurement points at different speeds

测点	转速/(r·min^{-1})			
	800	1 200	1 600	后两者比值
P1	5.687	7.430	6.389	1.16
P2	0.208	0.302	0.437	0.69
P4	1.167	2.493	0.521	4.78
P7	0.508	0.181	1.353	0.13
P8	0.405	0.234	1.442	0.16

上述“中速结构共振”与“高速喷杆放大”的差异化响应表明,机架-药箱路径更易在中等转速下与发动机阶次激励发生共振,而喷杆末端则对高转速激励更为敏感,这与 2.1.1 节揭示的频率选择性传递特征相吻合。

2.2 单侧脉冲响应特性

2.2.1 冲击响应与模态识别

单侧脉冲激励下各工况的振动响应结果如表 4 所示。与静载工况不同,脉冲激励下喷杆末端/整车 Z 方向加速度均方根比值均大于 1(1.25 ~ 2.10),表明喷杆末端在冲击激励下呈现显著的放大效应。其中,载药量 1 200 L、行驶速度 8 km/h 工况下整机 Z 方向平均加速度均方根达到最大值 4.145 m/s^2,喷杆末端响应也达到峰值 7.453 m/s^2,系统处于最剧烈的能量响应状态。

对比不同载药量可知,满载 1 800 L 工况下行驶速度 8 km/h 的整机振动降至 3.040 m/s^2,放大比由 1 200 L(2/3 载)的 1.80 降至 1.39,验证了满液状态对振动的抑制作用。基于上述分析,后续重点针对载药量1 200 L、行驶速度 8 km/h 工况进行深入分析。

表 4 单侧脉冲不同工况下喷杆末端及整车 Z 方向平均加速度均方根

Tab. 4 Average acceleration RMS values of spray boom end and whole machine Z-direction under different unilateral impulse conditions

载药量/L	行驶速度/(km·h^{-1})	喷杆末端平均加速度均方根/(m·s^{-2})	整车 Z 方向平均加速度均方根/(m·s^{-2})	两者比值
0	6	4.782	2.770	1.73
	8	6.143	3.100	1.98
	10	5.037	4.023	1.25
600	6	4.795	2.688	1.78
	8	5.820	3.411	1.71
	10	6.331	3.755	1.69
1 200	6	5.675	2.703	2.10
	8	7.453	4.145	1.80
	10	4.948	3.510	1.41
1 800	6	4.374	2.243	1.95
	8	4.233	3.040	1.39
	10	3.744	2.483	1.51

(1)时域响应特征

图 5 展示了该典型工况下关键测点的时域响应,表 5 给出了各测点的加速度峰值、均方根及传递特征参数。

分析表明,单侧脉冲激励在结构传递过程中呈现明显的分层放大与衰减特征。发动机支架(P1)承受最大初始冲击,加速度峰值达 22.70 m/s^2;经悬架系统传递至左后轴(P2)后衰减至 8.71 m/s^2,至机架(P3)时进一步降至 4.67 m/s^2,表明底盘系统对高频冲击具有显著隔振作用。然而,当振动传递至喷杆末端时出现显著放大,P7 与 P8 的加速度峰值分别达 23.97、40.18 m/s^2,其中 P8 约为机架测点(P3)的 8.6 倍,呈现典型“鞭梢效应”。

(2)载药量对冲击响应的影响

为揭示液体晃动的动力学作用,对不同载药量条件下的加速度峰值因数与传递率进行对比,如

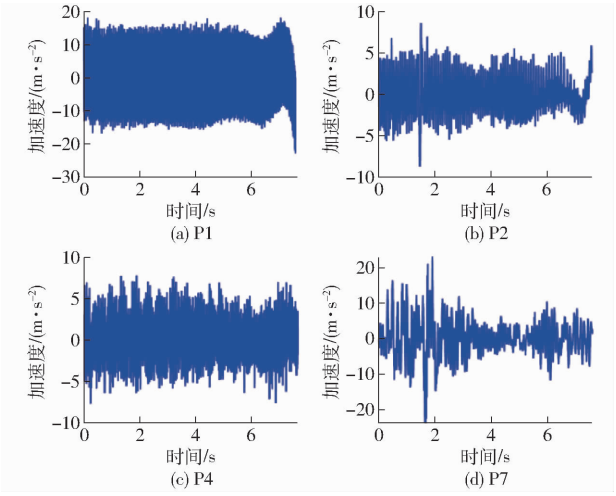


图 5　典型工况下关键测点 Z 方向时域响应

Fig. 5　Z-direction time-domain response of key measurement points under typical operating conditions

表 5　单侧脉冲响应特性

Tab. 5　Characteristics of unilateral impulse response

测点	加速度峰值/(m·s⁻²)	加速度均方根/(m·s⁻²)	峰值因数	相对 P3 放大倍数
P1	22.70	9.04	2.51	4.86
P2	8.71	2.35	3.70	1.87
P3	4.67	1.20	3.88	1.00
P4	7.86	2.73	2.88	1.68
P5	6.93	2.16	3.21	1.48
P6	4.37	0.77	5.68	0.94
P7	23.97	5.26	4.56	5.13
P8	40.18	9.65	4.17	8.60

图 6 所示。

空载时喷杆右端(P8)峰值因数高达 7.45,表明结构处于欠阻尼状态;随载药量增至 1 200 L(2/3 载),峰值因数降至 4.17,响应波形趋于平缓。喷杆末端相对于机架的传递率(P7/P2)从空载的 2.76 降至 2/3 载的 2.24,体现了液体的吸能作用。然而,药箱振动传递率(P4/P2)在 2/3 载时仍大于 1,说明药箱始终是振动放大环节。该结果表明液体晃动具有双重作用:既可削弱高频振动向喷杆传递,又可在低频范围产生二次激励并与喷杆模态耦合。

