

基于频率失谐型吸振器组的采油平台结构减振^{*}

刘旭生¹, 王文龙², 和梦欣¹, 丁千¹

(1. 天津大学机械工程学院 天津, 300350)

(2. 中海石油(中国)有限公司湛江分公司 湛江, 524057)

摘要 针对海上采油平台撬块结构振动强、噪声大且现场改造空间受限的问题, 基于动力吸振器原理, 提出一种频率失谐型吸振器组的结构减振方法。首先, 建立某海上采油平台撬块结构的有限元模型, 开展模态分析与谐响应分析, 识别撬块剧烈振动的主要原因; 其次, 通过在局部安装型钢增强支撑刚度, 降低局部振动和应力水平; 然后, 设计可内嵌安装的悬臂型吸振器组, 并以最小化主系统频响曲线、最大响应幅值为优化目标, 确定吸振器最优参数; 最后, 按照正弦失谐规律设计吸振器组固有频率, 并通过缩比模型实验验证其减振效果。结果表明: 撬块剧烈振动主要是由电机安装区域局部刚度不足及设备与撬块结构耦合振动引起; 局部安装型钢可明显降低电机安装区域的振动和应力; 频率均匀型吸振器组能够有效抑制撬块耦合振动; 频率正弦失谐型吸振器组可进一步降低共振频率处的峰值加速度; 所提方法能够在有限安装空间和较少结构改动条件下提高撬块结构的低频振动控制效果, 可为海上采油平台设备基础结构减振设计提供参考。

关键词 海上采油平台; 频率失谐; 吸振器; 减振

中图分类号 TH113.1

0 引言

撬块具有集成度高、占地面积小、安装方便等优点, 被广泛应用于海洋采油平台^[1]。其结构集合了多种动力设备, 运转时易造成振动和噪声, 影响平台结构强度和工作人员的健康。撬块结构紧凑复杂, 基于视频的机械装备全场振动测量技术在远程振动测量中具有独特优势^[2]。

为提高结构静刚度, 根据设备安装位置在撬块内部添加筋板, 并针对多类型载荷进行筋板优化设计。Santos等^[3]基于移动渐近线法, 实现了考虑多种加筋结构失效形式的一般面外载荷下筋板布局的优化设计。Liu等^[4]提出了曲线早期网格加强板的综合设计框架, 实现了曲线加强筋路径、非均匀分布和变加强筋轮廓的协同设计。Hao等^[5]设计了智能布局设计曲线加强面板, 通过引入卷积神经网络, 将曲线加强筋路径以图像形式作为模型输入, 显著提高了优化模型的准确性。吴文旺等^[6]介绍了不同类型点阵结构的新构型、新胞元设计方法, 发现通过改变点阵结构与分布可获得具有不同力学性能的点阵超结构。由于撬块结构复杂、集成度高, 投入使用后

难以根据新的工况条件进行调整。

橡胶材料兼具优良的刚度与阻尼特性, 能很好地吸收振动能量^[7]。李小仁等^[8]将橡胶用于双层隔振器中, 有效控制了压缩机的振动。张嵩阳等^[9]将橡胶作为阻尼材料, 分别制备与测试了自由阻尼与约束阻尼隔声结构, 发现1 mm厚的橡胶阻尼层可有效抑制共振与吻合效应。在撬块底部安装弹簧以抑制传递到甲板的振动, 这也是一种利用弹性元件抑制振动的方式。陈铂川等^[10]根据某海上油田增压泵自身结构特点, 为振动泵体撬块加装减振弹簧, 降低了泵撬与甲板之间的振动。然而, 这类弹性元件往往需要铺设在结构表面或底部, 隔振效果受到撬块结构形式(尤其是振动模态)的显著影响。由于撬块表面布置有大量动载荷设备, 且设备布置形式随机、可利用空间有限, 因此采用弹性元件抑制撬块结构振动^[11-12]的技术方案仍需进一步深入研究。

对于新型设计与在役结构, 采用动力吸振器进行减振是可行且有效的措施。悬臂型吸振器结构简单、稳定性高, 是传统被动式动力吸振器的主要结构形式。对于尺寸较大、激励或模态频率复杂的结构, 可采用多个吸振器构成周期性分布的吸振器组, 尽

^{*} 国家自然科学基金资助项目(12202304, 12132010); 香江学者计划资助项目(XJ2024002)

收稿日期: 2023-12-19; 修回日期: 2024-04-02

可能降低结构振动。Beli等^[13]设计了一种在工字梁中间安装周期型悬臂质量谐振器组,通过数值与3D打印实验,验证了其优秀的减振能力。Wu等^[14]通过遗传算法优化周期型谐振器的各振子质量,增大了结构振动的带隙宽度并优化了减振效果。程一鹏等^[15]设计了一种多模态抑振器,通过合理选择动力吸振器参数,降低了平板振动的低频共振峰值。近年来,动力吸振器的振动方式已由被动控制发展为主动控制。针对筋板结构,杜菲等^[16]采用传感片与作动片抑制其第1阶模态振动。对于环境湿度大、振动剧烈的海上采油平台环境,主动控制环节的失效率与维护成本极高,难以实际应用。

本研究针对某海上采油平台上撬块区域存在振动强、噪声大的问题,构建撬块平台的三维有限元模型,分析结构的模态和谐响应特性,总结导致撬块平台振动剧烈的原因。基于动力吸振器设计理论,对撬块平台进行减振设计,通过构建吸振频率正弦失谐的吸振器组,优化减振效果,并通过实验验证均匀型和失谐型吸振器组的减振效果。

