

采用等效载荷预测轴重对货车交叉支撑装置疲劳寿命的影响*

任尊松 谢基龙

(北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044)

摘要: 国内目前正在设计、研制30 t轴重铁路货车,原用于21 t、25 t轴重转向架的交叉支撑装置拟用于该型车辆。运用环境(轴重)改变后,在多大程度上改变了转向架交叉支撑装置的疲劳寿命,对于车辆尚处于设计阶段而不能通过实测车辆线路动应力来评估车辆结构强度的交叉支撑装置来说,需要寻求一种新的研究方法来实现疲劳寿命预测目的。由此,在建立三种轴重货车系统动力学模型基础上,详细研究三种轴重货车交叉支撑装置的径向力峰值和均值特性,获得交叉支撑装置受力方向与状态,揭示出轴重、运行速度、线路曲线半径以及线路等级等因素对交叉支撑装置载荷的影响特点。为预测30 t轴重货车交叉支撑装置的疲劳寿命问题,依据交叉支撑装置径向力与轴向应力之间线性对应关系,提出等效载荷计算方法以及等效载荷与疲劳寿命之间对应关系。等效载荷计算方法考虑了各载荷水平和出现频次对等效载荷的贡献。在分别计算21 t、25 t和30 t轴重货车交叉支撑装置等效载荷前提下,预测了30 t轴重货车交叉支撑装置疲劳寿命所占21 t、25 t轴重货车交叉支撑装置疲劳寿命的比率。研究表明,30 t轴重货车交叉支撑装置的疲劳寿命约分别为21 t、25 t轴重的76%、92%左右。采用等效载荷预测轴重对货车交叉支撑装置疲劳寿命影响的研究方法对解决类似工程问题提供了新的方式,具有良好的工程实用价值,是将车辆动力学研究和结构强度研究有机结合的新研究思路。

关键词: 等效载荷 疲劳寿命 轴重 交叉支撑装置 货车 车辆系统动力学

中图分类号: U270.1

Influence on Axle Load to the Service Life of the Crossbar Set of Railway Freight Car with Equivalent Load

REN Zunsong XIE Jilong

(School of Mechanical, Electronic & Control, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044)

Abstract: China is seeing to develop the 30 t axle load railway freight car, and according to the schedule, the crossbar set used in K2 and K6 truck in which the axle load are 21 t and 25 t respectively should be used in the 30t axle load truck. Therefore, the influence of the axle load increasing to the service life of the crossbar set would be researched in advance. With the establishment for the dynamic models of three types of railway freight cars, the P64 (21 t axle load), C80 (25 t axle load) and M95 (30 t axle load), the cross bars in the three type of freight car dynamic models are set to 6 degrees of freedom (DOFs), the influences of the axle load on the freight car to the maximum force and average load on the cross bar are studied, and the forces status of the cross bar are also obtained. Farthermore, the influences of other factors such as vehicle operating velocity, curve radius and railway level to the dynamic characteristics of the cross bar are researched. Moreover, in order to predict the influence of the axle load increasing to the service life of the crossbar set, a method to calculate the equivalent loads of the crossbar set is advanced. The calculating measure contains the contribution of the load level and load acting frequency to the equivalent loads. By use of the equivalent loads of crossbar set under the three type of the freight car and the service life of the crossbar set, the service life of the crossbar set under 30 t axle load freight car is predicted. The results show that the service life of the crossbar set under 25 t and 30 t axle load freight car are decreased to 82.6% and 76.2% of the former respectively. The way advanced is a new method to study the influence of the axle load to the structure service life after integrating the vehicle system dynamics and the structural stress, and it is very helpful to solve the similar engineering problems.