(3)结构模态识别与耦合机理

基于峰值因数、衰减特性和频谱分析,可识别出系统的主要模态特征。喷杆中段(P6)峰值因数高达 5.68,其主频为 1.97 Hz,与有限元分析的喷杆末端一阶模态 1.40 Hz 相近。在载药量 1 200 L、行驶速度 8 km/h 工况下,存在“路面-液体-结构”三重频率耦合现象:单侧脉冲激发了喷杆的 1.40 Hz 低阶模态;药箱内液体晃动主频(1~2 Hz)落在同一区间;发动机主频 40 Hz,其低频分量仍通过机架传递。这种多源频率耦合导致喷杆末端(P8)出现全机最大瞬态响应(加速度峰值为 40.18 m/s²)。

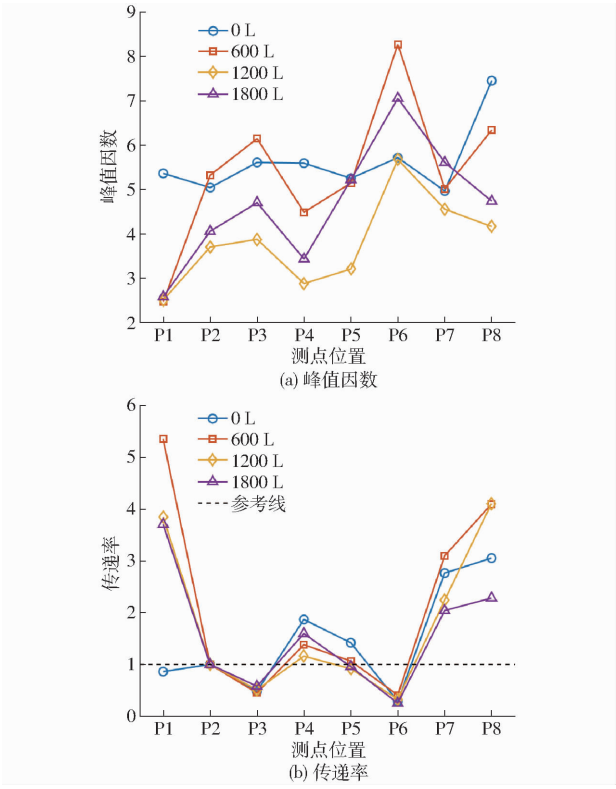


图 6　不同载药量对脉冲响应的影响(行驶速度 8 km/h)

Fig. 6　Effects of different liquid loads on impulse response (at 8 km/h)

2.2.2　振动传递路径初步分析

基于单侧脉冲试验结果,可对不同振动传递路径的相对贡献进行初步评估。由于脉冲激励为宽频瞬态过程,本节通过加速度峰值与均方根放大关系对各路径特征进行定性分析,为后续 OTPA 定量分析提供依据。

综合表 5 中各测点响应幅值,可将振动传递路径概括为 3 类:

(1)直接结构传递路径

冲击激励经轮胎、悬架传递至机架后,直接作用于喷杆连接点并沿喷杆结构向末端传递。该路径中,喷杆中部(P6)加速度峰值(4.37 m/s²)低于机架(P3)加速度峰值(4.67 m/s²),放大倍数为 0.94,表明直接结构路径在脉冲激励下具有一定隔振作用。

(2)药箱耦合传递路径

冲击激励引发药箱内液体瞬态晃动,在机架上形成附加动载荷,构成二次激励源。药箱测点(P4、P5)的加速度峰值与均方根均明显高于机架测点(P3),相对放大倍数分别为 1.68 和 1.48,表明该路径是脉冲工况下喷杆振动放大的主要来源。

(3)发动机传递路径

发动机测点在脉冲工况下主要呈现高频瞬态分量,与喷杆末端响应的幅值相关性不明显,说明该路径在脉冲激励下对喷杆振动的直接贡献较小。

上述定性分析表明,药箱内液体晃动引起的二次激励在时间尺度和频率成分上均不同于原始冲击,使机架-喷杆系统承受叠加激励,显著放大末端响应。各路径的定量贡献将在 2.4 节基于 OTPA 方法进行深入分析。

2.3 田间行驶激励下的振动特性

田间行驶试验用于评估喷雾机在真实作业环境下的振动响应特性,综合反映路面不平度、整机柔性结构及载药量与行驶速度变化的影响。与 2.1 节静载工况和 2.2 节单侧脉冲工况不同,田间行驶激励具有宽频随机特性,更能反映实际作业条件下的振动风险。本节通过平坦路面与田间路面的对比,揭示喷杆在随机低频激励下的振动放大特征。综合考虑农艺作业规范及前文模态分析结果,选取载药量 1 200 L(2/3 载)、行驶速度 8 km/h 作为典型工况。

2.3.1 时域振动水平评估

(1)整体振动分布

图 7 展示了典型工况下关键测点 Z 方向时域响应。田间路面条件下,整机平均加速度均方根达 4.450 m/s^2,较平坦路面(3.288 m/s^2)增加 35.3%。振动能量分布呈现显著的"刚柔差异性":刚性较大的发动机支架加速度均方根为 7.579 m/s^2,而全机最大振动响应出现在柔性喷杆左端,加速度均方根高达 14.31 m/s^2。

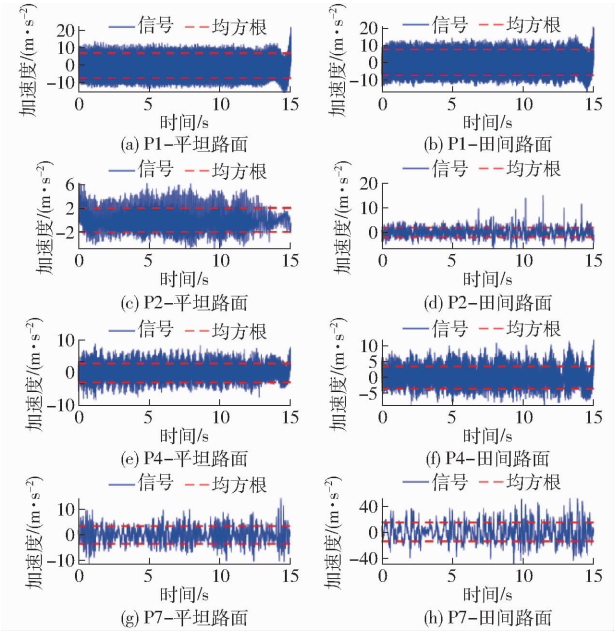


图 7 典型工况下关键测点 Z 方向时域响应

Fig. 7 Z-direction time-domain response of key measurement points under typical operating conditions

