

某新建工业厂房有限元分析及减振设计

刘绍猛¹, 张纪刚^{1,*}, 张宜聪¹, 赵国良², 陈德刚³

(1. 青岛理工大学 土木工程学院, 青岛 266525; 2. 青岛第一市政工程有限公司, 青岛 266034;
3. 青岛青建理工建筑工业化研究院有限公司, 青岛 266071)

摘要:在生产设备自身振动及噪声等多因素耦合下, 厂房结构产生不良振动反应, 轻则减少设备使用寿命, 影响企业正常生产, 重则造成厂房坍塌, 造成极大的生命和财产损失。通过对已建工业厂房的振动形式和异常振动原因进行分析, 拟在原已建工业厂房附近建设一座功能相同、产量高、性能齐全的大型工业厂房。为减小新建厂房设备生产时对屋面的扰动, 降低交变荷载对屋面防水系统的扰动, 提出采用调谐质量阻尼器 (TMD) 进行减振耗能, 以保障厂房生产安全, 提高使用寿命。通过研究, 有效解决了大型动力工业厂房结构异常振动的难题, 提高了我国工业厂房的设计水平, 为工业厂房的应用提供了参考。

关键词:工业厂房; 振动; TMD; 耗能减振

中图分类号: TU271.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-4602(2024)02-0066-10

Finite element analysis and vibration reduction design of the industrial plant to be built

LIU Shaomeng¹, ZHANG Jigang^{1,*}, ZHANG Yicong¹, ZHAO Guoliang², CHEN Degang³

(1. School of Civil Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266525, China;
2. Qingdao No. 1 Municipal Engineering Co. Ltd., Qingdao 266034, China;
3. Qingdao Qingjian Research Institute of Construction Industrialization Co. Ltd., Qingdao 266071, China)

Abstract: Under the coupling of multiple factors such as the vibration and noise of production equipment, the structure of industrial plant will produce adverse vibration reaction, which may reduce the service life of equipment and affect the normal production of the enterprise, or even cause the collapse of the plant and result in great loss of life and property. Based on the analysis of vibration forms and abnormal vibration causes of the existing industrial plant, this study proposes to build a new large industrial plant near the old one which has the same function, high output and complete performance. The tuned mass damper (TMD) is employed to reduce the disturbance to the roof during the production and the disturbance to the roof waterproof system caused by the alternating load, which can further cut down energy consumption, ensure production safety and prolong the service life of equipment. The study has effectively solved the problem of abnormal vibration in the structure of large power industrial plants, improved the design level of industrial plants and provide a reference for

收稿日期: 2022-09-05

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (U2106222; 52108282); 山东省自然科学基金资助项目 (ZR2021QE053)

作者简介: 刘绍猛 (1998-), 男, 山东枣庄人。硕士, 研究方向为结构振动控制。E-mail: 1076787515@qq.com。

* 通信作者: 张纪刚 (1975-), 男, 山东沂水人。博士, 教授, 主要从事结构加固与振动控制方面的研究。E-mail: jigangzhang@126.com。

their application.

Key words: industrial plants; vibration; TMD; vibration energy consumption

工业是社会发展的基础,是国家综合实力的衡量标准。随着经济的高速发展和城市化进程的加快,工业厂房作为工业生产的载体,长期承受多向动荷载扰动,致使厂房结构产生异常振动反应,影响工业生产的正常进行。在生产过程中,长期振动会造成工人头晕、耳鸣等不良反应,对心理及生理造成损伤。在工业生产中,设备振动并产生巨大噪声,轻则造成厂房墙体裂缝、地基变形,降低生产精度和设备使用寿命,重则共振造成厂房坍塌,导致人民生命和财产损失,减振设计成为工业厂房设计的重要问题。

20 世纪 70 年代,YAO 首次提出结构振动控制,工业厂房结构设计由“抗振”向“减振”拓展,为振动的消除指明了研究方向。20 世纪 80 年代,ELLINGWOOD 等^[1-2]通过对人员走动激励下屋面振动响应分析,提出了人员舒适度评价标准,为屋面设计提供参考标准。王光远^[3]1980 年对结构振动控制在中国高层建筑物结构风载控制中运用情况做出了总结评价,并指出了该技术在中国土木建筑领域广泛的应用前景。20 世纪 90 年代初,RAHUL 等^[4]根据吸振器工作原理,设计并提出新型减振耗能设备——调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper,简称 TMD),它具有安装简单、减振效果好、造价低等众多优势。近年来,国内学者基于 TMD 减振原理进行了大量研究,对 TMD 控制设备计算方法及设计参数进行优化,并提出多种新型耗能设备^[5-7]。KANG 等^[8]提出大质量比多重调谐质量阻尼器(LMTMD),将重型设备作为质量块而不增加额外质量,能有效降低结构动力响应,为多层工业厂房减振设计提供了参考。

本文基于对已有工业厂房的动力特性检测及异常振动原因的研究,对承受同种设备扰动的新建工业厂房进行 ABAQUS 有限元分析,根据结构振动特征设计 TMD 阻尼器,并进行参数优化,为类似工业厂房减振设计提供技术参考。

1 工程概况

新建工业厂房建筑位于四川省绵阳市,建筑为多层特种工业厂房,建筑结构划分为生产厂房 I、副厂房 I、副厂房 II 及副厂房 III 等,厂房平面布置如图 1 所示。新建工业厂房总占地面积为 20 000 m²,各厂房结构相互独立,其中生产厂房 I 为地上 1 层,局部有人员走动平台,是主要生产厂房,占地面积为 10 000 m²,建筑高度为 34.8 m。副厂房 I、副厂房 II 为地上 1 层,建筑高度为 18.2 m,副厂房 III 为地上 3 层,建筑高度为 39.5 m。生产厂房 I 为框架结构,框架柱采用钢管混凝土组合柱,柱间距为 7.5 m,框架梁采用型钢梁,屋面结构形式为钢网架上铺预制钢构轻强板,墙体采用页岩砖砌筑;副厂房 I、副厂房 II 为框架结构,框架梁、柱均采用钢筋混凝土现浇,柱间距为 7.5 m,屋面结构形式为钢网架上铺预制钢构轻强板,墙体采用页岩砖砌筑;副厂房 III 结构形式为框架结构,梁、板、柱均采用整体现浇工艺,内、外墙体材料为页岩砖。

