

# SGA92150 型半挂车车架的结构设计与强度和刚度分析

张国芬<sup>1)</sup> 张文明<sup>1)</sup> 孙玉亮<sup>1)</sup> 董翠燕<sup>2)</sup>

1) 北京科技大学土木与环境工程学院, 北京 100083 2) 北京首钢重型汽车制造厂, 北京 100043

**摘要** 对 SGA92150 型半挂车车架的总体布置、纵梁、横梁、纵梁与横梁的连接等进行了设计. 利用有限元软件 Ansys Workbench 对车架进行应力和变形计算, 利用 Matlab 软件采用传统方法对纵梁进行受力分析和应力计算. 结果表明车架强度和刚度均满足要求.

**关键词** 半挂车; 车架; 结构设计; 强度分析; 刚度分析; 有限元法; 实体单元

**分类号** TD402; U 469.5<sup>+</sup>3; U 463.32

SGA92150 型半挂车是笔者设计、北京首钢重型汽车制造厂 2005 年生产的重型运输车辆, 它是迄今为止国内载重量最大的半挂车, 具有以下四大特点: (1) 属非公路平板运输车, 适用于露天矿山运输大型设备, 工作条件恶劣; (2) 载重量大, 额定载重质量 150 t; (3) 半挂车车架纵梁长(23 m), 支点跨距大(18.8 m), 货箱面积大(17 m×6 m); (4) 半挂车车架采用变截面梁, 质量轻(总质量 31 t). 因而, 半挂车车架的设计与普通车辆不同, 需要考虑每部分应力和变形, 而且尽可能减轻自身重量.

由于车架结构复杂, 用经典力学方法分析其强度和刚度不可能得到精确的结果. 有限元法以离散、逼近的灵活算法广泛地运用于结构强度和刚度分析, 已成为一种常用的效果最好的结构强度和刚度分析方法<sup>[1]</sup>. 本文先利用有限元法计算车架的应力和变形, 然后用传统方法进行受力分析和应力计算, 并与实际使用情况对比分析车架的强度和刚度.

## 1 结构设计

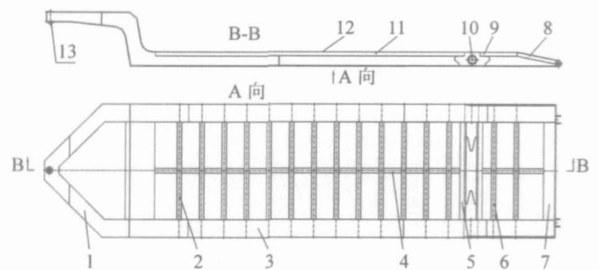
半挂车车架按纵梁形式, 可分为平板式、鹅颈式(阶梯式)和凹梁式(桥式)<sup>[2]</sup>. 平板式承载面大、强度高, 但车架重心高, 对道路要求高; 凹梁式车架重心低, 但需要一套起吊设备把物件放到半挂车上, 所以成本较高; 鹅颈式具有两者的优点, 可以兼顾重心和道路两方面的要求.

因为车架在矿山上运行, 道路标准低, 所以采用

鹅颈式. 为了具有足够的强度和刚度, 所设计车架材料选用 16Mn 钢板, 采用焊接式结构.

### 1.1 总体布置

SGA92150 型半挂车车架总体布置如图 1 所示, 这里总体布置的几个总成是按照焊接次序分层的, 牵引销座属于前部鹅颈总成, 轮轴座属于后部轮轴座总成, 牵引车通过牵引销与车架的牵引销座相连, 车轮通过轮轴与车架轮轴座相连, 在后面车架的强度和刚度计算中这两个位置是约束点. 本车架纵梁共有 2 根、横梁共有 19 根.



