

龙门框架结构刚度薄弱环节辨识研究^{*}

郭铁能^{1,2,3}, 李 博^{1,2,4}, 马云飞^{1,2}, 季如国^{1,2}, 石 浩^{1,2},
王晨航^{1,2}, 孔锐茹^{1,2}

(1. 北京工业大学先进制造与智能技术研究所 北京, 100124)

(2. 北京工业大学先进制造技术北京市重点实验室 北京, 100124)

(3. 新疆工业学院机电与自动化工程学院 和田, 848000)

(4. 通用技术集团机床工程研究院有限公司国家工程中心 北京, 100102)

摘要 结构刚度薄弱环节的精准辨识对提高机床刚度具有重要意义, 本研究以等效为龙门机床的框架梁为例, 提出了一种基于柔度类方法的薄弱指标辨识方法。首先, 通过整体结构的柔度矩阵与刚度矩阵中各数值倒数的差值乘积构建薄弱参数矩阵, 并提取其对角线元素得到薄弱指标; 其次, 利用有限元模拟, 验证该指标在多种薄弱工况及噪声干扰下的辨识效果, 并与传统柔度差法进行精度对比分析; 最后, 搭建框架梁结构实验台对所提方法进行实验验证。结果表明: 该薄弱指标能够准确辨识出结构中的刚度薄弱环节, 且在噪声干扰下比柔度差法具有更高的识别精度, 实验辨识结果与结合面实际位置相符; 研究结果为提高机床刚度辨识提供了准确指导, 具有较高的工程应用价值。

关键词 龙门机床框架梁结构; 薄弱辨识; 柔度矩阵; 试验模态分析; 有限元仿真

中图分类号 TH113.1

0 引 言

随着我国航空航天、高速轨道交通以及大型装备等行业的高速发展, 相关产业对国产重型高档复合龙门数控机床的技术要求日益提高^[1]。机床刚度的提升是提高加工效率和精度的关键因素之一^[2]。重型龙门机床安装完毕后, 仅能测得机床整体刚度, 而机床刚度环节中包括滑枕、溜板、横梁、立柱、滑座、床身、基础及各部件之间的结合面刚度薄弱环节具体位置无法被有效识别, 设计与安装人员难以针对性地提高机床整体刚度^[3]。

目前, 针对机床刚度识别主要有静态刚度法和动态刚度法^[4]。静态刚度法^[5]主要分为以下 3 种方法。①试验分析法: 在机床特定位置布置千分表或电涡流传感器等测量装置, 通过施加一定载荷测得静力变形以评估机床刚度; 然而, 实际试验中难以将测量装置安装于合适位置, 且装置易产生微小移动而导致误差。②理论建模与有限元法: 该方法需要的大量机床结合面参数难以通过试验获得, 易导致分析结果不准确^[6]。③有限元建模与试验分析结

合: 在有限元建模过程中, 通过试验分析法确定结合面参数以修正模型, 但该方法工作量大、周期长, 难以快速简捷地识别机床刚度^[7]。动态刚度法主要通过测试机床的固有频率、柔度和频响函数等动态信号, 并根据机床的模态数据辨识刚度薄弱环节^[8-9]。相较于静态刚度法, 动态刚度法的激振方式和拾振方式均无需夹具夹持, 易安装, 且仪器精度较高。

损伤识别技术主要根据通过辨识模态参数中的固有频率、模态振型的变化, 以衡量刚度变化的大小和位置^[10]。因此, 可通过损伤识别技术辨识机床结构刚度薄弱环节。在损伤识别方法中, 结构模态测试与分析应用较为广泛^[11-12]。James 等^[13]提出了基于交叉模态应变能的结构损伤诊断方法, 该方法所需要的结构损伤后模态信息较少。然而, 该方法仍需先假设损伤位置后进行验证, 当结构复杂且发生多处损伤时, 损伤组合数量巨大, 在实施上存在困难。Roy 等^[14]采用摄动法获得结构一阶振型、振型导出量与结构损伤位置间的关系, 该方法主要用于损伤定位。Ghosh 等^[15]研究了结构高阶振型与结构损伤位置的关系, 发现框架结构高阶振型对损伤位

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51875009); 北京市自然科学基金资助项目(3162005); “高档数控机床与基础制造装备”科技重大专项资助项目(2014ZX04008717)

收稿日期: 2023-07-13; 修回日期: 2023-12-08

置判别的有效性 with 损伤位置密切相关。

针对剪切型框架,Koo等^[16]根据柔度矩阵可利用结构低阶模态合成的特点,通过模态柔度计算层间位移改变对结构损伤进行识别。此外,基于模态振型导数的方法虽能定位损伤,但对测量噪声极为敏感^[17]。基于绝对差模态曲率的方法可检测损伤,局限性在于难以获取结构的无损伤模态响应^[18]。Nguyen等^[19]提出了一种利用几何模态应变能与特征值之比的损伤识别新方法,并通过数值桁架桥实例验证了该方法的有效性和实用性,但该研究仅考虑了等截面结构的损伤识别方法。

