

文章编号:1005-0523(1999)01-0042-08

预应力张拉修复桥式起重机 主梁下挠以提高承载能力

丁阳喜¹, 陈祖道²

(1.华东交通大学 成人教育学院, 江西 南昌 330013; 2.铁道部大桥局 桥梁机械制造厂, 湖北 武汉 430052)

摘要: 桥式起重机主梁的下挠变形是桥式起重机的主要故障之一,采用预应力张拉工艺修复,不仅能使主梁下挠得以恢复,而且可以使主梁的承载能力得到提高^[9]。通过对主梁的受力、挠度进行分析,为制订预应力张拉修复桥式起重机主梁下挠工艺参数提供了设计计算方法^[9]。

关键词: 桥式起重机; 主梁下挠; 预应力张拉修复

中图分类号: TH 215

文献标识码: A

0 引言

桥式起重机是工矿企业 中最为常见的起重设备之一,而桥式起重机中最为复杂的故障是主梁(桥架)变形,其主要表现为主梁的拱度减小、主梁下挠、及主梁的横向弯曲等,特别是主梁的下挠变形,对起重机的正常运行危害最大^[13]。如:小车轨道产生坡度时,小车在运行中除要克服正常的运动阻力外,还要克服因爬坡造成的附加阻力,使负荷增大,降低了小车运行机构的寿命,造成小车制动不准确,难以实现定位吊装作业^[13]。另外下挠还使大车传动系统的联轴线扭弯,造成机件的损坏、啃轨等不良后果^[13]。

影响主梁下挠的主要原因是结构应力和外加载荷^[13]。结构应力中包括主梁焊接时的内部残余力应和主梁刚度差而产生的内应力,这些都会使主梁本身产生变形^[13]。而外加载荷对主梁变形影响的主要形式是不合理的使用,即在强制性超载运行中增大结构的永久性塑性变形等,这些都是主梁产生下挠的因素^[13]。如何在长期使用中已经形成下挠的主梁恢复其起拱度,使设备能够正常工作^[13]。以往国内普遍采用火焰矫正,辅以加固杆或板,来提高梁的刚性^[13]。这种方法不仅工艺复杂,而且修理停机时间长^[13]。近年来采用的预应力张拉起拱修复工艺,已渐渐地取代了传统的修复工艺方法^[13]。这种方法的最大优点在于修复下挠时占地面积小、主梁不需要下架、停机时间短、主梁的上拱值可根据需要通过调张拉器,人为方便地得到控制,它不仅操作方便,而且修理费用也低^[13]。然而,是否可以在修理过程中把恢复主梁上拱度与提高起重机承载能力的改造相结合?通过实践,我们认为是完全可行的,某厂为了金工车间完成大型件的加工,需将原16.5米跨 10t 行车改造成具有 15t 的超载能力,由于大梁已下挠,所以我们将两项工作合为一项

收稿日期:1998-07-14;修订日期:1998-09-04

作者简介:丁阳喜(1962-)男,江苏句容人,华东交通大学机械工程系副教授^[13]。

去进行;除先对小车滑轮组、供电系统进行改造、以及对相应的传动机构进行检验之外,把重点放在主梁的改造上^[13]所采用的措施就是在两个箱形梁的底板下各置一含有4根张拉杆的张拉器,根据精心的设计和施工,最后起拱值达到14.0 mm,上拱值在10 mm左右(GB/T 14406-93中规定空载时上拱值 $f = (0.9 \sigma \sim 0.4 \sigma) L$),符合通用标准^[13]在超载荷1.5倍的试验中,主梁的弹性下挠变形 < 10 mm,远远小于张拉起拱之前主梁应下挠的数值14.7 mm^[13]显而易见,梁在拉杆的增强下其承载能力大为提高^[13]另外,我们还采用此法对其它两台桥式起重机的下挠进行修复,同样取得了良好的效果^[13]下面对桥式起重机主梁的起拱力矩与拉杆起拱拉力的确定;主梁与拉杆的受力强度分析;改造后的主梁在荷载作用下的挠度计算进行分析^[13]作为修理改造中的理论计算依据,可用于指导施工作业^[13]图1为张拉示意图^[13]

