

文章编号:1671-6833(2017)05-0091-06

# 飞碟游乐设备驱动轴疲劳失效分析

刘治华, 刘博见, 许伟超, 张银霞, 陶德岗

(郑州大学 机械工程学院,河南 郑州 450001)

**摘 要:** 针对目前游乐设备运行过程中,由于高周疲劳引起驱动轴疲劳失效而造成设备事故等问题,本文采用有限元分析理论并结合 NCODE 疲劳分析软件,对飞碟游乐设备驱动轴进行了疲劳仿真研究. 首先结合设备工况对该游乐设备进行了简化和建模,然后采用 ADAMS 有限元分析软件进行了动力学分析,提出了多体系统拓扑构型,得到了驱动轴的载荷时间历程. 利用 NCODE 疲劳分析软件对驱动轴进行了疲劳可靠性分析,得出该驱动轴的疲劳结果云图和各节点的疲劳寿命,并从云图中确定出驱动轴容易破坏的位置和寿命.

**关键词:** 驱动轴;NCODE;ADAMS;动力学分析;疲劳失效

**中图分类号:** TH69      **文献标志码:** A      doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2017.05.007

## 0 引言

随着社会经济不断发展,人们在追求物质生活水平提高的同时,也在不断追求精神生活水平,这促使游乐设施行业蓬勃发展. 然而众多设施在不断丰富人们精神文化生活的同时,也直接给广大人民群众的生命安全造成了巨大的影响. 目前国内游乐主题公园众多,其中游乐飞碟是最聚人气的娱乐项目之一. 驱动轴是游乐飞碟运行中传递扭矩的重要零部件,由于游乐飞碟长期处于满载运行,从最高点经轨道常以超过 30 km/h 速度俯冲至最低点,驱动轴不仅承受飞碟自身重量,在运行中还要承受庞大离心力. 如果在运行中断裂,后果将不堪设想. 因此,对游乐飞碟驱动轴的疲劳可靠性分析是现代游乐设备设计制造的必要环节之一.

近年来,国内外研究工作人员对游乐设备的疲劳分析做了大量的研究,通过采用疲劳分析软件 NCODE 并结合不同的疲劳理论对游乐设备进行了疲劳分析. 辛虎君通过分析离心力对动态仿真过程的影响,修正轨道模型,根据名义应力疲劳理论对游乐设备关键零部件进行校核<sup>[1]</sup>. 倪昀采用 Hypermesh 建立车体稳定杆的 FEM 模型,结合 NCODE 对稳定杆做 E-N 疲劳分析<sup>[2]</sup>. INCE A 等针对包含缺口的车体重要零部件,结合数值解析

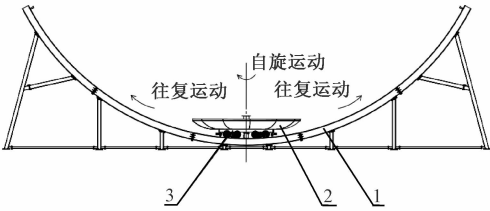
理论提出了一种多轴疲劳计算方法,并计算其强度<sup>[3]</sup>. 戴俊平等根据车体半轴实际工况,结合有限元理论应用 NCODE 对该结构进行疲劳可靠性分析<sup>[4]</sup>. 韩朝霞等利用有限元仿真得到载荷-应力的转化系数,用实测载荷谱做寿命分析<sup>[5]</sup>.

笔者将对游乐飞碟的实际运行工况进行分析,并确定驱动轴的疲劳类型. 通过对游乐飞碟进行动力学分析,运用 IMPACT 碰撞算法解决实体间的相互切入问题. 使用 ADAMS 软件采集驱动轴的载荷时间历程,应用 NCODE 疲劳分析软件对其进行疲劳可靠性分析,确定驱动轴易发生疲劳破坏的位置和各节点的寿命,从而为游乐飞碟的设计制造及后期维护提供理论依据,为游乐设备疲劳分析提供新的方法.

