

岸桥前大梁结构参数和运行参数的同步优化*

秦仙蓉, 詹澎明, 王玉龙, 郝婧兰, 孙远韬, 张 氢

(同济大学机械与能源工程学院 上海, 200092)

摘要 对岸桥前大梁的结构参数和运行参数进行了同步优化。首先,建立前大梁系统简化力学模型,对比整机有限元模型与简化模型的有限元模型得到前 3 阶模态频率,验证了简化模型的有效性;其次,为了提高优化过程的计算效率,利用假设模态法及拉格朗日法得到简化模型的动力学方程;然后,以 Runge-Kutta 法计算得到简化模型的吊重摆角最大值、岸桥前大梁中点处的最大挠度及小车总运行时间为优化目标,采用多目标遗传算法对岸桥前大梁系统的结构参数及小车运行参数进行同步优化,得到 Pareto 解集;最后,根据系统性能的具体需求从解集中选择合理的解,指导岸桥前大梁系统的结构设计以及小车运行参数的设定,为岸桥防摇提供了一个新的思路。

关键词 优化设计;岸边集装箱起重机;结构优化;运行参数;遗传算法

中图分类号 TH21;U653.921

引 言

随着集装箱运输船舶向大型化的方向发展,在装卸过程中,岸桥小车运行速度和主起升速度都有了大幅提高。岸桥速度的提高增大了吊具及其所吊集装箱(以下称“吊重”)的摆动,增加了吊具定位的难度。负载或空载小车在岸桥前大梁上运动时,梁体会产生不小的弹性挠度。如何在不减小吊重的情况下减小梁体的挠度,是一个值得研究的问题。此外,当小车在梁上运动时,吊重会产生摆动,且摆动角度与小车运行参数和岸桥结构参数均有关系。因此,如果在岸桥设计伊始,就对结构参数及小车运行参数等进行优化,将得到更加可靠且性能更优的系统。

国内外学者在起重机械结构优化方面进行了相关研究。Abid 等^[1]对桥式起重机主梁内部的横筋和纵筋的数量与位置进行规划,对主梁的几何参数进行优化设计,实现了起重机的轻量化。Savkovic 等^[2]运用拉格朗日乘法确定了桥式起重机梁截面几何参数,在满足主梁的刚度和稳定性约束条件的情况下,得到了更轻的结构。Savković 等^[3]以起重机主梁最轻为优化目标,以主梁的强度、刚度、动刚度和稳定性为约束条件,采用仿生算法进行了优化计算,取得了良好的优化效果。张慧博^[4]以岸桥金属结构为研究对象,运用有限元分析方法,以结构的强度、刚度及模态频率为约束,以重量最轻为目标函数,实现了岸桥结构的

轻量化设计。计三有等^[5]结合人工神经网络,对起重机臂架结构进行了优化,改善了结构的应力状态。张文正等^[6]以大型岸桥的强度、刚度和第 1 阶整机模态频率为约束条件,减轻了岸桥结构的重量。夏浩军等^[7]运用改进的遗传算法,以截面积最小为优化目标对起重机主梁截面几何尺寸进行了优化设计,优化结果满足结构强度、刚度和稳定性的要求。但是,上述研究的关注点主要放在桥式或门式起重机主梁的结构优化设计上,通常以结构的质量和应力状态为优化目标,而以岸桥的动力学响应和吊重的摆角为优化目标的研究较少。对于实际运行的岸桥而言,小车运行过程中结构的动响应和吊重的摆动不可忽略,且吊重的摆动与结构的振动是相互耦合的^[8],因此有必要对岸桥前大梁的挠度和吊重的摆角进行优化,这既能提高吊重的定位速度和精度,提高装卸及运输的效率,也能减小因吊重摆动幅度过大或结构振动而导致的安全事故发生的几率。

笔者同时考虑岸桥前大梁系统的结构和运行参数,对岸桥结构和小车运行等参数进行同步优化,既减小岸桥前大梁的挠度响应,又减小吊重的摆动,同时确保小车总运行时间不会太大。首先,建立岸桥前大梁系统简化力学模型;其次,结合假设模态法和拉格朗日方程建立运动方程并利用 Runge-Kutta 法求解;最后,以岸桥关键参数为优化目标,采用多目标遗传算法同步优化结构参数与运行参数,根据具体需求

