

高速重载双驱型轨道物流小车系统结构设计

袁启虎,罗福源,臧铁钢

(南京航空航天大学 机电学院,江苏 南京 210016)

摘要:智能化的轨道物流传输系统正逐渐被应用于现代化的综合性医院中,现有的轨道物流小车行驶速度低、载重量不足。为了应对日益增长的物流压力,设计了一种高速重载双驱型轨道物流小车。该小车改变了原有的物流小车单电动机驱动模式,采用两台无刷直流电动机并行驱动,并通过特别设计的隐形摩擦驱动机构进一步提升了爬坡能力。针对并行双驱结构、隐形摩擦驱动结构、类剪刀式前后车架支撑结构以及周向定位装置等主要车体结构进行了详细的介绍。试验表明,该小车最大载重量达 40 kg;在载重 20 kg 的情况下,平直路段最大运行速度达到 1.5 m/s,60°斜坡最大爬升速度为 0.8 m/s,车辆自重系数小且运行平稳可靠。

关键词:轨道物流;重载型轨道物流小车;双电动机驱动;周向定位装置

中图分类号:TP271; TH165+.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)05-0043-05

Structure Design of High-speed Heavy-load Dual-drive Rail Logistics Vehicle System

YUAN Qihu, LUO Fuyuan, ZANG Tiegang

(College of Mechanic and Electric Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Intelligent rail logistics transmission system is gradually applied to modern general hospital. Low driving speed and insufficient load exist in the current rail logistics vehicles. To meet the needs of the growing logistics, a high speed heavy load dual-drive rail logistics vehicle is designed. This vehicle is equipped with two brushless DC motors. In addition, its climbing ability is enhanced by the specially designed hidden friction drive mechanism. The structure design of the main body, including dual-drive, hidden friction drive, scissor-like front and rear support framework and peripheral positioning device, is introduced in detail. The results of the tests show that maximum load of the designed vehicle is 40 kilograms, its maximum straight forward running speed is 1.5 m/s and the maximum climbing speed at 60-degree slope angles is 0.8 m/s when it is loaded with 20 kilograms goods. The designed vehicle is characteristic of light dead-weight and smooth and reliable running.

Keywords: rail logistics vehicle; heavy load vehicle; dual motors drive; peripheral positioning device

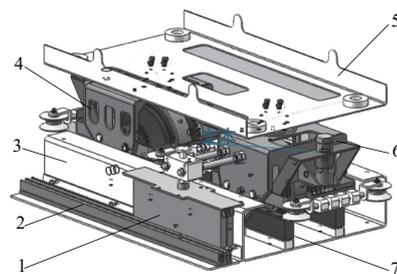
0 引言

轨道式物流传输系统是指在计算机控制下,利用智能化物流小车在专用轨道上运输物品的系统^[1]。轨道物流小车是轨道式物流传输系统的核心,是传输系统不可缺少的运载工具,其运行效率直接影响物流系统的工作效率。传统的物流小车通常采用单电动机驱动模式,速度和载重性能均受到电动机功率的制约。本文设计的物流小车采用两台无刷直流电动机并行驱动,从而能够满足高速重载的物流运输需求。

1 物流小车结构介绍

图 1 所示为本文所设计的物流小车的机械系统结构。

小车由取电装置、驱动装置、车架支撑装置及周向定位装置等主要部分组成。为防止小车在运行过程中发生



1—取电器;2—滑触供电轨道;3—运行轨道;4—前车架装配;
5—车箱支撑板;6—后车架装配;7—隐形轨道。

图 1 轨道物流小车系统

脱轨、掉轨现象,轨道系统被设计为内嵌式结构。小车供电采用导电性能好、便于拆卸及安全可靠的专业滑触线供电方式。沿着轨道平行铺设了 2 条滑触轨道用于给物流小车供电,电源选择 36 V 直流电。在小车上设计了取电

基金项目:江苏省优秀青年基金项目(BK20160084);中央高校基本科研业务费项目(NS2016056);江苏省科技支撑计划项目(BE2014112)