已建工业厂房由主厂房和多个副厂房组成,均采用独立基础。主厂房建筑为地上 1 层,屋脊处高度为 14.0 m,主体采用钢筋混凝土排架结构,柱间距为 6.0 m,屋面结构为钢屋架上铺轻制预制板,屋架与柱顶预埋件进行焊接。副厂房为地上 2 层,高度为 7.7 m,主体采用混凝土现场浇筑。

新建工业厂房位于已建工业厂房附近,根据企业生产实际,新建工业厂房采用与已建工业厂房相同生产模式,生产设备均布设于生产厂房 I 内部,生产设备基座完全脱离新建工业厂房结构,并与地基刚性连接,厂房结构未采用隔振措施。

根据已建工业厂房现场动力检测及有限元计算分析,当生产设备运行时,结构会受到扰动产生多向不良振动,长期振动易导致结构损伤、屋面防水系统过早失效等问题,厂房使用功能逐渐丧失,影响企业生产。为避免新建厂房出现类似状况,将通过有限元软件对生产厂房 I 振动进行计算分析,根据振动形态及结构形式提出合理的减振措施,减小振动对结构的损伤。



图 1 新建工业厂房分布

2 有限元动力分析

2.1 有限元建模

采用有限元软件 ABAQUS 进行工业厂房的有限元分析,生产厂房 I 结构复杂,构件的种类、尺寸繁多,为确保有限元模型的准确性,依据建筑图、结构图及相关图集建立生产厂房 I 有限元模型,其中生产厂房 I 主要构件尺寸及单元类型如表 1 所示。对生产厂房 I 结构进行简化(以生产厂房 I 长轴向为 X 轴,短轴向为 Y 轴,高度方向为 Z 轴),忽略结构梁、柱截面尺寸变化,采用梁单元、壳单元建立结构模型,生产厂房 I 有限元模型如图 2 所示。

表 1 生产厂房 I 构件尺寸及单元类型

构件号	名称	截面尺寸/mm	单元类型
GZ1	钢柱	箱 1800×800×25×25	B31
GZ2	钢柱	箱 800×1800×25×25	B31
GZ3	钢柱	箱 600×600×25×25	B31
GGZ	钢管混凝土组合柱	Φ1000、Φ800	B31
GL1	钢梁	HN650×300×11×17	B31
GL2	钢梁	HN700×300×13×24	B31
GL3	钢梁	HN550×300×11×18	B31
GL4	钢梁	HN700×300×13×24	B31
GL5	钢梁	HN900×300×16×28	B31
GL6	钢梁	HN550×300×11×18	B31
GJ	钢网架	钢网架详图	B31
LB	楼板	厚 100	S4R
Q	墙	厚 240	S4R

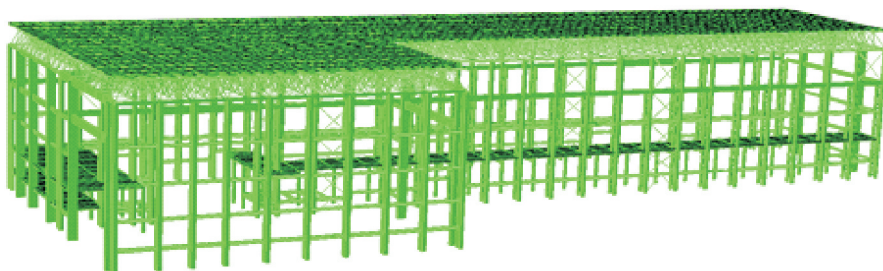


图 2 生产厂房 I 有限元模型

生产厂房 I 为型钢、钢筋混凝土组合框架结构,混凝土强度等级为 C30 和 C35,钢筋强度等级为 HRB400,钢筋混凝土本构能够反应结构真实动力响应。C30 混凝土弹性模量采用 3.3×10^4 MPa, C35 混凝土弹性模量采用 3.9×10^4 MPa,泊松比为 0.2。同时,考虑钢筋及其他材料对混凝土质量的影响,钢筋混凝土密度为 2500 kg/m^3 。页岩砖弹性模量为 6.4×10^3 MPa,密度为 1200 kg/m^3 ,泊松比为 0.2。型钢与钢筋采用弹性体本构,根据《混凝土结构设计规范》(GB 50010—2010)^[9]规定,弹性模量为 2.1×10^5 MPa,密度为 7800 kg/m^3 ,泊松比为 0.3。针对钢管混凝土组合柱,陈梦成等^[10]根据弹性力学理论,基于钢与混凝土在一起工作且形变协调一致的假定,在概念上推导出了弹性阶段钢管混凝土组合柱轴压弹性模量表达式。本工程中钢管混凝土弹性模量为 5.0×10^4 MPa,泊松比为 0.2,密度为 3000 kg/m^3 。

2.2 模态分析

频率是结构振动特性分析的重要参数,是进行谐响应分析的基础,采用 Lanczos 求解器对生产厂房 I 有限元模型进行模态计算,前 3 阶振型如图 3 所示,频率及振型特征如表 2 所示。

