

折叠式装卸台展开机构的参数设计

詹隽青 李立顺 易 方 张天如 孟祥德
军事交通学院汽车工程系 天津 300161

摘 要: 将 ADAMS 仿真分析软件应用于折叠式装卸台展开过程的 动力学研究, 在设计阶段对渡板的展
开过程、展开辅助力和碰撞问题进行了分析, 为扭杆弹簧助力机构参数的确定提供了依据。

关键词: 渡板 ADAMS 动力学 扭杆弹簧

中图分类号: U469 6 03 文献标识码: A 文章编号: 1004-0226(2005)02-0027-02

Parameters Design of Spreading Mechanism of Foldaway Platform

ZHAN Jun-qing et al

Abstract Through applying ADAMS software to research dynamic spreading process of foldaway plat-
form, the spreading process of ferry boards, assistant force to spread ferry boards and colliding matter of ferry
boards are analyzed in the phase of design, and the basis for determining the parameters of torsion bar spring
mechanism is provided.

Key words Ferry board; ADAMS; Dynamics; Torsion bar spring

1 引言

现代化的运输日趋高效、快捷。折叠式装卸台可以快速搭建于运输车与地面之间, 为装卸搬运机械提供上下运输车的通道, 从而实现物资的快速装卸。折叠式装卸台制成单轴挂车形式, 由牵引车牵引行驶。装卸作业时, 折叠式装卸台以扭杆弹簧助力机构为主人力为辅完成展开。

折叠式装卸台的渡板与车架、渡板与渡板之间铰接, 组成一个多体系统。因此, 渡板的展开过程属于多体动力学研究的范畴。本文在分析时应用了成熟的动力学仿真软件 ADAMS, 对渡板展开过程动力学规律进行了研究, 并以此指导扭杆弹簧助力机构的参数设计。

2 渡板展开过程

渡板展开过程(如图 1)分为以下几步:

- a、车架绕车轴顺时针旋转, 展开车架支腿, 使车架倾斜与地面成 8° 夹角;
- b、利用蜗轮蜗杆机构将渡板支起至滚轮着地;
- c、拔下蜗杆与渡板之间的联接销, 渡板在重力和扭杆弹簧助力机构的共同作用下展开;
- d、人力掀起尾板, 调节各支腿, 使各渡板坡度基本相同。

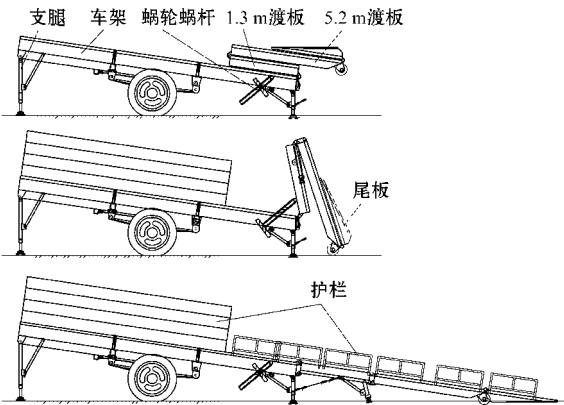


图 1 渡板展开过程示意图

3 仿真准备

车架与渡板之间采用双联偏置扭杆弹簧助力机构^[1], 1.3 m 渡板与 2 m 渡板之间采用单联偏置扭杆弹簧助力机构。根据静力学平衡条件, 试算得出一组较为理想的扭杆弹簧助力机构尺寸(表 1)。

表 1 扭杆弹簧助力机构尺寸

助力机 构尺寸	L_1 (mm)	L_2 (mm)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	d (mm)	L (mm)	δ ($^\circ$)
1	180	280	163	200			
2	246	383	223	275	20.6	1090	15
3	180	280	163	200	14.4	1090	15

收稿日期: 2005-01-17

作者简介: 詹隽青, 男, 1960 年生, 教授, 从事特种车辆教学与研究工

表 1 中参数意义: L_1 为连杆长度; L_2 为摇臂长度; L_3 为连杆与渡板铰接点至渡板回转中心的距离; L_4 为扭杆弹簧回转中心至渡板回转中心的距离; d 为扭杆弹簧的直径; L 为扭杆弹簧的有效工作长度; δ 为第 1、2 组中表示连杆与渡板铰接点至渡板回转中心连线与 1.3 m 渡板边线的夹角, 第 3 组中表示连杆与渡板铰接点至渡板回转中心连线与 2 m 渡板边线的夹角。

4 动力学仿真及参数设计

4.1 基于 ADAMS 的动力学模型

建立模型时对渡板机构进行运动学简化, 渡板简化为 16 个物体组成的模型。其中, 车架与大地固联不计自由度, 扭杆弹簧助力机构由 beam 力单元连接, 1.3 m 和 2 m 渡板相对转动, 三套四连杆机构随渡板相对转动, 滚轮进行转动和平动。具体的渡板机构动力学仿真分析模型如图 2 所示。