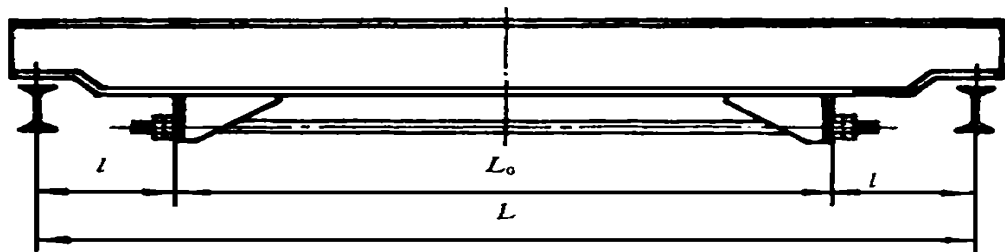


图1 张拉示意图

1 修复主梁下挠时的起拱参数

在修复主梁下挠之前,我们仅仅只能知道主梁(双箱形)各自的弯曲状态,通常是用拉钢丝测量,通过修复的预检获得原始依据,而后进行分析研究,决定采用多大拉力的拉杆进行理论计算和施工设计^[13]

当主梁的下挠变形均匀时,可直接采用预应力张拉起拱尤为方便^[13]如果以提高主梁的承载能力为改造目的,应以拉杆的强度校核和梁的刚度计算为主,保证梁有足够的承载能力^[13]

1.1 起拱值 f_g 的拟定

目前国内对起重机主梁应修的下挠界限规定在水平线以下 $L/1500$,在额定载荷作用下规定为 $L/700$,按照GB/T 14406-93中的规定,起重机在空载时,主梁的中部应具有上拱值

$$f = \left[\frac{0.9}{1000} \sim \frac{0.4}{1000} \right] L \quad (1)$$

式中: f 为主梁中间的上拱值, L 为起重机的跨度^[13]

在实际工作中,由于每台起重机的主梁弯曲状况及下挠不同,对起拱时的上拱度确定要做到灵活处理,不能因为张拉方便而盲目起拱^[13]应该将那些下挠值偏小的梁的上拱值取大些,下挠变形偏大的梁的上拱值应取小些,这样起拱值都差不多,一定要保证两梁的上拱值一致,以保证小车的正常运行^[13]图2为起拱变形图,张拉器张拉后在梁的CD截面形成

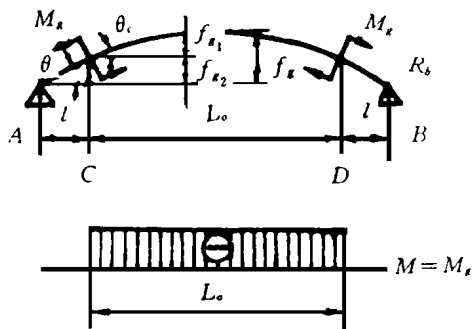


图2 起拱变形图

起拱力矩 M_g , 梁向上起拱变形, 中部最大起拱值 f_g 是梁在下挠时的最低点计, 由 f_{g^1} 和 f_{g^2} 直接叠加组成^[13]

$$f_g = f_{g^1} + f_{g^2} \quad (2)$$

中间段起拱值(CD 段), 由简支梁受力偶矩 M_g 的作用^[13]由挠曲线方程可得到 L_0 段中部起拱值

$$f_{g^1} = \frac{L_0^2 M_g \omega \zeta'}{2EJ} \quad (3)$$

CD 截面处的起拱值 f_{g^2} 受到转角的影响, C 处的转角公式

$$\theta = \frac{M_g L_0}{2EJ}$$

梁的 CD 段受起拱力矩 M_g 的影响, 轴线为曲线; 在 AC 段无外力, 梁的轴线为直线, C 截面的转角与 A 截面转角相同, 有 $\theta = \theta$, 当 θ 角很小时, $f_{g^2} \approx l \theta$, 转角引起的起拱量

$$f_{g^2} = \frac{M_g L_0 l}{2EJ} \quad (4)$$

得中部最大起拱值

$$f_g = \frac{M_g L_0}{2EJ} (L_0 \omega \zeta' + l) \quad (5)$$

式中: L_0 为张拉器之间的距离; EJ 为分别为梁的材料弹性模量和惯性矩; l 为张位器至大车轮的距离; $\omega \zeta'$ 为函数值与梁的比例系数乘积为 $1/4$ ^[13]