1—前部鹅颈总成; 2—前部横梁总成; 3—纵梁总成; 4—加强板; 5—后部轮轴座总成; 6—后部横梁总成; 7—尾座总成; 8—尾部支撑板; 9—后部支撑板; 10—轮轴座; 11—前部支撑板; 12—上盖板; 13—牵引销座

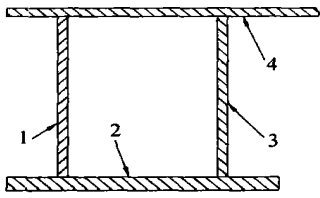
图 1 SGA92150 型半挂车车架总体布置图

Fig. 1 Layout sketch of SGA92150 semi-trailer's frame

### 1.2 纵梁

纵梁是车架的主要承载部件, 在半挂车行驶中受弯曲应力. 为了满足半挂车非公路运输、道路条件差等使用性能的要求, 纵梁采用具有很好抗弯性能的箱形结构, 纵梁断面如图 2 所示. 上盖板是一块覆盖整个车架的大板, 图中只截取一部分. 为了

保证牵引装置足够的活动空间, 此车架纵梁的前段较高, 且鹅颈处设计成变截面; 而后段的货箱较低, 便于装卸货物, 增加半挂车的稳定性. 为了减轻车架的重量, 纵梁后段下翼板也采用变截面.



1—外腹板; 2—下翼板; 3—内腹板; 4—上盖板

图 2 纵梁截面示意图

Fig. 2 Schematic sketch of the longitudinal girder's cross-section

纵梁鹅颈形状有平鹅颈和弧形(上翘)鹅颈两种. 平鹅颈结构适合普通公路的半挂车; 而对于非公路用的半挂车, 因道路条件差, 半挂车相对牵引车有较大的纵向俯仰, 采用弧形鹅颈较好<sup>[3]</sup>. 根据半挂车的整体布局、强度和刚度计算和校核, 车架采用弧形鹅颈结构, 在鹅颈下方设置了牵引板和专用的牵引销. 鹅颈形状如图 3 所示, 上翘角  $\gamma=6^\circ$  和过渡圆弧  $R=500\text{ mm}$  比一般非公路用半挂车的  $\gamma=4^\circ$  和  $R=250\text{ mm}$  要大, 从而可以保证车架有较大的俯仰和减小应力集中. 美国 MEGA 公司生产的 ET200(载重量 200 t) 和 ET250(载重量 250 t) 都是采用平鹅颈, 纵梁采用等截面, 质量大; 美国 TOWHAL 公司生产的 RGT-550(载重量 550 t) 半挂车是目前世界上载重量最大的半挂车, 采用凹梁式, 鹅颈上翘弧度大, 纵梁采用变截面, 质量小; 国内 120 t 凹式伸缩挂车采用凹梁式, 在鹅颈与货台之间安装一对升降液压缸, 实现货台的升高和降低, 结构复杂<sup>[4]</sup>. 总之, 本车架采用变截面的鹅颈式纵梁, 与国内外同类车型相比, 具有重量轻、结构简单等优点.

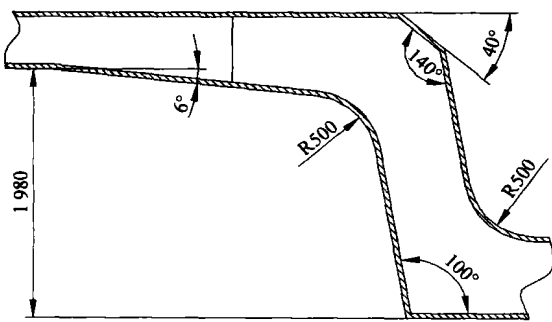


图 3 纵梁鹅颈示意图

Fig. 3 Schematic sketch of the longitudinal girder's gooseneck

近增加了加强板; 为减小局部应力集中, 在一些拐角处采用圆弧过渡. 在轮轴座附近也增加了加强板(图 1 中轮轴座附近). 由于半挂车较宽, 为防止中间局部变形过大, 车架的中间增加了倒 T 形的纵梁加强板(图 1 中的加强板 4). 同时还在每侧纵梁的外侧与横梁位置对应的位置设置 16 对带通孔的立板以便于穿绳固定货箱上的物品(图 4(a), (b)), 在两对立板之间以及车尾的纵梁外腹板与上盖板之间增加了图 4(c) 和(d) 所示的两类加强板. 所有加强板都采用点焊, 以减小对纵梁和横梁的影响.