与损伤识别不同,结构刚度薄弱环节产生于工件的生产之初,而非使用过程造成的磨损。针对机床刚度薄弱环节,Guo等^[20]提出使用重建数据和测量数据来识别杆形组合结构的低刚度,但实际效果还有待提高。Guo等^[21]基于柔度差法,提出采用辨识出的薄弱环节处2个峰值比值衡量辨识算法在薄弱程度量化方面的识别精度,但实验效果不够显著。

鉴于现有方法的局限性,本研究拟采用锤击作为激励方式,以加速度传感器作为信号采集手段,通过合理布置传感器,探究结构件与结合面之间相对刚度的获取方法。旨在提出一种基于振动响应的刚度薄弱环节辨识策略,对可等效为框架梁的结构进行刚度薄弱环节的辨识。与传统方法不同,本研究通过对数值算例仿真与柔度差法进行对比分析,更简便、准确且快速地识别框架梁结构的刚度薄弱环节,并结合试验验证所提方法的有效性和应用价值。

1 基于柔度矩阵建立薄弱指标

结构的整体刚度矩阵由 n 个整体自由度 $\{u_G\}$ 组成,可使用 n_e 个有限元组件进行建模。全局自由度与局部自由度的关系为

$$\{u_G\} = \sum_{\alpha=1}^{n_e} [L]_{\alpha} \{u_e\}_{\alpha} \quad (1)$$

其中: $[L]_{\alpha}$ 为第 α 个元素的变换矩阵; u_e 为单元自由度对应的位移量。

将整体刚度矩阵进行组装,即

$$K = \sum_{\alpha=1}^{n_e} [L]_{\alpha} [k_e]_{\alpha} [L]_{\alpha}^T \quad (2)$$

其中: k_e 为单元刚度矩阵。

对于完整结构和损伤结构,整体刚度和柔度矩阵满足一定关系^[21],即

$$F \cdot K = I \quad (3)$$

刚度的减小将导致结构柔度的增加。考虑对振

型进行单位质量归一化处理,如 $F^T M F = I$,可从模态数据中获得柔性矩阵 $F^{[20]}$,即

$$F = \Phi^T \Omega^{-1} \Phi = \sum_{i=1}^m \frac{\Phi_i \Phi_i^T}{\omega_i^2} \quad (4)$$

其中: m 为自由度; Φ_i 为第 i 阶模态振型矩阵; ω_i 为第 i 阶固有频率; Ω 为固有频率平方构成的对角矩阵。

求和公式为

$$F \approx \sum_{i=1}^s \frac{\Phi_i \Phi_i^T}{\omega_i^2} \quad (5)$$

随着频率值的增大,柔度影响系数与固有频率为反比关系,故可忽略式(5)中高频项的影响,仅测量前 s 个低阶模态参数即可获得较高精度的柔度矩阵。

将刚度矩阵 K 和柔度矩阵 F 中各元素的倒数相乘记为 WX ,即

$$WX = F \cdot \frac{1}{K} \quad (6)$$

取2组测量值,一组为完好结构的测量值,另一组为存在薄弱结构的测量值,由测量值估计模态参数,利用式(6)可得2种情况下的矩阵 WX 。因此,矩阵的变化为

$$\Delta WX = WX_h - WX_d \quad (7)$$

其中: WX_h 为完整情况下的 WX 矩阵; WX_d 为薄弱情况下的 WX 矩阵。

在实验中,利用模态测量获得薄弱结构的模态参数,而完好结构的数据可通过有限元法求解或通过模态试验获得。由于难以测量转动自由度,因此在计算刚度和柔度矩阵时仅考虑垂直方向上的振动数据。

对于每个测量点 j , MYF_j 为从 ΔWX 中提取的所有对角线项的值,也称为薄弱指标,即

$$MYF(j) = \text{diag}(\Delta WX)_j \quad (8)$$

其中: MYF_j 为 ΔWX 中的第 j 个对角线元素。

由式(8)可知,该薄弱指标直接提取自变化参数矩阵的对角线元素。当结构刚度发生局部衰减时,对应节点的指标数值将产生显著突变。因此,通过识别指标序列中的峰值位置,即可实现对刚度薄弱环节的精准定位。

2 数值框架梁结构研究

2.1 框架梁结构数值模型

为验证所提刚度损伤识别方法的有效性,以16单元框架梁结构为研究对象进行数值算例分析。

首先,通过 Matlab 中的 Simulink 模块对损伤前后的数学模型进行动态模拟,获取各测点的响应数

据。其次,构造互功率谱密度矩阵并进行奇异值分解,得到各点的频响函数曲线。在此基础上,结合互功率谱信息识别阻尼参数,并确定前4阶固有频率及其对应振型。最后,利用识别的模态参数合成柔度矩阵,通过对比损伤前后柔度参数矩阵的差异,定位结构的刚度薄弱环节。