*上海市科委科研计划资助项目(19DZ1100202)

收稿日期:2020-10-13;修回日期:2021-01-15

从 Pareto 解集中提取选好的解,对岸桥结构设计与实际运营提供理论支持。

1 岸桥前大梁-小车-吊重系统简化建模

岸桥的结构组成如图 1 所示,主要由门框系统、门框连接系统、拉杆系统、梯形架及主梁等部分组成。由图可以看出,岸桥前大梁处于靠海侧,尺寸大,质量重,其最外端处于自由状态,中间仅由 2 组拉杆约束,且在岸桥工作时空载或负重小车在前大梁上频繁作业,其动力学特性是研究岸桥动力学特性时的重点和难点。

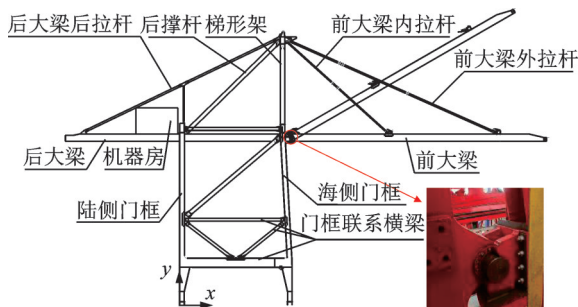


图 1 岸桥结构组成示意图

Fig.1 Structure composition of quayside container crane

岸桥前大梁系统结构复杂,很难直接对其进行准确的理论分析和求解,可通过建立有效的简化力学模型将复杂的问题简单化。以往的岸桥动力学研究在建立结构简化模型的过程中往往忽略吊重的摆动,将小车和吊重简化为移动载荷,研究移动载荷在梁体上运动时系统的动力学特性^[9-10]。然而,当空载或负载小车在岸桥主梁上运动时,吊重会产生摆动,且小车运行参数和岸桥结构参数均会影响吊重摆动的角度,吊重摆动角过大会影响吊具的定位精度,影响装卸效率。因此,有必要建立岸桥前大梁-小车-吊重耦合系统的简化力学模型,同时考虑前大梁、小车和吊重之间的相互耦合作用。此外,为了提高求解优化问题的计算效率,笔者利用数值方法求解耦合振动响应。

在 Zmić 等^[9-10]建立的岸桥前大梁系统简化力学模型的基础上,考虑吊重的摆动,建立岸桥前大梁-小车-吊重耦合系统的简化力学模型,如图 2 所示。假设梁为 Euler-Bernoulli 梁,梁的结构阻尼对振动影响较小^[11-12],将钢丝绳简化为刚性无质量绳^[13],吊重简化为

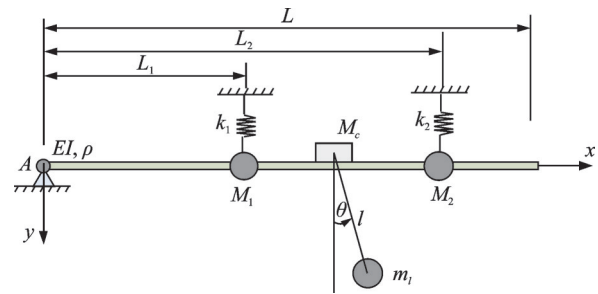


图 2 岸桥前大梁系统简化力学模型

Fig.2 Simplified mechanical model of front girder system of quayside container crane

一个通过刚性钢丝绳悬吊在小车上摆动的集中质量。

图 2 中: M_1, M_2 分别为内外侧拉杆的质量; k_1, k_2 分别为除前大梁之外的结构等效刚度; ρ 为梁的单位长度质量; E 为弹性模量; I 为截面惯性矩; L_1, L_2 分别为前大梁内侧和外侧拉杆到前大梁与海侧门框的连接位置(图中 A 点)的距离; L 为前大梁总长; M_c 为小车质量; m_i 为吊重质量; l 为钢丝绳的长度。前大梁与岸桥其他结构在 A 点以铰接形式连接,这是因为岸桥前大梁需要根据工作需求进行俯仰操作。