## 1 设备工作原理

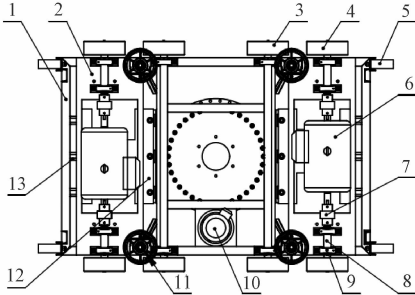
图 1 为游乐飞碟三维模型. 如图 1 所示,游乐飞碟主体结构由两部分组成:车体、轨道. 满载时车体总重为 6.5 t,轨道圆弧半径 13.8 m,占地面积 27.4 m×3.9 m,最高点距地面 8.05 m. 运行时,车体将沿圆弧形轨道做往复运动,摆动幅度由小至大,经数周期到达最高点. 车体在运行的同时,安装在上方的旋体架沿回转支承轴线做自转运动.

收稿日期:2017-03-27;修订日期:2017-05-05  
基金项目:河南省重点科技公关资助项目(152102210045)  
作者简介:刘治华(1971—),男,河南郑州人,郑州大学副教授,博士,主要研究方向为机械制造及其自动化研究.



1. 轨道;2. 旋体架;3. 车架  
图 1 游乐飞碟三维模型

Fig.1 Three dimensional model of amusement equipment



1. 车体框架;2. 减震架;3. 缓冲轮;4. 主动轮;5. 弹性防撞体;  
6. 双输出轴电机;7. 弹性联轴器;8. 驱动轴;9. 轴承座;10. 旋体架电机;11. 防侧翻轮;12. 弹性减震装置;13. 铰接结构  
图 2 游乐飞碟车架部分模型

Fig.2 The model of the frame of amusement equipment

2 车体有限元模型的建立

要对车体进行动力学仿真,需要将三维模型中与主运动无关的零部件及相关配合进行简化.结构中的防侧翻轮、回转支承以及装饰体与所分析的运动仿真并无直接联系,故可以将其简化,把重量均布至主体的结构焊架上.电机与车架之间是减震架,减震架与车体一侧采用铰接,另一侧采用弹性元件连接.根据各个结构的相对关系,建立 ADAMS 简化后的运动模型,图 3 为简化后各部件之间的多体拓扑结构图<sup>[6]</sup>.图 4 为 ADAMS 动力与模型.

2.1 定义 IMPACT 型接触力

IMPACT 型接触力计算公式如下.

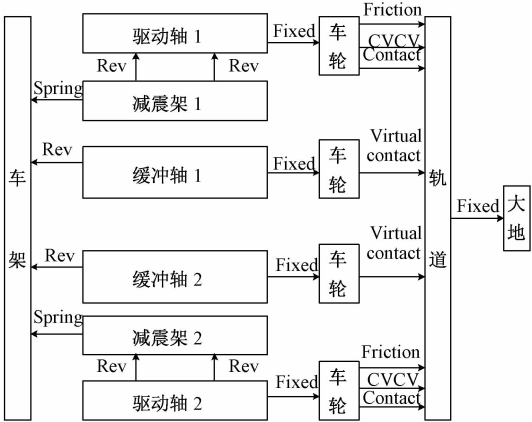
$$F_n = K\delta^n + Cv,$$

式中:  $K$  为接触刚度;  $\delta$  为陷入深度;  $n$  为刚度指数;  $C$  为接触阻尼;  $v$  为相对运动速度.

基于 Hertz 模型<sup>[7]</sup>(两圆柱体平行接触问题)可知  $K$  与两接触构件的弹性模量  $E$ 、泊松比  $\mu$  相关:

$$K = \frac{\pi}{4}EL, \tag{1}$$

$$\frac{1}{E} = \frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2}. \tag{2}$$



图中:Fix 固定连接关系;Rev 旋转副;Spring 弹性元件;Friction 摩擦力;CVCV 线线约束;Contact 接触定义;Virtual contact 虚接触  
图 3 ADAMS 结构拓扑图

