

电力建设新型门式起重机设计研发制造

中国能源建设集团浙江火电建设有限公司

成果主要创造人：严永禾 程建棠

成果参与创造人：严永禾 程建棠 童文斌 朱杰儿 夏舟波 熊卫兵 许创建 唐国安

摘要：门式起重机是火力发电厂和核电站等电力建设中应用最为广泛的起重机械之一。随着国民经济又好又快的发展，人民生活水平的提高，电力需求还会继续增长，国家将会投资建设更多火力发电厂和核电站。而火力发电厂和核电站等不同类型电厂的建设中，对门式起重机等起重机械的性能、可靠性、安全性和经济性提出更高的要求。然而目前市场上用于电力建设的门式起重机存在结构不合理、维护成本高或者容易出现啃轨故障。因此，需要开发一种新型结构的门式起重机，以适应电力建设的实际需要。

本成果通过分析几种常见的门式起重机结构，结合各种结构的设计特点，以及考虑电力建设的实际需求，设计了一种新型门式起重机结构。该结构的特点主要有：①门式起重机的结构为管桁结构，采用无缝钢管焊接而成；②主梁标准节之间采用销轴连接；③柔性支腿与主梁采用平行于大车轨道的销轴连接；④横梁与台车采用十字轴连接形式。

本成果对所设计的门式起重机结构中采用结构特点、主梁标准节的销轴连接方式分别进行详细分析，与常见门式起重机结构进行经济性、可靠性对比。利用有限元分析技术，从静、动态两个方面分析结构的强度、刚度与受力特性。在静力分析中，在理论计算和试验的基础上，建立了新型门式起重机结构的有限元数值模型，并给出了八种最危险工况的有限元分析，得到了结构的应力分布状态与位移变形。

本成果提出的新型门式起重机结构综合了当前工程中常见的几类门式起重机结构的优点，具有自重轻、维护成本低、工作平稳、安装拆卸方便快捷、结构表面不易积水和不易腐蚀等特点，具有较高的推广价值和实际应用价值。

第一部分 创新事由（背景）

一、门式起重机概要

其主梁通过支承在地面轨道上的两个支腿，形成一个可横跨铁路轨道或货场的门架，从外形来看就象是一个门，因此被称为门式起重机，如图 1.1 所示。广泛适用于工厂、铁路货场、港口码头、建筑工地以及火力发电厂、核电站和水电站建设工地等地方。

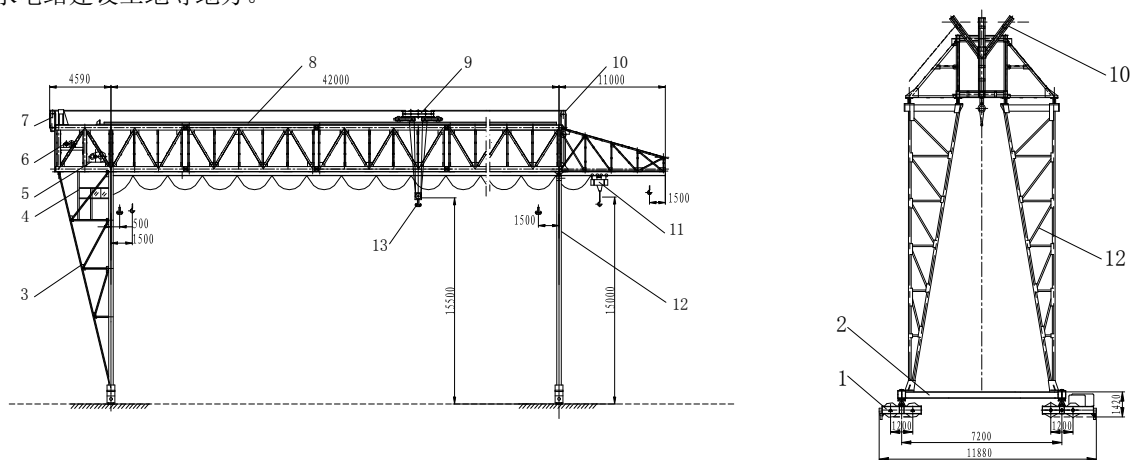


图1.1 门式起重机基本构造图

1—大车行走机构 2—横梁 3—刚性支腿 4—操作室 5—起升卷扬机 6—牵引卷扬机 7—导向滑轮架（左）8—

桥架 9—牵引小车 10—导向滑轮架（右）11—电动葫芦 12—柔性支腿 13—横担吊钩

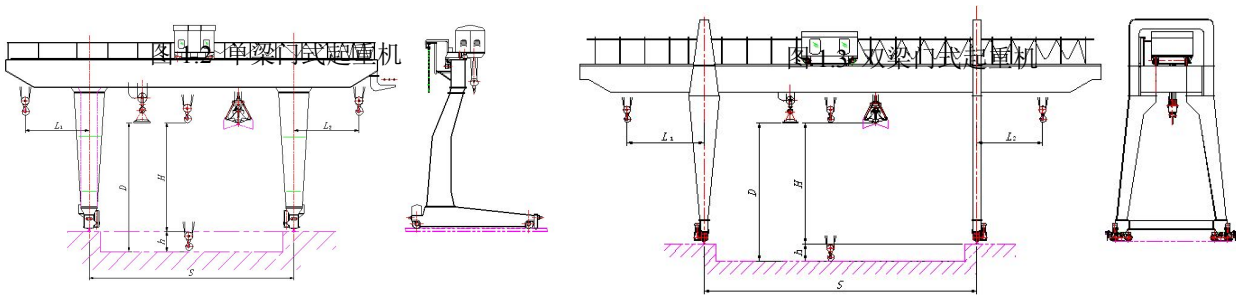
1、门式起重机的分类

门式起重机可按用途及结构特点、主梁构造及数量、支承方式、悬臂和取物装置等几种方式进行分类。按主梁构造分为

- (a) 箱形结构门式起重机(见图 1.2, 图 1.3);
- (b) 桁架结构门式起重机（见图 1.1）。

按主梁数量分为:

- (a) 单梁门式起重机(见图 1.2);
- (b) 双梁门式起重机(见图 1.3)。



2、门式起重机的技术参数

门式起重机的主要技术参数有：起重量、起升高度、机构工作速度、起重机高度、跨度 S、小车轨距 K、起重机基距 W、小车基距 Wc、悬臂长度 L 等。表 1.1、表 1.2 表示 MDG_{HYSS}40/10-42 A4 门式起重机主要技术参数。

表 1.1 MDG_{HYSS}40/10-42 A4 门式起重机主要技术参数表一

整机工作级	A4	起重机总重 (t)	83.725
总功率	70.6kW	悬臂长度 (m)	10
风压(N/m ²)	250/800(工作/非工作)	电源种类	三相交流 380V

表 1.2 MDG_{HYSS}40/10-42 A4 门式起重机主要技术参数表二

技术参数 \ 机	主起升	副起升
额定起重量 (t)	40	10
起升速度 (m/min)	6.52~6.82	7
起升高度 (m)	14.7	15
技术参数 \ 机	大车	小车
轨距 (m)	42	2.8
基距 (m)	7.5	1.8
运行速度(m/min)	0~22	0~25.5

最大轮压(kN)	250	135
轨道类型	P43	方钢 60

二、 电力建设门式起重机现状

目前，电力建设门式起重机主要有四类典型的结构型式：

第一类：箱形结构，如图 1.4、图 1.5 所示。

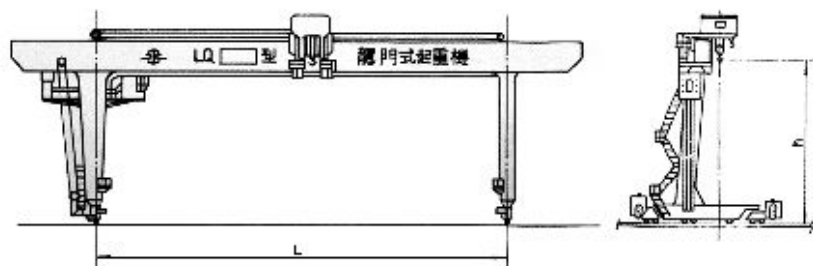


图 1.4 单主梁箱形结构门式起重机



图 1.5 双主梁箱形结构门式起重机

存在缺点：不适应电力建设需经常安装拆卸，主梁长度方向运输尺寸超长，不适应经常性的运输。

第二类：上世纪，八十年代和九十年代，超过半数的电力建设施工企业，都会自己制造桁架结构门式起重机（如图 1.6 所示），其主要结构型式是一个刚性支腿与一个柔性支腿，主梁、刚性支腿和柔性支腿多采用角钢、槽钢、钢板等型材焊接而成（如图 1.7 所示），主梁标准节之间采用螺栓连接（如图 1.7 所示），刚性支腿与主梁采用螺栓连接（如图 1.28 所示），柔性支腿与主梁采用平行于大车轨道的销轴连接（如图 1.9 所示），刚性支腿、柔性支腿与横梁之间采用螺栓连接，与台车之间采用十字轴+平面轴承的型式（如图 1.10 所示）。