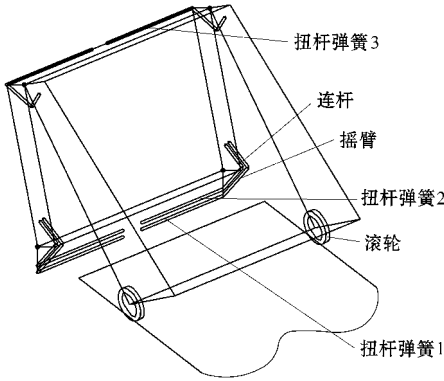


图 2 渡板机构动力学模型

4.2 渡板展开动力学特性

1.3 m 渡板和 2 m 渡板之间的夹角记为 α , α 随时间变化。当 $\alpha > 0^\circ$ 时, 渡板完全展开; 当 $\alpha < 0^\circ$ 时, 渡板产生碰撞, 应该避免这种现象。

图 3 中虚线表示的是根据表 1 试算数据进行仿真所得到的 α 大小与时间的关系。从图中可以看出, 在 4.4 s 处, α 角出现负值, 这就意味 1.3 m 渡板与 2 m 渡板之间产生了碰撞。为了避免碰撞, 需要对表 1 中的试算数据进行调整和优化。

根据表 1 中的数据, 扭杆弹簧所受的最大切应力分别为 821.7、821.7 和 788.7 MPa, 与扭杆弹簧材料的许用切应力 1 000 MPa 相比还有一定的余量。因此, 首选扭杆弹簧的直径作为修正变量。在动力学模型中通过修正扭杆弹簧刚度来体现扭杆弹簧直径的改变。图 3 中实线表示对三组扭杆弹簧直径 d 进行修正后 α 大小与时间的关系, 可以看出 $\alpha > 0^\circ$, 两块渡板不会发生碰撞。根据修正后的数据所得的滚轮动力学特性见图 4, 其中, 实线为速度特性曲线, 虚线为加速度特性曲线。从图中可以看出,

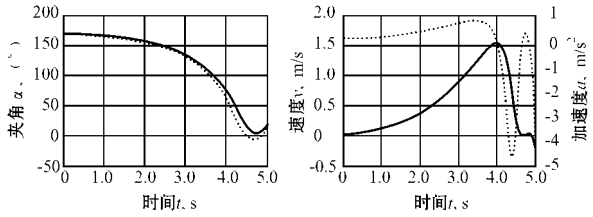


图 3 随时间变化曲线 图 4 滚轮动力学特性曲线
在展开过程接近终了时, 滚轮的速度与加速度变化幅度较大, 而前半程变化则较为平缓。

4.3 扭杆弹簧直径的确定和强度校核

对于实心圆柱直杆扭杆弹簧, 扭转刚度^[2]

$$K_T = \frac{T}{\theta} = \frac{\pi d^4 G}{32L} \quad (1)$$

式中: L 为扭杆弹簧的有效工作长度, G 为扭杆弹簧材料的剪切模数, θ 为扭杆弹簧的扭转变形角, d 为扭杆弹簧直径。

对于图 3 中的实线, 扭杆弹簧刚度分别为 $K_1 = K_2 = 1\,845.7\text{ N}\cdot\text{m}/(^{\circ})$, $K_3 = 533.8\text{ N}\cdot\text{m}/(^{\circ})$, $L = 1\,090\text{ mm}$, $G = 8 \times 10^4\text{ MPa}$, 代入公式(1)后整理可得扭杆弹簧直径 $d_1 = d_2 = 22.5\text{ mm}$, $d_3 = 12.5\text{ mm}$ 。

对于实心圆柱直杆扭杆弹簧, 扭转切应力为:

$$\tau = \frac{dG\theta}{2L} \quad (2)$$

将修正后的 d_1 、 d_2 、 d_3 代入公式(2)得 $\tau_1 = \tau_2 = 897.5\text{ MPa}$, $\tau_3 = 684.7\text{ MPa}$ 。扭杆材料许用剪应力 $[\tau] = 1\,000\text{ MPa}$, 因此修正后的扭杆弹簧强度满足要求。

4.4 辅助力校核

如图 3 实线所示, 当渡板展开处于平衡状态时, 两块渡板之间仍存在一定的夹角, 因此需要在 1.3 m 渡板和 2 m 渡板铰接处施加坚直向下的辅助力才能彻底完成展开过程。通过计算, 为使渡板彻底展开, 向下压的最大力为 550 N, 即有两个人配合工作可以较容易地将渡板完全展开。

5 结束语

本文将 ADAMS 引入折叠式装卸台渡板展开过程的动力学研究, 对渡板展开过程、展开辅助力和碰撞问题进行了仿真和分析, 并对原始数据进行了修正。利用修正后的数据得到的仿真结果表明, 通过扭杆弹簧助力机构, 折叠式装卸台可以较为平稳地自动展开。

参考文献

1 詹隽青等. 双联偏置扭杆弹簧助力机构的优化设计. 专用汽车, 2004(4).
2 王彦才. 车辆扭杆弹簧设计与制造. 北京: 国防工业出版社, 1996