作者简介:袁启虎(1993—),男,安徽滁州人,硕士研究生,研究方向为机电控制及自动化。

装置,核心部分由4个集电器(碳刷)组成,随小车一起运动,为小车提供持续、安全和稳定的电力供应。

2 并行双驱结构

驱动装置是物流小车运动的核心,本设计驱动部分采用轮式结构。原有的物流小车为单一驱动模式,后车架在小车中只起到支撑作用。运行时,小车所需的功率为:

$$P_M = \frac{V_{\max} m g f_r}{1000 \eta} \quad (1)$$

式中: P_M 为小车驱动装置的总功率,kW; V_{\max} 为小车可达到的最大速度,m/s; m 为小车及负载总质量,kg; f_r 为小车与轨道间摩擦系数; η 为传动系统效率。

电动机的输出转矩与电动机驱动力之间的关系为:

$$T = \frac{F_E R}{\eta} \quad (2)$$

式中: T 为电动机输出转矩,N·m; F_E 为小车的驱动力,N; R 为驱动轮半径,m。

原有的物流小车电动机功率为0.35kW,小车自重8.02kg,负载30kg时, $m = 38.02$ kg, $\eta = 0.9$, $f_r = 1$,代入式(1)得到小车的理论最大运行速度($V_{\max 1}$)为:

$$V_{\max 1} = \frac{P_M \cdot 1000 \cdot \eta}{m g f_r} = \frac{0.35 \times 1000 \times 0.9}{38.02 \times 9.8 \times 1} = 0.85 \quad (3)$$

车体驱动力为:

$$F_E = \frac{T \eta}{R} = \frac{22 \times 0.9}{0.07} = 282.9 \quad (4)$$

因此小车的理论最大运行速度为0.85m/s,当电动机以22N·m的输出转矩运行时将产生282.9N的驱动力,去除自重,可承受最大负载仅为20.85kg。为了设计满足性能要求的车体结构,需要对驱动部分进行计算分析,功率过大会增加不必要的能量损失,功率过小则会导致严重的动力不足,长时间运行会对电动机造成致命的损耗。通常选取电动机功率时要大于计算出的最大工作功率,这样才会最大限度满足物流小车的性能指标,根据小车所要达到的性能指标,将相关数值带入式(1),取 $V_{\max} = 1.5$ m/s,车体额定运行时最大负载 $m = 30$ kg, $\eta = 0.9$, $f_r = 1$,得到:

$$P_M = \frac{V_{\max} m g f_r}{1000 \eta} = \frac{1.5 \times 40 \times 9.8 \times 1}{1000 \times 0.9} = 0.65 \quad (5)$$

当小车及负载总质量为40kg时,若维持在1.5m/s运行时小车驱动装置总功率需>0.65kW。为了提高小车的功率,本设计采用并行双驱结构,重新设计了后车架结构,在后车架同样增加了驱动装置,形成图2中的对称式车架分布模式,前、后车架区别在于后车架多了取电装置。

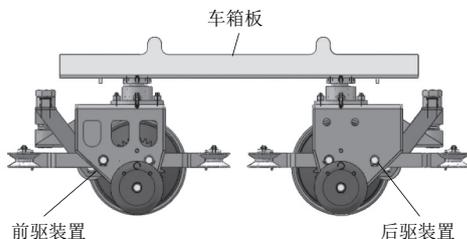


图2 对称式车架支撑结构

为了使结构简单和控制方便,两个驱动单元选择同样型号的电动机,每台电动机功率均为0.35kW,总功率为0.7kW,克服了前、后车架受力不均的现象。常见的驱动电动机有直流电动机、交流异步电动机、永磁同步电动机和开关磁阻电动机等多种类型^[2],本文选用直流无刷轮毂电动机。所谓轮毂电动机,就是将直流电动机直接安装在驱动车轮(轮毂)里边,有内转子和外转子两种主要结构形式,内转子结构需选用高速电动机并安装减速装置以降低车速,外转子结构为直接驱动式,其省略了传动装置,节省了车身空间^[3]。

增加了1台轮毂电动机之后,小车的总功率(P_M)为0.7kW,自重为11.22kg,载重30kg时,总质量(m)为41.22kg,代入式(1)得车体理论水平最大运行速度($V_{\max 2}$)为:

$$V_{\max 2} = \frac{P_M \cdot 1000 \cdot \eta}{m g f_r} = \frac{0.7 \times 1000 \times 0.9}{41.22 \times 9.8 \times 1} = 1.56 \quad (6)$$