图 1.6 电力建设最常见的传统桁架结构门式起重机



(a)



(b)



(c)



(d)

图 1.7 主梁结构及其连接

- (a) 上世纪八十年代、九十年代主梁结构上部主弦杆
- (b) 上世纪八十年代、九十年代主梁结构下部主弦杆
- (c) 2000 年以后改进后主梁结构上部主弦杆
- (d) 2000 年以后改进后主梁结构下部主弦杆



图 1.8 刚性支腿与主梁螺栓连接图



图 1.9 柔性支腿与主梁之间销轴连接



图 1.10 刚性支腿、柔性支腿与横梁及台车的联接方式

存在缺点：主体结构易发生锈蚀且不容易维护，如图 1.11。高强度螺栓一般是一次性使用的，结构重新安装时，需要更换所有高强度螺栓，由此产生较高的维护费用，如表 1.3 所示。



图 1.11 结构易发生锈蚀且不易维护

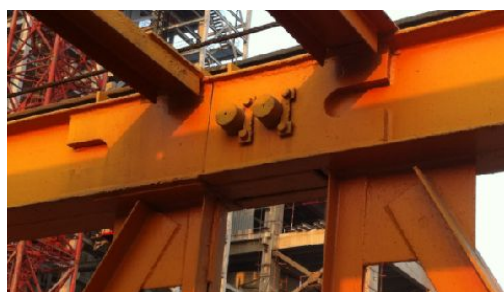
表 1.3 第二类门式起重机主梁连接螺栓费用清单

序号	部位	规格	单位	数量	单价(元)	总价(元)
1	主梁之间的上平面角钢联接	M20×60	套	72	6.7	482.4
2	主梁之间的下平面角钢联接	M20×50	套	16	6.1	97.6
3	主梁之间的侧面角钢联接	M24×65	套	96	10.0	960
4	第五节与六节上下面角钢联接	M20×50	套	8	6.1	48.8
5	第五节与六节侧面斜撑的角钢联接	M20×65	套	12	6.9	82.8
6	第五节与六节四个角的角钢联接	M22×70	套	16	8.4	134.4
7	第六节附加斜撑	M20×50	套	24	6.1	146.4
8	主梁接头	M22×95	套	960	10.0	9600
主梁连接螺栓费用总计						11552.4

第三类：以江苏无锡新东机械有限公司、郑州江河装卸机械有限公司为代表制造的龙门式起重机，如图 1.12 (a)。其主要结构型式是一个刚性支腿与一个柔性支腿，主梁、刚性支腿和柔性支腿多采用角钢、槽钢、钢板等型材焊接而成，主梁标准节之间采用销轴连接（如图 1.12(b)所示），刚性支腿与主梁采用螺栓连接，柔性支腿与主梁采用平行于大车轨道的销轴连接，刚性支腿、柔性支腿与横梁之间采用螺栓连接，与台车之间采用十字轴+平面轴承的型式。



(a)



(b)

图 1.12 桁架老结构，销轴联接

存在缺点：主体结构易发生锈蚀且不容易维护。

第四类：2000 年以后，以山东丰汇设备技术有限公司、山东拓能重机制造有限公司代表的单位在由俄罗斯扎波罗日动力机械厂制造的 KC50-42B 型门式起重机（如图 1.13 所示）的基础上重新设计的 MDG 系列门式起重机，如图 1.14 所示，其主要结构型式是桥架采用倒三角管弦结构，采用高强度无缝钢管焊接而成，主梁各段之间用竖法兰螺栓连接，如图 1.15 所示。一个刚性支腿与一个柔性支腿，刚性支腿采用管弦结构，柔性支腿采用槽钢和钢管的混合结

构，刚性支腿、柔性支腿与主梁之间都采用螺栓连接，刚性腿、柔性腿与横梁之间采用螺栓连接，与台车之间采用垂直于轨道的销轴连接。



图 1.13 俄罗斯扎波罗日动力机械厂制造的 KC50-42B 型门式起重机



图 1.14 山东丰汇制造的管弦结构门式起重机



图 1.15 竖法兰螺栓连接

优点：具有重量轻、结构紧凑新颖、外型简洁美观、抗风能力较好、不易腐蚀，对辅助起重机的要求低。

缺点：柔性支腿与主梁、台车的连接形式起不到柔性支腿的作用，对轨道要求高，易造成啃轨。主梁主体之间竖法兰螺栓连接，对于电力建设频繁拆卸转移来说后期使用成本较高，具体螺栓费用详见表 1.4 所示。

表 1.4 第四类门式起重机主梁连接螺栓费用清单

序	部位	规格	单	数	单价	总价
1	主梁主弦杆连接	M24×	套	48	12.4	5952
2	主梁两侧腹杆连接	M24×	套	60	11.6	696
3	主梁上弦水平腹杆	M20×	套	18	7.5	135
4	主梁悬臂段连接	M24×	套	28	12.4	347.2
5	柔性支腿 H 型钢连接	M24×	套	40	12.4	496
6	柔性支腿斜杆连接	M24×	套	44	11.6	510.4
7	柔性支腿水平杆连接	M24×	套	44	11	484
主梁以及柔性支腿与主梁连接螺栓费用总计						8620.

统计了我国两家电力建设中央企业——中国能源建设集团有限公司和中国电力建设集团有限公司所属 32 家电力

建设企业所拥有的门式起重机进行归类统计，统计结果如表 1.4 电力建设企业门式起重机结构类型统计表和图 1.16 所示。

表 1.4 电力建设企业门式起重机结构类型统计表

	第一类	第二类	第三类	第四类
数量（台）	11	157	24	69

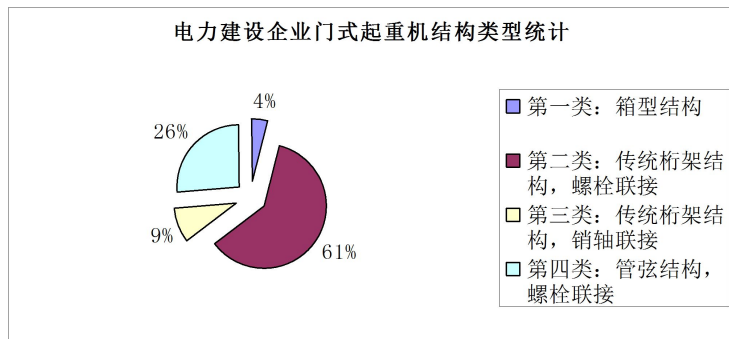


图 1.16 电力建设企业门式起重机结构类型统计图

第二部分 解决方案

一、常见门式起重机结构分析

本节以某公司一台 MDG40/10-42 型管弦结构门式起重机和一台服役时间较长、传统结构型式的门式起重机为例分析结构的特点。

1.1 门式起重机主梁结构

主梁结构主要分为二种：实体构件与格形构件。实体构件型式的梁可分为型钢梁和焊接组合梁。常见的用于制作梁的型钢有工字钢、槽钢和角钢，主要应用于受力不是特别大的场合。焊接组合梁一般是由二块翼缘板与二块腹板焊接而成的箱形结构，箱形梁结构具有较强的稳定性和经济性，在重型起重机主梁结构中应用非常广泛。格形构件也称为桁架结构，在上一节中已有说明。

电力建设所需的门式起重机由于施工任务的变化导致需要经常拆装和频繁转移工作场所，因此在结构设计时主梁通常采用分为多个标准节，各标准节之间采用法兰等连接方式。如图 2.1 所示为 MDG40/10-42 型管弦桁架主梁结构：