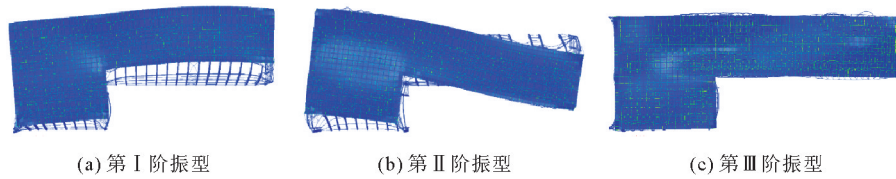


图 3 生产厂房 I 有限元模型前 3 阶振型

将屋面板划分成 7 个区域,轴号和各区域中心单元节点编号如图 4 所示。

根据图 3 可知,生产厂房 I 第 1 阶振型轴④—⑮变形较小,轴⑮—⑳变形较大,主要原因是轴⑮—⑳框架结构刚度较低,且局部具有较大开洞。第 2 阶振型特征为 XY 平面内扭转,其原因在于厂房结构形式特殊,平面刚度、质量分布不均。第 3 阶振型在洞口上方钢梁变形相对较大,生产厂房 I 结构洞口开口较大,造成钢梁跨度较大、刚度低,易受外界荷载扰动。

根据前 3 阶模态分析,生产厂房 I 结构跨度大、厂房局部开口较大、刚度低,结构自振频率多处于低频率段,易受外部荷载扰动。因建筑形状及生产布局的需求,在外界多向荷载扰动下,易造成厂房结构扭转变形。

2.3 谐响应分析

通过计算厂房在不同频率动载下的振动响应,得到结构振动响应的频率-位移曲线,通过采用调谐质量阻尼器等手段,避免结构产生共振。采用 ABAQUS 以模态叠加法进行谐响应计算,具有计算速度快,运算代价小的优势。

生产厂房 I 结构跨度较大,结构振动多处于低频率阶段,为避免生产设备运行频率与结构自振频率接近,造成厂房结构共振,引起较大变形,通过有限元模态分析来计算新建工业厂房结构共振频率,对有限元模型进行 0~60 Hz 扫频分析,根据《建筑抗震设计规范》(GB 50011—2010)^[11]规定,阻尼比取值为 0.04。

模型激励荷载采用已建工业厂房现场检测柱端地面加速度实测数据,X 向及 Y 向加速度幅值分别为 0.181 和 0.264 m/s²,并根据相似比将幅值进行放大,柱端现场动力检测数据如图 5 所示。

表 2 新建工业厂房自振频率及振型特征

振型	振动频率/Hz	振型特征
1	1.62	Y 向平动
2	2.20	XY 平面内扭转
3	2.80	X 向平动

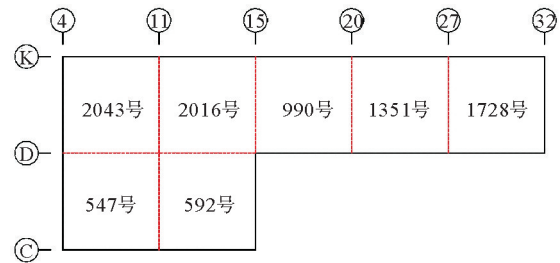
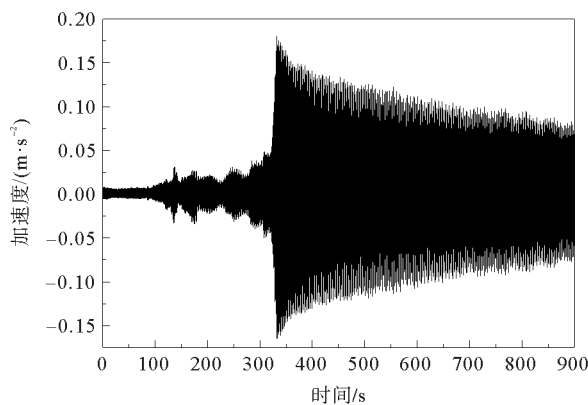
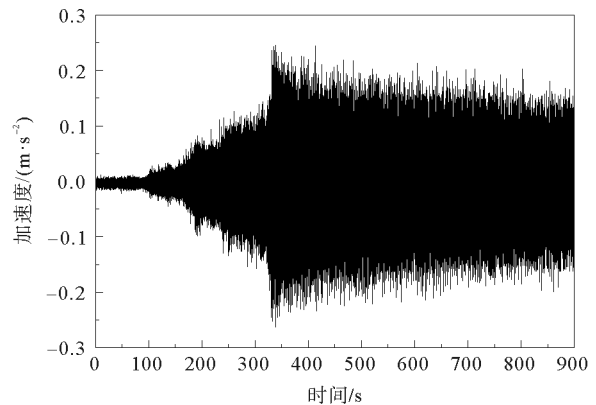