车体驱动力为:

$$F_E = 2 \cdot \frac{T \eta}{R} = 2 \times \frac{22 \times 0.9}{0.07} = 565.7 \quad (7)$$

去除车身自重后最大负载可达46.50kg,由此可见,当改为双驱结构后,虽然增加了自重,但小车速度和载重性能均得到了有效的改善,单驱和双驱模式下的车体速度和载重情况对比如表1所示。

表1 单驱与双驱模式对比

项目名称	模式	
	单驱	双驱
理论最大水平速度/(m/s)	0.85	1.56
车体自重/kg	8.02	11.22
理论最大负载/kg	20.85	46.50
车体总功率/kW	0.35	0.70
车体驱动力/N	282.90	565.70

轮毂电动机的轮毂采用钢制材料制成,在轮毂外圆套上了厚度为10mm的聚氨酯实心轮胎起到保护作用同时增加小车与轨道的摩擦力。加上轮毂电动机的直径后驱动轮的直径为140mm,小车运行速度与电动机转速之间的关系为:

$$V_M = \frac{n_M \cdot \pi \cdot D}{60} \quad (8)$$

式中: n_M 为电动机最大转速,r/min; D 为驱动轮直径,m; V_M 为额定最大水平运行速度,m/s。

将小车驱动装置参数代入式(8)得到小车的最大理论速度为:

$$V_M = \frac{n_M \cdot \pi \cdot D}{60} = \frac{210 \times 3.14 \times 0.14}{60} \approx 1.54 \quad (9)$$

达到了小车的水平运行速度指标。图3为轨道物流小车的运行试验轨道,由直轨、水平弯轨、竖直弯轨、隐形轨道和滑触供电轨道组成,分上下两层,用于完成小车性能测试。

本设计的竖直弯轨尺寸如图4所示,长度为2.13m,高度为1.61m,最大倾角为60°。小车在坡道上时,仅依靠

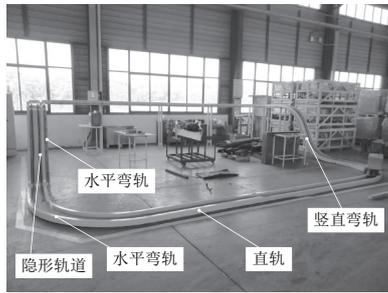


图3 试验轨道

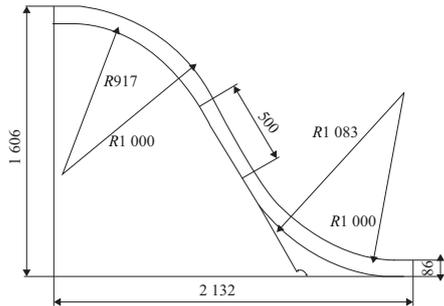


图4 竖直弯轨尺寸

驱动轮和轨道表面间滚动摩擦无法保证小车在坡道上顺利运行,负载过大时小车将会打滑,由于电动机过流保护自动断电甚至导致小车坠落摔坏^[4]。小车上坡受力情况如图5所示。

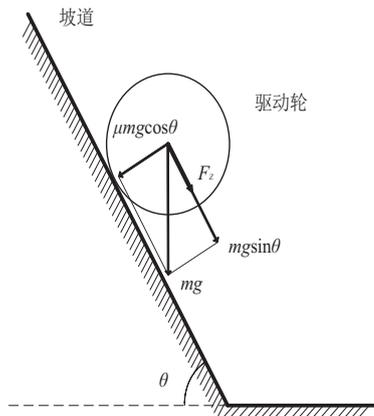


图5 上坡时车体受力情况

小车若要平稳地在坡道上行驶,需满足:

$$F_E \geq mg\sin\theta + \mu mg\cos\theta + F_z \quad (10)$$

式中: θ 为坡道倾角; μ 为聚氨酯驱动轮的滚动摩擦系数; m 为小车及负载重力之和; F_z 为坡度阻力及其余阻力之和。

将式(2)中的 F_E 代入式(10),得到:

$$\frac{T\eta}{R} \geq mg\sin\theta + \mu mg\cos\theta + F_z \quad (11)$$

在式(11)中,除驱动轮半径(R)之外其余参数均为定值,驱动轮半径(R)与小车驱动力(F_E)成反比。为了让小车在坡道上平稳运行,本文重新设计了电动机的轮毂结构,在轮毂的左右两侧均设置了三角花槽结构,并均匀布