振动沿"激励源→机架→喷杆"路径呈现剧烈放大效应。从发动机支架到喷杆左端,振动传递率由平路工况的 0.48 激增至田间工况的 1.89,放大倍数达 3.91。这表明田间路面的低频激励极易诱发大跨度喷杆的弹性共振,导致能量在悬臂末端显著累积。与 2.2 节脉冲激励下 P8 放大倍数 8.6 相比,田间行驶激励虽为持续性随机输入,但其对喷杆左端的放大效应同样显著。

(2)路面激励特性对比

通过对比平坦路面与田间路面的振动响应,可揭示路面激励机制的差异。表 6 展示了各测点在两种路况下的振动变化。

表 6 平坦路面与田间路面振动响应对比结果

Tab. 6 Comparison results of vibration responses on flat road and field road

测点	平路加速度均方根/(m·s^{-2})	田间加速度均方根/(m·s^{-2})	增幅/%
P1	7.23	7.58	4.8
P2	2.02	1.97	-2.6
P3	1.12	1.27	13.8
P4	2.88	3.57	24.2
P5	2.04	2.08	1.7
P6	0.61	2.13	247.9
P7	3.49	14.31	310.2
P8	6.92	2.69	-61.1

分析表明,刚性结构(P1、P3)振动增幅较小(<20%),说明悬架系统对路面高频激励具有良好隔振效果。而喷杆等柔性结构振动增幅显著,特别是喷杆左端 P7 增幅达 310.2%、中段 P6 增幅达 247.9%,表明路面低频激励(1~3 Hz)与喷杆低阶模态产生强烈共振。

值得注意的是,喷杆右端 P8 在田间工况下振动反而降低 61.1%。该异常现象可能与田间路面左右轮辙激励的相位随机性有关。

2.3.2 行驶速度与载药量的影响

(1)载药量的影响

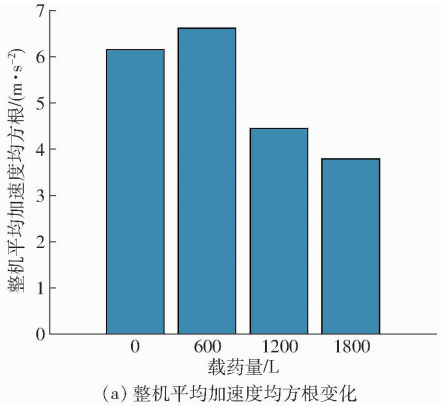
为揭示液体晃动的动力学作用,对不同载药量条件下的振动水平进行对比(图 8)。

结果呈现非单调变化规律,可分为 3 个阶段:

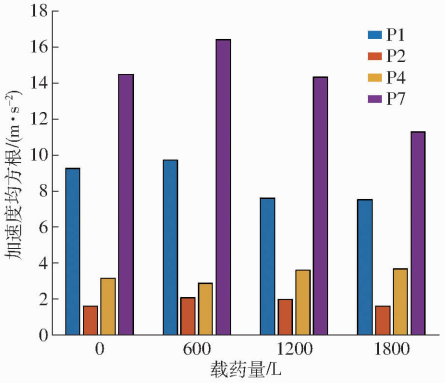
空载至载药量 600 L 阶段:喷杆左端加速度均方根从 14.487 m/s^2 增至 16.410 m/s^2(提高 13.3%)。此阶段药液较少,浅水晃动剧烈且频率较高,易与喷杆结构频率耦合。

载药量 600 L 至载药量 1 200 L 阶段:振动水平显著回落,整机平均加速度均方根从 6.605 m/s^2 降至 4.450 m/s^2(降幅为 32.6%),喷杆左端加速度均方根降幅达 12.8%。随液位升高,药液附加质量效应占主导,增加系统惯性并降低固有频率,使系统略微避开路面激励主共振区。

载药量 1 200 L 至满载 1 800 L 阶段:振动水平继续下降,满载时喷杆左端加速度均方根进一步



(a) 整机平均加速度均方根变化



(b) 关键测点加速度均方根对比

图 8　载药量对田间振动的影响(行驶速度 8 km/h)

Fig. 8　Effect of liquid load on field vibration (at 8 km/h)

降至 11.265 m/s²。此时药液充满箱体,晃动空间受限,大质量液体的惯性阻尼作用增强,有效耗散部分振动能量。

上述规律与 2.2 节脉冲响应中载药量的影响趋势一致,均表明载药量 1 200 L 以上时液体的附加阻尼效应占主导,但载药量 600 L 时液体晃动的激励效应更为显著。