图 4 生产厂房 I 屋面板节点编号分布



(a) 柱端地面X向加速度时程曲线



(b) 柱端地面Y向加速度时程曲线

图 5 设备扰动下柱端加速度时程曲线

对生产厂房 I 屋面动力响应进行分析,各节点频率-位移曲线如图 6 所示。

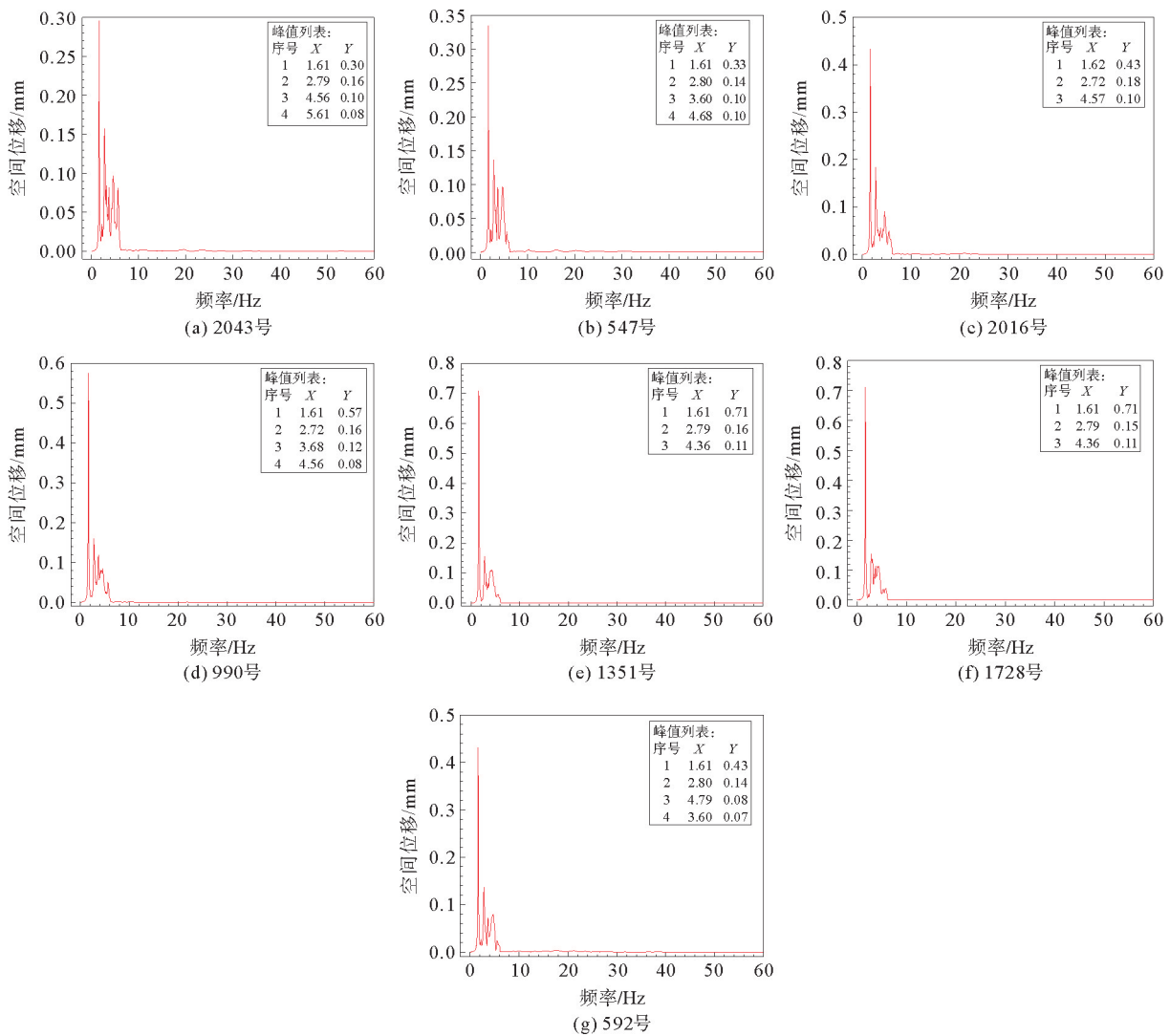


图 6 生产厂房 I 屋面节点频率-位移曲线

通过各测点频率-位移曲线分析可知,当设备扰动频率在 0~7 Hz 范围内,厂房屋面振动响应较大。当设备扰动频率为 1.61、2.79 Hz 时,结构产生较大振动,设备运行频率与厂房固有频率接近,引起结构共振。此时结构屋面跨度大、刚度低,易受低频荷载扰动,产生较大变形,最大变形位于轴⑳—㉓范围内。当外界扰动频率为 1.61、2.79 Hz 时,生产厂房 I 屋面变形分布如图 7 所示。

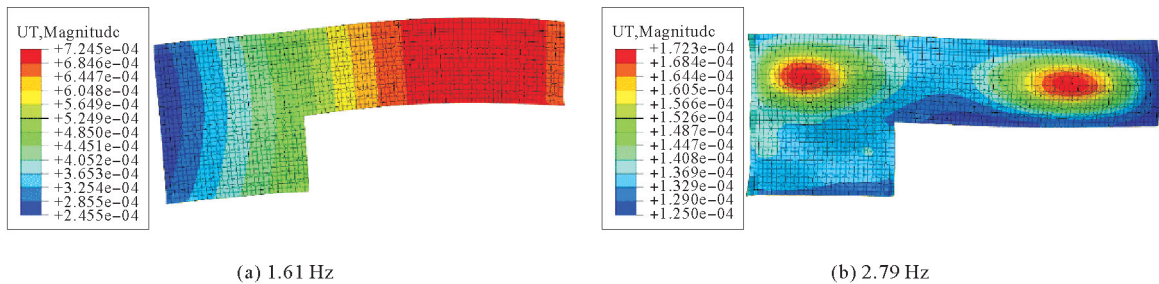


图 7 屋面变形

当外界扰动频率与结构固有频率接近时,结构产生共振响应。根据图 7(a)可知,当外界扰动频率为 1.61 Hz 时,生产厂房 I 屋面振动响应主要沿 Y 向平动,屋面变形呈阶梯型分布,轴⑳—㉓区域内变形相对较大,最大位移为 0.72 mm,主要原因是结构刚度分布不均且靠近动力生产设备;根据图 7(b)可知,当

扰动频率为 2.79 Hz 时,设备振动频率与结构第 3 阶振动频率相近,引起结构屋面较大的变形,屋面最大变形为 0.17 mm。

2.4 振动评价标准

依据以下相关规定,对结构振动安全进行评估:

1) 根据《钢结构设计规范》(GB 50017—2017)^[12]规定,大跨度钢结构位移限值,对于设有悬挂起重设备的屋盖结构,最大挠度值不宜大于结构跨度的 1/400,在可变荷载下的挠度不宜大于结构跨度的 1/500,其中厂房屋盖跨度为两钢柱之间的距离,取 7.5 m。

2) 依据《建筑工程容许振动标准》(GB 50868—2013)^[13]规定,结构水平加速度不高于 2.016 m/s²,竖向加速度不高于 0.2895 m/s²,振动不会降低人员舒适度。