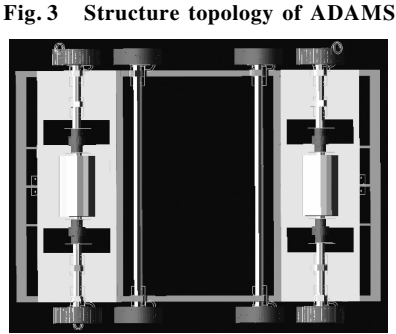


图 4 ADAMS 动力学模型  
Fig.4 ADAMS dynamics model

车轮材料为尼龙,弹性模量  $E_1 = 8.3E9 \text{ N/m}^2$ ;泊松比  $\mu_1 = 0.28$ ;尼龙轮厚度  $L = 0.135 \text{ m}$ ;轨道的材料为 Q235B 弹性模量  $E_2 = 2.01E11 \text{ N/m}^2$ ,泊松比  $\mu_2 = 0.30$ ;计算得接触弹性模量  $E = 8.65E9 \text{ N/m}^2$ ,接触刚度  $K = 9.2E8 \text{ N/m}$ .在 ADAMS 中,阻尼常数取刚度值的  $0.1\% \sim 1\%$ <sup>[8]</sup>;  $n$  用来计算瞬时法向力中材料对刚度贡献值的指数,通常取 1.5 或者更大.对于尼龙轮来说,可取范围为 2~3,本文中取值为 2.2.考虑 ADAMS/Solver 三次 STEP 函数求解两点间阻尼系数,要求 Penetration Depth  $\geq 0$ ,尼龙与钢材之间取值 0.1.

2.2 载荷时间谱

仿真的测量点选定在这两个相配合的旋转副上和轮子与轨道接触处,分别测 3 个位置的受力和轴的扭矩,测量时间为 60 s,步数 1 000,得到的相对应的载荷时间谱如图 5~8 所示.节点 1 位于驱动轴与靠近联轴器一侧的轴承配合位置,节点 2 位于驱动轴与靠近轮子一侧的轴承配合位置,节点 3 位于驱动轴与轮子配合位置.

由图可知,车体由最高点运行至最低点时,由于重力和离心力的作用,使得各节点位置的受力

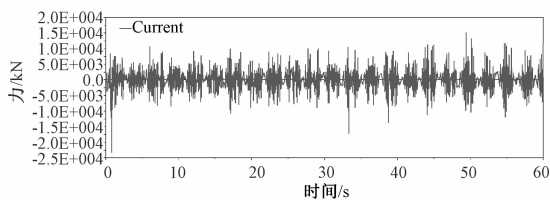


图5 节点1载荷时间谱

Fig. 5 Load-time spectrum of point 1

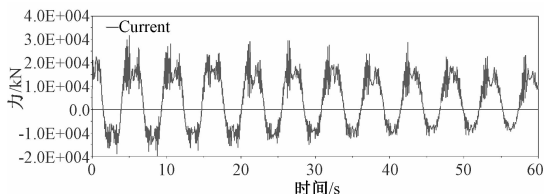


图6 节点2载荷时间谱

Fig. 6 Load-time spectrum of point 2

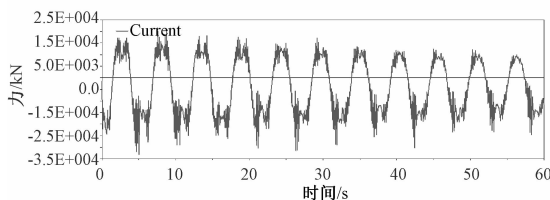


图7 节点3载荷时间谱

Fig. 7 Load-time spectrum of point 3

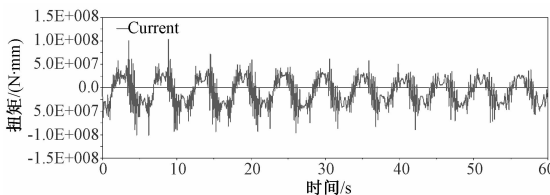


图8 驱动轴扭矩时间谱

Fig. 8 Torque-time spectrum of driving shaft

达到最大值。经过几个周期的运动,车体与轨道直接的摩擦使得摆动幅度变小,离心力的值逐渐变小,各节点位置的受力也呈减小的趋势,与实际的受力趋势相符。为检验数据有效性,选择节点3,即车轮与驱动轴连接位置进行理论计算。