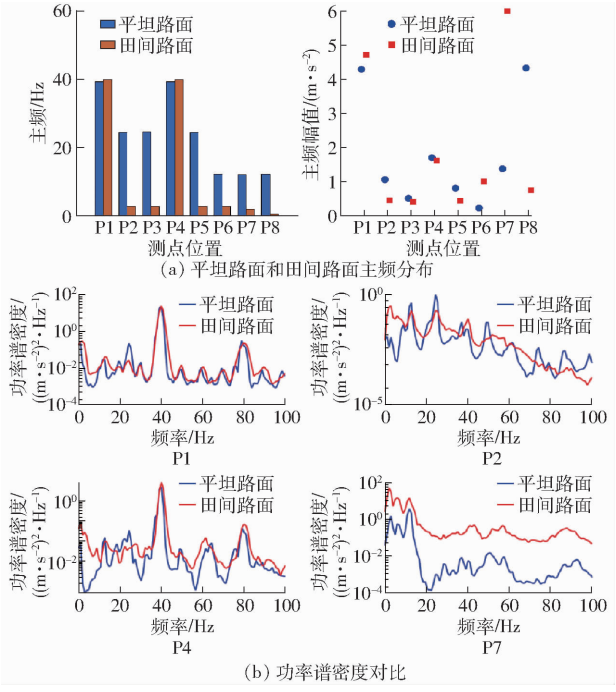
(2)行驶速度的影响

行驶速度通过改变路面输入频率影响整机响应。试验设置 6、8、10 km/h 3 挡速度,载药量 1 200 L 工况下速度从 6 km/h 增至 8 km/h 时:整机平均加速度均方根基本持平(4.46 m/s²→4.45 m/s²),但喷杆左端加速度均方根增加 21.6%(11.77 m/s²→14.31 m/s²)。

这种“整机平稳、局部恶化”现象揭示了速度对不同结构的差异化影响。速度提升使喷杆响应主频由 1.80 Hz 向 2.13 Hz 偏移,更接近有限元分析的喷杆二阶垂向弯曲模态频率 2.31 Hz。当激励频率逼近结构固有频率时,即便整机输入能量变化不大,柔性末端振动也会显著放大。因此,田间作业时应避免与喷杆低阶模态接近的速度区间。

2.3.3　频域特性与路面激励分析

图 9 展示了平坦路面与田间路面工况下的功率谱密度(PSD)对比,揭示振动能量的频域迁移规律。



(a) 平坦路面和田间路面主频分布

(b) 功率谱密度对比

图 9　平坦路面与田间路面下频域特性对比结果

Fig. 9　Comparative analysis of frequency-domain characteristics at flat road and field wad

(1)主频低频化迁移

平坦路面工况下,喷杆主频受发动机高频激励主导(约 12.20 Hz),机架主频集中在 24 ~ 40 Hz。田间工况下,各柔性结构测点主频显著下移:喷杆左端主频降至 2.13 Hz,机架主频降至 3.00 Hz。而发动机支架等高刚度部位在田间路面仍保持约 40 Hz 主频,表明其主要受发动机点火频率控制,路面低频影响相对较小。

(2)低频能量聚集

功率谱密度分析显示,田间路面工况下 0.5 ~ 5 Hz 频带内的振动能量占比大幅提升。路面低频激励与喷杆低阶模态的耦合,是导致高地隙喷雾机田间作业振动过大的根本原因。

(3)3 种激励条件的频域特性对比

综合 2.1 ~ 2.3 节的频域分析结果,总结不同激励条件下的频率特征差异(表 7)。

表 7　不同激励条件下的频域特性对比

Tab. 7　Comparison of frequency-domain characteristics under different excitation conditions

激励类型	激励频率特征	喷杆响应主频	主要放大机制
静载发动机	周期性(26.67 ~ 53.33 Hz)	低中频为主	阶次共振
单侧脉冲	宽频瞬态	1.97 Hz	模态激发鞭梢效应
田间行驶	随机宽频集中于 0.5 ~ 5 Hz	2.13 Hz	低频共振能量累积

经对比表明,田间行驶激励与脉冲激励均主要激发喷杆低阶模态(约 2 Hz),但田间激励为持续性输入,导致能量持续累积;而发动机激励主频较高,经传递路径衰减后对喷杆末端影响有限。这一频域特性差异为后续 OTPA 多源激励贡献量分析提供了重要依据。

2.4 基于 OTPA 的多源激励贡献及振动传递路径分析

在静载、单侧脉冲与田间行驶工况分析的基础上,为进一步量化不同激励源对喷杆振动的贡献,采用运行工况传递路径分析(OTPA)方法。本节重点结合田间工况数据展开贡献量分解、路径识别与耦合特性分析。

2.4.1 激励源贡献量分解

(1)OTPA 模型配置

由于喷雾机结构中发动机、轮胎-路面激励及液体晃动均最终通过机架传递至喷杆,因此将机架视为激励能量的汇合节点,依据 1.5.5 节 OTPA 多输入-单输出模型进行配置:①发动机激励:选取发动机左前支架测点 P1,描述发动机-悬置系统对机架的等效输入。②路面激励:选取左后轮胎轴平面测点 P2,代表路面不平度经轮胎与悬架作用于机架的输入。③液体晃动激励:选取药箱侧面 P4 与药箱后部 P5,对其 Z 向加速度进行 PCA 提取第一主成分,构建液体晃动-药箱系统的等效输入。④目标响应点为喷杆左端 P7 的垂向振动。分析频段聚焦于 0~50 Hz,其中 0.5~5 Hz 为液体晃动主频段,1~20 Hz 为路面激励主频段,20~50 Hz 为高频段。模型验证结果显示,典型工况(田间路面、载药量 1 200 L、行驶速度 8 km/h)下喷杆左端 P7 重构信号与实测信号相关系数达 0.92,加速度均方根误差小于 8%,表明 OTPA 模型可准确表征喷杆振动多源贡献。

(2)典型工况贡献量分解

图 10 给出了典型田间工况(载药量 1 200 L、行驶速度 8 km/h)下的振动贡献量分解结果。

进一步分析不同频段的贡献特征(表 8)可知,在液体晃动主频段(0.5~5 Hz),路面贡献进一步上升至 53.46%,药箱贡献为 29.09%;在高频段(20~50 Hz),三源贡献趋于均衡,发动机贡献相对提升至 27.83%。

(3)不同工况下的贡献规律

表 9 展示了不同转速与载药量组合下的激励源贡献量对比。可以看出,路面激励在所有工况下均为主导贡献源,贡献量稳定在 45%~53% 区间;药箱液体晃动为第二大激励源,贡献量在 26%~40% 之间波动,其中行驶速度 6 km/h、载药量 600 L 工况下达到最大值 40.20%,与 2.3 节分析的浅水晃动

