

RGV 智能搬运车设计及仿真分析

陈海斌¹ 孙安欣² 高永华² 李中凯² 谢方伟²

(1 泰州市金海运船用设备有限责任公司 江苏 泰州 225324; 2 中国矿业大学机电工程学院 江苏 徐州 221116)

摘要: 为了提高我国船舶与海洋工程装备生产车间物料搬运的运输效率, 本文设计了一种轨道制导的平板运输车 Rail Guided Vehicle (RGV)。通过分析车轮疲劳失效和传动轴疲劳失效原因, 对车轮轮压、齿根弯曲疲劳强度、高速轴强度进行校核, 并运用 ANSYS 对车轮及车轮驱动轴进行应力仿真。结果显示, 所设计的平板运输车重要零部件满足强度要求, 为以后海洋与船舶制造业 RGV 平板运输设计校核及仿真提供了一定的依据, 也为后续生产车间提供了新的思路。

关键词: 轨道导引运输车; RGV 失效分析; RGV 校核; RGV 仿真

0 引言

随着经济的蓬勃发展, 物料搬运装备制造业逐渐成为我国基础性、战略性、先导性产业, 成为整合智能制造物流、工艺流、信息流的综合产业。而轨道导引运输车 (RGV) 是物料搬运重要装备之一, 尤其是在船舶与海洋工程装备生产车间中, 需要大型重载的平板运输车来完成船体各零部件的运输与平移工作, 搬运车的结构及性能对运输效率、整车的安全性和可靠性有着重要影响。

为了从根本上提高输送效率, 国内外诸多学者对其进行了研究, 有人对运输车结构进行了设计改良。杨冬云、王礼建等人通过合理布置齿轮、双传动链等机构来减小驱动机构传动间隙, 从而改善定位精度、提高传输效率; 除此之外, 还可以通过对车群的调度优化来提高输送效率, 通过建立新的动态调度模型, 例如多目标规划模型、具有最小基本动作周期的调度模型, 然后使用多种遗传算法进行求解, 提高运输车工作效率。

基于此, 本文设计了一种基于轨道制导的平板运输车, 对其重要零部件进行失效分析, 并进行校核及仿真, 满足了运输车在强度方面的要求。

1 平板运输车失效分析

1.1 车轮疲劳失效分析

当运输车自重和承重达到一定数值时, 会使轮轨接触应力增加, 造成车轮轮辋内部应力增大, 车

轮轮辋中存在的原处于安全尺寸范围的脆性夹杂物成为了疲劳裂纹。而且车轮在平板运输车行使过程中承载着周期性的力和力矩, 轮轨连续滚动接触致使接触表面疲劳而产生浅表层裂纹, 进而扩展和延伸, 最后失效。

1.2 传动轴疲劳失效分析

当运输车开始作业时, 动力轴、驱动轴等会承受旋转载力, 此时在易产生应力集中部位形成裂纹源区, 例如开槽、变径处, 且沿垂直于最大剪应力方向拓展, 最终发生断裂。除此之外, 车削加工缺陷引起应力集中, 裂纹萌生, 传动轴承受转矩传递动力, 转矩力会使得萌生的裂纹进一步拓展, 最后失稳断裂。

2 RGV 平板运输车关键零部件设计校核

RGV 平板运输车包括驱动机构、行走机构、车架机构及回转转向机构, 如图 1 所示。驱动机构产生的驱动力通过抱轴式减速器和带传动传递至行走机构, 以此带动整个智能搬运车行驶。主驱动由电机和减速器构成, 共同安装于转向架, 从动驱动与其相似。主从驱动与车架底部通过回转转向机构连接, 收到控制中心的指令后做回转运动。