1 撬块平台振动原因分析

某海上采油平台因服役时间已接近设计寿命,并经过多次改装,生产过程中出现振动过大的现象。根据文献和海上平台采集数据^[17-18],振动源于撬块平台,且撬块平台位于工人宿舍的正下方,振动噪声问题尤为突出。因此,本研究通过仿真模拟了撬块平台的振动环境,设计吸振器并验证其减振效果。

1.1 撬块平台介绍

某海上采油平台撬块结构设备布局简图和基频模态如图1所示。撬块长、宽、高分别为6 000 mm×3 130 mm×390 mm,质量为5 200 kg,其上安装有多种动力设备。运作时,这些动力设备产生的振动会相互干扰、耦合。

1.2 振动原因分析

结合图1(a),考虑主要承载设备的位置和质量,得到计算模型如图1(b)所示,主要承载设备和质量分布如图1(c)所示。将撬块平台三维模型导入COMSOL有限元软件中,根据实际安装条件设置左、右底面为固定约束,并进行模态分析。依据技术文件中的质量、尺寸数值进行计算,前5阶模态频率分别为49.0、76.9、77.4、80.2和94.7 Hz。撬块平

台模态成分较为复杂,后续研究会更多考虑结构振动模态的综合影响。本研究主要研究抑制撬块平台的基频振动,基频模态振型如图1(d)所示。撬块设计过程中未考虑动力学特性,导致电机与压缩机安装位置处的局部刚度不足。该位置为基频模态振型的最大位移处,易将电机与压缩机的振动放大,并进一步传导至平台结构,引发平台结构产生较大振动。

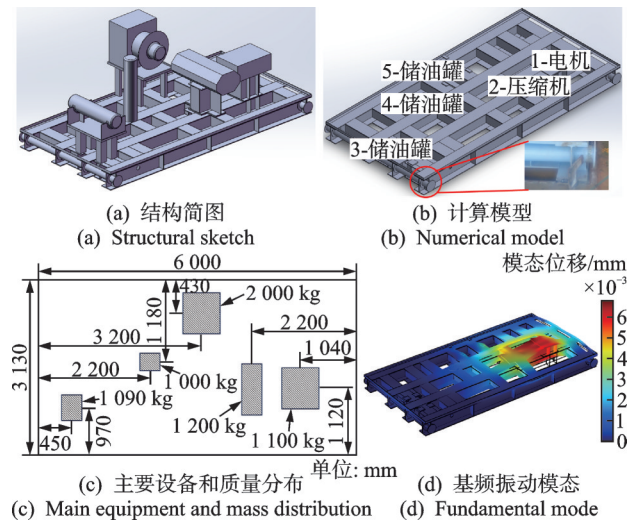


图1 某海上采油平台撬块结构设备布局简图和基频模态
Fig.1 Layout and fundamental mode of the skid structure on an offshore oil production platform

撬块结构所受动载荷主要来自电机运行的激振力和压缩机产生的包含复杂频率的激励力。撬块平台上电机安装位置的振动加速度幅频响应如图2所示。

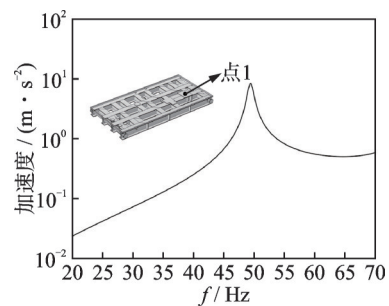


图2 撬块测量点与加速度幅频响应

Fig.2 Measurement points and acceleration amplitude-frequency response on the skid structure

由以上结果初步分析撬块振动的原因,主要包含2个方面:

1) 撬块刚度不足。若机械设备安装基础刚度不足,设备运行时会产生较大变形,进而引发设备剧烈振动,影响设备稳定运行与工作性能,并产生有害噪声。

2) 设备与结构的耦合振动。电机等关键设备的振动对海上采油平台振动影响显著,若多种设备耦合振动包含接近平台固有频率的振动成分,会引发剧烈振动。结合现场数据与数值分析,30~50 Hz频段振动最为剧烈,核心原因在于环境激励的频率成分与平台第一阶固有频率接近;此外,平台主体结构各部分通过焊接连接为一体,设备安装布局紧凑,设备运行时的振动会不可避免地传递至相邻设备,若两振动频率接近或一致,将产生强迫共振^[19]。

随后,针对电机动载荷作用区域接近基频模态最大位移区域而导致的振动放大,以及多种设备振动耦合后频率接近撬块一阶共振频率(49 Hz)的振动,提出相应减振设计方案,旨在减小电机关键位置的加速度。采用H_∞动力吸振器设计方法,通过优化吸振器的阻尼比与质量比,降低加速度响应的共振峰值。

2 撬块局部刚度增强设计

撬块上主要动载荷激励来源于电机与压缩机运转。针对局部支撑刚度不足问题,通过增设型钢提高结构刚度,降低撬块结构在设备主要激励频率下的振动,提升结构静力学与动力学性能。考虑到现场实际情况,可通过焊接、螺栓固定的方式在电机下方安装型钢与筋板;若无法打孔,可采用夹具进行固定。撬块结构局部安装型钢示意图和基频振动模态如图3所示。安装的型钢数量为3个,布置间隔为400 mm。对比图1(d)与图3(b)可以看出,经改造后,电机集中安装部位的基频模态振动明显减小。