简化模型中 2 个等效弹簧的刚度值 k_1 和 k_2 可以通过整机有限元模型结合柔度法得到^[14]。利用 ANSYS 建立的整机有限元模型,其中海陆侧门框、门框联系横梁、前后大梁、后撑管和梯形架采用三维梁单元 BEAM189 模拟,前后大梁的拉杆系统采用杆单元 LINK10 模拟,其余附属结构采用质量点单元 MASS21 模拟,建立的岸桥整机有限元模型如图 3 所示。模型的其余参数可以通过设计图纸得到,最终的简化力学模型的参数初始取值如表 1 所示。

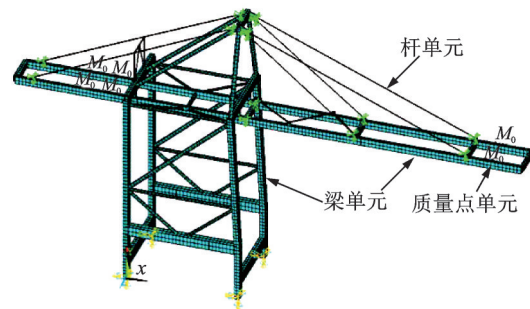


图 3 岸桥整机有限元模型

Fig.3 Finite element model of the QCC

表 1 岸桥前大梁系统简化力学模型参数初始取值

Tab.1 Parameter values initial of simplified mechanical model for front girder system of bridge

E/Pa	I/m^4	A/m^2	$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1})$	M_1/kg	M_2/kg	L_1/m
2.1×10^{11}	0.089 25	0.138 8	1 634.4	4 606	13 380	29
M_2/kg	L/m	$k_1/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$k_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	M_c/kg	m_i/kg	l/m
13 380	4.58×10^6	1×10^5	4.58×10^6	1×10^5	6.5×10^4	10

为了验证简化力学模型的有效性和模型参数设置的合理性,利用简化力学模型的参数建立有限元模型进行模态分析,与整机模型的模态分析结果进行对比,整机有限元模型(finite element method,简称FEM)和简化模型前3阶弯曲频率及模态置信因子(modal assurance criterion,简称MAC)如表2所示。由表2可知,2种模型的前3阶频率的最大误差为4.8%,其前3阶模态MAC值^[15]均趋近于1,最小值为93.12%,说明模态相关性较高。因此,图2所示的岸桥前大梁系统中的前大梁简化力学模型及其参数设置是合理的,可以用于求解前大梁中点处的挠度和吊重摆角。

为了减少重复有限元计算带来的优化计算效率

表2 整机FEM模型和简化模型前3阶弯曲频率及MAC值
Tab.2 The first three frequencies and MAC of the whole FEM and the simplified model

频率阶次	整机模型 频率/Hz	简化模型 频率/Hz	误差/%	MAC 值/%
1	1.47	1.48	0.68	98.82
2	3.58	3.41	-4.70	93.12
3	5.01	5.25	4.80	96.42

$$\sum_{i=1}^6 \left[\int_0^L \rho \psi_i(x) \psi_j(x) dx + M_1 \psi_i(L_1) \psi_j(L_1) + M_2 \psi_i(L_2) \psi_j(L_2) + (M_c + m_l) \psi_i(x_c) \psi_j(x_c) \right] \ddot{q}_i(t) + 2(M_c + m_l) \dot{x}_c \sum_{i=1}^6 \psi_i'(x_c) \psi_j(x_c) \dot{q}_i(t) + \sum_{i=1}^6 \left\{ EI \int_0^L \psi_i''(x) \psi_j''(x) dx + k_1 \psi_i(L_1) \psi_j(L_1) + k_2 \psi_i(L_2) \psi_j(L_2) + (M_c + m_l) [\ddot{x}_c \psi_i'(x_c) \psi_j(x_c) + \dot{x}_c^2 \psi_i''(x_c) \psi_j(x_c)] \right\} q_i(t) - m_l l \sin \theta \psi_j(x_c) \ddot{\theta} - m_l l \cos \theta \psi_j(x_c) \dot{\theta}^2 - (M_c + m_l) g \psi_j(x_c) = 0 \quad (j=1, 2, \dots, 6) \quad (4)$$