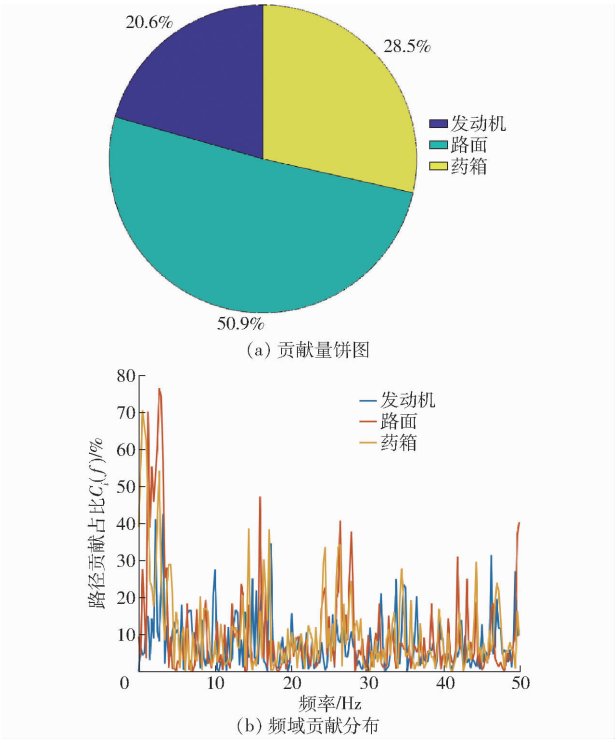


图 10 田间工况振动贡献量分解(行驶速度 8 km/h)

Fig. 10 Decomposition of vibration contributions under field conditions (at 8 km/h)

表 8 各频段激励源归一化贡献量

Tab. 8 Normalized contribution of excitation sources in different frequency bands %

频段	发动机	路面	药箱
路面激励段(1~20 Hz)	20.59	50.88	28.53
液体晃动段(0.5~5 Hz)	17.45	53.46	29.09
高频段(20~50 Hz)	27.83	35.81	36.36

表 9 不同工况下激励源归一化贡献量(路面激励段 1~20 Hz)

Tab. 9 Normalized contribution of excitation sources under different operating conditions (road excitation band 1~20 Hz) %

行驶速度/(km·h^{-1})	载药量/L	发动机	路面	药箱
6	0	16.03	49.93	34.05
	600	27.12	32.68	40.20
	1 200	10.02	50.29	39.69
	1 800	12.56	52.31	35.13
8	0	19.12	46.90	33.99
	600	21.38	49.48	29.14
	1 200	20.59	50.88	28.53
	1 800	22.68	48.13	29.19
10	0	18.93	48.43	32.64
	600	20.55	45.33	34.12
	1 200	18.33	46.99	34.68
	1 800	25.19	48.41	26.40

剧烈现象一致；发动机贡献量相对稳定，在 10% ~ 27% 之间，行驶速度 6 km/h、载药量 1 200 L 工况下最低（10.02%），表明该工况下低频激励占绝对主导。

2.4.2　主要传递路径识别

（1）传递函数特性

依据式（5）、（6）计算各路径的频率响应函数（FRF），表 10 展示了特征频率处的传递函数幅值。分析可知，在 2 Hz 附近（喷杆一阶模态频率），路面→喷杆传递函数幅值达 6.52，药箱→喷杆达 7.91，均显著高于其他频率，表明该频段传递效率最高；随频率升高，各路径传递函数幅值均呈下降趋势，40 Hz 时发动机→喷杆传递函数幅值仅为 0.01，验证了 2.1 节关于高频成分沿传递路径快速衰减的结论。

表 10　特征频率处的传递函数幅值

Tab. 10　Transfer function amplitude at characteristic frequencies

频率/Hz	发动机→喷杆	路面→喷杆	药箱→喷杆
1	2.31	0.69	7.09
2	2.90	6.52	7.91
5	6.03	0.28	5.04
10	4.40	1.15	3.06
20	0.63	0.82	1.17
40	0.01	0.17	0.05

（2）相干函数分析

表 11 展示了各频段的平均相干函数，用于评估激励源与响应之间的线性相关程度。

表 11　各频段平均相干函数

Tab. 11　Average coherence function in different frequency bands

频段	发动机−喷杆	路面−喷杆	药箱−喷杆
路面激励段（1 ~ 20 Hz）	0.096	0.134	0.120
液体晃动段（0.5 ~ 5 Hz）	0.136	0.344	0.293
高频段（20 ~ 50 Hz）	0.066	0.082	0.087

在液体晃动主频段（0.5 ~ 5 Hz），路面−喷杆相干函数达 0.344，药箱−喷杆达 0.293，均明显高于其他频段，表明该频段内路面激励与液体晃动对喷杆振动的线性贡献最为显著。高频段（20 ~ 50 Hz）各路径相干函数均较低（< 0.1），说明高频振动传递存在较强的非线性特性或多路径耦合效应。

（3）主要传递路径特性

综合传递函数与相干函数分析，可识别出 3 条主要喷杆振动传递路径（图 11）：①路径 1（路面→机架→喷杆）：低频传递效率最高，2 Hz 处传递函数幅值达 6.52，为低频振动主要通道。②路径 2（路面→机架→药箱→机架→喷杆）：药箱环节产生相位调制，1 Hz 处药箱→喷杆相位接近 0°，2 Hz 处相位偏移至 42.85°，存在显著相位延迟。③路径 3（发动机→机架→喷杆）：中高频传递为主，5 ~ 10 Hz 传递函数幅值较高，40 Hz 以上快速衰减。