本研究主要考虑机床 z 方向的薄弱环节,框架梁结构可较好地反映其特性。框架梁结构的机床龙门结构如图1所示。通过研究框架梁结构刚度薄弱环节的辨识问题,进一步明确变截面的龙门机床结构的辨识问题。图1(c)中,各截面参数均为 $E=2.1\times 10^{11}\text{ Pa}$, $I=1.041\ 6\times 10^{-6}$, $A=0.025\text{ m}^2$, $\rho=7\ 800\text{ kg/m}^3$ 。有限元模型结构被划分为等长的16

个单元和45个节点,每个节点有3个自由度。由于在实际测试中难以测量轴向和转动位移,后续计算时只采用横向自由度,即龙门机床的 z 方向。

2.2 薄弱方案及其结果说明

以框架梁结构为数值算例,通过降低结构单元的弹性模量 E 来模拟刚度薄弱环节,并引入刚度降低比(stiffness reduction ratio,简称SRR)来量化损伤程度。通过改变刚度薄弱环节位置与SRR大小,并加入白噪音干扰,系统研究辨识指标在不同工况下的识别效果与抗干扰能力。此外,仅取低阶模态参数即可计算出结构的刚度薄弱参数。

为全面验证辨识指标对不同损伤类型的识别能力及抗噪性能,本研究设计了3种刚度薄弱识别方案,涵盖单点损伤、双点损伤及多点损伤。①方案1(单点损伤):仅在第4单元设置刚度薄弱,并设定SRR为10%、20%和30%,以考察指标对损伤程度变化的敏感性;②方案2(双点损伤):在第4、7单元同时设置薄弱环节,验证指标对多处损伤的定位与分辨能力;③方案3(多点损伤):设定第4、7、14单元为薄弱单元,构造复杂分布的薄弱环节,以检验指标的稳定性。

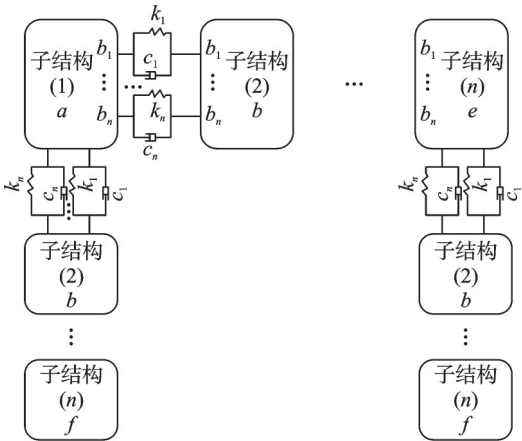
针对上述3种方案,均设置2种测试环境。首先是无噪声环境(记为E-单元),信噪比为0 dB,用于确立基准识别效果;其次是含噪声环境(记为EN-单元),引入信噪比为10 dB的白噪声信号,以验证指标的抗干扰能力。框架梁结构刚度薄弱模拟方案参数如表1所示。

表 1 框架梁结构刚度薄弱模拟方案参数

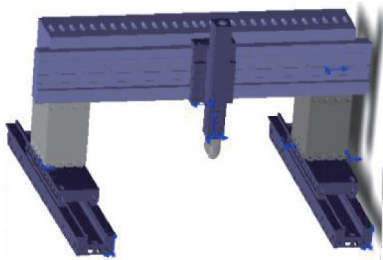
Tab.1 Parameters of stiffness weakness simulation schemes for frame beam structure

方案	编号	薄弱单元	SRR/%	信噪比/dB
1	E-4	4	10,20,30	0
	EN-4	4	10,20,30	10
2	E-4/7	4,7	10,20	0
	EN-4/7	4,7	10,20	10
3	E-4/7/14	4,7,14	10,20,10	0
	EN-4/7/14	4,7,14	10,20,10	10

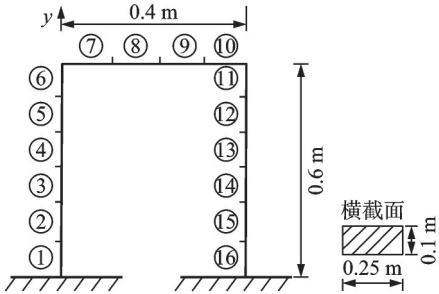
图2为方案1辨识结果。图中横、纵坐标分别为单元编号与薄弱指标值,均为无量纲(同下文)。由图可知,在单点损伤算例中,无论是否存在噪声干扰,该薄弱指标均在第4单元处出现显著突变,准确锁定了预设的薄弱位置。随着SRR从10%增加至30%,指标峰值随之增大,有效反映了损伤程度的变