$$-m_l l \sin \theta \sum_{i=1}^6 \psi_i(x_c) \ddot{q}_i(t) - 2m_l l \sin \theta \dot{x}_c \sum_{i=1}^6 \psi_i'(x_c) \dot{q}_i(t) - m_l l \sin \theta \left[\ddot{x}_c \sum_{i=1}^6 \psi_i'(x_c) + \dot{x}_c^2 \sum_{i=1}^6 \psi_i''(x_c) \right] q_i(t) + m_l l^2 \ddot{\theta} - m_l \dot{x}_c \sin \theta \dot{\theta} + m_l \dot{x}_c \cos \theta + m_l g l \sin \theta = 0 \quad (5)$$

由式(4)和式(5)可知,该系统为7元2阶非线性时变微分方程组,难以求得解析解,因此笔者利用Runge-Kutta积分方法^[16]对微分方程进行求解,得到梁中点处的挠度响应与吊重摆角响应。

2 岸桥前大梁系统优化问题的数学建模

在岸桥前大梁系统简化力学模型中,内外侧拉杆的质量 M_1 和 M_2 、等效刚度 k_1 和 k_2 、梁单位长度质量 ρ 、前大梁内外侧拉杆到A点的距离 L_1 和 L_2 对系统响应有重要影响,所以选取这7个结构参数作为优化设计变量,但在实际设计中往往根据经验选取。

为了提高生产率,通常希望小车能够以最优的运行参数运行,即采用Bang-Bang法使小车以最大加减速度和最大速度运行。小车的加速度为

不高的问题,利用假设模态法和拉格朗日法^[10]建立简化力学模型的运动微分方程。对于图2所示的弹性梁,梁上 x 处 t 时刻的挠度可以表示为

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^N \psi_i(x) q_i(t) \quad (1)$$

其中: $\psi_i(x)$ 为梁的第 i 阶假设模态函数, $\psi_i(x) = \sin(\pi x/2L)$; $q_i(t)$ 为对应的广义坐标; N 为广义坐标个数。

经验算 N 取6时,假设模态法可以很好地拟合岸桥前大梁系统的前3阶振动响应。

系统动能可以表示为

$$T = T_b + T_c + T_l + T_{M1} + T_{M2} \quad (2)$$

其中: T_b, T_c, T_l, T_{M1} 和 T_{M2} 分别为梁、小车、吊重、质量块 M_1 和质量块 M_2 的动能。

系统势能可以表示为

$$U = U_b + U_c + U_l + U_{k1} + U_{k2} \quad (3)$$

其中: U_b, U_c, U_l, U_{k1} 和 U_{k2} 分别为梁、小车、吊重、弹簧 k_1 和弹簧 k_2 的势能。

利用拉格朗日方程建立系统的运动微分方程,分别对广义坐标 $q_i(i=1, 2, \dots, 6)$ 和 θ 应用拉格朗日方程,可得系统的运动微分方程为

$$\ddot{x}(t) = \begin{cases} a_{\max} & (0 \leq t \leq t_a) \\ 0 & (t_a \leq t \leq t_f - t_a) \\ -a_{\max} & (t_f - t_a \leq t \leq t_f) \end{cases} \quad (6)$$

其中: a_{\max} 为最大加(减)速度; t_a 为加(减)速时间; t_f 为总运行时间。

加(减)速时间 t_a 和总运行时间 t_f 为

$$\begin{cases} t_a = v_{\max}/a_{\max} \\ t_f = v_{\max}/a_{\max} + x_d/v_{\max} \end{cases} \quad (7)$$