置了3个螺纹孔,用于安装隐形轨齿轮,齿轮的齿根圆直径为0.07m,如图6所示。

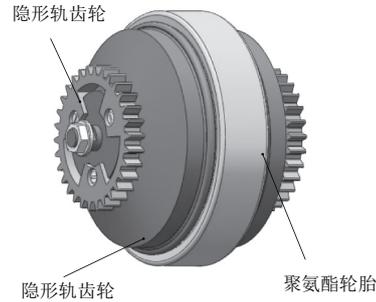
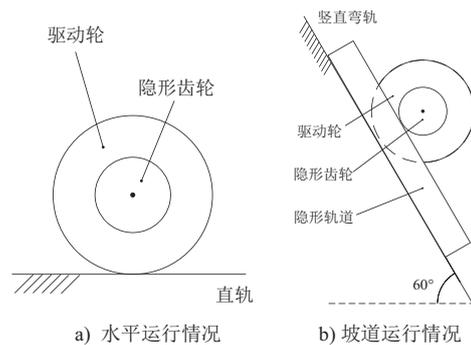
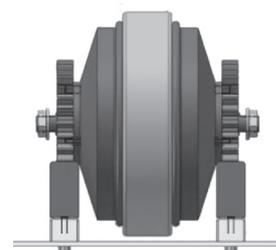


图6 驱动轮和齿轮结构

小车在水平轨道上运行时如图7a)所示,依靠驱动轮与直轨下表面接触向前运动。增加隐形轨齿轮之后小车在坡道上运行时如图7b)所示。可以看出,当在坡道上行驶时驱动力产生于隐形轨齿轮和聚氨酯材料制成的隐形轨道之间的摩擦,隐形轨齿轮和隐形轨道一起构成了隐形摩擦驱动机构,有效地避免小车在坡道上出现下滑的现象。但过尖的齿顶会造成聚氨酯条的磨损和断裂,因此加工时齿轮顶端需要进行磨圆处理。



a) 水平运行情况 b) 坡道运行情况



c) 坡道上运行截面图

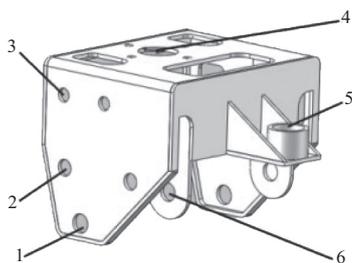
图7 小车运行情况

这样,式(2)中驱动半径(R)由原来的0.07m减至0.035m,故总驱动力(F_E)是原来的2倍,小车运行平稳性大大提升。

3 类剪刀式车架支撑装置

车架是物流小车的重要支撑部件,支撑了车箱和负载的全部质量,并且还其他装置提供了合适的安装位置。

本文设计的后车架结构如图8所示,其由厚度为4mm且形状不一的板材组成。主体部分先采用激光切割技术制



1—用于安装被动车轮;2—用于安装周向定位装置;
3—用于安装取电装置;4—用于安装小车连接轴承座;
5—用于固定模具弹簧;6—用于安装驱动连杆。

图8 后车架功能图

作加工,接着使用钣金工艺将车架折弯成所需形状。折弯半径不宜过小,否则会产生裂缝甚至断裂^[5]。板材之间采用焊接工艺连接,焊接时要针对不同的情况采用合适的焊接方法,否则会对小车质量和使用性能产生影响^[6]。

本文设计了驱动连杆装置用于为驱动轮提供安装位置,驱动轮轴嵌入在驱动连杆的卡槽里,这样的设计便于安装和拆卸,如图9所示。

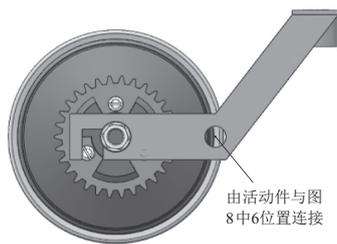
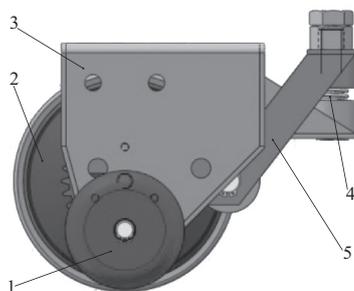