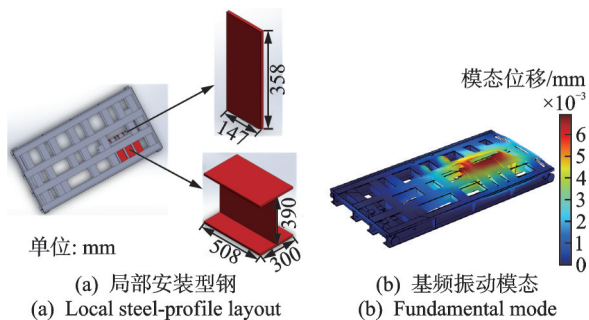


图3 撬块结构局部安装型钢示意图和基频振动模态
Fig.3 Diagram of locally mounted steel sections on skid structure and fundamental mode

在电机动载荷激励下,改造前、后撬块平台的振动与应力云图如图4所示。虽然激励频率远离结构基频,其他部位振动不明显,但在电机和压缩机的安装区域,原结构仍产生较大振动。经过局部增加刚

度的改造,振动和应力均明显降低。针对撬块局部刚度增强的研究仍处于初步阶段,目前尚未开展具体的实测与布置工作;在后续研究中,将采用相关优化方法,对型钢的布置形式及数量进行优化设计。

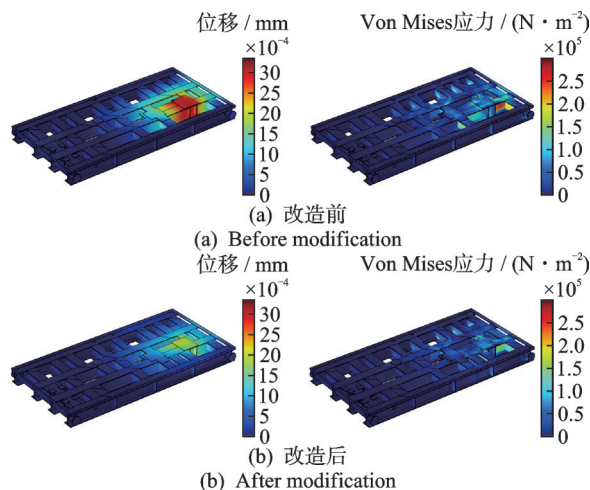


图4 电机激励下的位移和应力云图

Fig.4 Displacement and stress distributions under motor excitation

3 失谐型周期分布吸振器组设计

3.1 悬臂型吸振器参数设计和吸振效果

通过设计固有频率可调型吸振器,使其接近激励频率并起到动力吸振效果。图5为悬臂型吸振器结构设计和频率特性。悬臂梁动力吸振器由悬臂梁及其质量块组成,调节质量块距悬臂端的距离 d ,可改变吸振器刚度进而调整其固有频率。同时,通过在悬臂梁上粘贴阻尼材料来调节吸振器阻尼。综合

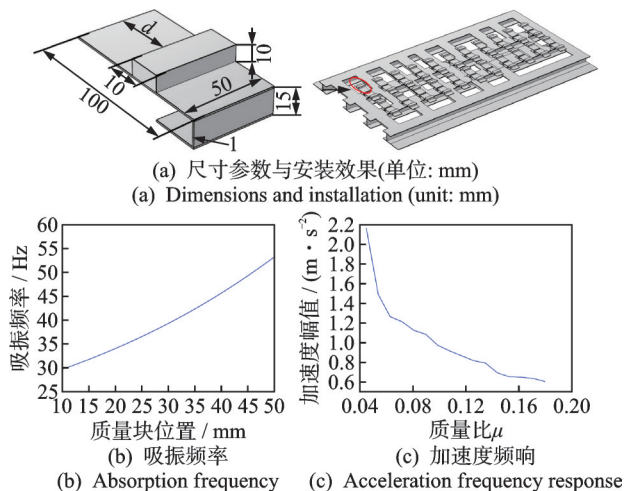


图5 悬臂型吸振器结构设计和频率特性

Fig.5 Structural design and frequency characteristics of the cantilever-type vibration absorber

考量撬块实验模型的结构尺寸与安装要求,得到悬臂梁动力吸振器尺寸参数及其安装效果如图 5(a)所示。如图 5(b)所示,采用有限元法计算质量块位于不同位置时的吸振频率,30~55 Hz 的范围覆盖了撬块基频频率。

将悬臂型吸振器的总质量与撬块平台质量的比值定义为质量比 μ 。通过调整悬臂型吸振器数量,研究悬臂吸振器质量比对于吸振效果的影响。保持其他参数不变,在 μ 从 0.04 增至 0.18 (吸振器数量从 16 增至 72 个,安装位置沿撬块平台长边均匀分布) 的过程中,利用有限元法计算所得的加速度幅频曲线如图 5(c)所示。值得注意的是,当 μ 从 0.04 增至 0.1 时,加速度幅值降低 57%;而当 μ 从 0.01 增至 0.18 时,加速度幅值仅降低 34%,吸振效果的提升作用趋于平缓。因此,本研究选择吸振器质量比 μ 为 0.1。

为探究动力吸振器的最优参数,以图 6 所示的撬块吸振器系统简化模型为研究对象。仅针对撬块基频振动进行减振,其中 $F(t)$ 为激励力。对于由金属材料或高分子材料制成的吸振器,采用的结构阻尼模型更接近实际情况,将刚度 k_2 替换为复数形