其中: v_{\max} 为最大运行速度; x_d 为期望的小车最大位移。

Bang-Bang法的加速度及速度曲线如图3所示。假设小车以图4所示的运动规律运行,则需确定 x_d, a_{\max} 和 v_{\max} 这3个独立的运行参数,由于小车最大运行位移 x_d 不可改变(本研究中取65m),只需确定 a_{\max} 和 v_{\max} 这2个参数即可确定小车的总运行时间,因此选取最大

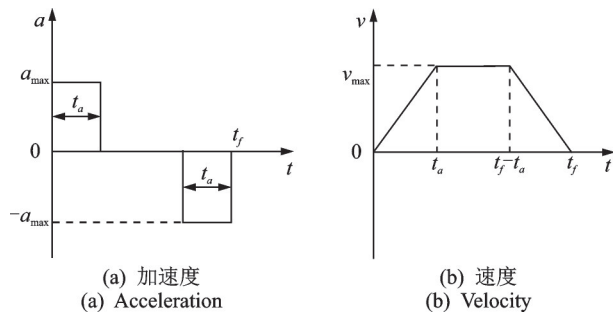


图 4 Bang-Bang 加速度和速度曲线
Fig.4 Bang-Bang acceleration and velocity curve

加(减)速度和最大运行速度作为优化设计变量。

选取岸桥前大梁系统的 7 个结构参数和 2 个小车运行参数共 9 个参数作为优化设计变量,各设计变量的含义、初始值及其取值范围如表 3 所示。其中,由于 L_1 和 L_2 的取值对梁的动力学特征影响较大,并且实际设计过程中的可变范围较小,所以取其变化范围为初值 $\pm 5\%$,其余 5 个结构参数的变化范围取为初值 $\pm 20\%$ 。此外,本研究中的岸桥,其小车运行额定速度为 4 m/s,属于中高速的岸桥,根据《起重机设计规范》^[17]选取其加(减)速度值的范围。

表 3 优化设计变量含义、初始值及取值范围

Tab.3 Meaning, initial value and range of optimal design variables

设计变量	含义	初始值	取值范围
x_1	L_1/m	29	[27.55, 30.45]
x_2	L_2/m	59	[56.05, 61.95]
x_3	$k_1/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	2.49×10^7	$[1.99 \times 10^7, 2.99 \times 10^7]$
x_4	$k_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	4.58×10^6	$[3.66 \times 10^6, 5.50 \times 10^6]$
x_5	M_1/kg	4 606	[3 685, 5 527]
x_6	M_2/kg	13 380	[10 704, 16 056]
x_7	$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1})$	1 634.4	[1 308, 1 961]
x_8	$v_{\max}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	4.0	[2.5, 4.0]
x_9	$a_{\max}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	0.6	[0.5, 0.8]

根据式(4)和式(5)可知,前大梁、小车以及吊重三者之间存在动力学耦合关系。为了获得岸桥前大梁系统的综合最优特性,需要同时优化岸桥前大梁结构参数和小车运行参数,既减小岸桥前大梁的挠度响应,又减小吊重的摆动,同时确保小车总运行时间不会太大。因此,笔者提出以小车总运行时间 $f_1(x)$ 、吊重最大摆角响应 $f_2(x)$ 及梁中点处的最大挠度响应 $f_3(x)$ 为优化设计目标函数。本优化问题为多目标非线性约束优化问题,优化数学模型为

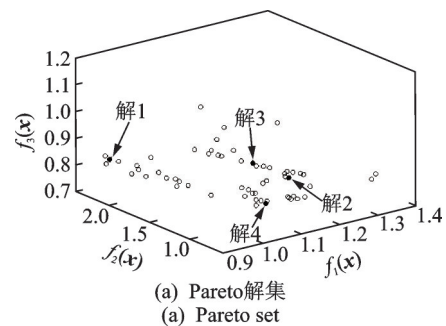
$$\begin{aligned} & \text{find } x \\ & \min f_1(x), f_2(x), f_3(x) \\ & \text{s.t. } x^L \leq x \leq x^U \end{aligned}$$