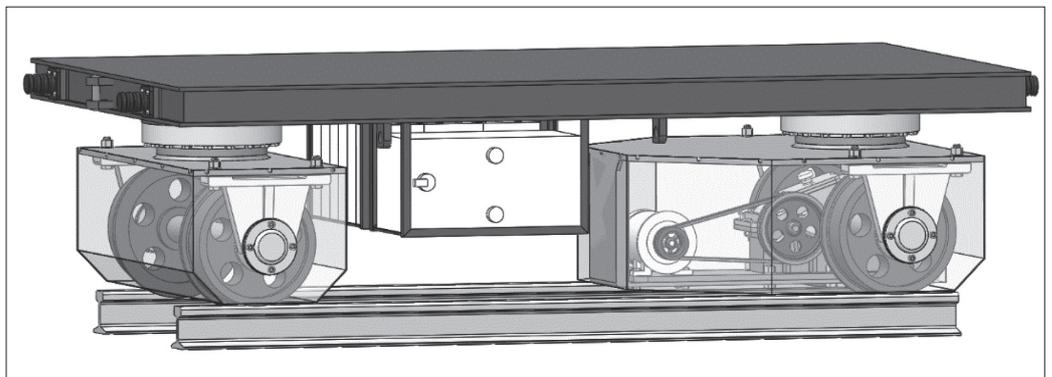


图 1 RGV 平板运输整车结构

当RGV智能搬运车驶入弯道时，在轨道的约束下，运输车按照所设计的弯道完成自动转向。当弯道曲率半径处于正常范围时，进入转盘完成换轨；当曲率半径超过设定值时，需要手动调转向机构完成转弯。

2.1 车轮轮压校核

平板运输车及物料所产生的压力经车身传递到车轮与轨道接触面上，为满足其强度要求，需对运输车车轮压疲劳强度及静强度进行校核。

2.1.1 结构设计参数

车轮结构设计参数见表1。

表1 车轮设计参数

参数	数值 /kN
G_1	10
G_2	10
P'_L	8.43
P''_L	1.49

2.1.2 车轮强度校核

(1) 最大轮压

$$P_{max} = \frac{G_1 + G_2}{4} \tag{1}$$

式中： G_1 - 车体自重 (N)；

G_2 - 车体承重 (N)。

代入得 $P_{max} = 5.00\text{kN}$ 。

(2) 等效工作轮压 P_{mean}

$$P_{mean} = \frac{2P_{max} + P_{min}}{3} \tag{2}$$

式中： P_{mean} - 等效工作轮压 (N)；

P_{max} - 平板车正常作业时的最大轮压 (N)；

P_{min} - 平板车正常作业时的最小轮压 ($P_{min} = G_1$)

(N)。

代入得 $P_{min} = 4.17\text{kN}$ 。

(3) 车轮疲劳强度校核

$$P_{mean} < P'_L \tag{3}$$

车轮满足疲劳强度要求。

(4) 车轮静强度校核

$$P_{max} < P''_L \tag{4}$$

车轮满足静强度要求。

由上可知，车轮设计满足疲劳强度和静强度的要求。

2.2 齿轮对齿根弯曲疲劳强度校核

2.2.1 设计参数

齿轮对设计参数见表2。

2.2.2 强度校核

$$\sigma_F = \frac{2 \times K_F \times T_1 \times Y_{Fa} \times Y_{sa} \times Y_\epsilon \times Y_\beta \times \cos^2 \beta}{\phi_d \times m_n^3 \times z_1^2} \tag{5}$$

表2 齿轮对设计参数

	高速级齿轮对设计		低速级齿轮对设计	
	小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
K_F	1.947		1.764	
T_1/Nm	10.25		40.51	
Y_{Fa}	2.6	2.18	2.55	2.23
Y_{sa}	1.61	1.81	1.63	1.81
Y_ϵ	0.678		0.667	
Y_β	0.826		0.84	
β	13.584		12.333	
ϕ_d	0.8		0.8	
m_n/mm	1		2	
z	25	114	28	99
$[\sigma_F]/\text{MPa}$	648	494	648	504

式中： K_F - 载荷系数；

T_1 - 转矩 (Nm)；

Y_{Fa} - 齿形系数；

Y_{sa} - 应力修正系数；

Y_ϵ - 重合度系数；

Y_β - 弯曲强度螺旋角系数；

β - 螺旋角 ($^\circ$)；

ϕ_d - 齿宽系数；

m_n - 模数 (mm)；

z_1 - 小齿轮齿数。

代入数据，在高速级齿轮对中，小齿轮的齿根弯曲疲劳强度 $\sigma_{F1} = 171.81\text{MPa} \leq [\sigma]_{F1}$ ；大齿轮的齿根弯曲疲劳强度 $\sigma_{F2} = 161.95\text{MPa} \leq [\sigma]_{F2}$ ；在低速级齿轮对中，小齿轮的齿根弯曲疲劳强度 $\sigma_{F1} = 64.26\text{MPa} \leq [\sigma]_{F1}$ ；大齿轮的齿根弯曲疲劳强度 $\sigma_{F2} = 4.92\text{MPa} \leq [\sigma]_{F2}$ 。所设计的齿轮对齿根满足强度要求。