(a) 机床龙门结构示意图
(a) Sketch map of machine gantry structure



(b) 机床龙门结构
(b) Machine gantry structure



(c) 框架梁结构
(c) Frame beam structure

图 1 框架梁结构的机床龙门结构

Fig.1 Gantry structure of machine tool with frame beam structure

化。对比无噪声与10 dB噪声状态下的结果可见,噪声干扰并未改变指标的突变特征,仅在非薄弱处产生微小波动,证明该薄弱指标对单点损伤具有良好的抗噪性。

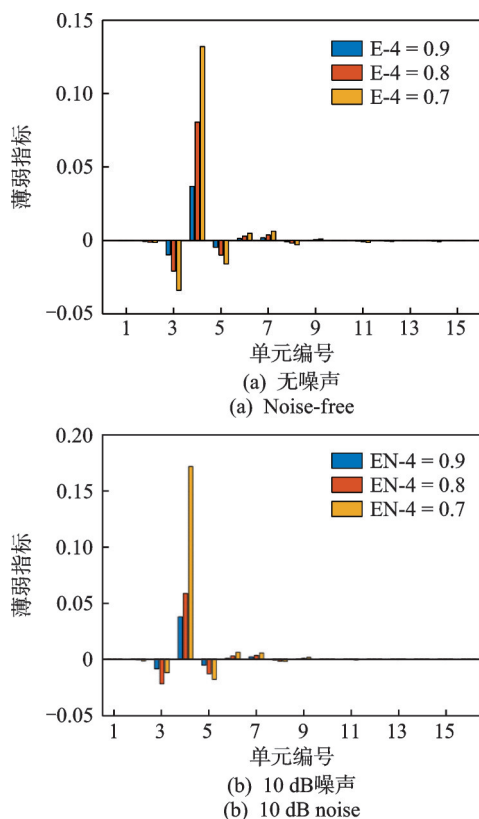


图2 方案1辨识结果
Fig.2 Identification results of scheme 1

图3、4分别为方案2、方案3辨识结果。由图可知,该薄弱指标在所有预设的刚度薄弱位置均呈现出显著的突变峰,且突变位置精准对应于第4、7及14单元,验证了其在多点损伤定位上的准确性。此外,对比峰值幅值可见,刚度薄弱程度较高的第7单元($SRR=20\%$)指标峰值显著高于薄弱程度较低的第4和第14单元($SRR=10\%$)。这一结果表明,指标峰值的大小与刚度降低比例呈正相关,能够有效反映薄弱环节的严重程度。

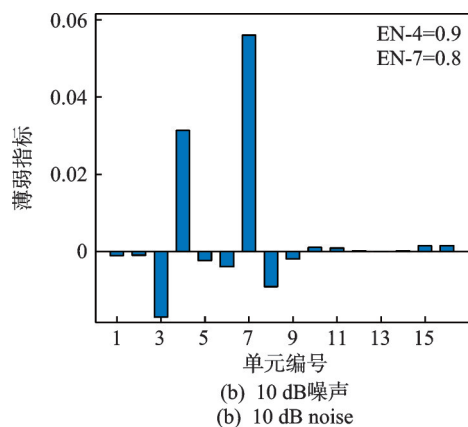
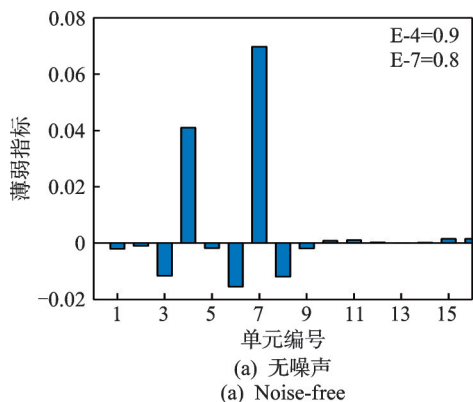


图3 方案2辨识结果
Fig.3 Identification results of scheme 2

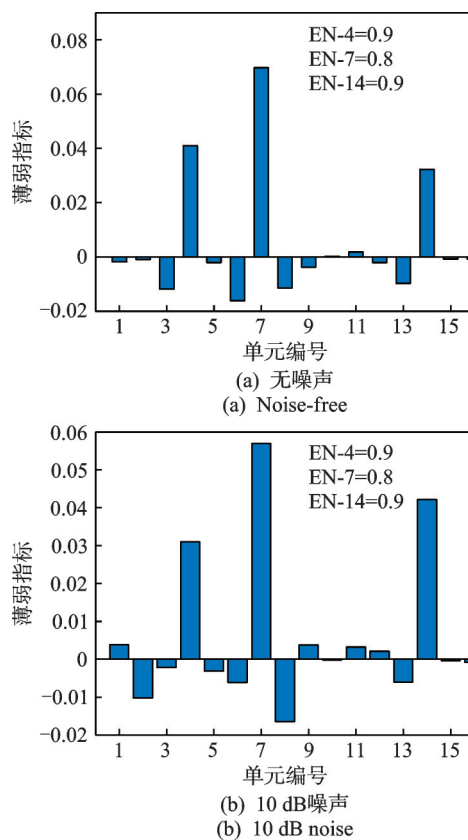


图4 方案3辨识结果
Fig.4 Identification results of Scheme 3

3 与柔度差指标的对比分析

3.1 柔度差指标

柔度差法 (flexibility difference method, 简称 FDM) 可用于识别结构中的薄弱部位^[22], 即

$$F = \Phi K^{-1} \Phi^T \approx \sum_{i=1}^s \frac{1}{\omega_i^2} \Phi_i \Phi_i^T \quad (9)$$