其中: $x = \{x_1, x_2, \dots, x_9\}^T$, 为选定的 9 个设计变量; x^L, x^U 分别为各设计变量的上、下界值; $f_1(x)$ 为小车总运行时间,即式(7)中的 t_f ; $f_2(x), f_3(x)$ 分别为吊重摆角响应最大值和梁中点处挠度响应的最大值,其无明确解析表达式,需通过 Runge-Kutta 法对式(4)和式(5)进行求解得到。

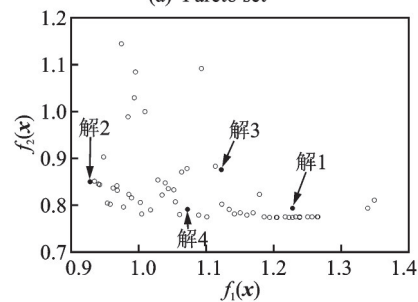
3 基于遗传算法的多目标优化

采用多目标遗传算法对上述优化模型进行求解,优化过程中,多目标遗传算法的种群大小为 100,进化代数数为 200,交叉概率为 0.8,变异概率为 0.2。

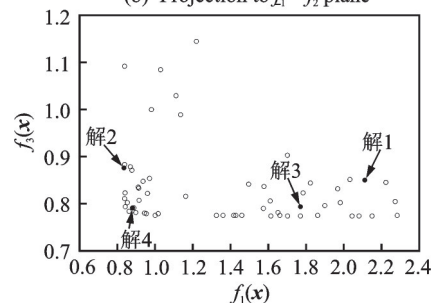
图 5 为优化后归一化目标函数值的 Pareto 解集及其投影,图中共有 60 组解,每组解中 3 个目标函数所占的权重各不相同,从中提取 $f_1(x), f_2(x)$ 及 $f_3(x)$ 分别最小的解,即图 5 中的解 1、解 2 和解 3。此外,采用权重系数法从 Pareto 解集中选取一个综合性能较好的



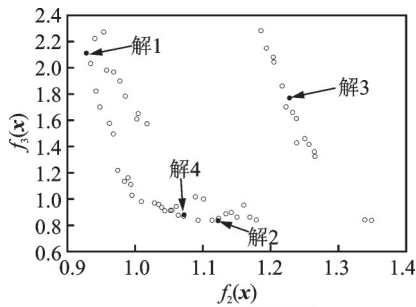
(a) Pareto 解集
(a) Pareto set



(b) f_1-f_2 平面投影
(b) Projection to f_1-f_2 plane



(c) f_1-f_3 平面投影
(c) Projection to f_1-f_3 plane



(d) f_2 - f_3 平面投影
(d) Projection to f_2 - f_3 plane

图5 Pareto解集及其投影图
Fig.5 Pareto set and projection

解,定义综合指标 F 为

$$F = w_1 \frac{f_1(x)}{f_1^*(x)} + w_2 \frac{f_2(x)}{f_2^*(x)} + w_3 \frac{f_3(x)}{f_3^*(x)} \quad (8)$$

其中: w_1, w_2 和 w_3 分别为各目标函数的权重, $w_1 + w_2 + w_3 = 1$; $f_1^*(x), f_2^*(x)$ 和 $f_3^*(x)$ 分别为各目标函数的初始值。

为了使 3 个目标函数的值均较小,初选 $w_1 = w_2 = w_3 = 1/3$, 选取使得 F 最小的解,如图 5 中的解 4。优化后设计变量值和目标函数值如表 4 所示。为了更清楚地表现 4 组解的差别,分别求解 4 组参数下的梁中点处的挠度响应曲线和吊重摆角响应曲线,优化前后结果如图 6,7 所示。图 7 中 4 组参数计算得到的吊