实际应用时

$$f_g = \frac{M_g L_0}{2EJ} \left(\frac{L_0}{4} + l \right) \quad (6)$$

1.2 起拱力矩及张拉杆拉力

根据梁的中部最大起拱值 f_g 的确选, 可以进行张拉器的设计与计算, 由起拱力矩 M_g 求出拉杆的起拱拉力 P ^[13]公式(6)可以写成

$$M_g = \frac{8EJ}{L_0(L_0 + 4l)} f_g$$

起拱值 f_g 由设计时确定, 由张拉时控制, 张拉之前有实测主梁的下挠值 f_R (f_R 向下为正), 检验要求的上拱值 f , 由前面所述的 GB 中选取, 两值的代数和就是我们要求的起拱量 $f_g = f + f_R$, 代入前式, 起拱力矩按下式计算:

$$M_g = \frac{8EJ}{L_0(L_0 + 4l)} (f + f_R) \quad (7)$$

上拱值 f 可以取较小, 因为梁的刚度已经大大改善^[13]梁在张拉器拉杆的拉力 P 的作用下, 采用弯矩 M_g 的另一种表达形式

$$M_g = Phk$$

式中: k 为单梁下拉杆数; h 为拉杆至梁的中性层之距离; P 为单根拉杆的起拱张拉力, 即螺母的预紧力

$$P = \frac{M_g}{kh} \quad (8)$$

1.3 螺杆式张拉杆直径选取及接长

拉杆的螺纹 d 的大小可由拉杆的轴向工作荷载 F 选取^[13]拉杆两头的螺纹一般选择工艺较

好的三角螺纹,材料可选择焊接性能好的材料,如 Q235A 等⁽¹³⁾由于原材料的长度不及起重机的跨长,常采用中间加接套焊接使拉杆的长度大于张拉距 L_0 ,如图 3 所示,螺杆的直径可用下式初选



图 3 拉杆中间接套

$$d \geq \frac{1.66F(k_a + k_c)}{\varphi} \quad (9)$$

式中:预应力系数 $k_a = 2 \sim 4$;许用应力 $\varphi = \sigma / (1.25 \sim 2.5)$;刚度系数 $k_c = 0.2$;工作载荷 $F = P / (1.8 \sim 2.2)$ 为经验推荐值

在接长螺纹拉杆时,拉杆的对接焊缝应开坡口焊接,焊缝拉应力要作强度计算⁽¹³⁾焊缝应满足强度条件

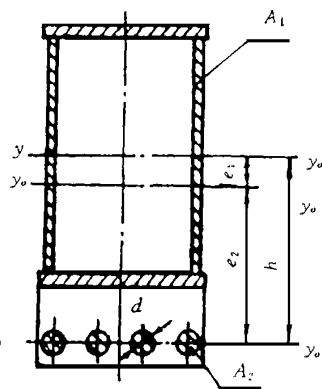
$$\sigma \leq [\varphi]'; \quad \text{拉应力 } \sigma = \frac{F_{\bullet}}{A_R}$$

式中:许用拉应力 $[\varphi]' = 0.9\varphi$; A_R 为环形焊缝面积; $F_{\bullet}$ 为作用于拉杆上的所有外力和⁽¹³⁾

$$\text{构件许用拉应力 } \varphi = \frac{\sigma}{1.35 \sim 1.6}; \text{强度条件可写作 } \sigma \leq [\varphi]' = \frac{0.9\varphi}{1.35 \sim 1.6} \quad (10)$$

2 预应力梁在载荷作用下的挠度计算

由于张拉器是由张拉座和张拉杆组成,与梁的箱形结构构成新的几何截面形状⁽¹³⁾使梁的原有强度和刚度大为提高,梁的抗弯性能增强⁽¹³⁾我们既不能把梁看作是箱形结构,也不能视为简单的桁架式结构,故而在计算梁载荷作用下的挠度,是比较困难的⁽¹³⁾在实际生产中我们可以看到梁在载荷作用下挠度通常小于 $L/1000$,如果忽略拉杆与梁之间在铅垂面上的相对位移,将拉杆和主梁近似地看作是一个整体,重新考虑梁的截面惯性矩,这样我们就可以比较方便地计算出梁的下挠近似值 f ⁽¹³⁾