式 $k_2(1+j\eta)$, η 为吸振器阻尼损耗因子。该阻尼模型广泛应用于如橡胶材料等工程实践^[20]。

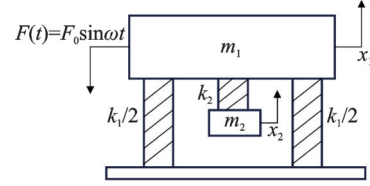


图 6 撬块吸振器系统简化模型

Fig.6 Simplified model of skid absorber system

无阻尼动力吸振器系统中主系统的加速度传递函数^[21]为

$$|T^a(\lambda)|^2 = \left| \frac{\ddot{X}_1}{\omega_1^2 \delta_{st}} \right|^2 = \lambda^4 \left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|^2 = \frac{\lambda^4 ([v^2 - \lambda^2]^2)}{[\mu \lambda^2 v^2 - (\lambda^2 - 1)(\lambda^2 - v^2)]^2} \quad (1)$$

其中: λ 为激励力频率 ω 与主系统固有频率 ω_1 的比值; v 为吸振器固有频率 ω_2 与主系统固有频率 ω_1 的比值。

对于含有结构阻尼的吸振器模型,将频率比 v^2 替换为 $v^2(1+j\eta)$,代入式(1)得到含结构阻尼的主系统加速度传递函数为

$$|T^a(\lambda)|^2 = \frac{\lambda^4 [(v^2 - \lambda^2)^2 + (v^2 \eta)^2]}{[\mu \lambda^2 v^2 - (\lambda^2 - 1)(\lambda^2 - v^2)]^2 + (v^2 \eta)^2 [(\mu + 1)\lambda^2 - 1]^2} \quad (2)$$

按照固定点理论,将 2 个共振幅值调整为相同水平,可实现 H_∞ 优化(即最大幅度响应的最小化)。其最优条件为

$$\begin{cases} \partial T^2 / \partial \eta = 0 \\ \partial T^2 / \partial \lambda = 0 \\ (T^2)_{\lambda=\lambda_p} - (T^2)_{\lambda=\lambda_q} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

其中: T 为 $T^d(\lambda)$ 或 $T^a(\lambda)$, 表示传递函数,上标 d 和 a 分别表示位移传递函数和加速度传递函数; λ_p 和 λ_q 分别为固定点 P、Q 的横坐标。

采用含有结构阻尼的加速度传递函数 H_∞ 优化后的最优参数^[22]为

$$v = \left(\frac{1}{1 + \mu} \right)^2 \quad (4)$$

$$\eta_{1,2} = \frac{1}{2 + \mu} \sqrt{3\mu [2 + 3\mu \mp 2\sqrt{2\mu(1 + \mu)}]} \quad (5)$$

其中: $\mp$ 为减加符号,分别对应 η_1 和 η_2 ,即 η_1 取减号, η_2 取加号。

当结构阻尼取 $\eta = \eta_1$ 或 $\eta = \eta_2$ 时,固定点 P、Q 中仅有一点可取得最大值,因此结构阻尼最优值应该取二者的平均值,即

$$\eta = (\eta_1 + \eta_2) / 2 \quad (6)$$

基于式(4)、式(6)对撬块结构的加速度传递函数进行优化,可获得最佳频率比 $v_{opt} = 0.882$ 与最佳阻尼比 $\eta_{opt} = 0.45$ 。将吸振器等距离安装于工字钢骨架,沿撬块工字钢的长边方向排列,从而形成周期性吸振结构。图 5(a)展示了 4 列、每列 11 个、每个悬臂吸振器间隔 125 mm 的吸振器组。为满足最佳频率比,调整质量块与悬臂梁远端的距离 $d = 26$ mm,使吸振器的一阶固有频率达到 37 Hz,这一位置即为原始位置。

为验证吸振器的减振效果,搭建了如图 7 所示的撬块实验模型,其尺寸为 750 mm × 1 500 mm × 50 mm,模态分析显示其基频频率为 39 Hz。虽然频率与实际结构有一定差距,但模态特性(尤其是振型)基本相同,符合动力相似原则。

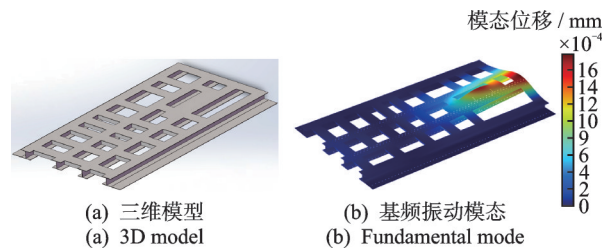


图 7 撬块实验模型

Fig.7 Experimental model of skid structure

安装悬臂吸振器后的频响曲线如图8所示。安装悬臂吸振器组降低了原结构的共振峰值,但吸振器组自身振动导致原固有频率两侧产生新的共振响应峰,其中:低频为31.5 Hz,峰值加速度为0.705 m/s²;高频为46.5 Hz,峰值加速度为0.709 m/s²。实际上,此时可将撬块和吸振器视为二自由度系统,2个模态振型分别为同向(低频)和反向(高频)同步振动。图8中2个共振峰值对应这2个共振,且均低于撬块原有峰值,符合安装动力吸振器后结构振动的特点^[23]。此外,安装吸振器后形成的2个共振频率峰值大小十分接近,这与H_∞优化的结果相符。

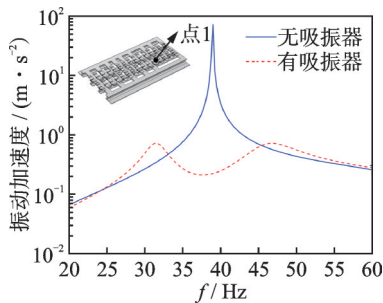


图8 安装悬臂吸振器后的频响曲线

Fig.8 Frequency-response curves after installing cantilever-type vibration absorber group