其中: F 为柔度矩阵; Φ 为模态振型矩阵; K 为模态刚度矩阵。

取2组测量值, 一组为完好结构的测量值, 另一

组为存在薄弱结构的测量值,由测量值估计模态参数,利用式(9)可得 2 种情况下的柔度矩阵 F 。因此,柔度矩阵 F 的变化为

$$\Delta F = F_d - F_h = \sum_{i=1}^m \frac{1}{\omega_{di}^2} \Phi_{di} \Phi_{di}^T - \sum_{i=1}^m \frac{1}{\omega_{hi}^2} \Phi_{hi} \Phi_{hi}^T \quad (10)$$

其中: ΔF 为柔度矩阵差; F_d 为发生结构损伤后的柔度矩阵; F_h 为发生结构损伤前的柔度矩阵; ω_{di} 、 Φ_{di} 为发生损伤后第 i 阶固有频率、模态振型矩阵; ω_{hi} 、 Φ_{hi} 为发生损伤前第 i 阶固有频率、模态振型矩阵。

为对薄弱环节进行准确定位,采用柔度差矩阵中各列元素的最大绝对值作为识别指标。对于每个测点 j ,使 q_j 为 ΔF 对应列中元素的最大绝对值,即

$$q_j = \max_i |\delta f_{ij}| \quad (11)$$

其中: δf_{ij} 为 ΔF 中的元素。

为清晰显示损伤位置,定义柔度差指标 $FDM_{(j)}$ 为

$$FDM_{(j)} = \frac{q_{(j+1)} - q_{(j)}}{l} \quad (12)$$

其中: l 为测量点之间的长度。

当框架梁结构存在刚度薄弱环节时,该处单元的刚度减小,柔度相应增大。基于结构柔度矩阵在此环节的变化,所定义的薄弱指标值将在此处发生突变。

3.2 辨识精度对比

为对比薄弱指标与柔度差指标的辨识精度,分别采用这 2 个指标对框架梁刚度薄弱环节进行识别。采用 8 单元框架梁模型,梁弹性模量 $E=3 \times 10^{11}$ Pa, 惯性矩 $I=5.2 \times 10^{-7}$ m⁴, 密度 $\rho=7\,850$ kg/m³, 高度 $h_1=0.6$ m, 宽度 $b_1=0.4$ m, 截面高度 $h_2=0.1$ m, 宽度 $b_2=0.25$ m。将框架梁模型划分为 8 个单元,框架梁简图如图 5 所示。

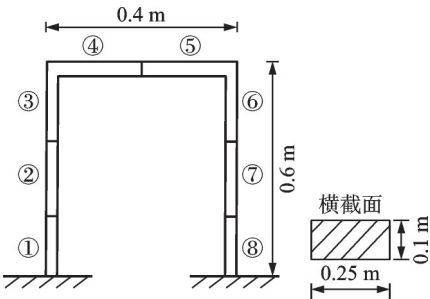


图 5 框架梁简图

Fig.5 Schematic diagram of frame beam structure

针对该 8 单元框架梁模型,重新设计了单点及多点损伤方案,8 单元模型损伤方案参数如表 2 所示。针对同一方案,分别在无噪声与含噪声 2 种环境下进行测试。

表 2 8 单元模型损伤方案参数

Tab.2 Parameters of damage schemes for 8-element model

方案	薄弱单元	SRR/%	信噪比/dB
A	5	20	0
	5	20	10
B	3,7	20	0
	3,7	20	10

方案 A 辨识结果如图 6 所示。由图 6(a)可知,在无噪声环境下,尽管 2 种指标均能识别出刚度薄弱环节,但新指标在薄弱位置的突变特征更为明显,辨识效果明显优于柔度差指标。进一步对比图 6(b)可见,当引入干扰噪音后,柔度差指标受噪音影响较大,而非损伤区域的新指标仍维持在较低水平,表明新指标受噪音影响较小,在含噪环境下依然能准确判断出刚度薄弱位置。