钢屋架跨度为 6 m,计算位移限值为 10 mm,轴 ㉔—㉔区域内变形相对较大,最大位移为 0.72 mm,远低于屋盖跨中挠度的 1/500。模型激励荷载采用柱端地面加速度实测数据,X 向及 Y 向加速度幅值分别为 0.181 和 0.264 m/s²,远低于《建筑工程容许振动标准》(GB 50868—2013)中规定人员舒适加速度上限值 2.016 m/s²。

可见在动力设备扰动下,主厂房屋盖位移和结构加速度响应远低于结构振动允许值,不会对主厂房结构造成损坏,引起操作人员的不适。但长期的振动易造成构件疲劳损伤,为保障厂房结构安全,提高屋面防水系统使用寿命,需对结构进行减振设计。

3 生产厂房 I 减振设计

为了减小设备运行对厂房屋面的扰动,提高屋面防水系统的使用寿命,需要利用一定的技术手段减小或者抑制设备交变荷载对建筑结构的扰动。随着结构振动控制技术的发展,被动控制的应用较为成熟,调谐质量阻尼器具有安装简易、经济性高、维修方便等多重优势,被广泛应用于层数多、跨度大的重要工程减振中,并取得显著效果。《工程隔振设计标准》(GB 50463—2019)^[14]中 8.52 条指出,控制频率在 0.3~3 Hz 内,调谐质量阻尼器的水平控制效果最佳,因此安装调谐质量阻尼器成为一种优质的解决方案。

3.1 主结构-TMD 双自由度模型

调谐质量阻尼器系统是由建筑主结构及吸附其上的子结构组成,主要依靠精准调频^[15-16],利用子结构的谐响应消耗主结构某一主要振型的振动能量,在阻尼单元的作用下,对一定频率范围内的其他振型进行有效控制,达到耗能减振、保护主体结构的目的。

研究单层工业厂房设备激励下 TMD 设计参数,建立“主结构-TMD”双自由度模型,如图 8 所示。其中 m_1 、 k_1 、 c_1 分别表示厂房主体质量、刚度和阻尼系数, m_2 、 k_2 、 c_2 分别表示 TMD 体系的质量、刚度及阻尼系数, x_1 、 x_2 分别表示厂房主体相对地面的位移和 TMD 系统相对厂房主体的位移,当厂房结构受到外界简谐激励荷载 $f(t)$ 时,结构受力分析如下。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 - k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_2 = f(t) \\ m_2 (\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) + k_2 x_2 + c_2 \dot{x}_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

当主结构受到简谐荷载 $f(t) = F \sin \omega t$ 作用时,根据傅里叶原理 $F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt$,将 x_1 、 x_2 进行代换便于计算,其中 X_1 、 X_2 为常数,主结构响应及子结构响应如式(2)所示:

$$\begin{cases} x_1 = X_1 e^{j\omega t} \\ x_2 = X_2 e^{j\omega t} \end{cases} \quad (2)$$

将式(2)带入式(1)中,整理得

$$\begin{cases} [-m_1 \omega^2 + (j\omega)c_1 + k_1]X_1 - [(j\omega)c_2 + k_2]X_2 = F \\ -m_2 \omega^2 X_1 + [-m_2 \omega^2 + (j\omega)c_2 + k_2]X_2 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

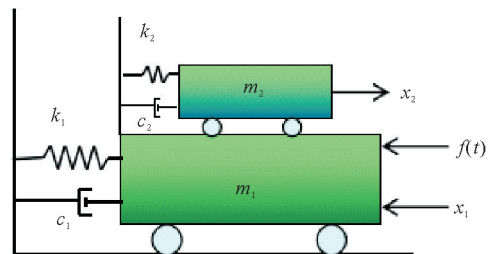


图 8 主结构-TMD 双自由度模型

进一步解得主结构响应:

$$X_1 = \frac{F[-m_2\omega^2 + (j\omega)c_2 + k_2]}{[-m_1\omega^2 + (j\omega)c_1 + k_1][-m_2\omega^2 + (j\omega)c_2 + k_2] - m_2\omega^2[(j\omega)c_2 + k_2]} \quad (4)$$

$$X_2 = \frac{Fm_2\omega^2}{[-m_1\omega^2 + (j\omega)c_1 + k_1][-m_2\omega^2 + (j\omega)c_2 + k_2] - m_2\omega^2[(j\omega)c_2 + k_2]} \quad (5)$$

设 $\mu_{st} = F/k_1$ 、 $\mu_m = m_2/m_1$, 又因 $k_1 = m_1\omega_1^2$ 、 $k_2 = m_2\omega_2^2$ 、 $c_1 = 2m_1\omega_1\xi_1$ 、 $c_2 = 2m_2\omega_2\xi_2$, 式(4)、式(5)整理得

$$X_1 = \frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2 + 2\frac{\omega}{\omega_2}\xi_2j\right]\mu_{st}}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - 4\frac{\omega^2}{\omega_1\omega_2}\xi_1\xi_2 - \mu_m\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2 + \left\{2\frac{\omega}{\omega_2}\xi_2\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] + 2\frac{\omega}{\omega_1}\xi_1\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - 2\mu_m\frac{\omega}{\omega_2}\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\xi_2\right\}j} \quad (6)$$

$$X_2 = \frac{\mu_{st}\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - 4\frac{\omega^2}{\omega_1\omega_2}\xi_1\xi_2 - \mu_m\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2 + \left\{2\frac{\omega}{\omega_2}\xi_2\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] + 2\frac{\omega}{\omega_1}\xi_1\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - 2\mu_m\frac{\omega}{\omega_2}\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\xi_2\right\}j} \quad (7)$$