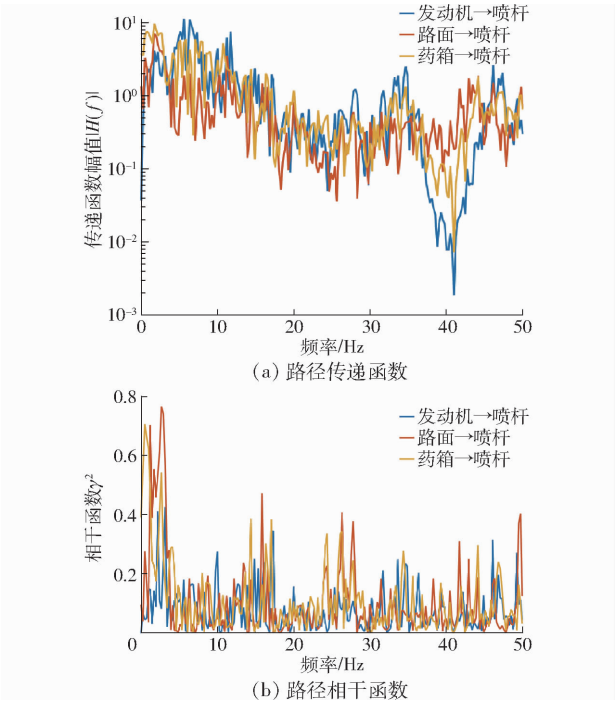


图 11　主要振动传递路径示意图

Fig. 11　Schematics of main vibration transmission paths

2.4.3　多源耦合放大机理

（1）耦合指数分析

为定量评估三源激励之间的相互作用程度，依据式（8）计算多源耦合指数。表 12 展示了各频段耦合指数。液体晃动主频段（0.5 ~ 5 Hz）耦合指数最高（0.462），表明该频段内路面激励与液体晃动之间存在最强的相互作用；路面激励段（1 ~ 20 Hz）耦合指数为 0.403，同样表明多源激励间存在显著耦合；高频段耦合指数相对较低（0.321），激励源间相对独立。

表 12　各频段耦合指数

Tab. 12　Coupling index in different frequency bands

频段	耦合指数
全频段（0.5 ~ 50 Hz）	0.352
路面激励段（1 ~ 20 Hz）	0.403
液体晃动段（0.5 ~ 5 Hz）	0.462
高频段（20 ~ 50 Hz）	0.321

（2）耦合放大机理

结合耦合指数、传递函数、相干函数及前文时频域分析结果，可将喷杆振动放大机理归纳为以下 3 类：①频率耦合：在 1 ~ 3 Hz 范围内，路面激励主频

(约 2.0 Hz)、液体晃动主频(约 1.5 Hz)与喷杆一阶弯曲模态(约 2.5 Hz)形成宽频共振带。三者频率接近导致能量在该频带内持续累积,是喷杆振动放大的根本原因。②相位耦合:传递函数相位分析显示,在 2 Hz 处路面→喷杆相位为 64.00°,药箱→喷杆相位为 42.85°,二者相位差较小,产生近同相叠加效应。这解释了 2.3 节中喷杆左端振动显著放大而右端相对较小的现象,即右端可能存在反相分量导致部分抵消。③参数激励:液体晃动引起系统质量和刚度的周期性变化,产生参数共振效应。这与 2.3 节载药量影响分析中载药量 600 L 工况振动最大的现象一致,浅水晃动频率较高,更易与结构频率耦合。

3 讨论

针对前文分析的低频地形干扰与中频共振耦合问题,单纯依靠被动悬架难以同时兼顾“低频仿形”与“高频隔振”的矛盾。基于 2.4 节 OTPA 分析揭示的多源贡献特征与频域分布规律,提出以“被动优化抑制共振、主动控制低频跟踪”为核心的主被动协同策略。

(1)被动悬架优化

通过改进梯形悬架结构并匹配最佳阻尼比,主要承担以下两个频段的振动控制任务:

共振抑制(1 ~ 3 Hz):针对路面-药液-机架的耦合共振频带(该频段贡献了约 80% 的喷杆振动能量),利用优化后的液压减振器提供大阻尼特性,消耗振动能量,从物理结构上解决“共振放大”问题。建议将喷杆阻尼比从约 0.021 提升至 0.15 ~ 0.20,以有效抑制共振峰值。

高频隔振(>5 Hz):针对发动机及路面高频随机激励,利用橡胶隔振垫和充气轮胎的高频滤波特性进行被动隔离,阻断高频振动向喷杆的传递。传递函数分析表明,现有结构对 40 Hz 以上高频的衰减效果良好(传递函数幅值小于 0.2),可在此基础上进一步优化中高频过渡段(5 ~ 40 Hz)的隔振性能。

(2)主动控制系统

在被动悬架保障系统稳定性的基础上,引入电液伺服主动控制系统,解决低频地形适应问题,即利用超声波传感器实时探测喷杆两端离地高度,结合 IMU 姿态反馈,通过电液伺服阀驱动液压缸伸缩。在低频段内,使喷杆滚转角能够快速跟踪地面坡度变化,消除因被动悬架“滞后”导致的触地风险,确保喷洒作业的恒定高度。

主被动协同控制策略充分利用了被动悬架在共振区和高频区的可靠性,以及主动控制在低频区的灵活性,实现了全频段的振动控制覆盖。根据各频段贡献量估算,该协同策略预期可有效降低喷杆振动均方根。

4 结论

(1)本文以 3WPZ - 1800G 型高地隙喷雾机为研究对象,通过静载发动机激励、单侧脉冲激励和田间行驶激励试验相结合的方式,系统研究了田间作业工况下喷杆振动的多源激励特性与传递路径,并基于运行工况传递路径分析(OTPA)方法定量识别了各激励源的振动贡献量。

(2)多工况激励试验揭示了喷杆振动的频率选择性与末端放大特性。静载发动机激励下,高频成分(>40 Hz)沿传递路径快速衰减,喷杆末端振动水平较低(振动加速度均方根仅 0.21 ~ 0.27 m/s^2),表明发动机对喷杆的直接影响有限。单侧脉冲试验显示喷杆呈欠阻尼特性,末端峰值达 40.18 m/s^2,为机架的 8.6 倍,呈典型“鞭梢效应”,主频 1.97 Hz 与一阶弯曲模态接近。田间行驶工况下振动显著恶化,喷杆振动加速度均方根从平路 3.49 m/s^2 增至 14.31 m/s^2,主频由 12.20 Hz 降至 2.13 Hz,路面低频激励(1 ~ 3 Hz)与喷杆模态耦合是振动放大的根本原因。