Key words: Equivalent load Service life Axle load Crossbar set Railway freight car Vehicle system dynamics

* 国家自然科学基金资助项目(50575020)。
20070821 收到初稿, 20071115 收到修改稿

0 前言

转 K2、K6 转向架货车在原有货车转向架结构基础上增设了交叉支撑装置，使得转向架两侧架之间的松散连接变为交叉支撑装置约束联结^[1]，增大了三大件式货车两侧架间抗菱刚度、抑制了两侧架间菱形变位、提高了车辆临界速度、改善了其运行稳定性^[2]。这种抑制作用依靠交叉支撑装置传递的作用力来实现，因此交叉拉杆装置自身会受到较大的动态荷载，其疲劳强度问题受到了广泛关注^[1]。然而在相关研究文献中^[2-5]，对交叉支撑装置振动特性关注较多，忽略了载荷水平和频次对其疲劳寿命的影响问题。

为配合 30 t 轴重转向架 M95 型煤炭漏斗货车(单车载重 95 t、总重 120 t)设计生产，国内某车辆厂拟在该型货车转向架上，配用目前已在 21 t 轴重货车(P64)和 25 t 轴重货车(C80)转向架上使用的该型交叉支撑装置。运用环境(轴重)改变后，在多大程度上改变了交叉支撑装置的疲劳寿命，对于车辆尚处于设计阶段而不能通过实测其线路动应力来评估其结构强度的交叉支撑装置来说，需要寻求一种新的方法来达到上述目的。

鉴于此，本文在利用相关理论^[6]建立三种货车系统动力学模型基础上，对该型交叉支撑装置在三种货车上的载荷进行了计算、分析。最后，利用本文提出的等效载荷计算方法，对 30 t 轴重货车交叉支撑装置的疲劳寿命进行了预测评估。

1 货车系统动力学及线路模型

为了获得较为准确的交叉支撑装置受力特性，

并据此完成对其疲劳寿命的预测、评估，首先需要模拟车辆运行条件，为此需要建立完整、详细的货车系统动力学模型和线路模型。

1.1 货车系统动力学模型

本文建立了 P64、C80 和 M95 三种货车系统动力学模型，其模型界面如图 1 所示。

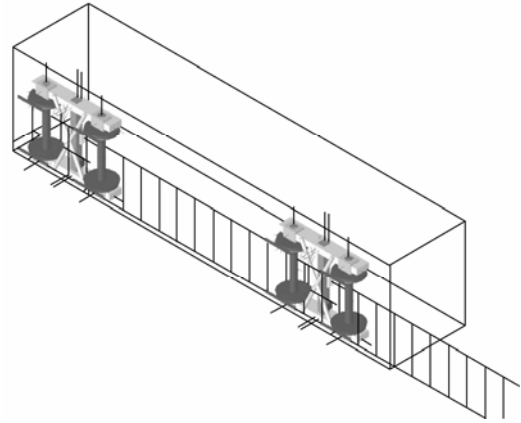


图 1 货车系统动力学模型界面

这三种货车对应的轴重分别为 21 t、25 t 和 30 t。模型中车体、侧架和轮对等主要部件均被处理为理想刚体，均具有 6 自由度；摇枕除点头和摇头自由度独立外，其他 4 自由度与车体相应的自由度一致。交叉支撑装置被设置为具有 6 自由度的运动部件，该处理方式能够得到其更为准确的振动与受力特性。因此，每一种货车系统总自由度数均为 70。另外，各主要部件之间的约束关系、联结关系(悬架力)以及各种线性与非线性因素等，均得到了合理处理。

模型中车轮踏面为国内 LM 踏面，钢轨轨型为国内 60 kg/m。另外，为使计算结果具有普遍意义，认为车辆系统各主要部件与减振装置等均处于正常状态。表 1 给出了模型中三种货车的主要技术参数。