图 4 整体截面惯性矩 J_c

2.1 整体截面惯性矩 J_c

如图 4 所示, y 轴是主梁箱形中性层,面积为 A_1 ; y_0 为拉杆所在平面⁽¹³⁾截面积为 kA_2 ; k 为拉杆数; y_c 轴为整个截面的重心轴,由静矩方程可求出⁽¹³⁾

$$\left. \begin{aligned} \text{箱形梁对 } y_c \text{ 轴惯性矩: } J_1 &= J + A_1 e_1^2 \\ \text{拉杆对 } y_c \text{ 轴惯性矩: } J_2 &= k(J_d + A_2 e_2^2) \\ \text{整体结构的总惯性矩: } J_c &= J_1 + J_2 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中: J_d 为为拉杆轴惯性矩, $J_d = \frac{\pi d^4}{64}$; e_1 、 e_2 为箱形面积、圆杆面积各自到形心轴的偏心量 $e_1 + e_2 = h$

2.2 载荷作用下的下挠 $f_{\max}$

两大车轮之间(梁跨)梁在外载 Q 的作用下,中点的位移为 f_1 ,其截面按总惯性矩 J_c 考虑,但是在两车轮与张拉器 L 距离内,梁仍保留原来的箱形截面,惯性矩仍然是 J ,梁的刚性没有

提高,按 J_c 考虑的下挠值

$$f_1 = \frac{QaL^2}{2EJ_c} (3 - 4\alpha^2) \quad (12)$$

式中: $\alpha = (a/L)^2$, a 为外载 Q 到 A 的距离^[13]梁在 C 或 D 截面的梁连续位移显然少计,在该截面存在下挠位移差, f_{c1} 是按 J_c 考虑计得,比实际状态要小,见图 5; f_{c2} 是按实际截面 J 计算得出^[13]按 CD 段截面计算,在 C 截面挠度

$$f_{c1} = \frac{QL^2l}{6EJ_c} (3\omega_\alpha - \xi)$$

式中: $\omega_\alpha = \alpha - \alpha^2$, $\xi = l/L$

f_{c1} 已经在挠曲线 1 中,再按 AC 段截面 J 考虑 C 截面,其下挠

$$f_{c2} = \frac{QL^2l}{6EJ} (3\omega_\alpha - \xi)$$

显然 f_{c1} 和 f_{c2} 式中只有 $J_c > J$, 那么 $f_{c2} > f_{c1}$, 这样在 C 截面少了一个下挠的位移差值,计作

$$\Delta f = f_{c2} - f_{c1} = \frac{QL^2l}{6EJ} (3\omega_\alpha - \xi) \left(\frac{L_c}{J} - 1 \right)$$

设 $\gamma = \frac{J_c}{J}$ 为惯性矩比例系数, γ 的大小决定差值 Δf 的大小,我们将 Δf 称为挠曲线补偿位移

$$\Delta f = \frac{QL^2l}{6EJ_c} (3\omega_\alpha - \xi) (\gamma - 1) \quad (13)$$

梁在中部的实际下挠只需在 f_1 挠度上加补偿位移即可,图中挠曲线 2 在 CD 段平行于曲线 1^[13]这样,梁在载荷作用下的中点最大挠度应该是

$$f_{\max} = f_1 + \Delta f \quad (14)$$

将以上 f_1 和 Δf 代入后得

$$f_{\max} = \frac{QL^2}{6EJ_c} [3a(3 - 4\alpha^2) + l(3\omega_\alpha - \xi)(\gamma - 1)] \quad (15)$$

根据公式 (15) 可以预算在额定载荷下(提高承载之后)验算刚度是否符合规范要求^[13]

3 梁的应力分析与拉杆强度计算

3.1 主梁载荷确定

主梁上的载荷包括小车中部自重形成的载荷 S_G , 工作形成的载荷 S_L (吊具及重物), 由主载荷得出小车轮在梁上的轮压 Q , 轮压外力作用于简支梁上, 受力图如图 7 所示^[13]

$$S = M(S_G + \psi S_L) \quad (16)$$

轮压

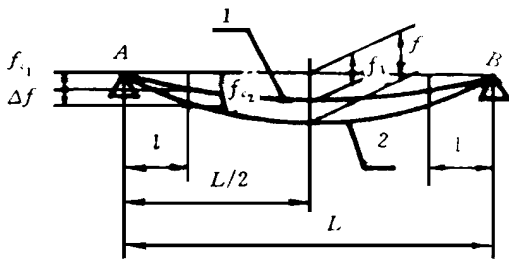


图 5 载荷作用下梁的下挠

$$Q = \frac{S}{m} = \frac{M[M(S_G + \Psi S_L)]}{m} \quad (17)$$

式中: M 为放大系数 1.0~1.20, 金工车间为 1, 仓库为 1.10; m 为小车轮数; Ψ 为载荷动力系数, $\Psi = 1 + 0.6V_L$; V_L 为起升速度, m/s; Ψ 不应小于 1.15^[13]