能量与速度计算:

$$E = mgh, \quad (3)$$

$$h = R \times (1 - \cos \alpha) - h', \quad (4)$$

$$v = \sqrt{2E/m}. \quad (5)$$

车轮节点计算:

$$Q = mv^2/R, \quad (6)$$

$$F_N = G + Q, \quad (7)$$

$$f = F_N/4, \quad (8)$$

式中:  $E$  为车体在最高位置势能;  $h$  为车体重心距地面高度;  $h'$  为车体重心距轨道高度;  $\alpha$  为轨道中

垂线与车体重心连线夹角;  $v$  为最大速度;  $Q$  为最大离心力;  $F_N$  为车体受轨道支反力;  $f$  为车轮受力。

根据前面所给数据代入  $m = 6\,500\text{ kg}$ ,  $R = 13.8\text{ m}$  计算; 根据 Solidworks 质量分析模块计算得到  $h' = 0.855\text{ m}$ ; 根据结构尺寸, 利用三角函数计算得  $\alpha = 57.8^\circ$ ; 车轮最大受力为  $28\,857.93\text{ N}$ . 与载荷谱最低位置处受力吻合, 数据是有效的。

在定义载荷参数时, 选择载荷类型为 Time Series, 并要将 Load Case 中的 Divider 进行设定, 这是因为在静强度计算中有载荷的数值, 疲劳计算中加载的为实测的载荷值, 因此对静强度结果进行名义化。在 NCODE/Time Series 的载荷定义中, 有如下映射表达式

$$\sigma_{ij}(t) = \sum_k \frac{(P_k(t) \cdot S_k + O_k) \cdot \sigma_{ij,k}}{D_k}, \quad (9)$$

式中:  $\sigma_{ij}(t)$  是以时间为变量的应力张量(应力时间历程);  $P_k(t)$  为输入的载荷谱(载荷时间历程);  $S_k$  为缩放因子(视材料缺陷而定);  $O_k$  为载荷偏移量(控制零漂);  $\sigma_{ij,k}$  为静强度计算结果中的应力;  $D_k$  为名义化因子( $D_k$  与  $\sigma_{ij,k}$  的比值描述  $P_k(t)$  与  $\sigma_{ij}(t)$  的映射关系),  $k$  代表不同的载荷步(多个载荷共同作用时  $k > 1$  然后基于累积损伤理论, 线性叠加)。在 SN Analysis 中不需要将载荷谱进行简化, 因为在实际运行过程中, 设施会受到一定程度的冲击, 在载荷谱上表现为毛刺现象, 只要数据不发生阶跃不存在奇异点, 可以使结果更加精确。需要注意的是, 在对载荷谱进行处理时, 需要利用 ADAMS 后置处理模块 Review/Post-Processing 将图 5~8 中的数据导出为数组数据(通过 File/Export/Table 选项导出, 打开可用 txt/excel 等工具), 并将 4 个文件中的数组, 在 excel 中编辑成 4 列即可。然后施加在同一个通道上, 如果分别对其设置通道, 极易造成无法对损伤进行累积的情况, 这样将不能得到有效的结果。

### 2.3 赋予材料

分析的车体驱动轴材料为 40Cr,  $b_2 = b_1(2 + b_1) = 980\text{ MPa}$ ,  $\sigma_s = 785\text{ MPa}$ , 弹性模量  $2.06\text{E}+11$ , 泊松比 0.28。在 Design life 中并无相应材料的相关特性及 S-N 曲线。对于母材, 需知道相应的强度极限 UTS, 具体的计算方法如下图<sup>[9]</sup>。