表 1 三种轴重货车主要技术参数

技术参数	货车类型		
	P64	C80	M95
车辆总质量 m/t	83.9	100	120
转向架质量 m_1/t	4.2	4.8	5.2
摇枕质量 m_2/kg	541	745	650
侧架质量 m_3/kg	373.5	497	500
轮对质量 m_4/kg	1 154	1 171	1 320
交叉支撑装置质量 m_5/kg	32.3	32.3	32.3
交叉支撑装置绕 x, y, z 轴转动惯量 $I_x, I_y, I_z/(kg \cdot m^2)$	11.11, 2.66, 13.75	11.11, 2.66, 13.75	11.11, 2.66, 13.75
车辆定距 l/m	11.700	8.200	12.281
转向架轴距 a/m	1 750	1 830	1 860
承载鞍与侧架间纵、横、垂向刚度 $k_y, k_x, k_z/(MN \cdot m^{-1})$	—	13, 11, 160	12, 5, 28
枕簧横向刚度(摇枕一端)(空/重车) $k_{1x}/(MN \cdot m^{-1})$	2.003/4.047	1.542/2.654	2.412 5/4.628
枕簧垂向刚度(摇枕一端)(空/重车) $k_{1z}/(MN \cdot m^{-1})$	2.445/4.391	2.233/3.724	3.045/6.210
减振簧垂向刚度(摇枕一端) $k_{2z}/(MN \cdot m^{-1})$	0.440	0.551	0.954
转向架抗菱刚度(空/重车) $k_3/(MN \cdot rad^{-1})$	9.4/12.3	7.5/12.0	9.0/17.5
转向架抗剪刚度(空/重车) $k_4/(MN \cdot rad^{-1})$	1.89/2.17	2.0/2.5	2.5/3.0
旁承垂向刚度 $k_5/(MN \cdot m^{-1})$	2.2	2.2	2.0
每根交叉杆径向刚度 $k_6/(MN \cdot m^{-1})$	14.8	14.8	14.8

1.2 货车的线路条件及曲线设置

直线上，交叉支撑装置受力状态不仅与速度有关，而且与线路等级有关。线路等级越差交叉支撑装置承受的载荷应该也越大，为此本文采用美国谱 AAR5 和 AAR4 作为线路激励，用以模拟我国 I、

II 级线路条件，这也是国内货车目前主要运用线路。为全面考查交叉支撑装置在车辆通过不同半径曲线时的载荷特性，本文设置了四种不同半径曲线，其具体参数如表 2 所示。

表 2 曲线参数设置

曲线半径 R/m	运行速度 $v/(km \cdot h^{-1})$	缓和曲线长度 L_1/m	圆曲线长度 L_2/m	外轨超高 h_1/mm	欠超高 h_2/mm	轨道激励
1 000	120	150	150	100	70	AAR5
800	100	150	150	80	67	AAR5
600	80	150	150	80	45	AAR4
350	60	150	150	80	41	AAR4

2 不同轴重转向架交叉支撑装置载荷特性

利用建立的货车动力学模型，这里以 30 t 轴重煤车为例，给出了该型车辆直线运行和曲线通过时(速度均为 120 km/h)，交叉支撑装置的载荷及振动特性。

图 2、3 分别显示了曲线通过和直线运行时交叉支撑装置的径向力时间历程。曲线通过时交叉杆承受的最大径向力约为 34 kN，直线运行时的最大径向力约为 32.7 kN，这两峰值大小基本一致，但在均值上存在一定的差异。

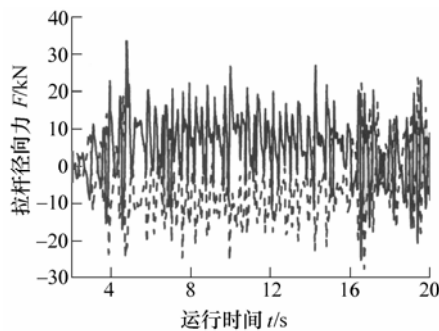


图 2 交叉杆径向力(曲线, $R=1 \text{ km}$)

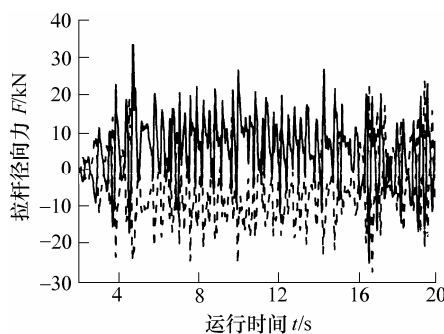


图 3 交叉杆径向力(直线)