图 2.1 法兰连接主梁结构

管弦结构采用无缝钢管焊接而成，由于圆形截面具有较大的截面惯性矩，其抗扭、抗弯能力均较高。同由角钢、

槽钢等型材组成的结构相比，钢管风阻较小，结构所能承受的风力相对增大。管弦结构内表面密封，外表面不易积水，不易腐蚀，外表面即使发生锈蚀易于及时发现，易于维护，能较好的适应火力发电厂、核电站等建设施工的环境条件。另一方面，钢管对焊接工艺提出较高要求，因此在 2000 年之前国内的金属结构中较少采用。目前，由于数控切割技术及焊接工艺的发展，使得无缝钢管坡口及其焊接难题得到有效解决，因而圆形截面越来越多的在金属结构中被采用。

法兰螺栓连接形式应用广泛，连接可靠性高，但制造工艺较为复杂，对制造精度焊接变形控制要求较高。同时由于高强度螺栓一般只能一次性使用，导致每次拆卸都需要更换大量高强度螺栓，从而使维护费用提高。据实际维护保养费用统计，高强度螺栓的更换费用占总费用的 1% 左右。

图 2.2 所示为一结构形式传统门式起重机桁架主梁结构，结构采用角钢、槽钢等型材焊接而成。从图中可以看出结构复杂，许多外表面由于位置原因，较难进行维护和防腐处理。同时传统桁架主梁结构各标准节之间采用高强度螺栓连接，维护费用高，详见表 1.3。其优点是：角钢、槽钢等型材的焊接工艺较钢管焊接工艺简单，易于加工制造。



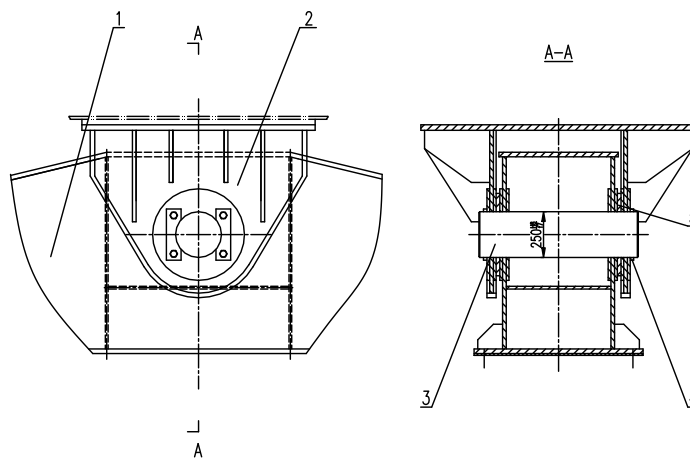
图 2.2 传统桁架主梁结构

1.2 门式起重机横梁与台车的连接形式

横梁的主要作用是将起重机整机重量均匀分布于多个轮上，使各轮轮压不超过轨道的许用轮压。横梁与台车之间的连接形式常见的有二种：销轴连接、十字轴连接。销轴连接形式仅释放横梁绕销轴的旋转自由度，而十字轴连接形式在销轴连接的基础上，释放了横梁在铅垂方向的自由度。对于大跨度门式起重机，在实际制造使用过程中，由于道路高低不平、车轮直径误差等原因导致起重机啃轨。采用十字轴连接形式可以有效的减轻啃轨现象，对金属结构、车轮和轨道有较好的保护作用。

常见的销轴连接形式如图 2.3 所示：

销轴连接形式是应用较为广泛的一种连接形式，特别是对于起重量较大的起重机。这种连接方式具有较高的可靠性，极少出现故障，且能较好的平衡各轮之间的轮压。但是销轴连接形式仅释放销轴方向的自由度，因而起重机发生啃轨现象时，这种连接形式不能减轻啃轨对起重机金属结构、车轮和轨道的损伤。



图

2.3 销轴连接形式

十字轴连接形式如图 2.14 所示：

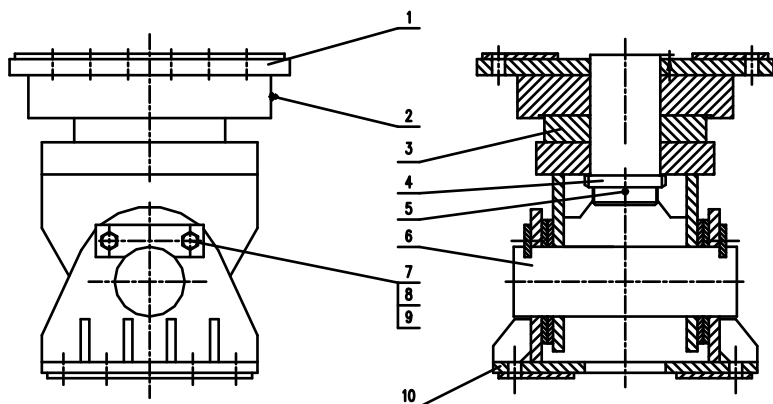


图 2.4 十字轴连接形式

1—连接法兰座 2—油杯 3—上支座 4—螺母 5—销 6—支承轴
7—螺栓 8—垫圈 9—挡板 10—下支座

其工作原理：销 5 上部与连接法兰座焊接，下部通过螺母 4 与下支座连接。下支座上表面均布有凹坑，可供存储润滑油。对下支座上表面与连接法兰座下表面进行加工，使其表面粗糙度至 3.2。当发生啃轨时，整机作偏斜运行，十字连接轴在偏斜力作用下在铅垂方向作轻微转动，减轻车轮对轨道的破坏。

2.2.3 柔性支腿与主梁的连接

起重机金属结构中设置柔性支腿的主要目的是减小起重机偏斜运行产生的啃轨和主梁扭转时结构的内部应力。由于轨道铺设误差、车轮制造误差、车轮安装的影响，啃轨现象几乎无法避免。目前采用多种方法减轻起重机运行中的啃轨，但效果仍达不到理想状态。实际应用中柔性腿与主梁连接主要有两种形式：螺栓连接和销轴连接。

螺栓连接指通过法兰与主梁进行连接，柔性支腿与主梁在各个方向上均被约束，因而可以减小主梁下挠，适用于较大跨度起重机。

柔性支腿与主梁之间采用销轴连接时，如图 2.5 所示，柔性支腿与主梁在销轴方向上能自由转动，整个门架可以简化为简支梁结构。柔性支腿在工作过程中始终承受轴向压力，计算中只考虑柔性支腿在各个平面内的压杆稳定。与螺栓连接方式相比，销轴连接更能体现出柔性支腿减小结构内部应力的作用。



图

2.5 柔性支腿与主梁之间采用销轴连接方式

二、新型门式起重机结构设计

通过综合分析几种门式起重机结构的特点，考虑到电力建设施工的实际需要，本成果设计了一种新型的门式起重机结构，如图 2.6 所示。

该门式起重机结构有如下特点：

(1) 主梁、刚性支腿（如图 2.7）和柔性支腿（如图 2.8）等主要金属结构采用无缝钢管焊接而成，具有风阻小、易维护、结构表面不易积水和不易腐蚀、整体重量较轻、稳定性高等特点；

(2) 主梁采用倒三角管弦结构，由刚性支腿段（如图 2.9）、两节 10m 段（如图 2.10）、柔性支腿段（如图 2.11）、悬臂段（如图 2.12）组成，各标准节之间采用销轴连接。用销轴连接替代高强度螺栓连接既能节约维护费用，又能使