令 $H(\omega) = \frac{X_1}{\mu_{st}}$ 、 $\mu_\omega = \frac{\omega}{\omega_2}$, 其中 $H(\omega)$ 表示主结构频响曲线, μ_ω 表示 TMD 设计频率比, 式(6)整理为

$$H(\omega) = \frac{1 - \mu_\omega^2 + 2\mu_\omega\xi_2j}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1 - \mu_\omega^2\right] - 4\frac{\omega}{\omega_1}\mu_\omega\xi_1\xi_2 - \mu_m\mu_\omega^2 + \left\{2\mu_\omega\xi_2\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] + 2\frac{\omega}{\omega_1}\xi_1\left[1 - \mu_\omega^2\right] - 2\mu_m\mu_\omega\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\xi_2\right\}j} \quad (8)$$

由式(8)可知, 主结构的减振效果与子结构的振动频率、阻尼比及质量有关, 因此, 需要根据工程实际状况计算 TMD 设计最优质量比、最优频率比和最优阻尼比。

3.2 TMD 参数设计

根据新建工业厂房的动力分析, 主体结构受到的扰动频率多变, 扰动频带较宽。设备扰动频率在 0~7 Hz 时, 厂房屋面振动响应较大。扰动频率与厂房某一固有频率接近时, 产生共振响应, 引起较大位移变形或者附属结构的破坏, 影响正常生产活动。通过屋面安装多台 TMD 设备, 达到耗能减振的目的。

由于工程差异性及其减振评价标准的不同, TMD 设备计算最优参数各异, 根据式(9)进行 TMD 设备设计参数计算。

$$\begin{cases} m_2 = \mu_m m_1 \\ k_2 = m_2 \omega_2^2 \\ c_2 = 2m_2 \omega_2 \xi_2 \end{cases} \quad (9)$$

其中, $\omega_2 = 2\pi f$ 。

根据厂房有限元模型, 计算得到屋面的总质量 $m_1 = 3 \times 10^7$ kg, 初步选取 TMD 质量比 $\mu_m = 2\%$, 控制频率 $f = 1.61$ Hz, 阻尼比 $\xi_2 = 0.3$, TMD 质量 $m_2 = 6 \times 10^4$ kg, 总刚度 $K = 6.2 \times 10^6$ N/m, 阻尼 $\xi = 3.66 \times 10^4$ s/m。控制频率 $f = 2.79$ Hz 时, 对屋面产生的变形小于 1.61 Hz, 故不考虑 TMD 参数设计。

3.3 TMD 安装数量及工况

当外界荷载激励频率为 1.61 Hz 时, 轴⑮—⑳屋面变形较大, 为使 TMD 能够适应实际工况下复杂的交变荷载, 在屋面安装 TMD 总质量不变的情况下, 对安装数量及布设方式进行调整, 得到生产厂房 I 结构的最优减振布设方案, 如表 3 所示。利用有限元软件采用质量点及弹簧单元模拟 TMD 减振效果, 分别对 5 种 TMD 工况进行振动响应计算。