3.2 梁的受力分析

如图 6 所示^[13]

(a 图) 当小车轮数为 4 时, 桥式起重机一侧单梁在轮压 Q 作用下的受力图, 小车在中部的变形及弯矩为最大^[13]

(b 图) 在修复下挠时受控制的起拱弯矩, 主梁上无外负载作用, 处于预应力状态^[13]

(c 图) 梁在载荷 Q 的作用下的弯矩 M_Q , 与起拱弯矩相反, 向下弯为正值

(d 图) 是由 b、c 两图叠加后的合成弯矩 M_j , 实际弯矩小于上图中的最大弯矩^[13]

$$M_j = M_Q + M_g \quad (18)$$

因此, 可得如下结论: 预应力梁在张拉杆的作用下, 使得梁的假想抗弯截面增大, 梁的抗弯截面惯性矩也增大, 因而梁的强度和刚度都得到改善和提高, 梁的承载能力随之相应提高许多^[13]

3.3 拉杆的强度校核

梁的强度和刚度的提高已成为现实, 如果是修理下挠, 一般可不必计算梁的应力, 只有当提高承载负荷时, 才去考虑校核梁的强度^[13]通常, 拉杆是薄弱件, 它的起拱力为拉力, 工作状态增力也为拉力, 受力方向同向, 其受力状态是叠加的^[13]首先要确定拉杆的总拉力, 再进行应力强度校核^[13]

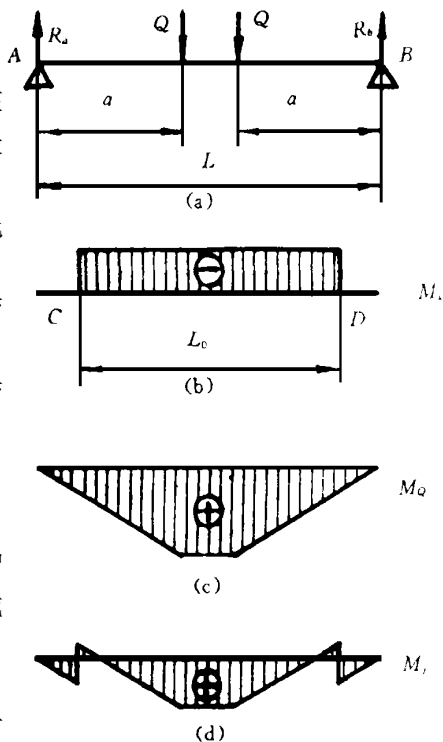


图 6 梁的受力分析

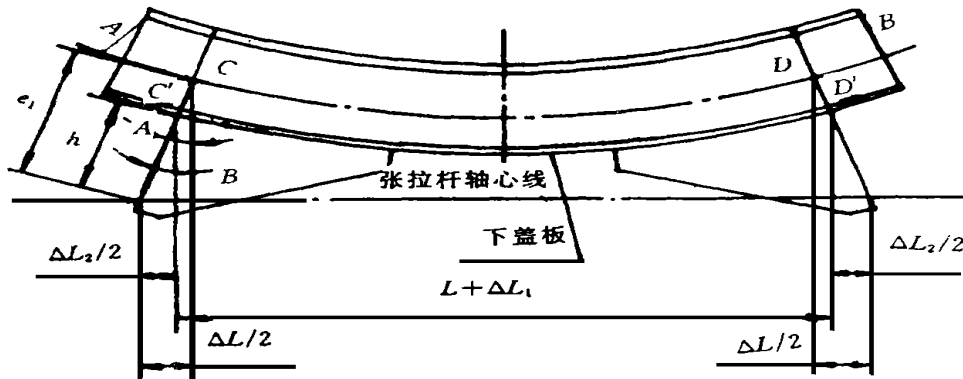


图 7 拉杆增长

1) 拉杆在动载荷作用下, 增加受力 ΔP 由虎克定律可知拉杆增长 ΔL (详见图 7)

$$\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2 \quad (19)$$

张拉座板在主梁的下盖板受力后伸长量为 ΔL_1 , 下盖板平均应力 $\bar{\sigma}$

$$\Delta L_1 = \frac{L_0}{E} \bar{\sigma} \quad (20)$$

梁在受外载荷变形时的曲率半径较大, 在计算 ΔL_1 时用 CD 直线段 $L + \Delta L_1$ 代替 CD 弧长^[13]下盖板的平均应力, 从图 8 中可知, 是受外载荷状态的弯矩影响, 阴影部分的平均应力

$$\sigma = \frac{L}{L_0} \left(2 \int_0^l \frac{Q}{W} x dx + \frac{aQ}{W} \right)$$