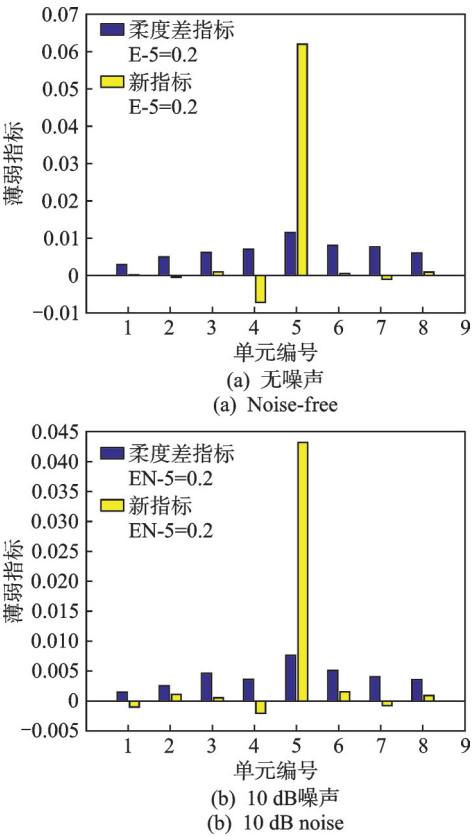


图 6 方案 A 辨识结果

Fig.6 Identification results of scheme A

方案 B 辨识结果如图 7 所示。由图 7(a)可知,新指标辨识出的刚度薄弱位置极为明显(与方案 A 相似),虽然柔度差指标也能准确地识别出薄弱环节,但新薄弱指标在无噪声情况下的辨识效果更为明显。对比图 7(b)可见,在引入噪声干扰后,柔度差指标虽能大致锁定薄弱位置,但受噪音影响较大,

而非损伤区域波动明显。而新指标表现出较强的抗噪性能,受噪音影响极小,仍能精准、清晰地判断出所有刚度薄弱位置。

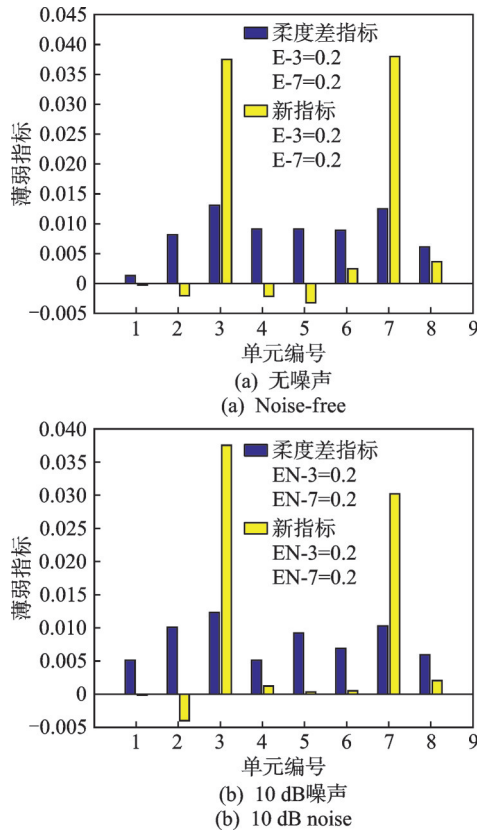


图7 方案B辨识结果

Fig.7 Identification results of scheme B

上述结果对比说明,相较于柔度差指标方法,本研究所提出的薄弱指标辨识框架梁结构薄弱位置的识别效果更好,精度更高。

4 实验研究

4.1 框架梁结构实验

在有限元仿真研究的基础上,对薄弱指标的实际应用效果进行验证,以满足薄弱指标可应用于辨识龙门机床薄弱环节的实际需求,通过搭建框架梁结构进行实验研究。

图8为框架梁结构和测量位置。框架梁结构的底端与振动台用螺栓连接,起到固定支撑的作用。梁高为0.6 m,宽为0.4 m,横截面长为0.25 m,宽为0.1 m,从支撑端部开始,等距离划分6段,每段长0.2 m。选取每个分段界限处的7个测点。框架梁结构上端与下端连接的结合面处为刚度薄弱环节。测试仪器为LMS-SCM05型数据采集仪,采用BK4514B-001型加速度传感器获取 z 方向(垂直方

向)振动数据,采用SN38360型脉冲力锤激励框架梁结构上端处 z 方向。如图8所示,脉冲力锤所激励的方向和加速度所采集振动信号的方向均为垂直于框架梁结构的 z 方向。基于模态测试法采集各测点数据,采样频率为4 096 Hz。

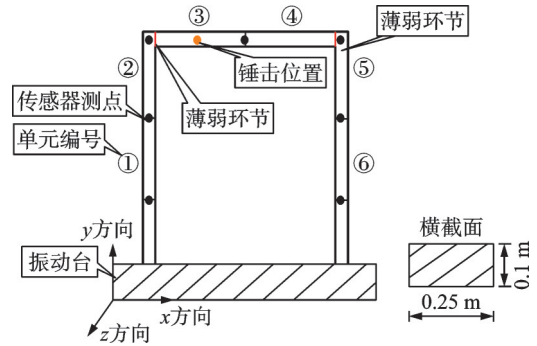


图8 框架梁结构和测量位置

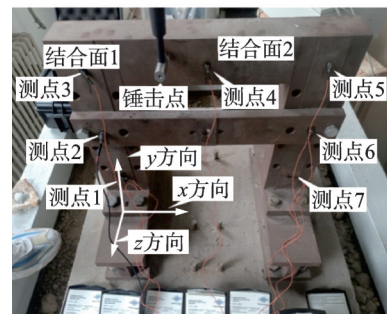
Fig.8 Frame beam structure and measurement locations