疲劳循环应力值计算:

$$S_1 = 0.9 \times UTS, \quad (10)$$

$$S_2 = 0.357 \times UTS, \quad (11)$$

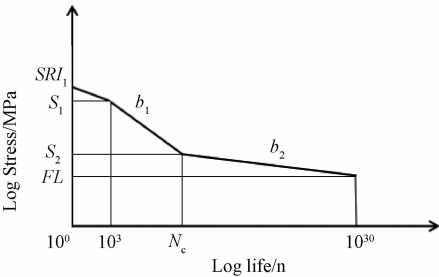


图 9 S - N 曲线图

Fig.9 S - N curve chart

$$SRI_1 = 2 \times S_2 / (N_{c1})^{b_1}. \tag{12}$$

曲线斜率:

$$b_1 = (\log(S_2) - \log(S_1)) / (\log(N_{c1}) - 3), \tag{13}$$

$$b_2 = b_1 / (2 + b_1), \tag{14}$$

式中:UTS 为材料的强度极限;  $S_1$  为 1 000 次循环下的应力值;  $S_2$  为  $N_{c1}$  循环次数下的应力值( $N_{c1}$  值一般取为  $1E + 6$ );  $SRI_1$  为应力截止范围,在循环为 1 时不能大于 UTS;  $b_1$ 、 $b_2$  分别为  $S - N$  曲线的斜率;  $FL$  为永久寿命,循环超过  $1E + 30$  将视为不再产生破坏.

车轮轴的处理工艺参数根据实际技术要求设定为 Machined,粗糙度  $Ra = 1.6 \mu m$ .不缩放、材料不偏置、表面处理系数为 1.

3 疲劳分析

如果破坏前试件能够吸收的能量极限值为  $W$ ,试件破坏前的总循环数为  $N$ ;而在某一循环数时,试件吸收的能量为  $W_1$ ,则由于试件吸收的能量与其循环数  $n_1$  存在正比关系,有

$$\frac{W_1}{W} = \frac{n_1}{N}. \tag{15}$$

因此在疲劳分析中,可将有限元后处理模块(.rst)的文件拆分为 4 个加载步,每个加载步只激活一个受力位置,其他受力位置将调整为 un-suppress.

应用分析的“疲劳五框图”流程得到本文采用的有限元疲劳寿命分析流程图,如图 10 所示.

将 ANSYS Workbench 的后处理结果文件(.rst)与时间载荷历程文件(.S3T)关联至 SN CAE Fatigue,之后输入 40Cr 材料参数,然后选用 Goodman 分析,得到疲劳损伤云图和疲劳寿命云图 11 ~ 12.

由分析的云图可以得知,轴在阶梯部位由于应力集中而最易产生疲劳破坏现象.表 1 给出驱动轴 5 个最易发生疲劳失效节点的破坏及寿命

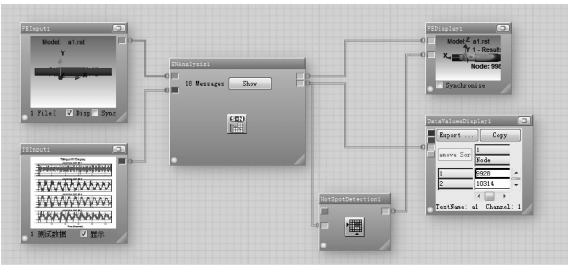


图 10 疲劳可靠性分析界面

Fig.10 Fatigue reliability analysis interface



图 11 车轮轴疲劳损伤云图

Fig.11 Fatigue damage of the driving shaft

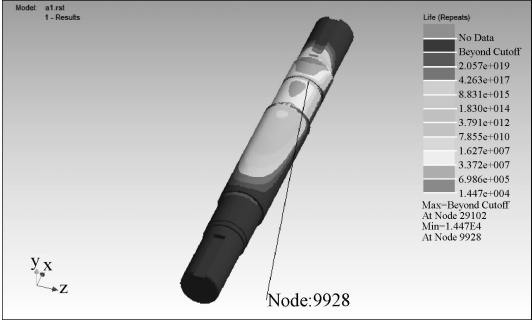


图 12 车轮轴疲劳寿命云图

Fig.12 Fatigue life of the driving shaft

列表.