整理后盖板平均应力

$$\sigma = \frac{Q}{W_c L_0} (a^2 - l^2 + ab) \quad (21)$$

式中 W_c 为箱形梁拉杆区域的抗弯截面模量, $W_c = \frac{I_c}{e_1}$ 将

(21) 式代入(20)中去, 得盖板伸长拉移量

$$\Delta L_1 = \frac{Q e_1}{E J_c} (a^2 - l^2 + ab) \quad (22)$$

因 C 截面转角 θ 引起张拉座器立板的转动 θ 角, 立板带动拉杆中心继续伸长 ΔL_2 , $\Delta L_2 = 2h \sin \theta$ ^[13]

$$\text{转角} \quad \theta = \theta = \frac{Q L^2}{2 E J_c} (\alpha - \alpha_0) = \frac{Q L^2}{2 E J_c} \left[\alpha - \alpha_0 - \left(\frac{x}{L} \right)^2 \right]$$

将 $x = l$ 代入后得

$$\theta = \frac{Q L^2}{2 E J_c} \left[\frac{a}{L} - \left(\frac{a}{L} \right)^2 - \left(\frac{l}{L} \right)^2 \right] \quad (23)$$

$$\Delta L_2 = 2h \sin \left\{ \frac{Q L^2}{2 E J_c} \left[\frac{a}{L} - \left(\frac{a}{L} \right)^2 - \left(\frac{l}{L} \right)^2 \right] \right\} \quad (24)$$

拉杆的增长量由虎克定律求出所增加的应力 σ 和拉力 ΔP

$$\Delta L = \frac{L_0}{E} \sigma; \quad \sigma = \frac{\Delta P}{k A_2}; \quad \Delta P = \frac{\Delta L E}{L_0} k A_2 = \frac{\Delta L}{L_0} k E \frac{\pi d^2}{4} \quad (25)$$

式中: k 为单梁中的拉杆数, A_2 为拉杆截面积^[13]

2) 总拉力 F_Σ 及拉应力

单根拉杆受的总拉力 F_Σ 是由起拱拉力 P 和拉杆增加(工作拉力) ΔP 之和组成^[13]

$$F_\Sigma = P + \Delta P \quad (26)$$

校核拉杆即校核螺栓的拉应力^[13]

$$\sigma = \frac{F_\Sigma}{A} = \frac{4(P + \Delta P)}{\pi d^2} \leq [\sigma]$$

许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma}{n}$; 安全系数 $n = (1.25 \sim 2.5)$, 无风工作状态 n 取 1.5; d 为螺纹直径^[13]

4 结束语

本文提供了用预应力张拉修复桥式起重机主梁下挠,以提高起重机承载能力的设计计算方法,实践证明,这不仅可以恢复主梁上拱度,而且可按要求对起拱值进行适当调整,大大提高了起重机的承载能力,对生产实践有很高的指导和应用价值^[3]

[参 考 文 献]

- [1] 国家建委建筑机械研究所,上海市建筑施工技术研究所编¹⁹国外起重机设计规范[S]¹⁹1979, 12
- [2] 机械设计手册[M]¹⁹北京:化学工业出版社,1987, 12

Pre-stress Method of Repairing the Main Beam of the Bridge Crane

DING Yang-xi¹, CHENG Zu-dao²,

(¹. Adult Education School, East China Jiaotong University; ². Bridge Machinery works of the major Bridge Bureau)

Abstract: Deformation of the main beam of the bridge crane is one of primary breakdown. The pre-stressed method not only restores the main beam of the bridge crane, but also improves its load-bearing capacity. This paper analyses the beam load and deflection and also proposes the calculating method to work out the technology parameter.

Key words: bridge crane; main beam deformation; pre-stress method