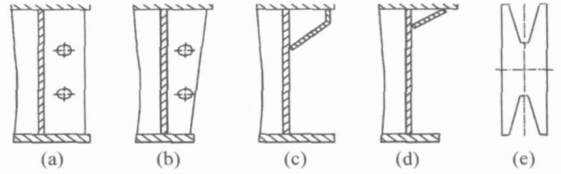


图 4 部分加强板示意图

Fig. 4 Schematic sketch of some reinforced plates

在纵梁尾部采用图 5 所示的 1:5 斜面, 并在横梁焊接两对带有  $\phi 100\text{ mm}$  通孔的连接板, 这样就可以在斜面搭接与之配合的专用搭接板, 在圆柱销定位车架和搭接板后, 车辆等可以运动的物件就可以通过尾部直接运动到货箱上, 而不必另外使用起吊设备.

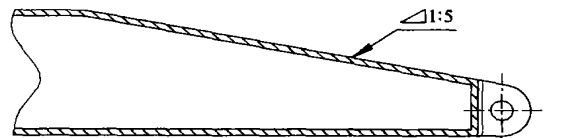


图 5 纵梁尾部示意图

Fig. 5 Schematic sketch of the longitudinal girder's end part

### 1.3 横梁

横梁是车架中用来连接左右纵梁, 构成车架的主要构件. 横梁本身的抗扭性能及其分布直接影响着纵梁的内应力大小及其分布.

由于 SGA92150 型半挂车在采场运输道路上运行, 路面为砾石路面, 所以必须考虑车架的抗扭能力. 在车架扭转结构中, 横梁是最主要的元件, 采用轻而密的横梁, 不但可以增加车架的扭转刚度, 而且还可以降低与横梁连接处的纵梁扭转应力<sup>[5]</sup>.

本车架的 19 根横梁, 主要分为两种结构形状, 如图 6 所示. 在鹅颈处采用箱形结构(图 6(a)), 与鹅颈处纵梁对齐焊接; 而其他的横梁采用倒 T 形的结构(图 6(b)). 在轮轴座周围的横梁虽然形状与其他部分一样都是倒 T 形, 由于此处作用力大, 所以立板高度增大到与纵梁腹板一样. 而且在轮轴座附

为了保证纵梁具有足够的强度, 在牵引销座附

近的两根横梁之间增加一块蝶形加强板(图 4(e)),从而轮轴座周围的应力也得到了改善。

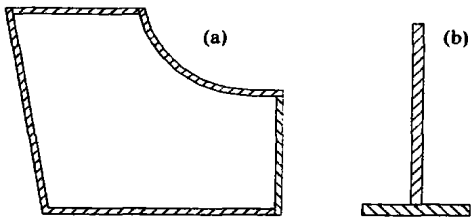


图 6 横梁截面示意图

Fig. 6 Schematic sketch of the crossgirder's cross-section

### 1.4 纵梁与横梁的连接

纵梁与横梁的连接方式有分段焊接式和整体贯穿式。分段焊接式结构对纵梁的强度影响不大<sup>[6]</sup>。本车架有图 7 所示的两种分段焊接方式: 横梁和纵梁的腹板连接(图 7(a)); 横梁与纵梁腹板下翼板连接(图 7(b))。在轮轴座前后各两根横梁采用图 7(b)的连接方式来提高车架的扭转刚度; 其他处采用图 7(a)的连接方式。因为采用横梁仅与纵梁的腹板相连接, 允许纵梁截面产生自由翘曲, 不产生约束扭转<sup>[7]</sup>, 满足该车架中部变形较大的要求。

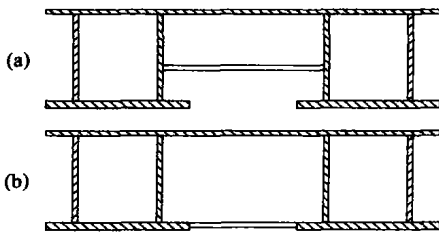


图 7 横梁与纵梁的连接。(a) 横梁与腹板; (b) 横梁与下翼板  
Fig. 7 Joint of the crossgirder and longitudinal girder: (a) crossgirder and web; (b) crossgirder and wing plate