表 1 车轮轴部分节点疲劳寿命

Tab.1 Fatigue life of part node of the driving shaft					
节点	疲劳损伤	循环次数/ 次	位置	年限	工况
9 928	6. 91e-05	1. 45e + 04	1-a	6. 65	检
10 314	6. 87e-05	1. 46e + 04	3-c	6. 74	-
9 741	6. 53e-05	1. 53e + 04	4-b	7. 43	-
12 025	6. 28e-05	1. 59e + 04	2	8. 02	-
9 960	6. 22e-05	1. 61e + 04	3	8. 21	-

通过对图表观察可知,在 9 928 节点位置最易发生疲劳失效,每一次工作历程受损量为  $6.91E-5$ ,在这种工作状态下可循环次数为  $1.45E + 04$ .结合公式(13)与迈因纳线性累积伤理论,将 NCODE 计算结果导入  $t(s) = \text{Life}/\text{Damage}$  换算成时间,结果上表给出.由受损区域可知,如果

与驱动轴阶梯处应力应变聚集过大,则极易造成驱动轴运行过程中突然断裂,使得游乐飞碟在运行过程中由于失去一个轮子而产生脱轨现象,所以需要在驱动轴产生高周疲劳失效之前,检查驱动轴与车轮连接处阶梯位置的磨损情况,并及时更换,建议 5 年一检.这样可有效防止游乐飞碟由于应力应变循环在驱动轴阶梯处的损伤而造成的游乐设备事故.

4 结论

通过应用 Solidworks 建立模型,ADAMS 动力学分析采集得到载荷谱,结合 Workbench 与 NCODE 对飞碟游乐设施驱动轴进行疲劳可靠性分析、计算和研究,得到了驱动轴的应力分布和疲劳寿命云图.最容易发生疲劳的位置在驱动轴与车轮连接处阶梯位置,这是因为在阶梯处由于机加工产生尖锐部分,使得应力集中在这个部位,从而使驱动轴在运行的过程中受力不平衡,导致应变高于其他位置,是最容易产生高周疲劳的区域.笔者分析结果为游乐设备的设计和维护提供了重要依据.为了提高驱动轴的疲劳强度,在阶梯处可设计成过渡圆角以减少应力集中;工艺上,可通过表面淬火、渗氮等方法提高表面硬度,通过抛光等方法提高驱动轴表面质量、降低表面粗糙度,从而提高其寿命.

参考文献:

[1] 辛虎君. 三环过山车运动学与动力学仿真及结构疲劳分析[D]. 山西:太原科技大学, 2012.

[2] 倪昀,陈伟. 基于 Ncode 的前横向稳定杆应变疲劳分析[J]. 热加工工艺, 2014, 43(2): 52-58.

[3] INCE A, GLINKA G. Innovative computational modeling of multiaxial fatigue analysis for notched components[J]. International Journal of Fatigue, 2016, 82(2): 134-145.

[4] 戴俊平,栗宜猛,尤迪,等. 基于 Ncode 的新型汽车半轴的疲劳分析[J]. 机械工程师, 2015(4): 66-68.

[5] 韩朝霞,孙守光,赵方伟. 基于实测载荷谱的侧架寿命分析[J]. 铁道机车车辆, 2015, 35(1): 15-18.

[6] 石明全. 基于 ADAMS 的多接触问题研究[J]. 计算机工程与应用, 2004(29): 220-222.

[7] VALENTIN L,POPOV. Contact mechanics and friction physical principles and applications[M]. 北京:清华大学出版社, 2011.

[8] 谢最伟,吴新跃. 基于 ADAMS 的碰撞仿真分析[C]. 第三届中国 CAE 工程分析技术年会论文集, 辽宁:大连理工大学, 2007: 339-342.

[9] HBM United Kingdom. Designlife Theory Guide[EB/OL]. 软件帮助文件, 2014.

[10] 李成林,宋莎莎,韩振南. 基于 Ncode design-life 的某车架疲劳可靠性分析[J]. 图学学报, 2014, 35(1): 42-45.

[11] 王立峰. 发动机曲轴连杆机构动力学仿真及疲劳分析[D]. 西安:长安大学汽车学院, 2014.