(3)OTPA 方法定量识别了多源激励贡献。典型作业工况(载药量 1 200 L、行驶速度 8 km/h)下,路面激励贡献 50.88%,液体晃动贡献 28.53%,发动机激励贡献 20.59%。路面激励在所有工况下均为主导贡献源,液体晃动为第二大激励源。

(4)振动传递以路面→机架→喷杆为主通道,药箱路径产生相位调制。2 Hz 处路面→喷杆传递函数幅值达 6.52,药箱→喷杆达 7.91;液体晃动主频段(0.5 ~ 5 Hz)路面-喷杆相干函数达 0.344。耦合指数分析表明,该频段内路面激励与液体晃动存在显著协同作用(CI 为 0.462)。

(5)基于多源贡献量分析,提出了主被动协同控制策略:被动悬架优化主要承担 1 ~ 3 Hz 共振抑制与高频隔振任务,主动控制系统负责低频地形跟踪。

参 考 文 献

[1] 庄腾飞,杨学军,董祥,等. 大型自走式喷雾机喷杆研究现状及发展趋势分析[J]. 农业机械学报,2018,49(增刊 1):189 - 198.

ZHUANG Tengfei, YANG Xuejun, DONG Xiang, et al. Research status and development trend analysis of spray boom for large self-propelled sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp. 1): 189 – 198. (in Chinese)

[2] 陈雨,张烁,陈宇翔,等.考虑药罐液体晃动的喷雾机底盘悬架控制方法[J].农业机械学报,2025,56(9):492 – 502.
CHEN Yu, ZHANG Shuo, CHEN Yuxiang, et al. Control method of sprayer chassis suspension considering liquid sloshing in tank[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(9): 492 – 502. (in Chinese)

[3] 庄腾飞,杨学军,张铁,等.大型高地隙喷雾机喷杆减振试验与优化[J].农业工程,2023,13(10):98 – 103.
ZHUANG Tengfei, YANG Xuejun, ZHANG Tie, et al. Vibration reduction test and optimization of spray boom for large high clearance sprayer[J]. Agricultural Engineering, 2023, 13(10): 98 – 103. (in Chinese)

[4] 陈树人,韩红阳,陈刚,等.喷杆喷雾机机架动态特性分析与减振设计[J].农业机械学报,2013,44(4):50 – 53,20.
CHEN Shuren, HAN Hongyang, CHEN Gang, et al. Dynamic characteristic analysis and vibration reduction design for sprayer frame[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(4):50 – 53,20. (in Chinese)

[5] 杨帆,杜岳峰,栗晓宇,等.融合路面特征的大型喷雾机多工况悬架控制与试验[J].农业机械学报,2023,54(增刊 2):110 – 120.
YANG Fan, DU Yuefeng, LI Xiaoyu, et al. Active suspension control and experimental research of large sprayer with multi-operating conditions integrating road characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2023,54(Supp. 2):110 – 120. (in Chinese)

[6] 朱兴业,赵莹,李向阳,等.自走式喷杆喷雾机喷雾沉积特性试验研究[J].排灌机械工程学报,2025,43(1):94 – 100.
ZHU Xingye, ZHAO Ying, LI Xiangyang, et al. Experimental study on spray deposition characteristics of self-propelled boom sprayer[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2025, 43(1): 94 – 100. (in Chinese)

[7] 王相友,曲军哲,许英超,等.基于冠层信息的马铃薯喷雾机喷杆高度控制系统研究[J].农业机械学报,2023,54(9):198 – 207.
WANG Xiangyou, QU Junzhe, XU Yingchao, et al. Boom height control system of potato sprayer based on canopy information [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 198 – 207. (in Chinese)

[8] ANTHONIS J, RAMON H. Design of an active suspension to suppress the horizontal vibrations of a spray boom[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266(3): 573 – 583.

[9] JEON H Y, WOMAC A R. Sprayer boom instrumentation for field use[J]. Transactions of the ASAE, 2004, 47(3): 659 – 666.

[10] LANGENAKENS J J, CLIJMANS L, RAMON H, et al. The effects of vertical sprayer boom movements on the uniformity of spray distribution[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1999, 74(3): 281 – 291.

[11] PHAN T T T, DO X, CHOI S B, et al. Design of a novel optimal control based on non-conventional prescribed performance boundaries for vibration control and its application to vehicle seat suspension with a semi-active MR damper[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2025, 17(6):16878132251346305.

[12] 薛涛,李伟,杜岳峰,等.大型高地隙喷雾机喷杆主动悬架自适应模糊滑模控制[J].农业工程学报,2018,34(21):47 – 56.
XUE Tao, LI Wei, DU Yuefeng, et al. Adaptive fuzzy sliding mode control of spray boom active suspension for large high clearance sprayer[J]. Transactions of the CSAE, 2018,34(21):47 – 56. (in Chinese)

[13] 崔龙飞,薛新宇,乐飞翔,等.大型喷杆喷雾机钟摆式主被动悬架自适应鲁棒控制研究[J].农业机械学报,2020,51(12):130 – 141.
CUI Longfei, XUE Xinyu, LE Feixiang, et al. Adaptive robust control of active and passive pendulum suspension for large boom sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(12):130 – 141. (in Chinese)

[14] 邱白晶,何耀杰,盛云辉,等.喷雾机喷杆有限元模态分析与结构优化[J].农业机械学报,2014,45(8):112 – 116,105.
QIU Baijing, HE Yaojie, SHENG Yunhui, et al. Finite element modal analysis and structural optimization of spray boom[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014,45(8):112 – 116,105. (in Chinese)