表 3 TMD 安装工况

工况	TMD 数量/个	布设方式
工况 1	0	—
工况 2	4	单排
工况 3	6	双排
工况 4	8	双排
工况 5	10	双排

3.4 工况 1—5 减振计算

当外界动载扰动频率为 1.61 Hz 时,各 TMD 工况生产厂房 I 屋面位移分布如图 9 所示。

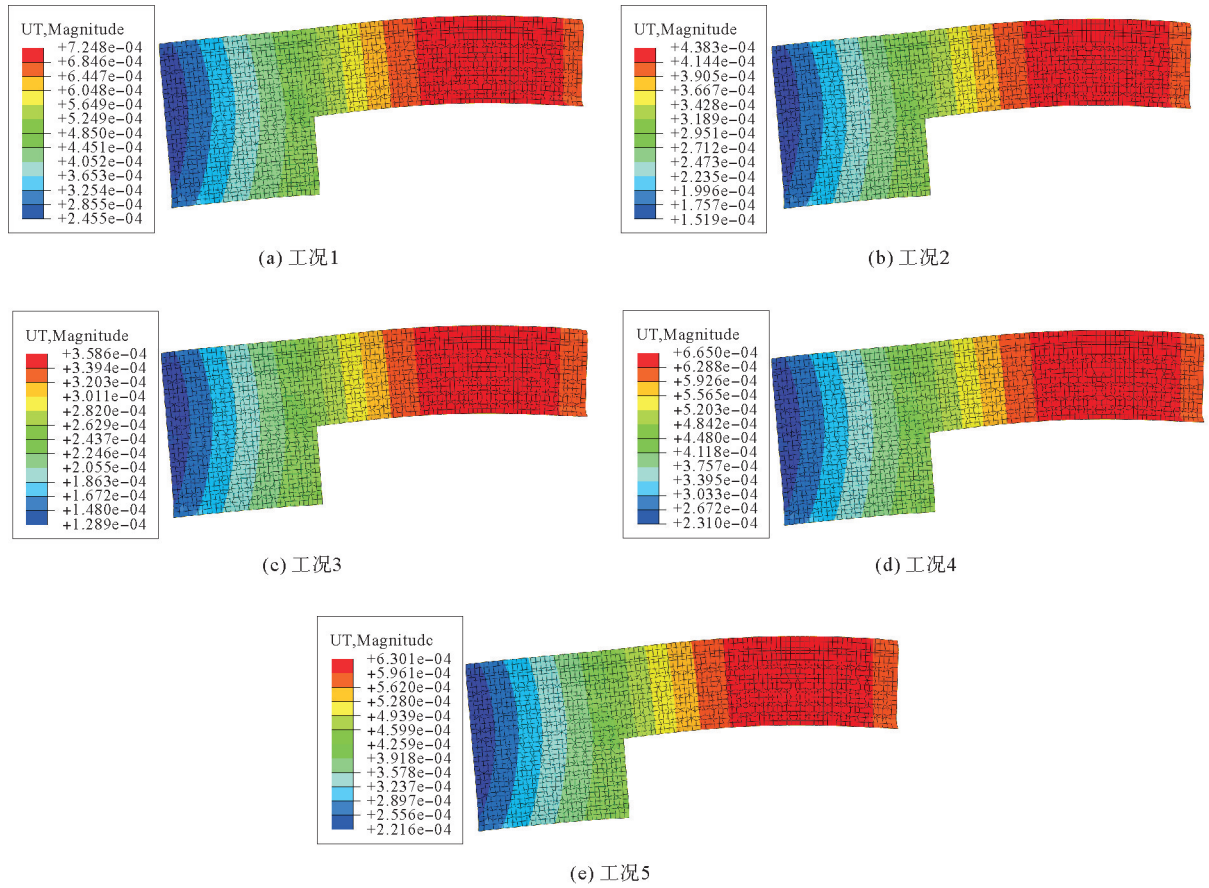


图 9 TMD 不同安装工况下生产厂房 I 屋面位移分布

由图 9(a)可知,对于未安装 TMD 减振设备的生产厂房 I,厂房结构屋面振动响应较大,屋面空间位移峰值达 0.72 mm;由图 9(b)—(e)可知,屋架层安装 TMD 对生产厂房 I 屋面振动控制效果不同,屋面振动响应都有一定的衰减,屋面峰值位移分别达到 0.44、0.36、0.67 及 0.63 mm。可见不同 TMD 安装工况对生产厂房 I 屋面振动均有一定的控制作用。

当外界动载扰动频率为 1.61 Hz,不同安装工况下生产厂房 I 屋面代表节点位移曲线如图 10 所示。

根据图 10 可知,TMD 设备不同安装工况对生产厂房 I 结构振动抑制效果不同。在 TMD 总质量不变的情况下,随着 TMD 安装个数的增加,对生产厂房 I 结构振动控制范围增大,减振效果越来越好;TMD 安装个数继续增加,单个设备质量减小,对生产厂房振动控制能力减弱,减振效果下降。通过 TMD 不同安装工况生产厂房 I 屋面振动响应的对比分析,工况 2、工况 3 减振效果最佳。

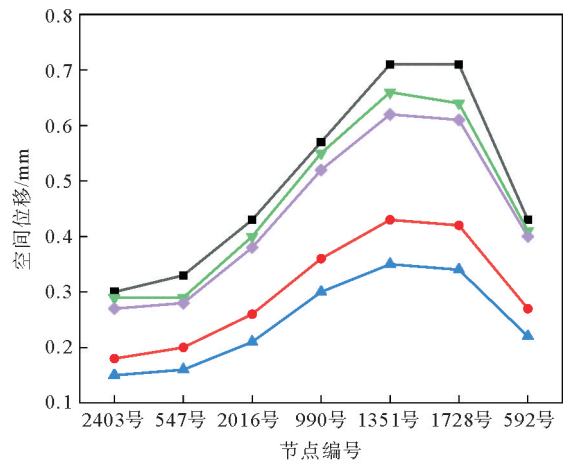


图 10 不同工况屋面代表节点位移曲线

—■— 工况1; —●— 工况2; —▲— 工况3; —▼— 工况4; —◆— 工况5

4 TMD 参数优化

为充分发挥 TMD 控制设备的减振、耗能能力,对已确定的最优 TMD 安装工况进行 TMD 设备减振耗能设计参数优化。TMD 依靠自身的质量、刚度等参数的变化对生产厂房 I 结构振动进行调控,仅通过假定的 TMD 质量比、阻尼比进行设计未能达到最优的减振效果。保持阻尼比、控制频率等参数不变,对 TMD 设备安装工况 2、工况 3,改变 TMD 设备自身安装质量,利用 ABAQUS 进行生产厂房 I 屋面振动响应分析,与初始设计计算结果进行对比,确定 TMD 减振耗能设备最优质量比。

将 TMD 减振耗能设备的质量比从 1% 增加至 5%^[17],阻尼比恒定为 0.3,对安装 TMD 生产厂房 I 有限元模型进行计算分析,得到 1.61 Hz 动载扰动下生产厂房 I 屋面振动响应,屋面代表节点位移随 TMD 质量比变化如图 11 所示。

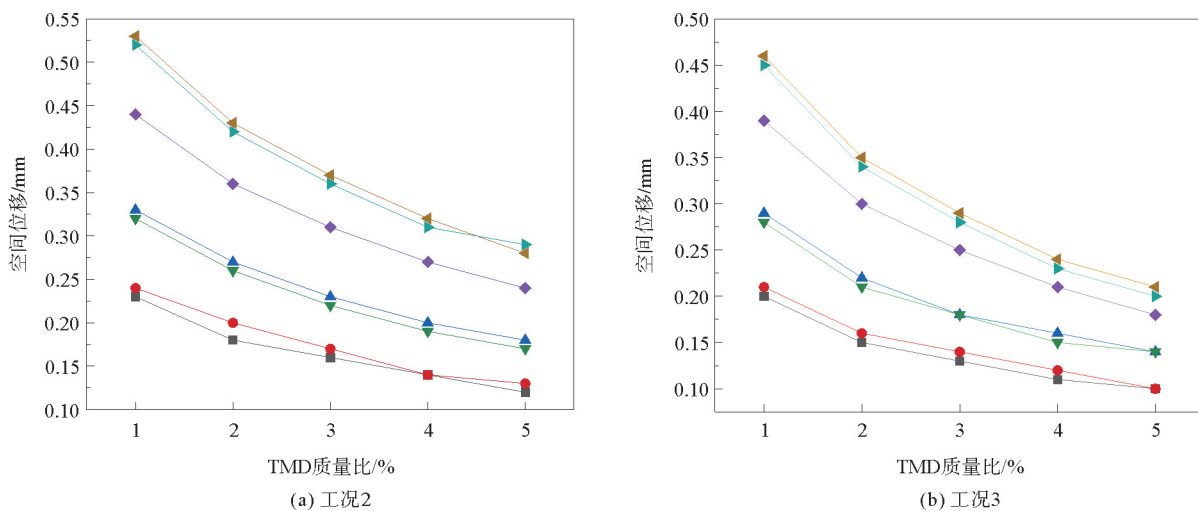


图 11 屋面代表节点位移随 TMD 质量比变化

—■— 2403号; —●— 547号; —▼— 2016号; —◆— 990号; —▲— 1351号; —▶— 1728号; —▲— 592号

通过图 11 对比分析可知,不同 TMD 的质量比对生产厂房 I 振动响应控制效果不同。根据工况 2、工况 3 可知,质量比从 1% 增加至 5%,设备减振控制效果不断增长。随着 TMD 设计质量的增加,振动衰减频率越快,对结构振型控制能力越强,TMD 设备减振耗能能力越强。