3.2 频率失谐型周期吸振器的减振效果强化

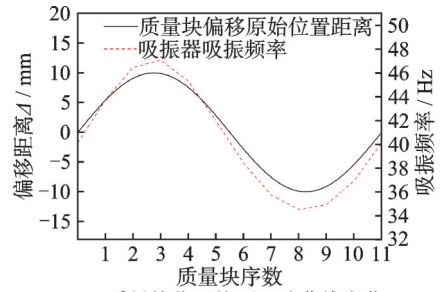
周期性结构的参数因各种原因发生变化的情况称为失谐。失谐可造成周期结构的振动局部化,即少数部件产生较大振动,通常应尽量避免^[24]。针对周期分布动力吸振器组,本研究尝试通过振动局部化手段,提高对主结构减振的效果。

经过多种分布形式的计算,发现吸振器组固有频率的正弦变化(失谐)对撬块振动响应的影响最为显著。本研究以质量块偏离其原始位置的相对位置距离(即正弦曲线的振幅) Δ 作为物理失谐参数,即

$$\Delta = \frac{l}{l_0} \times 100 \quad (7)$$

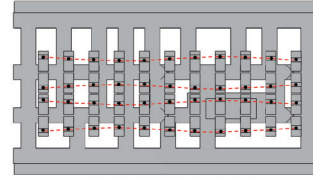
其中: l 为质量块偏离其原始位置的最大距离; l_0 为悬臂吸振器中悬臂梁的长度。

质量块位置与固有频率正弦失谐的周期吸振器组如图9所示。图9(a)为各吸振器质量块的位置分布($\Delta=10$)。计算显示, Δ 的变化亦使得吸振器组固有频率发生正弦失谐。需要说明的是,图9(a)为第1、3列的质量块位置分布。第2、4列的质量块位置与其沿轴向对称,以避免引起附加结构运动,如图9(b)中的黑点所示。



(a) 质量块位置按照正弦曲线变化

(a) Sinusoidal variation in mass-block position



(b) 失谐型周期吸振器组

(b) Frequency-mistuned vibration absorber group

图9 质量块位置与固有频率正弦失谐的周期吸振器组

Fig.9 Mass-block position and periodic vibration absorber group with sinusoidal frequency mistuning

依次选取失谐量 $\Delta=0, 2, 4, 6, 8$,得到电机支座(即电机直接激励的点,见图8中点1)处的加速度响应数据,计算得到吸振器组频率失谐下的幅频特性如图10所示。由图10可知,在吸振器组频率未失谐时,第1个共振峰频率出现在31.5 Hz,共振峰值为0.705 m/s²;当 $\Delta=8$ 时,第1个共振峰频率减小至31 Hz,共振峰值下降至0.567 m/s²。未失谐时的第2个共振峰频率为46.5 Hz,共振峰值为0.709 m/s²;而当 $\Delta=8$ 时,第2个共振峰频率升至48 Hz,共振峰值下降至0.631 m/s²。随着失谐量的增加,2个主要共振频率变化并不显著,但共振峰值逐渐减小。与此同时,由于吸振频率的失谐,会出现更多的吸振频率,导致撬块系统固有频率所对应的加速度数值逐渐增加。未失谐时的加速度值为0.210 m/s²,而当 $\Delta=8$ 时,加速度值增至0.274 m/s²。这一结果表明,吸振频率失谐程度的增加,可有效减小2个峰值的加速度。此外,由于吸振频率的增多,使得撬块固有频率附近的加速度数值略微增加。

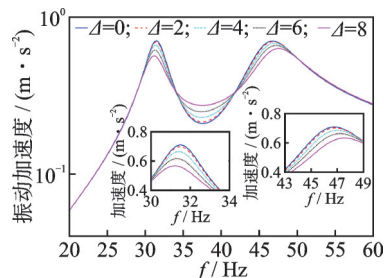


图10 吸振器组频率失谐下的幅频特性

Fig.10 Frequency-response characteristics of vibration absorber group under frequency mistuning

3.3 失谐吸振器的振动局部化

为评估不同激励频率下,失谐参数对失谐吸振器撬块系统的振动局部化影响,引入局部化因子,分别提取各激励频率下谐调与失谐吸振器系统结构的最大位移,振动局部化因子的计算式为

$$R = \frac{u_m - u_t}{u_t} \quad (8)$$

其中: u_m 为某一激励频率时失谐吸振器的最大幅值; u_t 为某一激励频率时谐调吸振器的最大幅值。

失谐吸振器组的振动局部化因子如图 11 所示。随着激励频率的增加,局部化因子 R 呈现出先降后升的趋势。在结构固有频率 39 Hz 附近,因振动较小,局部化程度和对失谐的敏感度均较低(接近于 0)。在 2 个共振频率处分别达到最小值和最大值,且对失谐的敏感度较大。在低频共振频段,局部化因子 R 为负值,表明吸振器振动降低,此时为同向运动,结构振动也被降低。在高频共振频段,局部化因子 R 为正值,表明吸振器振动增大,此时为反向运动,结构振动则被降低。总体来说,失谐进一步降低了结构振动。

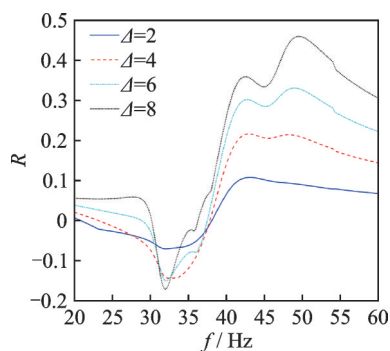


图 11 失谐吸振器组的振动局部化因子

Fig.11 Vibration localization factors of the mistuned vibration absorber group

吸振器组频率失谐下的减振特性如图 12 所示。图 12(a)所示最右端吸振器的加速度幅频曲线可详细说明不同失谐量下撬块吸振器系统的局部化程度。从图中可见,随着失谐程度的增加,第 1 个共振频率处的峰值从 3.66 m/s²降至 2.34 m/s²,这与图 11 中第 1 个共振频率处出现的局部化因子负值相一致。吸振器系统和撬块系统的加速度均有所降低,导致局部化因子为负值。而第 2 个共振频率处的峰值随着失谐程度的增加从 2.176 m/s²增加到 2.828 m/s²,表明吸振器的局部化程度较