图 4 为任一瞬时交叉拉杆装置在水平面内所受纵向力和横向力方向图示。由图 4 可见，同一根交叉杆两端的作用力方向一般处于反向状态，且两根交叉杆同侧纵向力方向一致而横向力相反；另外，每一根交叉杆的径向力，一般是其中一根处于受压状态，而另一根处于受拉状态，这一点在图 2、3 中也有明显体现。

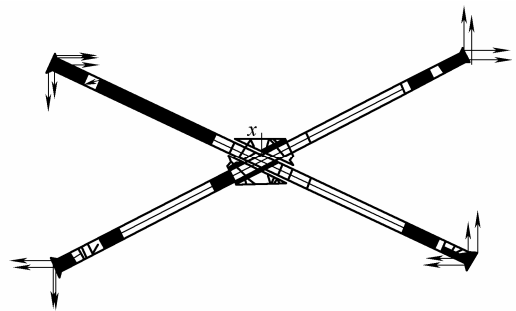


图 4 任意瞬时交叉杆装置受力状态

为比较交叉支撑装置在不同轴重货车中的载荷情况，表 3 给出 P64、C80 以及 M95 均以 120 km/h 曲线通过和直线运行时交叉支撑装置的载荷特性，

表 3 不同轴重转向架交叉支撑装置载荷特性

车型	载重状态	线路工况 ($v=120 \text{ km/h}$)	交叉杆力 F/kN		
			径向力		垂向力
			峰值	均值	
M95	重车	曲线 $R=1 \text{ km}/\text{AAR5}$	33.5	8.58	1.71
		直线/AAR5	32.7	8.16	3.12
	空车	曲线 $R=1 \text{ km}/\text{AAR5}$	9.83	2.56	0.67
		直线/AAR5	8.73	2.26	0.57
C80	重车	曲线 $R=1 \text{ km}/\text{AAR5}$	31.7	8.26	2.24
		直线/AAR5	31.8	7.89	1.39
	空车	曲线 $R=1 \text{ km}/\text{AAR5}$	10.4	2.68	0.99
		直线/AAR5	12.3	2.33	1.22
P64	重车	曲线 $R=1 \text{ km}/\text{AAR5}$	32.4	8.29	1.38
		直线/AAR5	33.9	7.71	1.92
	空车	曲线 $R=1 \text{ km}/\text{AAR5}$	10.5	2.75	0.89
		直线/AAR5	11.7	2.86	0.96

表4则给出三种货车通过小半径曲线时的载荷特性,这些载荷特性主要由交叉杆径向力峰值、平均值以及轮轨力峰值等指标体现。

表4 不同轴重转向架交叉支撑装置载荷特性

车型	轨道状态	曲线半径 R/m	车辆速度 $v/(km \cdot h^{-1})$	交叉杆力 F/kN		
				径向力		垂向力
				峰值	均值	
M95	AAR5	800	100	27.2	8.53	1.25
	AAR4	600	80	30.9	9.04	1.61
	AAR4	350	60	30.6	9.37	1.21
C80	AAR5	800	100	23.1	9.07	0.56
	AAR4	600	80	26.1	9.42	1.31
	AAR4	350	60	24.8	8.12	0.80
P64	AAR5	800	100	22.5	8.40	0.54
	AAR4	600	80	23.3	7.93	1.10
	AAR4	350	60	21.4	7.58	1.13

由表3、4可得出以下结论。

(1) 速度较高时(高于100 km/h),三种转向架虽然在轴重上存在较大差异,但交叉支撑装置的最大径向载荷和平均载荷差异均不明显。这主要与两个因素有关:①从动力学角度来看,转K6转向架(C80)轴箱结构动力性能较转K2转向架(P64)有所改善,而30 t轴重货车转向架(M95)轴箱结构动力性能较K6转向架又有一定程度提高,因此三者虽然在轴重上存在较大差异,但由于轴箱结构动力性能方面的差异在一定程度上弥补、改善了轴重增大后引起的不利影响。②从载荷作用方向来看,轴重增大后主要体现在货车垂直方向载荷增大,而交叉杆径向载荷方向为水平方向,因此,当货车载重在一定范围内变化时,对交叉杆径向载荷影响不明显。