安装拆卸方便快捷，有较好的应用前景；

(3) 横梁与台车之间采用十字轴连接形式，如图 2.4 所示，能有效减小啃轨对金属结构、车轮和轨道造成的破坏。

(4) 柔性支腿与主梁之间采用销轴连接，如图 2.5 所示，可以避免主梁温度变化引起的变形影响，减轻大车运行过程中的啃轨。

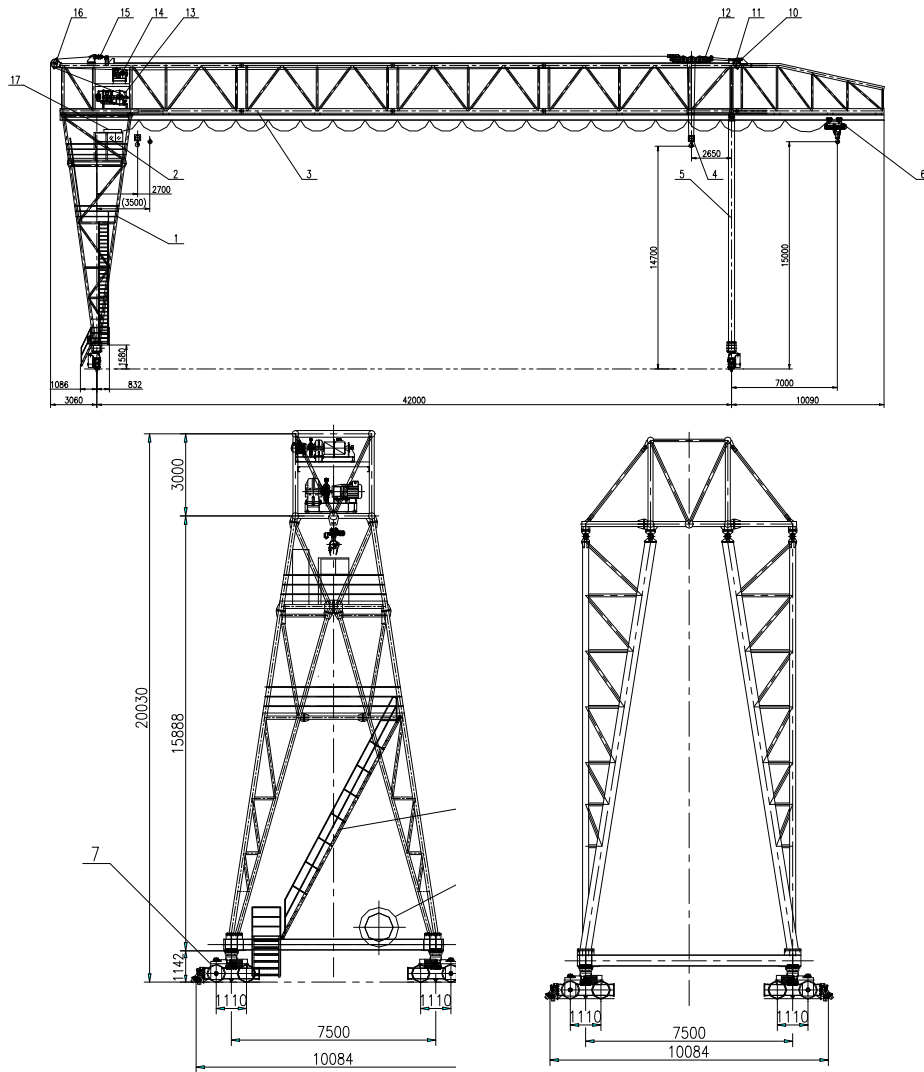


图 2.6 电力建设新型门式起重机总图

1— 刚性支腿 2—司机室 3—主梁 4—吊钩横担 5—柔性支腿 6—电动葫芦及电缆安装 7—台车 8—电缆卷筒总装 9—梯子平台 10—右导向滑轮 11—钢丝绳固定架 12—起重小车 13—起升机构 14—牵引机构 15—上导向滑轮 16—左导向滑轮 17—电气系统