## 2 有限元计算和分析

车架有限元计算大多采用梁单元和板单元<sup>[8]</sup>, 这种模型规模小, 但计算结果不全面, 也不精确, 无法得到构件截面的压力分布。随着计算机性能的提高及有限元软件的改进, 利用三维实体单元(solid)对车架进行全面精确的分析成为可能<sup>[9]</sup>。本文采用 Solid 单元, 对 SGA92150 型半挂车进行分析, 计算出各部件的应力情况, 找出薄弱环节, 为车架设计提供参考。

### 2.1 结构离散及有限元模型的建立

由于 SGA92150 型半挂车车架结构左右对称, 为了减小计算规模, 取一半作为计算对象。首先用 Unigraphics 建立实体模型, 然后将此模型导入到 Ansys Workbench 中建立有限元模型。由于车架的

形状复杂, 尺寸变化大, 如果采用八面体或者其他精度较高的实体单元, 计算开销太大, 也无法适应模型的复杂程度, 而采用曲棱四面体不仅能较好适合不规则形状而且满足精度要求<sup>[10]</sup>。本车架采用 10 节点二阶单元的 Solid187, 单元网格大小指定, 此模型共有 207 151 个节点, 116 665 个单元, 鹅颈部分有限元模型如图 8 所示。

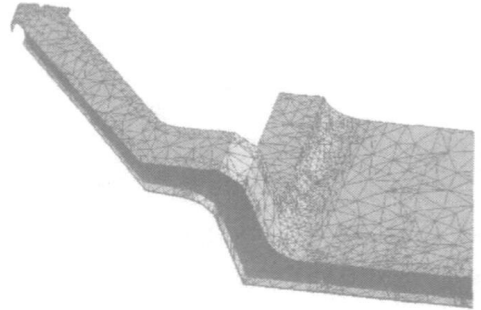


图 8 SGA92150 型半挂车有限元模型  
Fig. 8 FEA model of the SGA92150 semi-trailer

### 2.2 载荷和边界条件

由于半挂车在正常使用时, 前面部分经过支撑在牵引销座上的牵引销和前端快换接头连接板上的三根弹簧与牵引车相连, 后面部分通过轮轴、车轮支撑在路面上, 所以对纵梁约束为: 车架在对称面上采用对称效应约束, 在牵引销座孔和轮轴座孔均采用圆柱约束。

货物通过上盖板作用在车架上, 因而采用上盖板中部(即鹅颈与尾部斜面之间的部分)承受均匀载荷的加载方式, 由于整车额定载重量为 150 t, 所以此模型所承受的载荷为额定载重的 1/2, 方向垂直向下。

### 2.3 计算结果与分析

分析结果包括等效应力和总变形的最大最小值以及其他部分点的值。对于 16Mn 钢, 屈服极限  $\sigma_s = 360 \text{ MPa}$ , 强度极限  $\sigma_b = 620 \text{ MPa}$ 。根据文献[2]取安全系数  $k = 1.4$ , 所以车架的许用应力  $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{k} \approx 257 \text{ MPa}$ 。

图 9 是满载时车架的应力分布俯视图, 图 10 是应力分布仰视图。从图中可以看到, 有限元计算得到的最大应力为 229.106 MPa, 小于材料的许用应力, 位置处于半挂车车架前部牵引销座附近纵梁下翼板拐角处, 而其他绝大部分的应力都小于 100 MPa, 车架强度满足要求。最大应力出现在牵引销座附近, 是因为模型省略了牵引销, 而模型受到扭转作用, 在实际使用中此处应力会小一些。

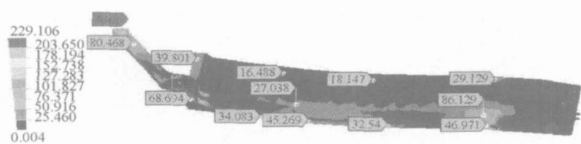


图 9 车架应力分布俯视图(单位: MPa)

Fig. 9 Up view of the frame's stress distribution (unit: MPa)



图 10 车架应力分布仰视图(单位: MPa)

Fig. 10 Bottom view of the frame's stress distribution (unit: MPa)

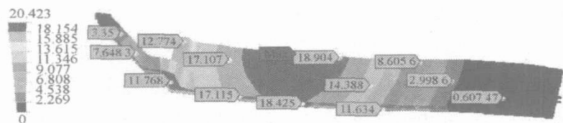


图 11 车架位移变形分布俯视图(单位: mm)