随着 TMD 设备设计质量越大,减振耗能效果越强,但其安装空间及安装成本不断增加,对生产厂房 I 屋架静载扰动也在不断增加,当 TMD 设计质量比由 4% 增加至 5% 时,减振控制效果增长幅度较为缓慢。综合多因素考虑,TMD 安装工况 3 在质量比为 4% 时,生产厂房 I 结构振动响应最小,减振效果为 65.2%。

5 结论

根据新建工业厂房的动力特性分析,提出安装调谐质量阻尼器(TMD),并通过有限元分析对耗能设备设计参数优化,得到以下结论:

1) 根据生产厂房 I 有限元分析,结构模态多处于低频率段,易受外部低频荷载扰动。因结构形式及生产布局,厂房结构平面刚度、质量分布不均,在多向动荷载扰动下,易造成厂房结构扭转变形。同时,生产厂房 I 局部开口较大,造成上方钢梁跨度较大,在动载作用下产生较大变形。

2) 在多向荷载扰动下,结构产生一定振动响应,引起生产厂房 I 异常振动的原因主要有两个:①生产设备低频率运行时,设备激励频率与结构固有频率 1.62 Hz 接近时,引起结构共振响应;②生产设备高频率运行时,动载扰动频率远离结构共振频率,厂房振动主要是自身刚度不足,结构承受高频受迫振动。

3) 在屋架层安装 TMD 对生产厂房 I 结构振动具有抑制作用,不同安装工况对结构振动抑制效果也

不同。在变形较大的轴⑮—⑳间布设6台TMD,屋面结构振动响应最小。

4) 通过对TMD不同设计参数减振耗能能力对比分析,得出在控制频率1.61 Hz、阻尼比0.03恒定状况下,质量比为4%时TMD振动控制效果最佳,能够降低屋面振动响应的65.2%。

参考文献(References):

- [1] ELLINGWOOD B R, TALLIN A G. Structural serviceability: Floor vibrations[J]. *Journal of Structural Engineering*, 1984, 110(2): 401-418.
- [2] ELLINGWOOD B R. Serviceability guidelines for steel structure AISCE[J]. *Engineering Journal*, 1989, 28(1): 1-8.
- [3] 王光远. 高耸结构风振控制[J]. *石油建筑设计*, 1981(2): 5-11.
WANG Guangyuan. Wind vibration control of towering structures[J]. *Petroleum Architecture Design*, 1981(2): 5-11.
- [4] RAHUL Rana, SOON T T. Parametric study and simplified design of tuned mass dampers[J]. *Engineering Structures*, 1998, 20(3): 193-204.
- [5] MCGUIRE M E, SUCHTA W E, HAN S. Spare tire tuned mass damper; US2008203120[P]. 2008-08-28.
- [6] LENG D, YANG Y, XU K, et al. Vibration control of offshore wind turbine under multiple hazards using single variable-stiffness tuned mass damper[J]. *Ocean Engineering*, 2021, 236(15): 109473.
- [7] 刘勋, 施卫星, 陈希. 单摆式TMD简介及其减振性能分析[J]. *结构工程师*, 2012, 28(6): 66-71.
LIU Xun, SHI Weixing, CHEN Xi. Introduction and analysis of the pendulum-type tuned mass damper. 2012, 28(6): 66-71.
- [8] KANG Y J, PENG L Y, PAN P, et al. Shaking table test and numerical analysis of a coal-fired power plant equipped with large mass ratio multiple tuned mass damper (LMTMD)[J]. *Journal of Building Engineering*, 2021, 43(11): 102852.
- [9] GB 50010—2010, 混凝土结构设计规范[S].
GB 50010—2010, Code for design of concrete structures[S].
- [10] 陈梦成, 李骐. 钢管混凝土柱组合弹性模量及轴向压力分配弹性力学分析[J]. *华东交通大学学报*, 2016, 33(4): 24-30.
CHEN Mengcheng, LI Qi. Elastic mechanics analysis of composite elastic modulus and axial compressive distribution for concrete-filled steel tubular columns[J]. *Journal of East China Jiaotong University*, 2016, 33(4): 24-30.
- [11] GB 50011—2010, 建筑抗震设计规范[S].
GB 50011—2010, Code for seismic design of buildings[S].
- [12] GB 50017—2017, 钢结构设计规范[S].
GB 50017—2017, Standard for design of steel structures[S].
- [13] GB 50868—2013, 建筑工程容许振动标准[S].
GB 50868—2013, Allowable vibration standards for building construction[S].
- [14] GB 50463—2019, 工程隔振设计标准[S].
GB 50463—2019, Engineering vibration isolation design criteria[S].
- [15] NGUYEN Chi Tho, NGUYEN Tri Ta, DO Van Thom. New numerical results from simulations of beams and space frame systems with a tuned mass damper[J]. *Materials*, 2019, 12(8): 1329.
- [16] 毕莹莹. TMD质量调谐阻尼器减振效果影响因素的分析研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2012.
BI Yingying. TMD quality tuned damper of vibration reduction analyzing the influencing factors of research[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2012.
- [17] 黄素莹. 水平结构TMD减振机制及优化设计研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2020.
HUANG Suying. Research on vibration reduction mechanism and optimal design of TMD under horizontal structure[D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2020.

(责任编辑 赵金环; 英文校审 程文华)