4.2 测试分析

试验对象为框架梁结构,具有2个结合面结构,结合面1、2为滑动导轨结合面,框架座底部通过螺栓与固定台连接。在结合面处存在小于1的参数,因此结合面处的刚度小于框架梁其他位置,即框架梁的2个结合面为刚度薄弱环节。图9为测试结构现场图。使用脉冲锤激励框架梁顶部,并放置7个



(a) 框架梁结构
(a) Elastic-supporting structure



(b) 传感器布置
(b) Layout of sensors

图9 测试结构现场图

Fig.9 On-site of test structure

加速计测量每个测点的振动,所有加速度计均连接同一个采集系统,用于采集测试数据。

图 10、11 分别为机床框架梁结构时域图、频谱图。

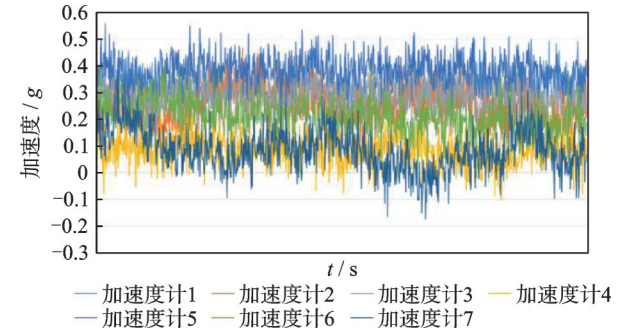


图 10 框架梁结构时域图
Fig.10 Time domain of frame beam structure

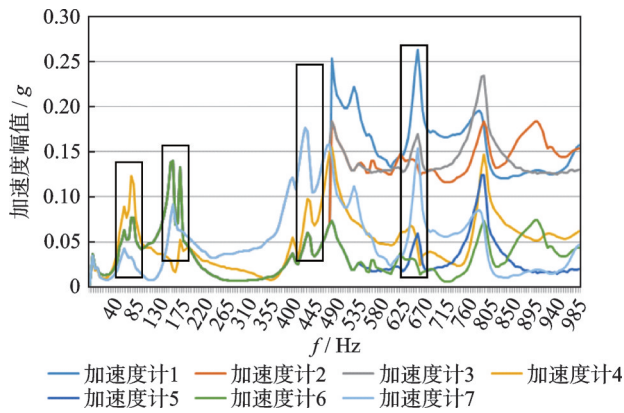


图 11 框架梁结构频谱图
Fig.11 Spectrum of frame beam structure

4.3 辨识结果

提取图 11 中矩形框所示的前 4 个模态参数,以获得低频下结构的动态性能。通过提取谱中低阶固有频率的峰值点,根据互功率谱之间的相位差确定振动模态数据和结构阻尼。为获得机床结构的 0 Hz 位移信号,以及重构其频谱图,基于 Matlab 中 Simulink 模块进行仿真,并采用状态空间法建立其振动数学模型,以获得系统的相应数据。框架梁结构识别结果如图 12 所示,数据来源于测量数据和重构的 0 Hz 位移信号。图中,薄弱指标最大突变的位置即为刚度的薄弱环节。第 3、4 单元分别为结合面 1、2 的滑动导轨结合面,第 3、4 单元之间的变化程度大于其他单元。从计算结果可以看出,刚度的薄弱环节在节理面,这与实际情况相符。因此,薄弱指标可准确识别结构刚度的薄弱环节。

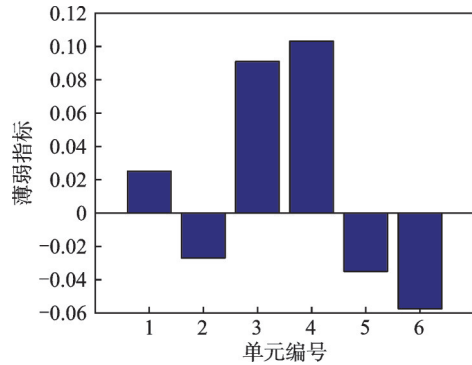


图 12 框架梁结构识别结果
Fig.12 Identification results of beam structure

5 结 论

1) 针对龙门机床框架梁结构,采用锤击测试法,提出了一种基于柔性分解法的薄弱指标。通过计算整体柔度矩阵与刚度矩阵中各元素倒数的乘积来构建薄弱参数矩阵,利用该矩阵在损伤前后的差值提取对角线元素作为薄弱指标,通过比较薄弱指标的变化来识别结构的刚度薄弱环节。

2) 采用单元刚度弱化的方法对刚度薄弱部位进行模拟。利用有限元模拟,研究了各种噪声水平以及具有单个和多个刚度薄弱点的情况,以框架梁结构为数值算例对所提方法进行验证。与柔度差法相比,所提方法的优势在于在噪声干扰下具有更高的识别精度。此外,对框架梁结构进行实验,验证了所提方法的有效性和工程实用价值。

3) 本研究仅对框架梁结构进行了有限元仿真研究,比较了柔度差分法和所提方法对框架梁刚度环节的识别,并对框架梁结构进行了实验验证。然而,大型机床的组合结构较为复杂,仍需深入研究如何准确识别其结构刚度的薄弱环节。