Fig. 11 Up view of the frame's total deformation distribution (unit: mm)



图 12 车架位移变形分布仰视图

Fig. 12 Bottom view of the frame's total deformation distribution

图 11 是满载时车架的位移变形分布俯视图, 图 12 是位移变形分布仰视图. 半挂车车架纵梁的弯曲变形, 取决于纵梁刚度. 此车架轴距  $L = 18800$  mm, 在静载情况下, 根据文献[3] 允许纵梁的最大变形量为  $y_{max} = 0.003L = 56.4$  mm. 从图中可以看到有限元计算得到最大位移变形为 20.423 mm, 小于允许的最大变形量, 位置处于车架中前部, 车架满足刚度要求. 从现场使用情况看, 纵梁纵向变形不超过 20 mm, 与有限元计算结果吻合.

### 3 传统方法计算和分析

上利用 Matlab 采用传统方法(车架简化为杆件)对纵梁进行受力分析和应力计算. 传统方法快捷明了, 且可极大地提高效率. 由于传统方法对模型进行了简化, 计算结果有些误差, 但基本趋势是可信的.

#### 3.1 受力分析

为了简化计算, 对车架作了以下几点假设: (1)

纵梁为支撑在前牵引销座(车架纵梁对应点)和轮轴座中心线上的简支梁(没有考虑横梁和加强板等附件); (2) 空车时簧载重量均布在左右纵梁的全长上, 满载时装载重量也均布在车架纵梁中间(与有限元方法位置一样); (3) 所有作用力均通过截面的弯心(局部扭转的影响忽略不计). 在图 13 的受力图中,  $F_{q1}$  为簧载重量时(即空车状态下)牵引销座所受的力, N;  $F_{h1}$  为簧载重量时轮轴座所受的力, N;  $F_{q2}$  为装载重量引起的牵引销座受力, N;  $F_{h2}$  为装载重量引起的轮轴座所受力, N;  $G_s$  为簧载重量, N;  $G_e$  为装载重量, N;  $q_1$  为簧载重量的线密度,  $N \cdot mm^{-1}$ ;  $q_2$  为装载重量的线密度,  $N \cdot mm^{-1}$ ;  $L$  为车架总长, mm;  $L_1$  为车架前端到牵引销座中心的距离, mm;  $L_2$  为牵引销座中心到轮轴座中心的距离, mm;  $L_3$  为车架前端到加载位置前端的距离, mm;  $L_4$  为牵引销座中心到加载位置后端的距离, mm.

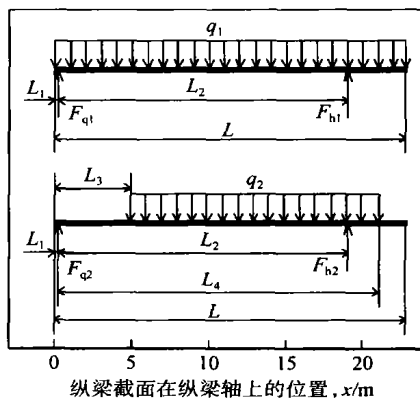


图 13 纵梁受力图

Fig. 13 Longitudinal girder's force diagram

#### 3.2 剪力和弯矩的计算

根据图 13 可以得到空车状态下即簧载重量引起的剪力  $Q_1$  和弯矩  $M_1$ . 满载时由装载重量引起的剪力  $Q_2$  和弯矩  $M_2$ , 以及综合受力状态的剪力  $Q$  和弯矩  $M$ (即空车状态下簧载重量和满载时装载重量对纵梁的剪力和弯矩叠加).

剪力图和弯矩图分别如图 14 和图 15 所示. 从图 14 中可以看到牵引销座和轮轴座处的剪力大, 在结构设计时这两个位置都有加强板, 与结构设计一致. 从图 15 中可以看到综合弯矩最大处在距前端面 10 m 处, 在车架的中前部.