2.3 高速轴强度校核

高速轴为动力轴，低速轴为车轮驱动轴，受力工况复杂，需要进行强度校核。因动力轴受力情况单一，所以采用合成弯矩图法进行校核，但车轮驱动轴所受支反力和转矩极为复杂，所以采用有限元分析法进行应力计算校核。

2.3.1 结构设计参数

高速轴设计参数如表3所示。

2.3.2 危险截面校核

由图2可知，C-C截面为危险截面，易发生失效，所以对其进行校核。

(1) C-C截面弯曲应力

$$\sigma_c = \frac{M_c}{W_1} \tag{6}$$

式中： M_c - C-C截面弯矩；

W_1 - 抗弯截面系数。

(2) C-C截面剪切应力

表3 高速轴设计参数值

参数	参数值
M_c / Nm	21937.96
T_c / Nm	10250
W / mm^3	785.4

$$\tau_c = \frac{T_c}{W_2} \tag{7}$$

式中： T_c - C-C 截面转矩；
 W_2 - 抗扭截面系数。

2.3.3 折合当量应力

高速轴进行双向传动，为对称循环变应力，且按弯矩转矩同时作用，转矩按照对称循环变应力来处理，取折合系数 $\alpha = 1$ ，折合当量应力为：

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \times (\alpha \times \tau_c)^2} \tag{8}$$

式中： α - 折合系数（取1）。

经计算得， $\sigma_{ca} = 30.83 \text{MPa} < [\sigma_{-1}]$ ，符合强度要求。

3 RGV 平板运输车关键零部件仿真计算

3.1 车轮应力仿真

上文对车轮进行了静止状态下的轮压校核，但工况下的车轮在驱动轴的作用下会连续转动，此时车轮既受车身及物料作用，又受驱动轴转矩的影响，所以需综合考虑自重、物重、转矩同时作用下运输车车轮受力情况。如图3所示，采用有限元分析软件，将轮毂内表面和键槽固定，给车轮面施加 145.23Nm 转矩及 5000N 垂直力，得到了车轮应力分析图。由图可知，最大应力位于挖空位置，为 1.287MPa，远小于车轮屈服应力。

3.2 车轮驱动轴应力仿真

车轮驱动轴直接驱动车轮进行转动，且启动瞬间由于惯性作用轴所受应力远大于平稳状态下的应力，所以需对启动状态时的驱动轴进行应力分析校核。在有限元分析软件中，将车轮键槽固定，在车轮轴段施加 10kN 的应力，大齿轮轴段施加 145.23Nm 的转矩进行

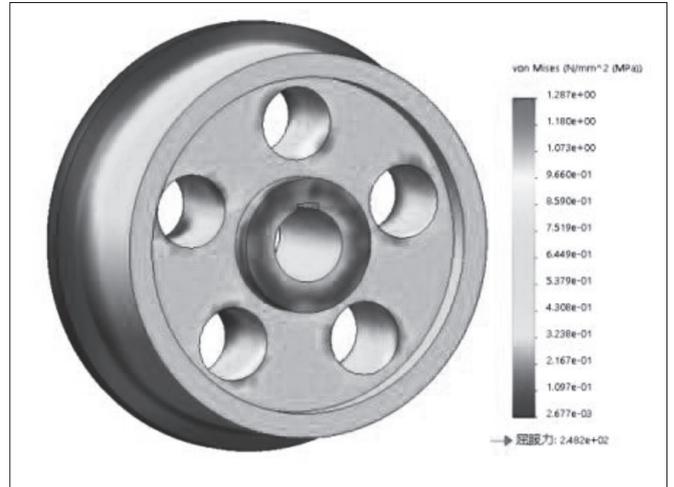


图3 车轮应力分析

分析。结果如图4所示，最大应力位于车轮键槽处，为 15.91MPa，远小于轴的屈服应力。

4 结语

本文设计了一种新型轨道导引运输车，详细地分析了其重要零部件的失效原因，并对其进行校核及仿真。通过本文的阐述，为后续海洋与船舶制造业生产车间开发 RGV 平板运输车提供了新的思路，也为物料运输装备产业提供了新的突破方向。

参考文献：

[1] 陆大明. 中国物料搬运装备产业发展研究报告 [M]. 北京：机械工业出版社，2020.

[2] 吴泽睿. 把握行业发展趋势，助力产业转型升级——《中国物料搬运装备产业发展研究报告（2018-2019）》系列访谈（二）[J]. 起重运输机械，2021（4）：16-27.