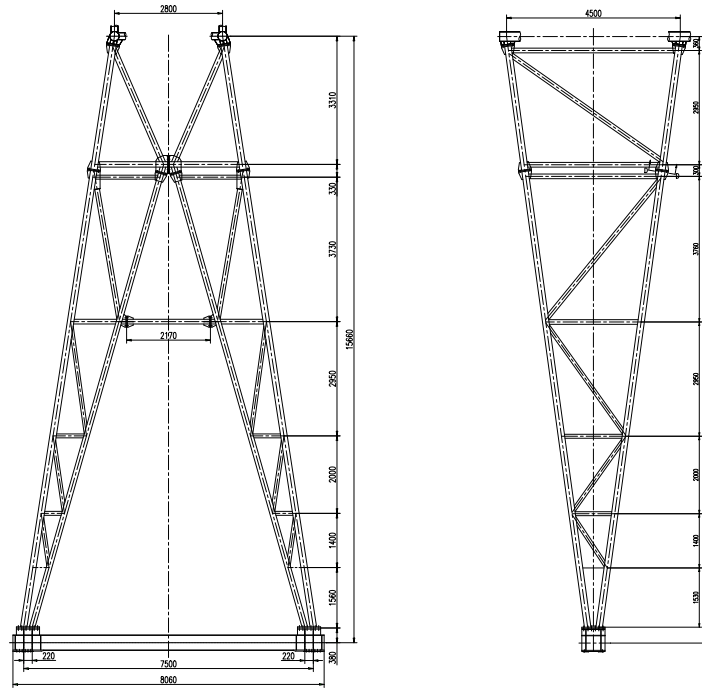


图 2.7 刚性支腿示意图

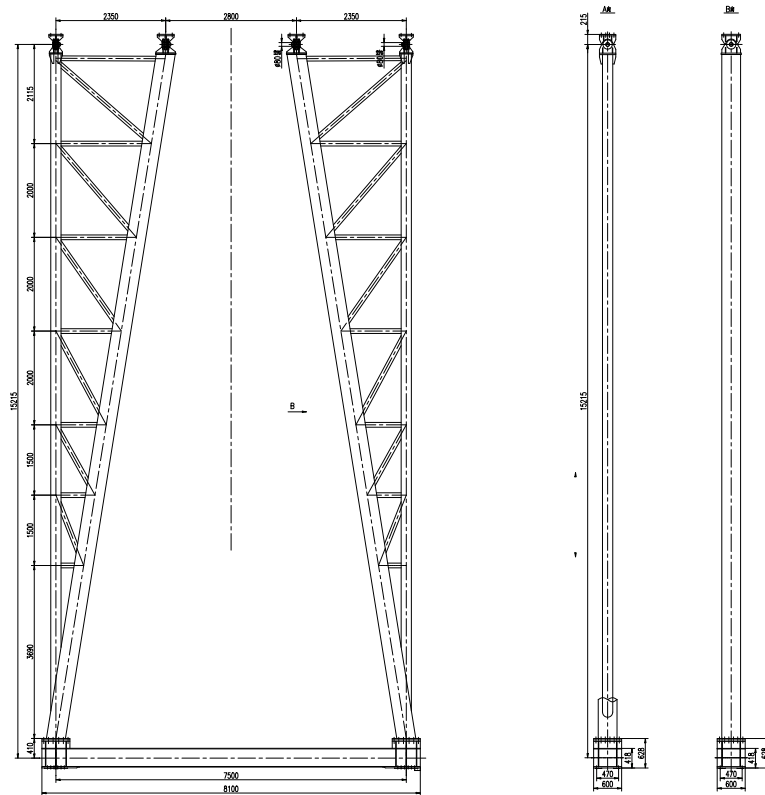


图 2.8 柔性支腿

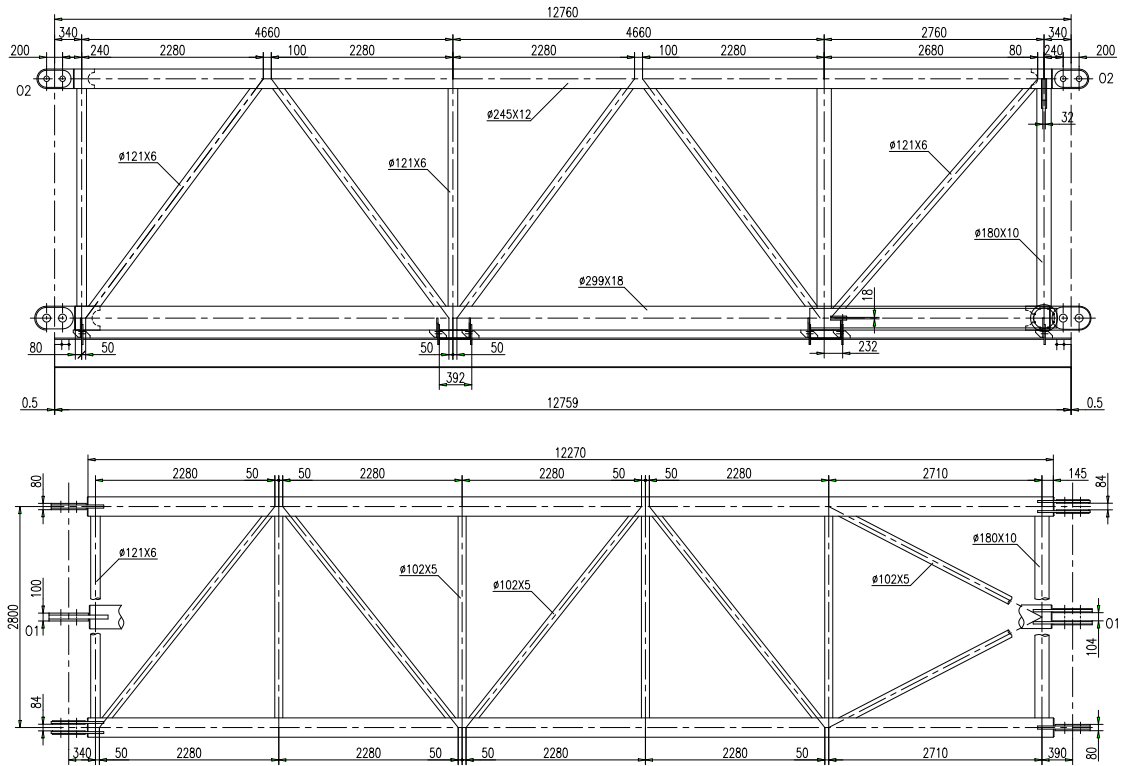


图 2.11 主梁柔性支腿段

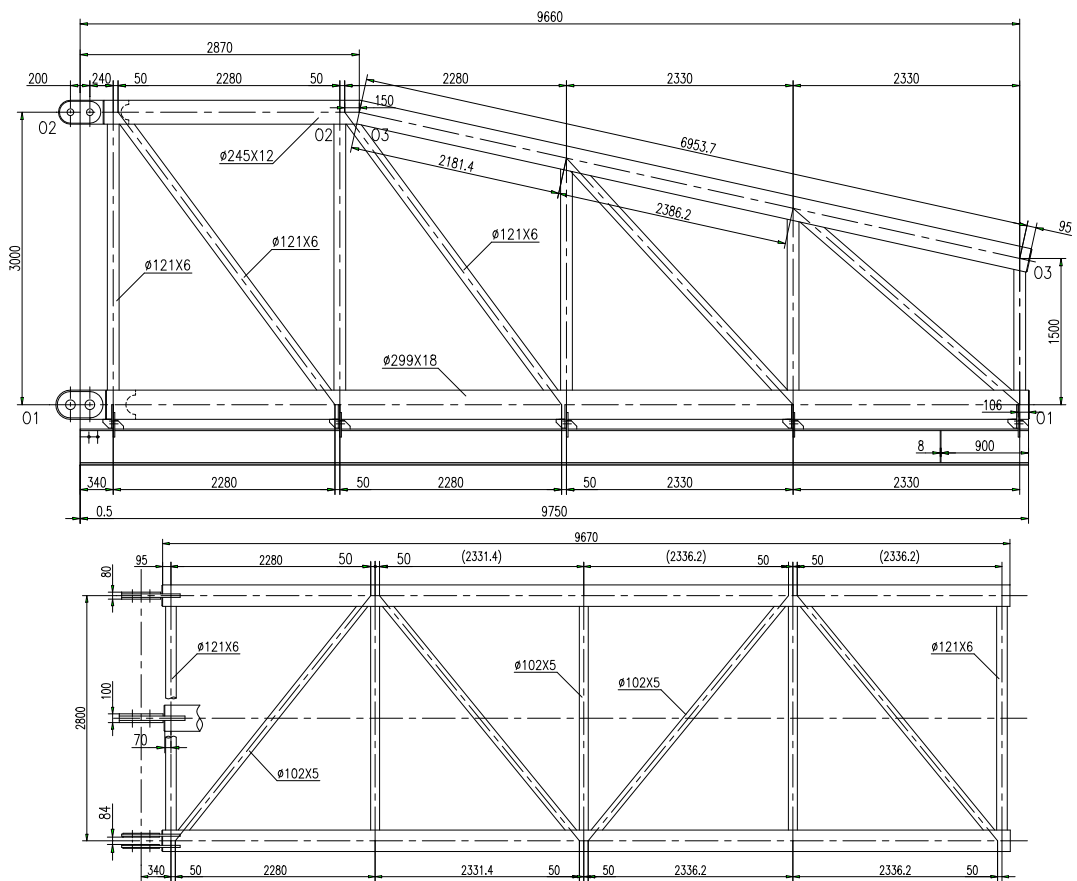


图 2.12 主梁的悬臂段

主梁标准节之间采用销轴连接如图 2.13 所示:

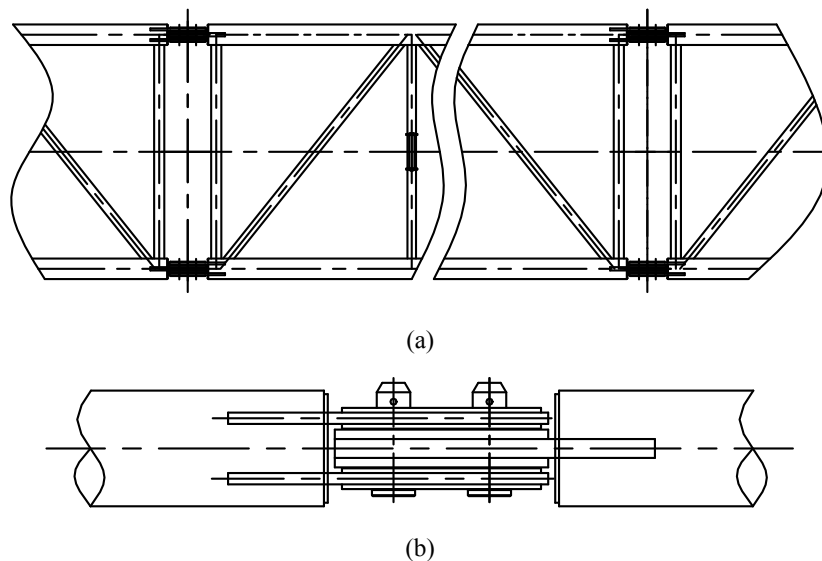


图 2.13 主梁各节之间的销轴连接

图 2.13(a)中所示为主梁上标准节之间的连接, 图 2.13(b)为销轴连接。连接处采用两个销轴, 使连接局部能承受一定的弯矩, 并使主梁整体能够承受一定的扭转力矩。

三、 总体设计技术参数

根据电力建设实际工作需要, 电力建设新型门式起重机主要技术参数详见表 2.1。

表 2.1 电力建设新型门式起重机主要技术参数

项目	机构	主起升机构	电动葫芦
额定起重量 t		40	10
起升速度 m/min		6.52~6.82	7
起升高度 m		14.7	15
卷筒直径 mm		φ 700	—
工作级别		M4	M3
钢丝绳		20NAT6×19W+IWR1870ZS	6×37+NF770
电动机	型号	YZR280M-10 (IP54)	ZD ₁ 51-6
	功率 kW	45	13
	转速 r/min	560	930
减速机	型号	ZQ85-50-IV-Z	—
	速比	48.57	
制动器	型号	YW400-E1250	—
	制动力矩 N.m	1400	
行走速度 m/min		—	20

表 2.1 电力建设新型门式起重机主要技术参数 (续)

项目	机构	大车行走机构	牵引机构
行走速度 m/min		0~22	25.5
车轮直径 mm		630	400
车轮数量		8	4

轨距 m		42	2.8
基距 m		7.5	1.8
钢丝绳		——	16
电动机	型号	YZPEJ132M2-6	YZR180L-8 (IP54)
	功率 kW	4×5.5	13
	转速 r/min	960	700
减速机	型号	QSC16-90	ZQ50-40-II-Z
	速比	90	40.17
制动器	型号	与电动机一体	YW250-E300
	制动力矩 N.m		280
最大轮压 kN		250	135
轨道型号		P43	方钢 60
工作级别		M4	M3
风压 N/m ²		250/800 (工作/非工作)	
整机工作级别		A4	

四、尺寸设计

1、基距

基距（轴距）B 为沿起重机（或小车）纵向运动方向的起重机（或小车）支撑中心线之间的距离，如图 2.14 所示。

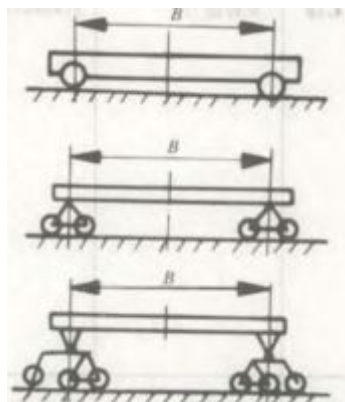


图 2.14 基距示意图

基距确定的基本原则：（1）门式起重机沿轨道方向具有较好稳定性；（2）使用副起升机构吊装时物品外形尺寸能顺利通过柔性支腿两部分组成空间；（3）基距与跨度有关，一般基距取^[15]：

$$B_0 = \frac{1}{4} \sim \frac{1}{6} S \quad 7000 \sim 10500 \text{mm} \quad (2.1)$$