参 考 文 献

- [1] LAW M, ALTINTAS Y, SRIKANTHA PHANI A. Rapid evaluation and optimization of machine tools with position-dependent stability[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2013, 68: 81-90.
- [2] 吴石, 刘涛瑞, 刘献礼, 等. 基于 Kriging 预测模型的五轴机床动态特性场分析[J]. 振动、测试与诊断, 2022, 42(1): 68-75.
WU Shi, LIU Taorui, LIU Xianli, et al. Dynamic characteristic field analysis of a five-axis machine tool based on Kriging prediction model[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(1): 68-75. (in Chinese)
- [3] 邓聪颖, 殷国富, 肖红, 等. 基于能量分布的机床整机

- 动态特性优化方法[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(6): 1083-1089.
- DENG Congying, YIN Guofu, XIAO Hong, et al. Optimization method of dynamic characteristics of machine tool based on energy distribution[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(6): 1083-1089. (in Chinese)
- [4] HAN F, DAN D H, CHENG W. Extension of dynamic stiffness method to complicated damped structures[J]. Computers & Structures, 2018, 208: 143-150.
- [5] LI E, HE Z C, LIU G R. Evaluation of the stiffness matrix in static and dynamic elasticity problems[J]. Acta Mechanica, 2018, 229: 363-388.
- [6] DE ARANTES E OLIVEIRA E R. Theoretical foundations of the finite element method[J]. International Journal of Solids and Structures, 1968, 4(10): 929-952.
- [7] ERKLIG A, KÜTÜK M A. Experimental finite element approach for stress analysis[J]. Journal of Engineering, 2014, 2014(1): 64051.
- [8] YE B S, MAO K M, XIAO W W, et al. Hybrid analytic-experimental modeling for machine tool structural dynamics[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 90: 1679-1691.
- [9] 利雅洁, 吕中荣, 汪利. 基于频域分解与重采样的结构欠采样模态辨识[J]. 振动、测试与诊断, 2024, 44(1): 107-112.
- LI Yajie, LÜ Zhongrong, WANG Li. Modal identification of structural under-sampling based on frequency domain decomposition and resampling[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(1): 107-112. (in Chinese)
- [10] VAHIDI M, VAHDANI S, REMIL A, et al. Evolutionary-base finite element model updating and damage detection using modal testing results[J]. Structural Engineering and Mechanics, 2019, 70(3): 339-350.
- [11] LEE U, SHIN J. A frequency response function-based structural damage identification method[J]. Computers & Structures, 2002, 80(2): 117-132.
- [12] ALTUNIŞIK A C, KARAHASAN O Ş, GENÇ A F, et al. Modal parameter identification of RC frame under undamaged, damaged, repaired and strengthened conditions[J]. Measurement, 2018, 124: 260-276.
- [13] JAMES H S L, WANG S Q, LI H J, et al. Cross-modal strain energy method for estimating damage severity[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2006, 132(4): 429-437.
- [14] ROY K, RAY-CHAUDHURI S. Fundamental mode shape and its derivatives in structural damage localization[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(21): 5584-5593.
- [15] GHOSH G, RAY-CHAUDHURI S. Location sensitivity of fundamental and higher mode shapes in localization of damage within a building[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 365: 244-259.
- [16] KOO K Y, SUNG S H, PARK J W, et al. Damage detection of shear buildings using deflections obtained by modal flexibility[J]. Smart Materials and Structures, 2010, 19(11): 115026.
- [17] GUO T E, MENG L J, CAO J X, et al. An identification method of the weak link of stiffness for cantilever beam structure[J]. Science Progress, 2020, 103(3): 36850420952671.
- [18] SHA G G, RADZIŃSKI M, CAO M S, et al. A novel method for single and multiple damage detection in beams using relative natural frequency changes[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 132: 335-352.
- [19] NGUYEN K D, CHAN T H T, THAMBIRATNAM D P. Structural damage identification based on change in geometric modal strain energy-eigenvalue ratio[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(7): 075032.
- [20] GUO T N, MENG L J, CAO J X, et al. Study on the dynamic identification method of the weak part of the bar-shaped combined structure[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2021, 13(2): 168781402199652.
- [21] GUO T N, MENG L J, ZHOU C, et al. Research on the dynamic hammering method for identifying weak parts in cantilever structures[J]. Science Progress, 2021, 104(3): 368504211026761.
- [22] YANG Q W, LIU J K. Structural damage identification based on residual force vector[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(1/2): 298-307.



第一作者简介:郭铁能,男,1975年5月生,博士、教授。主要研究方向为矿冶智能装备开发、机床结合面力学特性、结构振动检测与优化。曾发表《Analysis of displacement-controlled fretting between crossed parabolic cylinders in elasto-plastic contacts》(《ASME Journal of Tribology》2024, Vol.146)等论文。
E-mail: gtn@bjut.edu.cn

通信作者简介:孔锐茹,女,2002年5月生,硕士生。主要研究方向为机床动态特性分析与刚度辨识。
E-mail: kruiuru@163.com