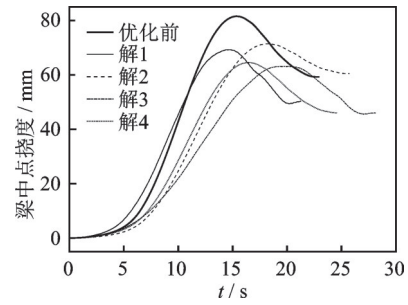


图 6 优化前后各解前大梁中点挠度响应结果对比

Fig.6 Comparison of midpoint deflection of girder before and after optimization

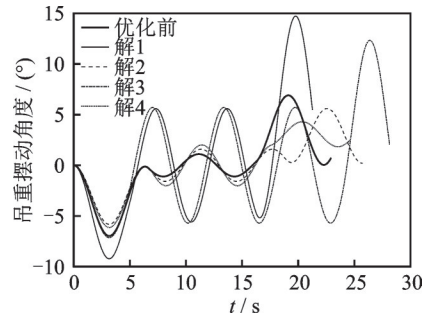


图 7 优化前后各解吊重摆角响应结果对比

Fig.7 Comparison of swinging angle before and after optimization

重摆角响应趋势、响应幅值与文献[18]中类似工况下的实验结果基本一致,说明了图 7 中的各组解吊重响应的合理性,也验证了系统运动微分方程的正确性。

表 4 优化后设计变量值和目标函数值

Tab.4 Optimized design variable values and objective function values

符号	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	x_8	x_9	$f_1(x)$	$f_2(x)$	$f_3(x)$
含义	L_1/m	L_2/m	$k_1/(N \cdot m^{-1})$	$k_2/(N \cdot m^{-1})$	M_1/kg	M_2/kg	$\rho/(kg \cdot m^{-1})$	$v_{max}/(m \cdot s^{-1})$	$a_{max}/(m \cdot s^{-2})$	t_f/s	$\theta_{max}/(^{\circ})$	y_{max}/mm
解 1	30.28	61.66	2.49×10^7	5.24×10^6	5 237	14 116	1 687	4.0	0.8	21.3	14.73	69.3
解 2	30.45	59.00	2.96×10^7	4.31×10^6	4 882	13 380	1 667	3.5	0.5	25.7	5.79	71.4
解 3	30.45	59.00	2.94×10^7	5.45×10^6	4 836	13 380	1 700	2.7	0.6	28.1	12.32	63.1
解 4	30.16	59.00	2.86×10^7	5.40×10^6	4 468	12 443	1 683	3.7	0.5	24.6	6.13	64.5

从表 4 和图 6,7 中可以看出:解 1 的小车总运行时间最小而吊重的摆角响应最大;解 2 的吊重摆角响应值最小而梁中点处的挠度响应最大;解 3 的梁中点挠度响应值最小而小车的运行时间最长。根据权重系数法得到的最优解 4 的 3 个目标函数值均较小,即在解 4 对应的结构参数和小车运行参数设置下,岸桥前大梁系统的小车运行时间、梁中点处的挠度响应及摆角响应均较小。在实际设计过程中,也可以根据系统性能的具体需求,改变式(8)中各目标函数的权重值,从 Pareto 解集中选择合理解,以指导岸桥前大梁系统的结构设计以及小车运行参数的设定。