式中：S——门式起重机跨度，为 42000mm

考虑工作地点风力要求，取 $B_0 = 7500 \text{mm}$ ，横梁全长 8060mm。

2、桁架尺寸

由于本门式起重机起重量中等、跨距较大、经常在沿海使用、需频繁的安装拆卸，故采用桁架结构，正好可以发

桁架结构重量轻、迎风面积小、承载能力大等优点。在保证强度、刚度、稳定性的条件和使用前提下,可使结构重量较实腹式结构更轻,充分合理的利用钢材。主桁架作为主要承载结构,选用倒三角形腹杆结构,起重小车在两上主弦的轨道上运行。上主弦承受两个方向的风荷载和水平惯性荷载。对于跨度大于 35m 的门式起重机需考虑温度变形影响,通常采用一刚一柔支腿结构型式^[15]。本门式起重机跨度为 42m,故支腿采用一刚一柔结构型式。

桁架高度指上弦杆与下弦杆轴线之间的距离。桁架高度与强度、刚度和自重有关,由于强度条件易满足,因此通常桁架高度由刚度条件决定。

对于大跨度一般取:

$$h = \frac{1}{8} \sim \frac{1}{14} S \quad 3000 \sim 5250 \text{mm} \quad (2.2)$$

式中: S ——门式起重机的跨度

考虑桁架运输方便,桁架高度不得超过公路、铁路运输净空限界 ($h \leq 3.4\text{m}$),实际取 $h = 3000\text{mm}$;

桁架主梁的宽度是由主梁走台的通行宽度和保证起重机大车运行方向的刚度决定,通常取^[18]:

$$H = \frac{1}{15} \sim \frac{1}{20} S \quad 2100 \sim 2800 \text{mm} \quad (2.3)$$

且 $H \geq 0.7\text{m}$

式中: S ——门式起重机的跨度。

实际取 $H = 2800\text{mm}$ 。

合理的外伸悬臂长度约为跨度的 20%~35%,根据需要实际取悬臂长度

$L = 10090\text{mm}$ 。

第三部分 具体做法 (过程)

1 制造工艺概述

1.1 工艺特点说明:

由于门式起重机的设计采用了无缝钢管组成桁架结构:主梁上弦杆为 $\Phi 245 \times 12$ 无缝钢管,下弦杆为 $\Phi 299 \times 18$ 无缝钢管,各水平、垂直及腹杆也为规格不一的钢管。钢管下料方法有两种,一是使用相贯线切割机,二是制造人员根据模拟曲线样板,现场手工放样切割;由于相贯线切割机购买费用高选择手工切割。桥架的倒三角型式,减轻了整机重量,外观更加简美,也增强了抗风能力和防腐蚀能力,适合沿海地区使用。管弦结构,接点多、焊缝集中、焊接变形较大、拱度相对较难控制。但却同时给制造工装的设计带来诸多困难,必须专门设计,予以解决。

1.2 门式起重机制造场地的要求

鉴于门式起重机结构庞大,由于无室内工场可容纳,因此露天制作成为唯一的选择。现场要求为一配有 10t 门式起重机的轨道长度约 80m,宽 15~20m 平坦场地,同时必须满足水、电、气等力能供应,在场地旁边配设焊机防雨棚,工具材料间和现场工作室,现场布置如图 3.1 所示。

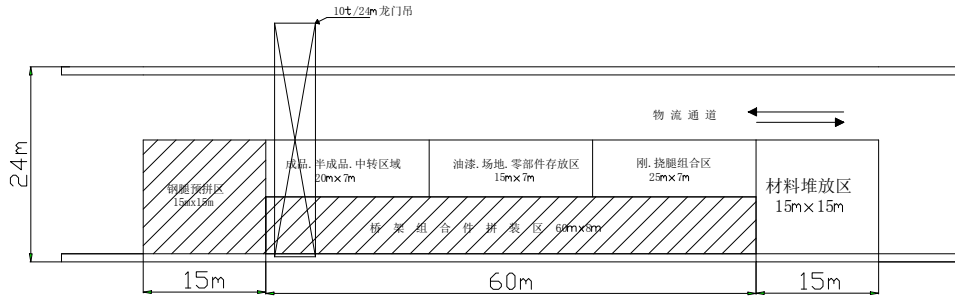


图 3.1 MDG40/10-42 门式起重机制造现场布置示意图

1.3 主梁的工装设计

主梁的截面为一底边约 3m，高约 2.8m 的等腰三角形倒置，为避免增加翻身工序，制作时直接按其实际工作状态的倒三角放置，同时为考虑下弦杆下方电动葫芦轨道梁的安装，需要留出适当空间高度，以方便主梁的各标准节拼、焊接。根据主梁的实际分段，布置工装的支承点，现场一共设置了 20 个，分左右对称布置。由于拼装的顺序是先上弦杆成型，再与下弦杆连接成整体，所以，工装的设计分为上、中、下三个支承面，上弦杆先在中部支撑面成型后，整体吊升至上支承面搁置，等待与下弦杆的拼接，这样既便于施工，又相对安全、方便，下支承面是用来搁置电动葫芦轨道梁的。参见工装布置示意图 3.2 和 3.3。

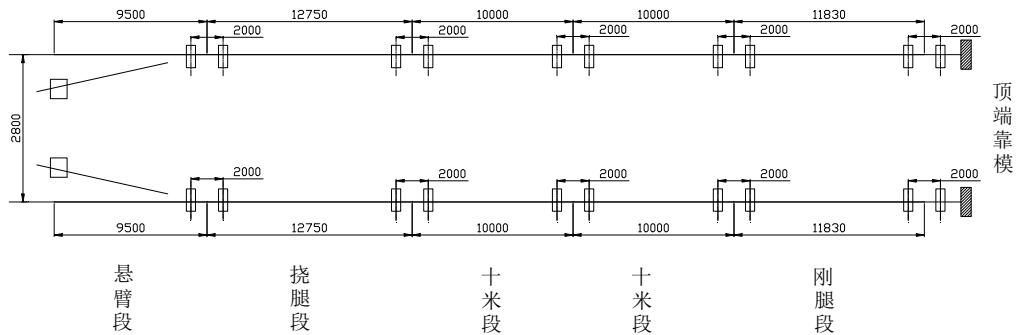


图 3.2 门式起重机制造工装布置平面示意图

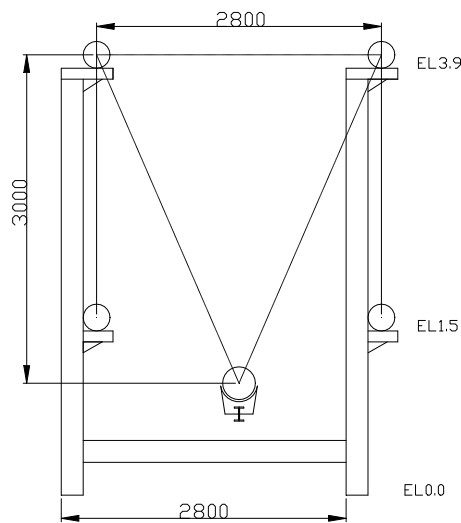


图 3.3 桥架组合工装纵向面示意图

2 主梁的分节和焊接

主梁全长 54.34m，分为五个标准节：刚性支腿段一节、10m 段两节，挠性支腿段一节，悬臂段一节。各标准节采用销轴连接。

门式起重机采用销轴连接，公母式接头，在制造中要保证合理间隙，配孔，装上假轴，要求过盈配合，若间隙过大，焊接后间隙被吃掉，会影响桥架质量。

主梁整体放样，按底样制作主梁各节，按预拱图组立各节，主梁每节两侧对应位置找平，纵向中心线满足标准要求，接头按图定位，加固焊接；解体后，把所有接头焊接完成。主梁各节采用倒三角搭组，与实际工况相符，这时换用销轴，整体组装完成后测量其拱度值。预拱值为 120 mm，大梁组装完成后考虑焊接的收缩，在安装小车轨道方钢时，焊接采用交叉对称施焊，小车轨道与主弦杆为满焊，并在小车轨道焊接完成后，按实际工况复测其拱度。