高。撬块固有频率附近加速度值随着失谐量的增加并未出现显著增加,依然能够实现较好的减振效果。

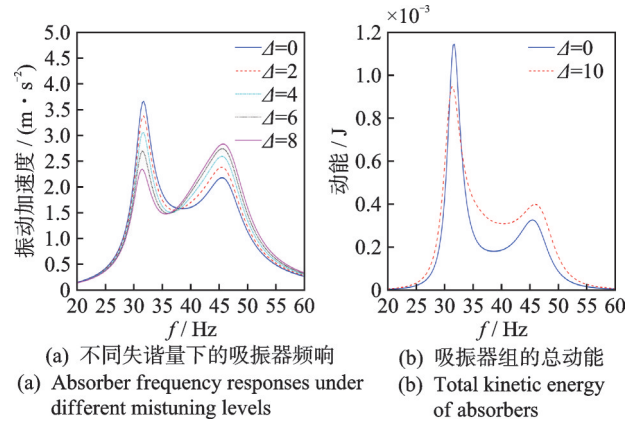


图 12 频率失谐下吸振器组的减振特性

Fig.12 Vibration reduction characteristics of the vibration absorber group under frequency mistuning

随后,从能量的角度分析悬臂型动力吸振器对撬块振动的能量吸收效率。在工程实践中,受到外部强迫激励的影响,撬块的振动往往逐渐趋于一定的稳态振动。系统的能量主要由动能所主导,而在高频领域,吸振器的振幅因失谐引发的振动局部化显著上升,动能也显著增强。图 12(b)为在未失谐情况下与失谐量 $\Delta=10$ 时撬块系统吸振器总动能随激励频率变化的曲线。在第 2 个共振频率附近,失谐吸振器的动能显著高于未失谐吸振器,这是由于振动局部化因子随频率升高而增加所致。当激励频率较高时,吸振器呈现明显的局部化现象,使得吸振器的振幅和速度进一步增大,从而使得吸振器的动能得以增强。

综上,正弦失谐型吸振器组可得到更宽的减振带隙与更强的减振效果。然而,随着失谐程度的增加,吸振器的局部化情况会进一步增加,导致吸振器振动增强。因此,在减振设计时需要考虑其自身的结构强度,确保失谐量选择适当。

4 减振实验验证

撬块减振实验系统如图 13 所示。撬块模型长为 2 000 mm、宽为 1 000 mm、高为 800 mm;振动台采用刚性强、变形小的优质中碳钢板,为精磨台面,平面度高。结构振动来自三相附着式电机,电压为 380 V、功率为 80 W、最大转速为 3 000 r/min。通过调节变频器,可实现 1~50 Hz 的激振。

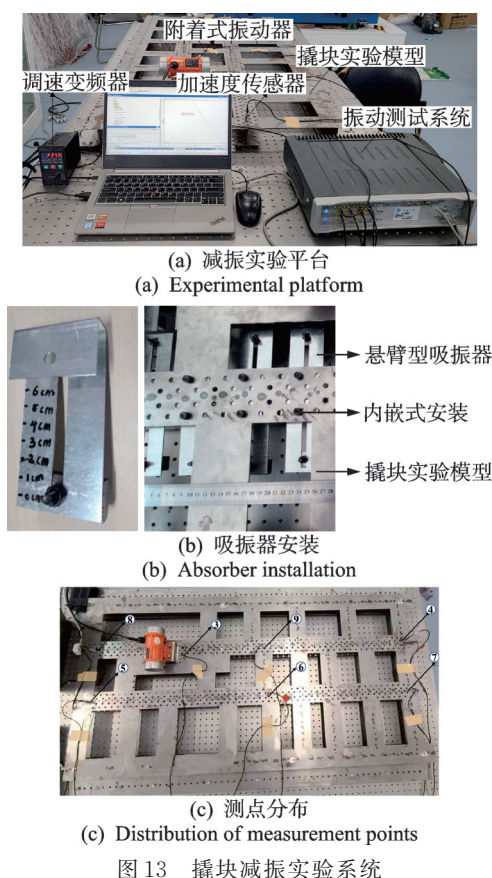


Fig.13 Experimental system for vibration reduction of skid structure

为提高空间利用率,悬臂型吸振器采用内嵌式方式安装在模型内部。采用LMS Test.Lab型振动测试系统,利用加速度传感器测量结构若干位置的振动信号。

4.1 撬块实验台减振分析

使用锤击法所得撬块实验模型振动幅值如图14所示,得到实验平台一阶固有频率(基频)约为30 Hz。为获得最佳减振效果,调节质量块位置至10 mm处,测得其固有频率为29.68 Hz,与平台模型基频接近。以测点3为例,测量在电机激励下、安装吸振器组前后的撬块结构振动加速度幅频响应曲线对比如图15所示。未加装吸振器组的撬块,在激励频率为29 Hz时的共振加速度幅值达到 0.04 m/s^2 ;而在加装悬臂型吸振器组(未失谐)后,原有共振幅值被完全抑制,在原固有频率两侧各产生了1个新的共振峰(见图中均匀吸振器组数据)。其中:较低共振频率为20 Hz,峰值加速度为 0.027 m/s^2 ;较高共振频率为39 Hz,峰值加速度为 0.033 m/s^2 。这2个新共振峰值加速度均小于原有峰值加速度,说明结构振动得到了显著抑制,验证了悬臂型吸振器组的减振效果。