#### 3.3 应力计算

由于纵梁的截面为如图 2 所示的箱形结构, 根据文献[6, 11] 抗弯截面系数  $W$  和应力  $\sigma$ :

$$W = \frac{BH^3 - (b - \delta_3)h^3}{6H}, \sigma = \frac{M}{W}$$

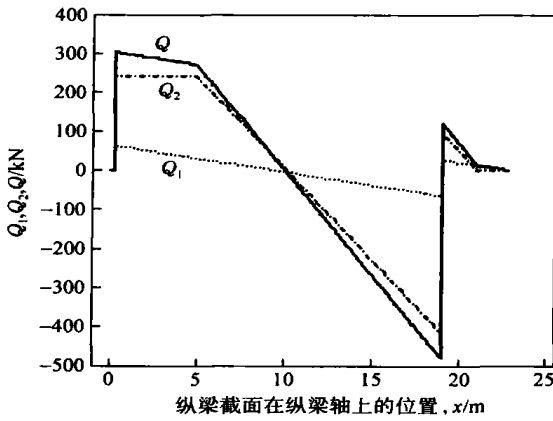


图 14 纵梁剪力图

Fig. 14 Longitudinal girder's shear force diagram

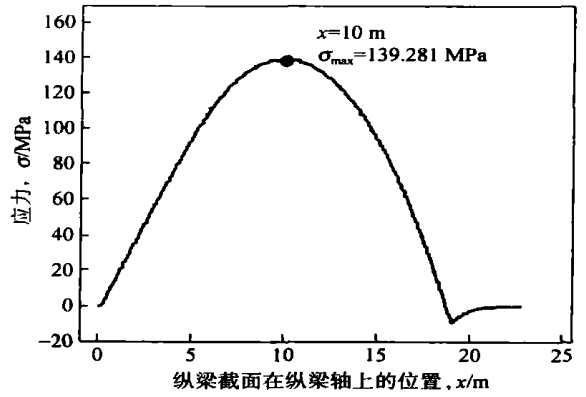


图 16 纵梁应力图

Fig. 16 Longitudinal girder's stress diagram

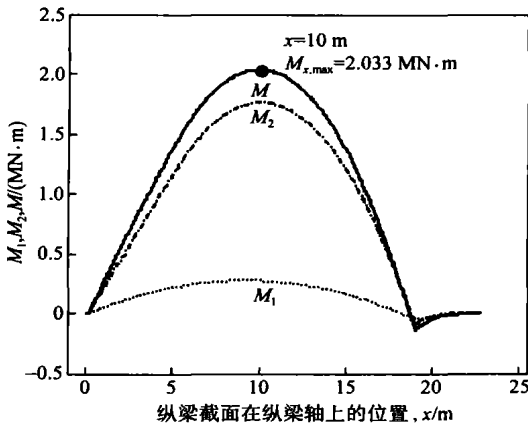


图 15 纵梁弯矩图

Fig. 15 Longitudinal girder's bending moment diagram

梁采用 19 根轻而密的横梁增加了车架的扭转刚度,降低了与横梁连接处的纵梁扭转应力;纵梁与横梁的连接采用分段焊接式,减小横梁对纵梁强度的影响;同时在牵引销座和轮轴座以及横梁中部等位置增加了加强板来减小应力.与 ET200、ET250 和 RGT-550 等国内外同类半挂车结构相比,本车架具有纵梁长、货箱面积大、质量轻、结构简单等优点.为了检验本车架结构设计的合理性,本文利用有限元软件 Ansys Workbench,采用曲棱四面体实体单元 Solid187 对本车架计算应力和变形;同时利用 Matlab 软件进行传统方法的纵梁受力分析和应力计算.计算结果都表明车架强度和刚度均满足要求.

式中,  $\sigma$  为正时表示拉应力,为负是时表示压应力, MPa;  $B$  为纵梁宽度, mm;  $H$  为纵梁整个高度, mm;  $h = H - \delta_1 - \delta_2$ , mm;  $b = B - \delta_3 - \delta_4$ , mm;  $\delta_1$  为上盖板厚度, mm;  $\delta_2$  为下翼板厚度, mm;  $\delta_3$  为外腹板厚度, mm;  $\delta_4$  为内腹板厚度, mm.

纵梁各处的应力如图 16 所示.从图中可以看到最大应力为 139.281 MPa,大部分截面的应力小于 100MPa,满足车架的强度要求.由于没有考虑横梁、加强板等,所以传统方法得到的结果比有限元计算的结果偏大;同时由于传统方法没有考虑鹅颈部分以及纵梁受扭,实际最大应力值也没有体现出来,但大部分应力趋势与有限元方法得到的结果一致.