主梁焊接完成解体前需要在各节对应位置，纵向、水平和中心线做好永久标记，同时对两个 10m 节也要做区分标记。

3 制造工艺说明

按图纸及技术要求对上、下弦杆、水平腹杆和垂直腹杆进行下料切割，切割时必须留有相应的加工修正余量，建议两头各预留 10mm，并作相应的中心线，依据主梁预拱值，对需要弯曲矫形的弦杆先做相应处理，腹杆的相贯弧切割必须尽可能准确、平滑美观。主梁各节按图纸及技术要求放样，先制作上平面桁架，修正后，以该桁架为基准，按正三角组对下弦杆，各段焊接完成，修正。切割、制作各辅助件；设置合理余量，不规则板采用数控切割机切割。

4 主梁预拱设计和控制

通常对主梁制作时进行预拱度的设计，本成果中的门式起重机的设计目标是空载时，主梁能保有 40~60mm 的预拱值。主梁拱度理论上为一条抛物线，制作过程中为简化工艺，同时又能满足检验要求，我们采用分节折线起拱，考虑自重、销轴间隙、焊接收缩等各种因素，决定对 42m 跨度的主梁设预拱高值为 120mm 左右，悬臂段上翘 35mm 左右。根据主梁分节情况，利用各节的节点调整拱度，具体方法是，在工装设置时，按各节预拱值，用水平仪，打出准确的标高值，以此作为主梁的起拱基准，上弦杆就按这一拱度分段拼接成型，下弦杆可参照上弦杆的拱度以此类推。图 3.4 即为门式起重机制作时的预拱值布设示意图。

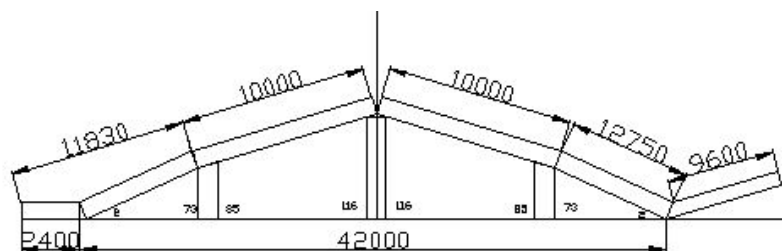


图 3.4 桥架起拱值控制示意图

5 制造工艺及主梁预拱控制小结

虽然曾制造过多台各种规格的门式起重机，但对于这种管弦结构善属首次，在制造过程中也碰到了不少意想不到的问题和困难，并逐一克服和解决。整个制造焊接的实践证明，制作工艺是合理和科学的，主梁的总体质量优良，根据实际测得的数据：42 m 跨度主梁其对角线误差仅为 $\pm 3 \sim 5$ mm，预拱度实测值为 80mm 左右，在通过各项动载、静载试验，整机运行后拱度完全满足 40~60mm 设计要求。另外，工装的设计也是比较成功的，既满足了制造的各项要求，又能重复使用，稍作检测和整修就可进行下一台产品的制作，无疑大大节省了人力和物力，符合当今节能减排的现代环保理念。

第四部分 实施效果

一、载荷试验

按照国家标准《GB/T14406-2011 通用门式起重机》，门式起重机应进行目测检查、空载试验、静载试验、额定荷载试验、动载试验。

其中静载试验后，须测量主梁实有上拱度和悬臂的上翘度，测量结果符合规定（静载试验后的主梁：当空载小车在极限位置时，上拱最高点应在跨度中部 $S/10$ 范围内，其值不应小于标准规定的 $0.7S/1000$ ；悬臂端的上翘度不应小于标准规定的 $0.7L/350$ ），详见表 4.1，用于浙江的 10 台门式起重机静载试验后主梁拱度和悬臂上翘度满足国家标准的要求。

其中额定荷载试验时，检测静态刚性（先将空载小车停放在支腿支点，在主梁跨中和在悬臂位置找好基准点，然后将小车起升机构依次放在主梁和悬臂最不利位置，分别按额定起重量加载，荷载离地面 100mm~200mm，保持 10min。测量基准点的下挠数值后卸载，将主梁基准点下挠数值除以起重机的跨度，即为起重机跨中的静态刚性；将悬臂基点下挠数值除以有效悬臂长度，即为悬臂的静态刚性。静态刚性检测数据见表 4.1，10 台门式起重机静态刚性都符合标准标准的要求。

表 4.1 浙江 10 台 MDG_{HYSS}40/10-42A4 门式起重机试验前后测量数据汇总表(单位：mm)

出厂 编号	制造 出厂 时间	安装 测量 时机	使用 地点	试验前		静载试验后		额定荷载试验时			
				主梁 拱度	悬臂 上翘 度	主梁 拱度	悬臂 上翘 度	主梁		悬臂	
								下挠 值	静态 刚性	下挠 值	静态 刚性
00001	2012. 7. 11	首次	六横	63	33	63	32	45	≤ 56	19	≤ 28.6
00002	2012. 11. 27	首次	长兴	75	32	74	31	43		18	
00003	2012. 12. 3	首次	六横	77	29	77	29	50		25	
00004	2013. 1. 15	首次	六横	64	22	64	21	47		18	
00005	2013. 2. 25	首次	朗熹	73.5		71.5		69.5			
130001	2013. 4. 2	首次	镇海	59.5		59		42			
130002	2013. 5. 21	首次	六横	69		69		60			
130003	2013. 7. 4	首次	北仑	68		67		39			
130004	2013. 10. 14	首次	台州	58	10	58	10	46			
140001	2014. 2. 24	首次	钢构	58.8	26	48	20				

备注：静态刚性：额度起重量和小车自重在主梁跨中所产生的垂直静挠度 f 与起重机跨度 S 的比。静态刚性与定位精度有关，没有特殊要求可按照低定位精度要求的起重机考虑：

对低定位精度要求的起重机： $f \leq S/500$ ；

使用简单控制系统能达到中等定位精度特性的起重机： $f \leq S/750$ ；

需要高定位精度特性的起重机： $f \leq S/1000$ ；

有悬臂的起重机： $f_1 \leq L_1/350$ 。

二、 应力测试

应力测试流程一般分为试验准备、实施测试和结果分析等阶段。

应力测试试验准备阶段最重要的就是测试点的选择。测试点的选择可从以下方面考虑：(1) 可根据有限元分析结果选择应力值较大点；(2) 选择结构中应力复杂的点或者产品研发设计人员关心的点。选择好测试点后，需要对测试点进行编号、选择测试仪器（本成果中型号为日本生产，型号：Dra730as）、购买应变片等。

应力测试实施测试主要包括应变片粘贴和应力现场检测。应变片粘贴前对粘贴处打磨，露出金属本色；粘贴时应注意定位测试点沿构件主应力方向粘贴；不同的粘贴位置和粘贴方向将对应力测试结果产生很大的影响。应变片粘贴完成（24 个测试点）后，进行连线、调试。然后是负荷试验和应力测试。

应力测试图片如



图 4.1 所示：

图 4.1 应力测试过程图片

应力测试布点位置见表 4.2 和图 4.2。

表 4.2 应力测试布点位置表

线号	位置	对应图片
1	主梁刚性支腿侧 10m 段 上部右侧主弦杆	
2	主梁中部下部主弦杆（垂直主弦杆方向，剪力）	2、20、24 在同一点
3	主梁柔性支腿段 上部右侧主弦杆	
4	刚性腿侧主梁销轴连接板（母，左内侧）	
5	主梁柔性支腿段 下部主弦杆	
6	主梁刚性支腿侧 10m 段 上部左侧主弦杆	
7	主梁刚性支腿段下部斜腹杆	
8	主梁中部上部左侧主弦杆	
9	主梁刚性支腿侧 10m 段 下部主弦杆	
10	主梁刚性支腿段上部右侧主弦杆（平行于主弦杆）	于 12 在同一点
11	刚性支腿 上部 左侧管子	
12	主梁刚性支腿段上部右侧主弦杆（垂直于主弦杆剪力）	于 10 在同一点
13	刚性支腿 下部主杆	