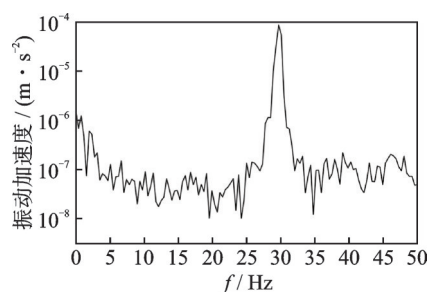


图14 锤击法所得撬块实验模型振动幅值

Fig.14 Vibration amplitude of skid structure model by hammer test

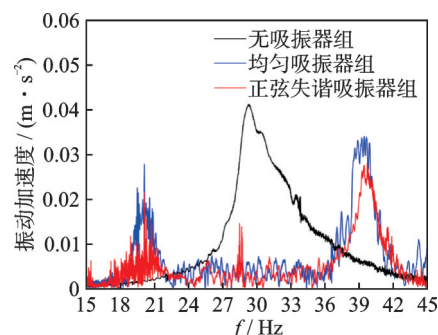


图15 撬块结构振动加速度幅频响应曲线对比(测点3)

Fig.15 Comparison of acceleration frequency responses at measurement point 3 of the skid structure

调整质量块位置($\Delta=10$),使吸振器组具有正弦失谐频率,得到的减振效果如图15中的红色曲线所示(见图中正弦失谐吸振器组数据)。第1个共振频率变化较小,共振峰值降低至 0.021 m/s^2 ;第2个共振频率增加至39.7 Hz,共振峰值降低至 0.028 m/s^2 。实验结果与前述计算结果一致,即吸振器组的吸振频率失谐可进一步降低共振频率处的峰值。同时,由于吸振频率成分增多,撬块固有频率处的峰值会略微增加。

5 结 论

1) 某海上采油平台上撬块区域存在振动强、噪声大问题,源于结构局部振动较大和设备的耦合振动。采用型钢提高局部刚度,设计吸振频率可调的悬臂吸振器,有效实现了振动控制。

2) 安装型钢增加局部支撑刚度后,集中于电机安装部位的基频模态振动明显减小,同时撬块平台的振动和应力均显著减轻。

3) 基于撬块结构的加速度响应对悬臂型吸振器进行参数优化,撬块平台在应用均匀吸振器组吸振后,原系统的共振峰值得到完全抑制,吸振器与撬

块结构组成二自由度系统,分别在 31.5、46.5 Hz 处产生小于原系统共振峰值的共振响应峰,撬块结构的振动加速度大幅降低。

4) 与传统吸振器组相比,本研究设计的具有失谐吸振频率的吸振器组能够利用失谐诱导的振动局部化效应,进一步降低共振峰值,且有效拓宽了减振频率范围。

参 考 文 献

- [1] 田飞博,焦圣华.海上平台成撬设备的设计与安全分析[J].石油和化工设备,2021,24(3):113-115,112. TIAN Feibo, JIAO Shenghua. Design and safety analysis of offshore platform skidding equipment[J]. Petro-Chemical Equipment, 2021, 24(3): 113-115, 112. (in Chinese)
- [2] 陈立群,杨天智.基于视频的机械装备全场振动测量研究[J].力学进展,2021,51(2):376-381. CHEN Liqun, YANG Tianzhi. Full-field video-based vibration measurement of mechanical equipment[J]. Advances in Mechanics, 2021, 51(2): 376-381. (in Chinese)
- [3] SANTOS L, IZZUDDIN B A, MACORINI L. Gradient-based optimization of rectangular honeycomb core sandwich panels[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2022, 65(9): 242.
- [4] LIU D C, HAO P, ZHANG K P, et al. On the integrated design of curvilinearly grid-stiffened panel with non-uniform distribution and variable stiffener profile[J]. Materials & Design, 2020, 190: 108556.
- [5] HAO P, LIU D C, ZHANG K P, et al. Intelligent layout design of curvilinearly stiffened panels via deep learning-based method[J]. Materials & Design, 2021, 197: 109180.
- [6] 吴文旺,夏热.轻质点阵超结构设计及多功能力学性能调控方法[J].力学进展,2022,52(3):673-718. WU Wenwang, XIA Re. Design of lightweight lattice meta-structures and approaches to manipulate their multi-functional mechanical properties[J]. Advances in Mechanics, 2022, 52(3): 673-718. (in Chinese)
- [7] 李宇燕,黄协清.金属橡胶材料阻尼性能的影响参数[J].振动、测试与诊断,2009,29(1):23-26. LI Yuyan, HUANG Xieqing. Influencing factors of damping characteristic for metal rubber design and calculation of rubber shock absorber[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(1): 23-26. (in Chinese)
- [8] 李小仁,朱宝庆,张志恒,等.加强筋板在压缩机减振降噪中的应用研究[J].液压气动与密封,2021,41(10):52-57. LI Xiaosa, ZHU Baoqing, ZHANG Zhiheng, et al. Application research of stiffened plate theory for compressor vibration and noise reduction[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2021, 41(10): 52-57. (in Chinese)
- [9] 张嵩阳,王广克,侯东,等.金属/橡胶阻尼层复合结构的隔声性能[J].高压电器,2019,55(11):273-276. ZHANG Songyang, WANG Guangke, HOU Dong, et al. Sound insulation performance of metal/rubber damping layer composite structure[J]. High Voltage Apparatus, 2019, 55(11): 273-276. (in Chinese)
- [10] 陈铂川,徐林.海上平台注水增压泵高速振动原因分析及减振改造[J].天津科技,2019,46(3):44-46. CHEN Bochuan, XU Lin. Cause analysis of high speed vibration of water injection booster pump on offshore platform and vibration reduction reform[J]. Tianjin Science & Technology, 2019, 46(3): 44-46. (in Chinese)
- [11] 黄相东,曾志平,罗信伟,等.市域快线钢弹簧隔振器力学性能及应用研究[J].振动、测试与诊断,2025,45(6):1173-1180. HUANG Xiangdong, ZENG Zhiping, LUO Xinwei, et al. Study on mechanical characteristics and application of steel spring vibration isolators for urban express rail transit[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2025, 45(6): 1173-1180. (in Chinese)
- [12] 左汉文,陈骝,杜浦.某涂布设备微振动控制基础结构的优化设计[J].振动、测试与诊断,2024,44(1):172-177. ZUO Hanwen, CHEN Liu, DU Pu. Prediction and analysis of influence of subway running in curve section on vibration of gymnasium[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(1): 172-177. (in Chinese)
- [13] BELI D, FABRO A T, RUZZENE M, et al. Wave attenuation and trapping in 3D printed cantilever-in-mass metamaterials with spatially correlated variability[J]. Scientific Reports, 2019, 9(1): 5617.
- [14] WU X D, LI Y M, ZUO S G. The study of a locally resonant beam with aperiodic mass distribution[J]. Applied Acoustics, 2020, 165: 107306.
- [15] 程一鹏,彭子龙,温华兵,等.基于动力吸振原理的低频多模态抑振器设计[J].振动与冲击,2023,42(3):150-158. CHENG Yipeng, PENG Zilong, WEN Huabing, et al. Design of low-frequency multi-mode vibration suppressor based on dynamic vibration absorption principle[J].

- Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(3): 150-158. (in Chinese)
- [16] 杜菲, 马天兵, 刘健, 等. 基于局部应变补偿的加筋板改进滑模振动控制[J]. 振动与冲击, 2020, 39(6): 176-180.
- DU Fei, MA Tianbing, LIU Jian, et al. Improved sliding mode vibration control for a stiffened plate based on local strain compensation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(6): 176-180. (in Chinese)
- [17] 杨波, 姚新, 操成刚, 等. 浅析海洋平台闭排泵机组振动控制及减振改造[J]. 中国设备工程, 2021(20): 11-13.
- YANG Bo, YAO Xin, CAO Chenggang, et al. Analysis of offshore platform closed-discharge pump unit vibration control and vibration reduction transformation [J]. China Plant Engineering, 2021 (20): 11-13. (in Chinese)
- [18] 史晓庆, 穆顷, 安振武, 等. 海洋平台往复式压缩机的振动分析及减振措施[J]. 天津科技, 2023, 50(9): 50-55.
- SHI Xiaoqing, MU Qing, AN Zhenwu, et al. Vibration analysis and vibration reduction measures of reciprocating compressor on offshore platform[J]. Tianjin Science & Technology, 2023, 50(9): 50-55. (in Chinese)
- [19] 曹玉林, 王永顺. 海洋平台注水增压泵甲板振动分析及处理方法[J]. 中国设备工程, 2020(2): 16-17.
- CAO Yulin, WANG Yongshun. Vibration analysis and treatment of offshore platform pump deck[J]. China Plant Engineering, 2020(2): 16-17. (in Chinese)
- [20] 徐振邦, 龚兴龙, 陈现敏, 等. 机械自调谐式动力吸振器的研究[J]. 中国机械工程, 2009, 20(9): 1057-1062.
- XU Zhenbang, GONG Xinglong, CHEN Xianmin, et al. Study on mechanical adaptive tuned vibration absorber [J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20 (9): 1057-1062. (in Chinese)
- [21] 张素侠. 振动力学简明教程[M]. 天津: 天津大学出版社, 2023: 65-71.
- [22] ASAM T, NISHIHARA O. Closed-form exact solution to H_{∞} optimization of dynamic vibration absorbers, application to different transfer functions and damping systems[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2003, 125(3): 398-411.
- [23] 米泽宁, 孙红灵, 孙陆阳. 含附体结构主被动隔振系统的性能分析[J]. 振动工程学报, 2022, 35(6): 1442-1452.
- MI Zening, SUN Hongling, SUN Luyang. Performance analysis of composite active-passive vibration isolation system with attached structures[J]. Journal of Vibration Engineering, 2022, 35(6): 1442-1452. (in Chinese)
- [24] 董明晶, 丁千. 整圈自带冠叶盘系统斜碰撞振动局部化研究[J]. 航空动力学报, 2014, 29(12): 2914-2923.
- DONG Mingjing, DING Qian. Study on vibration localization of oblique impact of whole-circle bladed disk with tips system[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(12): 2914-2923. (in Chinese)



第一作者简介:刘旭生,男,1999年9月生,硕士生。主要研究方向为振动与控制。曾发表《Vibro-acoustic analysis and optimization of acoustic black hole plates under turbulent boundary layer excitation》(《Thin-Walled Structures》2025, Vol.27)等论文。

E-mail: liuxusheng0920@tju.edu.cn

通信作者简介:丁千,男,1963年4月生,博士、教授。主要研究方向为旋转机械非线性动力学、非光滑系统动力学、数据驱动动力学、先进结构动力学与设计。

E-mail: qding@tju.edu.cn