图9 驱动连杆

车架支撑装置装配如图10所示。为了增加在竖直方向上的运动自由度约束从而提高运行安全性并增大摩擦力,在驱动轮的两边增加了一套被动车轮。小车运行时被动车轮与轨道的上表面相接触,旋转方向与驱动轮相反。



1—被动车轮;2—驱动轮;3—后车架;4—模具弹簧;5—驱动连杆。

图10 车架支撑装配图

由驱动连杆、车架和模具弹簧构成了类剪刀式车架支撑装置,保证在小车运行时,驱动装置可以紧紧地贴合轨道表面。驱动连杆与车架通过活动件连接,活动件类似于

剪刀的刀轴,驱动连杆和车架可以随活动件转动。模具弹簧由车架和驱动连杆共同约束,模具弹簧具有较大的弹力、高的可靠性和低廉的价格,截面形状选择为矩形^[7]。在固定模具弹簧的位置,有1个调节机构,其由1个螺母和1个螺栓构成,螺母与驱动连杆焊接在一起。可以根据弹簧压力效果用旋转螺栓来调节模具弹簧的压缩量,从而控制弹簧产生的压力。

图11为支撑装置的原理图,小车运行时弹簧处于压缩状态,将产生弹力 T_1 和 T_2 ,使驱动连杆和车架上分开,其中 $T_1 = T_2$ 。对弹力 T_1 和 T_2 进行分解,由此产生垂直于力臂方向的力 T'_1 和 T'_2 。由于车轮与车架连接在一起,驱动轮与驱动连杆连接在一起,而车架又与驱动连杆通过活动件连接在一起,于是在驱动轮和车轮的另一端将受到同等大小的力 T'_1 和 T'_2 。其中 T'_1 将对驱动轮产生一个方向向下的作用力, T'_2 产生的垂直向上的分力 T''_2 将对车轮产生一个向上的作用力,于是驱动轮将被压在轨道下底面,车轮将被压在轨道上底面。

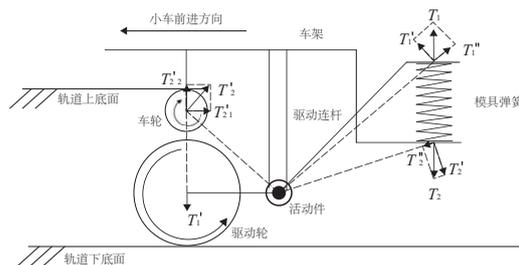


图11 车架支撑结构原理图

在设计时,为车架支撑装置设置一定的预压力,不仅可以使弹簧在工作中处于合适的弹性伸缩区间,还能有效地延长模具弹簧的使用寿命。

4 周向定位装置

小车在轨道上运行时,需要避免小车出现左右偏移的情况,使小车运行在轨道的中间位置,如图12a)所示,但由于运行过程中小车受力不平衡,小车会出现左右偏移的情况,如图12b)所示,这将严重破坏车体结构,造成运行事故。

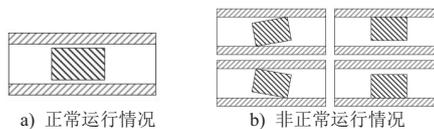


图12 小车在轨运行情况

可见,周向定位装置是车体顺利运行的保障。由于采用内嵌式轨道结构,周向定位装置的设计如图13所示。

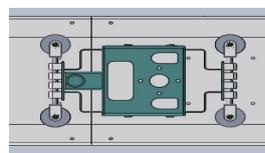


图13 周向定位装置

其核心部分为2个工字型的槽轮装置,前后各2个。这样可以将轨道的上边沿卡在槽轮中间,防止小车出现脱轨现象。槽轮的材料为尼龙,其具有很高的机械强度,耐热且耐磨损,可以很好地应对槽轮与轨道边沿之间的摩擦。

图14为周向定位装置的结构简图,槽轮固定于槽轮支架上,支架轴穿入与车架相连的直线轴承座内部。支架轴可以在直线轴承内左右移动,轴承座另一边是封闭的,且内部放置一压缩弹簧,时刻将槽轮机构按压在轨道的边缘。因此,小车左右偏移的情况得到改善,避免了车架直接和轨道接触。周向定位装置通过活动件固定于车架上,使其可以上下浮动,增强了灵活性。