[3] 金雪虎. 分拣 RGV 系统关键技术研究 [D]. 郑州：郑州大学，2018.

[4] 陈银钢，杨绍东. 集成化船舶车间作业计划调度系统研究 [J]. 中国水运，2012，12（2）：64-65.

[5] 王礼建. FMS 中有轨小车（RGV）的研究 [D]. 沈阳：沈阳工业学院，2002.

[6] 杨冬云，王建兴，孙晓林，等. 一种具有齿轮调整机构的 RGV 小车：CN201922068885. X [P]. 2020-07-21.

[7] 卫巍，杨志辉，谢浩然，等. 智能 RGV 动态调度多目标规划模型 [J]. 计算机应用与软件，2020，37（4）：178-185.

[8] 施美玲，崔庆红. 具有最小基

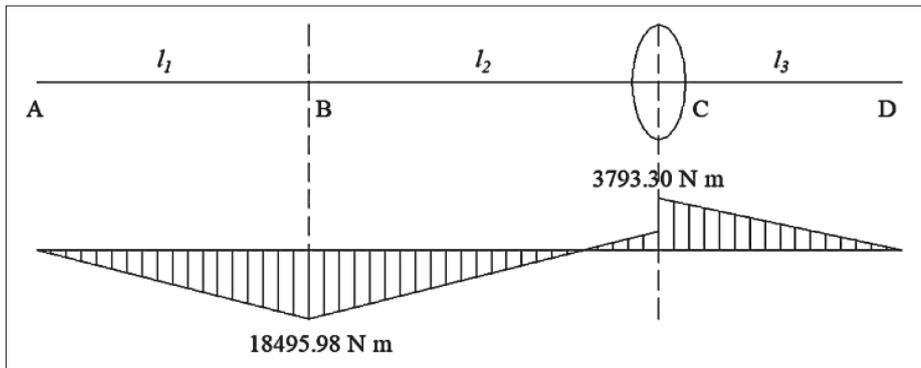


图2 高速轴弯矩图

（下转第 88 页）

6 结语

此圆弧型焊接轨道已于2021年6月被用于浩博4000吨浮式起重机上。该起重机的回转支撑稳定锁住旋转圆心，此圆弧型轨道承受压力，使用此圆弧轨道和中心回转支撑实现转台和臂架稳定绕筒体圆心全回转360°。传统型压板式轨道由于滚轮转动，容易产生振动，长期使用使螺栓松动，须人员定时检验并且进行加固，人工维护成本较高。经过成本分析，使用此圆弧型焊接轨道比使用传统的压板式轨道节约成本约100

万元。

参考文献：

[1] 叶德安. 钢结构工程技术手册 [M]. 武汉：华中理工大学出版社，1995.

作者简介：陆健辉（1982.05-），男，汉族，江苏南通人，本科，工程师，研究方向：港口机械设计及制造；姜丽华（1975-），女，汉族，江苏南通人，本科，工程师，研究方向：工装设计。

(上接第84页)



图4 车轮驱动轴应力分析

本动作周期的RGV动态调度策略[J]. 曲靖师范学院学报, 2020, 39(6): 65-73.

[9] 吴焱明, 刘永强, 张栋, 等. 基于遗传算法的RGV动态调度研究[J]. 起重运输机械, 2012(6): 20-22.

[10] 曹言, 曹家康, 吴灵媛. 基于遗传算法的RGV智能车动态调度[J]. 中国设备工程, 2019(5): 167-168.

[11] 丛韬, 付秀琴, 张斌, 等. 简析高速重载工况对车轮轮辋疲劳裂纹萌生的影响[J]. 铁道机车车

辆, 2014, 34(5): 24-27.

[12] 熊维亮, 李会, 谭峰亮, 等. 590MPa级高强车轮钢弯曲疲劳失效原因浅析[C]. 2016年全国冷轧板带生产技术交流会议论文集, 2016.

[13] 李家勇, 纪晓明. 一起机车整体车轮的失效分析与对策[J]. 轨道交通装备与技术, 2021(3): 51-53.

[14] 唐国庆, 苏毅. 在用运行轴头失效原因分析[J]. 炼油与化工, 2021, 32(3): 57-58.

[15] 金业全, 刘保. 减速器传动轴断裂失效分析[J]. 机车车辆工艺, 2021(3): 46-48.

作者简介：陈海斌（1968-），男，汉族，江苏泰县人，本科，高级工程师，研究方向：船舶与海洋工程装备、智能制造装备。