4 结 论

1) 建立了考虑吊重摆角的岸桥前大梁系统简化模型,并与整机有限元模型进行比较,证明了简化模型的有效性和参数设置的合理性。

2) 利用假设模态法和拉格朗日方程得到了系统的运动微分方程,并利用数值方法进行求解,提高了优化效率。

3) 对岸桥前大梁系统的结构参数和运行参数进行了同步优化,利用权重系数法从 Pareto 解集中选取得到最优参数组合,优化后系统的挠度响应、摆角响

应和小车运行时间均有了一定程度的减小,为岸桥防摇提供了一种新的思路。

参 考 文 献

- [1] ABID M, AKMAL M H, PARVEZ S. Optimization of box type girder of overhead crane[C]//13th International Conference on Advanced Design and Manufacture. Surrey, England: Springer-Verlag London Ltd., 2008: 609-618.
- [2] SAVKOVIĆ M M, BULATOVIĆ R R, GASIĆ M M, et al. Optimization of the box section of the single-girder bridge crane by GRG algorithm according to domestic standards and eurocodes[C]//International Scientific Conference on Defensive Technologies OTEH. Belgrade Serbia:[s.n.], 2016:211-217.
- [3] SAVKOVIĆ M M, BULATOVIĆ R R, GAŠIĆ M M, et al. Optimization of the box section of the main girder of the single-girder bridge crane by applying biologically inspired algorithms[J]. Engineering Structures, 2017, 148:452-465.
- [4] 张慧博.超大型岸边集装箱起重机金属结构静动态特性分析与轻量化研究[D].上海:上海交通大学,2008.
- [5] 计三有,苏运波.基于神经网络的起重机臂架结构优化[J].机械设计与制造,2008(8):23-25.
JI Sanyou, SU Yunbo. Gantry crane's arm frame structure parameters optimization based on neural network [J]. Machinery Design & Manufacture, 2008(8): 23-25.(in Chinese)
- [6] 张文正,蒋伟康.大型岸桥结构的轻量化技术研究及应用[J].机械强度,2012(4):615-620.
ZHANG Wenzheng, JIANG Weikang. Optimal design for lightweight of structure of quayside container crane [J]. Journal of Mechanical Strength, 2012(4):615-620. (in Chinese)
- [7] 夏浩军,邱荣华.改进遗传算法的起重机主梁优化设计方法[J].控制工程,2017,24(7):1415-1418.
XIA Haojun, QIU Ronghua. Optimized design method of crane girder based on improved genetic algorithm[J]. Control Engineering of China, 2017, 24(7):1415-1418. (in Chinese)
- [8] 谢伟平,黄金,周家玲,等.重物-桥吊耦合系统振动分析[J].振动与冲击,2015,34(15):127-132.
XIE Weiping, HUANG Jin, ZHOU Jialing, et al. Vibration analysis of a suspension weight-bridge crane coupled system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(15):127-132. (in Chinese)
- [9] ZRNIĆ N D, OGUAMANAM D, BOŠNJAK S. Dynamics and modelling of mega quayside container cranes[J]. Fme Transactions, 2006, 34(4):193-198.
- [10] ZRNIĆ N D, HOFFMANN K, BOSNJAK S M. Modelling of dynamic interaction between structure and trolley for mega container cranes[J]. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, 2009, 15(3): 295-311.
- [11] MICHALTSOS G T. Dynamic behavior of a single-span subjected to loads moving with variable speeds [J]. Journal of Sound & Vibration, 2002, 258(2): 359-372.
- [12] ABDEL-RAHMAN E M, NAYFEH A H, MASOUD Z N. Dynamics and control of cranes: a review[J]. Journal of Vibration & Control, 2003, 9(7):863-908.
- [13] 邹军,陈志坚.桥式起重机水平运行及抓斗防摆规律研究[J].山东大学学报(自然科学版),1998,33(4): 393-397.
ZOU Jun, CHEN Zhijian. The research about horizontal moving rule of bridge crane and swing rule of grab [J]. Journal of Shandong University (Natural Science), 1998, 33(4):393-397.(in Chinese)
- [14] 王阳.船用起重机防摇装置设计研究[J].舰船科学技术,2013,35(7):105-108.
WANG Yang. Research and design of an anti-swing mechanism for a shipborne crane[J]. Ship Science and Technology, 2013, 35(7):105-108.(in Chinese)
- [15] 宗周红,任伟新.桥梁有限元模型修正和模型确认[M].北京:人民交通出版社,2012:16.
- [16] 张策.机械动力学[M].北京:高等教育出版社,2008: 193-196.
- [17] GB/T 3811—2008 起重机设计规范[S].北京:中国国家标准化管理委员会,2008.
- [18] 吴庆祥,汪小凯,王孝文,等.起重机前馈防摇控制算法仿真及实验研究[J].武汉理工大学学报,2016,38(6): 109-116.
WU Qingxiang, WANG Xiaokai, WANG Xiaowen, et al. Simulation and experimental study of feedforward and anti-swing control algorithm for overhead cranes[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2016, 38(6):109-116.(in Chinese)



第一作者简介:秦仙蓉,女,1973年5月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为机械系统动力学与工程结构抗风。曾发表《考虑边界条件不确定性的塔机有限元模型修正》(《振动、测试与诊断》2018年第38卷第1期)等论文。

E-mail: tjqin@tongji.edu.cn