### 4 结论

SGA92150 型半挂车是笔者自行设计、首钢重汽 2005 年生产的迄今为止国内载重量最大的半挂车,它填补了国内大吨位矿用半挂车的空白.本半挂车车架纵梁采用鹅颈式来满足矿山道路要求;横

### 参 考 文 献

- [1] 张红兵,杜建红,方勇,等.半挂车车架的三维有限元强度分析与结构改进.苏州市职业大学学报,2000,11(3):75
- [2] 蒋崇贤,何明辉.专用汽车设计.武汉:武汉工业大学出版社,1994:326
- [3] 徐达,蒋崇贤.专用汽车结构与设计.北京:北京理工大学出版社,1998:320
- [4] 韩志凌,孙占刚,许立民,等.120t凹式半挂车鹅颈结构设计与有限元分析.起重运输机械,2006(3):50
- [5] 朱德绵,王耀斌.半挂车车架设计的结构分析.汽车技术,1999(7):11
- [6] 雷琼红,赵晶,等.重型凹梁式半挂车车架的设计与计算.专用汽车,2001(2):13
- [7] 罗家兰.低平板半挂车车架设计.专用汽车,1999(1):13
- [8] 邓楚南,何天明.半挂车车架有限元强度分析.武汉汽车工业大学学报,1997,19(2):11
- [9] 朱永强,王辉林,丛红,等.低货台半挂车车架静强度有限元分析.专用汽车,2002(2):7
- [10] 林程,陈思忠,吴志成.重型半挂车车架有限元分析.车辆与动力技术,2004(4):24
- [11] 刘鸿文.材料力学.上海:高等教育出版社,2001:174

## Structure design and strength and stiffness analysis of an SGA92150 semi-trailer frame

ZHANG Guofen<sup>1)</sup>, ZHANG Wenming<sup>1)</sup>, SUN Yuliang<sup>1)</sup>, DONG Cuiyan<sup>2)</sup>

1) Civil and Environmental Engineering School, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

2) Beijing Shougang Heavy Duty Truck Manufactory, Beijing 100043, China

**ABSTRACT** An SGA92150 semi-trailer frame's layout, longitudinal girders, crossgirders and joints were designed. The stress and deformation of the frame were calculated by using Ansys Workbench software with advanced method, and the force analysis and stress calculation of the longitudinal girder were carried out by using Matlab software with conventional method. The results show that the frame's strength and stiffness are enough to meet the design requirements.

**KEY WORDS** semi-trailer; frame; structural design; strength analysis; stiffness analysis; finite element method; solid element

---

(上接第 738 页)

## Kinetic study on the growth of ZnO nanorod array films prepared by hydrothermal method

GUO Min<sup>1)</sup>, DIAO Peng<sup>2)</sup>, WANG Xindong<sup>1)</sup>, CAI Shengmin<sup>3)</sup>

1) Department of Physical Chemistry, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

2) School of Materials Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100083, China

3) College of Chemistry and Molecular Engineering, Peking University, Beijing 100871, China

**ABSTRACT** By using a low temperature hydrothermal approach, well-aligned ZnO nanorod arrays were prepared on substrates, which were pre-treated with colloid pre-treating method in different growth periods of time. Scanning electron microscopy and X-ray diffraction spectroscopy were employed to study the morphology of ZnO nanorod arrays. Kinetic studies show that the first 8 h is the most important growth period, beyond which the nanorods nearly stop growing. During the first 8 h, the growth of width of ZnO nanorods contains two distinct steps: a fast step within the first 1.5 h, in which the nanorods tend to be short and wide, followed by a slow step, in which long rods with high aspect ratio are obtained. The length of ZnO nanorod arrays, which essentially represents the thickness of a homogeneous monolayer of the thin film, may be experimentally tailored to any required dimension of up to  $2.4\mu\text{m}$  at a growth rate of approximately  $5.5\text{ nm}\cdot\text{min}^{-1}$ .

**KEY WORDS** ZnO; nanorods; array films; hydrothermal method; kinetics