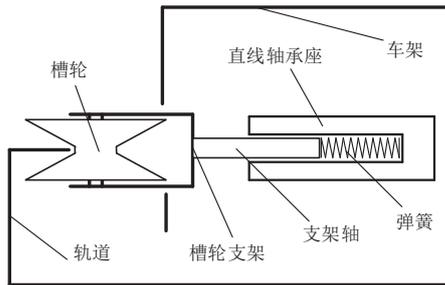


图14 周向定位装置结构简图

5 试验与分析

5.1 水平速度测试

本研究设计的物流小车的额定负载为20~30kg,在额定负载的情况下,正常速度为1m/s,最大速度可达1.5m/s。在进行速度测试时是针对额定负载的情况,在车箱内部分别放置20kg和30kg的负载。利用轨道系统的水平段轨道进行测试,水平段轨道的长度为5m,利用秒表记录运行时间。当车体运行至水平段轨道时开始计时,离开轨道时停止计时,使用这种方法连续测试10次,得出如表2所示的记录数据。

表2 水平速度测试结果

测试序号	负载 20 kg		负载 30 kg	
	用时/s	速度/(m/s)	用时/s	速度/(m/s)
1	3.25	1.54	3.33	1.50
2	3.27	1.53	3.35	1.49
3	3.27	1.53	3.35	1.49
4	3.30	1.52	3.36	1.49
5	3.28	1.52	3.32	1.51
6	3.28	1.52	3.33	1.50
7	3.26	1.53	3.33	1.50
8	3.27	1.53	3.34	1.50
9	3.27	1.53	3.35	1.49
10	3.26	1.53	3.33	1.50

由表2测试数据算得,负载20kg时平均最大速度为1.53m/s,负载30kg时平均最大速度为1.50m/s,由此可知小车在运行过程中速度会受到负载大小的影响,但影响程度不大。在额定状态下,小车处于最大负载时的速度满

足小车速度性能指标,测试中发现,输入电压直接影响小车运行速度,若提高输入电压,运行速度也将得到提升。

5.2 爬升速度测试

同样是额定负载状态下,与水平测试方法相同,分别测试20kg和30kg负载状态下车的爬升速度,得到如表3所示数据。

表3 爬升速度测试结果

测试序号	负载 20 kg		负载 30 kg	
	用时/s	速度/(m/s)	用时/s	速度/(m/s)
1	4.91	0.79	5.88	0.66
2	4.92	0.79	5.84	0.67
3	4.87	0.80	5.88	0.66
4	4.91	0.79	5.88	0.67
5	4.88	0.80	5.86	0.67
6	4.88	0.80	5.89	0.66
7	4.91	0.79	5.88	0.66
8	4.91	0.79	5.87	0.66
9	4.91	0.79	5.88	0.66
10	4.92	0.79	5.89	0.66

由表3测试数据算得,负载20kg时平均最大速度为0.80m/s,负载30kg时平均最大速度为0.66m/s,由此可知小车在爬升运行过程中速度会受到负载较大影响。在额定状态下,最大负载时爬升速度满足小车速度性能指标。

5.3 载重性能测试

小车的载重性能测试主要是针对爬升情况,本测试分别记录了载重从0kg~50kg的运行速度,测试结果如图15所示。

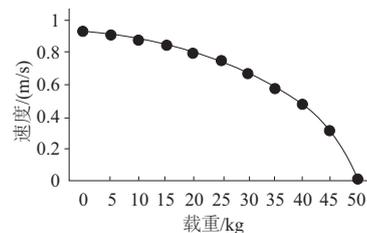


图15 载重速度曲线

可见空载时,小车爬升速度为0.92m/s,随着载重增加,小车的速度随之降低。当载重40kg时,小车的速度为0.47m/s,几乎为空载时的1/2,满足小车设计的最大载重要求。当载重继续增加到50kg时,速度已经为0,表示小车已经无法继续运行。

5.4 运行安全测试

除了进行速度测试和载重性能测试,还需要对运行安全性进行测试,以避免小车在运行过程(如转弯、轨道连接处)中出现脱轨或侧翻等运行事故。本测试用视频记录了30kg下小车在实验轨道上运行情况,并重点观察了

(下转第70页)