[12] 陈福玉,朱如鹏,王宇波,等. 基于 Workbench 的铆接连接件疲劳寿命的仿真分析[J]. 机械制造与自动化, 2011, 40(4): 112-115.

[13] 孙泽敏. 基于 ADAMS 的某车悬架系统运动学仿真及优化[D]. 吉林:长春工业大学机电工程学院, 2014.

[14] 刘银虎,缪炳祺. 多体动力学仿真软件 ADAMS 理论基础及其功能分析[J]. 电子与封装, 2005, 5(4): 25-34.

[15] 李昆. 冲击载荷下机械零部件疲劳分析方法及其应用研究[D]. 合肥:合肥工业大学机械与汽车工程学院, 2013.

[16] 战楠,郑福荣,高鹏飞,等. 基于实测载荷谱的轿车后扭梁疲劳仿真研究[J]. 机械强度, 2015, 37(5): 959-963.

[17] 刘永臣,王国林,孙丽. 基于实测载荷谱的副车架疲劳寿命估算方法[J]. 汽车技术, 2014(4): 58-62.

[18] 任国清,陶其铭,余武弦. 基于实测载荷谱的整车疲劳开发与试验对比研究[J]. 汽车工程学报, 2013, 3(4): 300-304.

[19] 李舜酩. 机械疲劳与可靠性设计[M]. 北京:科学出版社, 2006.

[20] 周美施,张铁柱,尹怀仙,等. 基于 Ncode design-life 的电动客车车架疲劳寿命分析[J]. 青岛大学学报, 2015, 30(4): 96-100.

[21] 黄志新,刘成柱. ANSYS Workbench 14.0 超级学习手册[M]. 北京:人民邮电出版社, 2014.

[22] 王彦伟,罗继伟,叶军,等. 基于有限元的疲劳分析方法及实践[J]. 机械设计与制造, 2008(1): 22-24.

Fatigue Failure Analysis of the Driving Shaft of Amusement Equipment

LIU Zhihua, LIU Bojian, XU Weichao, ZHANG Yinxia, TAO Degang

( College of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001 , China )

**Abstract:** In the running process of amusement equipment, equipment accidents and other problems have been arising—caused by high cycle fatigue of drive shaft. In this paper, the research on the fatigue simulation of the drive shaft inside the flying saucer amusement equipment is done using the finite element analysis theory and NCODE fatigue analysis software. Firstly, the amusement equipment is simplified and modeled according to the equipment working condition. Then, the ADAMS finite element analysis software is used to analyze the dynamics. As a result, the topological configuration of the multi-body system is presented and the load time history of the drive shaft is obtained. Next, by using NCODE fatigue analysis software, fatigue reliability analysis of the drive shaft is made, the nephograms of the fatigue results of the drive shaft and the fatigue life of each node are obtained, from which the location and fatigue life of the drive shaft easily destroyed are also confirmed.

**Key words:** drive shaft; NCODE;ADAMS;kinetic analysis;fatigue failure

(上接第 85 页)

Evolutionary Game Analysis on Cooperation Mechanism of Express Enterprises and Third-party Smart Express Cabinet Enterprises

LI Yumin, YANG Lu, WANG Xinlu

( School of Management Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001 , China )

**Abstract:** The smart express cabinets could solve terminal distribution problems to some extent. Based on the view of evolutionary game theory, an evolutionary game model of express enterprises and third-party smart express cabinet enterprises was established in this paper. Meanwhile, the dynamic evolutionary process and factors influencing the establishment of cooperative relationship were analyzed by this model. Finally, numerical cases were conducted with Matlab simulation software. The results showed that: (a) Only the excess income was more than the cost, probably the cooperation could be achieved. (b) Probability of this cooperation had a positive correlation with the excess income, while inversely with the cost. (c) There existed an optimal proportion of excess income correlation, which could maximize the probability of cooperation. (d) Reasonable income distribution mechanism and cost sharing mechanism were conducive to the establishment of the cooperative relationship.

**Key words:** terminal logistics;cooperation mechanism;evolutionary game;smart express cabinets;express enterprises