14	主梁刚性支腿段下部主弦杆	
15	主梁柔性支腿段上部右侧主弦杆	
16	刚性支腿 上部 右侧管子	
17	主梁柔性支腿侧 斜腹杆	
18	主梁刚性支腿段上部左侧主弦杆	
19	主梁中部上部右侧主弦杆	
20	主梁中部下部主弦杆（45度方向，扭距）	2、20、24 在同一点
21	主梁刚性支腿段 斜腹杆	
22	主梁柔性支腿段 上部左侧主弦杆	
23	主梁柔性支腿段 下部主弦杆	
24	主梁中部下部主弦杆（平行于主弦杆）	2、20、24 在同一点

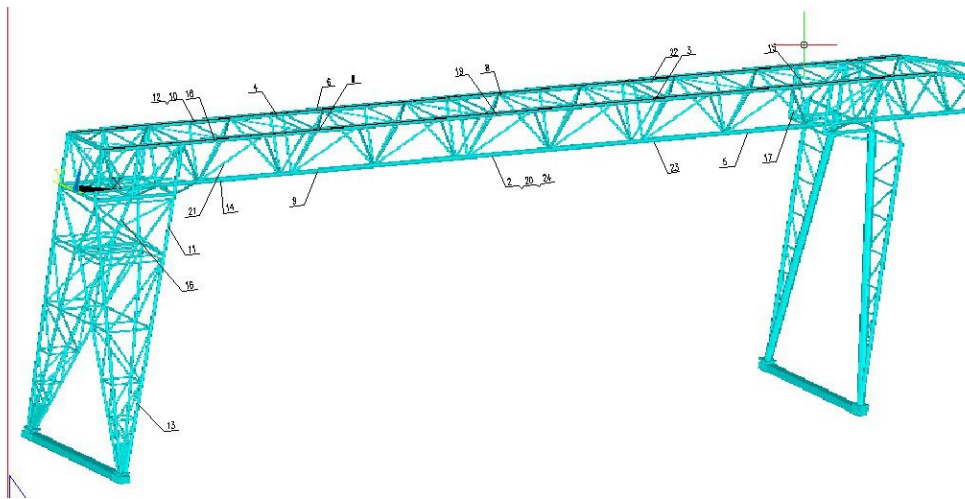


图 4.2 应力测试实际测量应力点示意图

应力测试数据测量过程见表 4.3。

表 4.3 应力测试数据测量过程

开始时间	结束时间	负荷试验内容	备注
15:49	15:52	100%额定起重量（40t），负荷位于主梁跨中	下挠值：F=45mm
15:43	15:55	100%额定起重量（40t），负荷位于主梁刚性腿侧	
16:06	16:07	100%额定起重量（40t），负荷位于主梁 4 部位	
16:09	16:11	100%额定起重量（40t），负荷位于主梁柔性推腿侧	

16:52:34Z	16:53	125%额定起重量 (50t), 负荷位于主梁跨中	
17:05:31Z	17:07:57Z	125%额定起重量 (50t), 负荷位于主梁跨中	下挠值 55mm, 卸
17:21	17:25	110%额定起重量 (44t), 负荷位于主梁跨中	
17:26	17:29	110%额定起重量 (44t), 负荷位于主梁刚性腿侧	后两分钟小车向
17:31	17:34	110%额定起重量 (44t), 负荷位于主梁柔性腿侧	后两分钟小车向

应力测试结果显示, 125%静载试验在跨中时, 下主弦的最大应力为 76.426MPa。

第五部分 持续改进措施

一、监测拱度的变化

由于主梁各段之间采用创新的销轴连接, 多次使用以后对拱度的影响没有相应的经验可供借鉴。对于浙江投入使用的门式起重机, 第二次进行安装时, 对拱度和静态刚性进行观察, 可监测销轴连接对拱度的影响。通过对 8 台门式起重机第二次安装数据进行观察, 各项数据满足要求, 从第二次安装情况看, 销轴连接对拱度影响不大。8 台门式起重机第二次安装拱度和静态刚性测量数据详见

表 5.1 浙江 10 台 MDG_{HYSS}40/10-42A4 门式起重机试验前后测量数据汇总表(单位: mm)

出厂编号	制造出厂时间	安装测量时机	使用地点	试验前		静载试验后		额定荷载试验时			
				主梁拱度	悬臂上翘度	主梁拱度	悬臂上翘度	主梁		悬臂	
								下挠值	静态刚性	下挠值	静态刚性
0001	2012.7.11	首次	六横	63	33	63	32	45		19	
		第 2 次	温四	55							
00002	2012.11.27	首次	长兴	75	32	74	31	43		18	
		第 2 次	台二	57	22	57	22				
00003	2012.12.3	首次	六横	77	29	77	29	50	≤ 56	25	≤ 28.6
		第 2 次	温四	60							
00004	2013.1.15	首次	六横	64	22	64	21	47		18	
		第 2 次	温四	58							

全国设备管理创新成果 2010~2014

00005	2013. 2. 25	首次	朗熹	73. 5		71. 5		69. 5	20
		第 2 次	台二	53	25	51	23	47	
130001	2013. 4. 2	首次	镇海	59. 5		59	50		
		第 2 次	滨海	59. 5		58. 5		50	
130002	2013. 5. 21	首次	六横	69		69		60	
		第 2 次	龙游	67		67		37	
130003	2013. 7. 4	首次	北仑	68		67		39	
		第 2 次	台二	53	23	53	21	42	18

二、局部结构设计变更

设计时，门式起重机横梁与台车的连接形式为十字轴连接形式，如图 2.14 所示。前三台生产投入使用后，对其进行优化，优化后如图 5.1、图 5.2 所示。

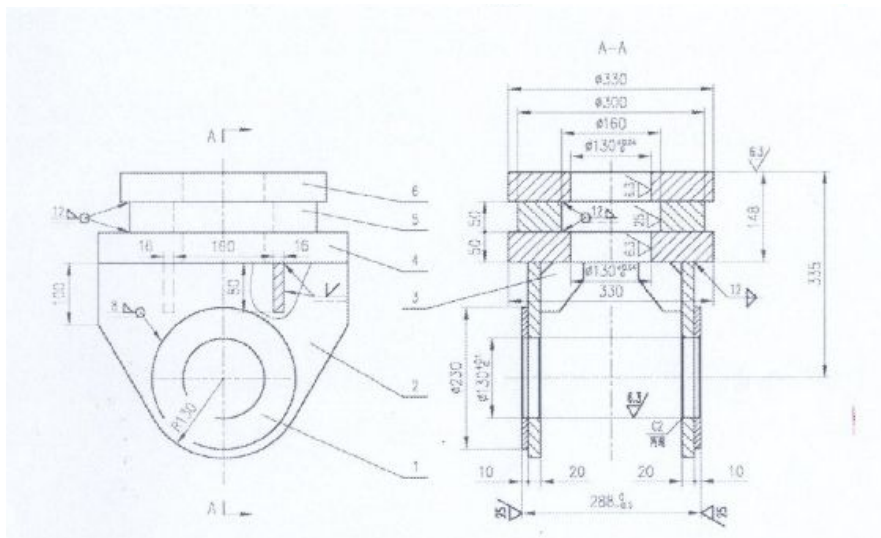
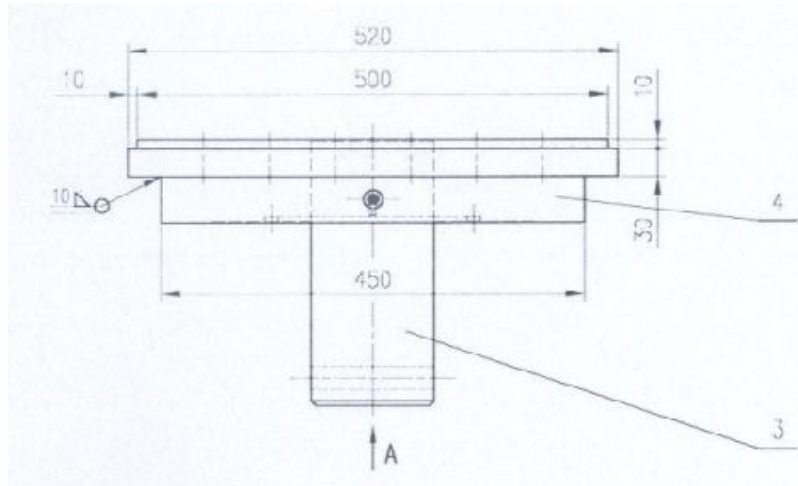


图 5.2 上支座示意图