[15] 何耀杰,邱白晶,杨亚飞,等.基于有限元模型的喷雾机喷杆弹性变形分析与控制[J].农业工程学报,2014,30(6):28 – 36.
HE Yaojie, QIU Baijing, YANG Yafei, et al. Deformation analysis and control of elastic deformation for spray boom based on finite element model[J]. Transactions of the CSAE, 2014,30(6):28 – 36. (in Chinese)

[16] 崔龙飞, 薛新宇, 丁素明, 等. 大型喷杆及其摆式悬架减振系统动力学特性分析与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(9): 61 – 68.
CUI Longfei, XUE Xinyu, DING Suming, et al. Analysis and test of dynamic characteristics of large spraying boom and pendulum suspension damping system[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(9): 61 – 68. (in Chinese)

[17] 李瑞,窦青青,魏志明,等.农业机械振动噪声控制技术研究现状与展望[J].农业装备与车辆工程,2024,62(9):1 – 8,18.
LI Rui, DOU Qingqing, WEI Zhiming, et al. Research status and prospect of vibration and noise control technology for agricultural machinery[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2024, 62(9): 1 – 8,18. (in Chinese)

(下转第 107 页)

picker[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(10): 101 – 106. (in Chinese)
[21] 王成, 漆一帆, 孙雪岩, 等. 履带车辆行星式综合传动系统换挡冲击特性及影响规律[J]. 兵工学报, 2025, 46(8): 130 – 141.
WANG Cheng, QI Yifan, SUN Xueyan, et al. Research on shifting shock characteristics of planetary power-shift steering transmission for tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii, 2025, 46(8): 130 – 141. (in Chinese)
[22] 王丽, 刘昕晖, 王昕, 等. 装载机数字液压传动系统换挡策略[J]. 吉林大学学报(工学版), 2017, 47(3): 819 – 826.
WANG Li, LIU Xinhui, WANG Xin, et al. Shifting strategy of digital hydraulic transmission system for wheel loader[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2017, 47(3): 819 – 826. (in Chinese)
[23] 刘云, 何绍华, 田晋跃, 等. 电液操控变速器台架试验研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2016, 30(7): 16 – 20.
LIU Yun, HE Shaohua, TIAN Jinyue, et al. Experimental study on electro-hydraulic controlled transmissions[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2016, 30(7): 16 – 20. (in Chinese)
[24] 倪向东, 朱思洪, 张海军, 等. 液压机械无级变速器换段品质影响因素试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 29 – 34.
NI Xiangdong, ZHU Sihong, ZHANG Haijun, et al. Experiment of shift quality factors for hydro-mechanical CVT[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 29 – 34. (in Chinese)
[25] CAO Y, ZHAO Y, XU X, et al. Shift quality analysis of power reversing tractor[C]//2020 5th International Conference on Mechanical, Control and Computer Engineering (ICMCCE). IEEE, 2020: 447 – 451.
[26] 朱镇, 陈龙, 曹磊磊, 等. 液压机械无级变速器换挡品质因素分析[J]. 机械设计, 2018, 35(1): 39 – 45.
ZHU Zhen, CHEN Long, CAO Leilei, et al. Analysis on the shift quality of hydro-mechanical continuously variable transmission[J]. Journal of Machine Design, 2018, 35(1): 39 – 45. (in Chinese)

(上接第 67 页)

[18] 李毅,谢运和,何嘉洋. 基于传递路径的加速行驶车外噪声源识别与改进[J]. 内燃机与动力装置,2024,41(2):48 – 52.
LI Yi, XIE Yunhe, HE Jiayang. Identification and improvement of exterior noise sources of accelerating vehicles based on transfer path[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(2): 48 – 52. (in Chinese)
[19] 朱清玉,韩清凯,王维民,等. 航空发动机多支撑附件系统振动传递路径分析[J]. 航空学报,2024,45(4):57 – 72.
ZHU Qingyu, HAN Qingkai, WANG Weimin, et al. Vibration transfer path analysis of aero-engine multi-support accessory system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2024, 45(4): 57 – 72. (in Chinese)
[20] 孔令琛,袁晓磊,赵轩,等. 基于特征熵奇异值分解的振动传递路径分析方法[J]. 汽车工程,2025,47(9):1742 – 1751.
KONG Lingchen, YUAN Xiaolei, ZHAO Xuan, et al. Vibration transfer path analysis method based on characteristic entropy singular value decomposition[J]. Automotive Engineering, 2025, 47(9): 1742 – 1751. (in Chinese)
[21] PENG L, HAN J, NIE J, et al. Transfer path contribution to floor vibration of metro vehicles based on operational transfer path analysis method[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2022, 35: 23.
[22] 郭冰彬,罗志翔,肖乾,等. 基于弹性车辆系统和 OTPA 方法的车辆振动传递特性分析[J]. 交通运输工程学报,2024,24(2):179 – 192.
GUO Bingbin, LUO Zhixiang, XIAO Qian, et al. Analysis of vehicle vibration transfer characteristics based on flexible vehicle system and OTPA method[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2024, 24(2): 179 – 192. (in Chinese)
[23] 聂振宇,李晋阳,陈云飞. 宽幅喷杆喷雾机振动传递特性分析与试验[J]. 农机化研究,2024,46(1):25 – 34.
NIE Zhenyu, LI Jinyang, CHEN Yunfei. Analysis and experiment on vibration transfer characteristics of wide boom sprayer [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2024, 46(1): 25 – 34. (in Chinese)
[24] BENDAT J S, PIERSOL A G. Random data: analysis and measurement procedures[M]. New York: John Wiley & Sons, 2010.
[25] RANDALL R B. Vibration-based condition monitoring: industrial, aerospace and automotive applications[M]. Chichester: John Wiley & Sons, 2011.
[26] GAJDATSY P, JANSSENS K, DESMET W, et al. Application of the transmissibility concept in transfer path analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(7): 1963 – 1976.