(2) 在小半径曲线上,由于运行速度较低(低于80 km/h),三种货车运行稳定性方面的差异不如速

度较高时差异得那么明显,此时轴重对交叉杆载荷的影响占主导地位,使得30 t轴重转向架交叉杆载荷一般比25 t、21 t轴重转向架交叉杆的载荷大,这一点在轮轨力峰值上也有所体现。

(3) 车辆以相同速度分别在曲线和直线上运行时,交叉杆所承受的最大径向载荷差异不明显,但平均载荷值存在一定的差异,这主要是由曲线通过时欠超高所引起。

(4) 线路等级对交叉杆载荷有较为明显的影响,即线路等级越低,交叉杆径向载荷越大。

(5) 同一车型下,空、重车状态对交叉支撑装置径向力载荷大小影响明显。

3 不同轴重转向架交叉支撑装置载荷统计

结构的疲劳是一个损伤不断累积直至最后断裂的过程^[7],低水平载荷对于结构的损伤也可产生显著的影响,因此变幅载荷下结构的疲劳评估须考虑各级载荷水平对结构疲劳损伤的贡献。

在实际运用条件下,交叉支撑装置载荷是一个随时间变化的复杂历程。为便于疲劳评估,本文采用雨流计数法,将上述交叉杆载荷,按其水平构成(一定范围内的载荷均值)分为一定的数级(这里为8级,能够可靠地反映其实际的动态载荷历程),并统计在每一数级内载荷值出现的频次,由此得到交叉支撑装置在不同轴重下的载荷谱。表5给出了三种转向架下交叉支撑装置的径向力8级载荷谱。这里,与载荷谱对应的每一车辆的运行里程为6.7 km,载荷输出频率为100次/s。由表5可得出以下结论。

表5 不同轴重转向架交叉支撑装置载荷谱(8级)

谱级	21 t轴重			25 t轴重			30 t轴重		
	载荷幅值 F/kN	出现频次	累计频次	载荷幅值 F/kN	出现频次	累计频次	载荷幅值 F/kN	出现频次	累计频次
1	2.24	10 381	26 810	1.99	8 956	26 810	2.15	9 790	26 810
2	6.71	7 673	16 429	5.96	7 531	17 854	6.46	7 389	17 020
3	11.19	5 717	8 756	9.93	5 380	10 323	10.75	5 480	9 631
4	15.66	2 488	3 039	13.90	3 085	4 943	15.05	2 882	4 151
5	20.13	462	551	17.87	1 320	1 858	19.34	881	1 269
6	24.61	73	89	21.84	417	538	23.64	275	388
7	29.08	12	16	25.82	95	121	27.94	99	113
8	33.56	4	4	29.79	26	26	32.24	14	14

(1) 30 t轴重货车下交叉杆径向力载荷谱,与21 t轴重货车对应的交叉杆载荷谱相比,两者在载荷谱各级幅值上十分接近,但在幅值较大的谱级上(第4~8级),前者较大幅值出现的频次要明显多于后者出现的频次。

(2) 与25 t轴重货车下交叉杆载荷谱相比,30 t轴重货车下交叉杆各等级幅值有所增大,但在幅值较大的第4~8级谱级内,25 t轴重货车下交叉杆较大载荷谱出现的频次,高于30 t轴重下交叉杆对应的频次。

由表 5 可见,交叉支撑装置在三种轴重转向架下的载荷各有特点,不能仅从峰值的角度来考查其载荷特性,还应该综合考查各级载荷水平出现的频次。

4 30 t 轴重煤车交叉支撑装置疲劳寿命预测

目前,对于交变载荷下铁路车辆构件的疲劳寿命预测,一般通过实测其线路动应力,采用 Miner 线性疲劳累计损伤法则^[7]和 NASA 针对变幅加载条件所推荐的 $S-N$ 曲线^[7],利用式(1),计算车辆构件的等效应力,从而预测车辆构件的使用寿命

$$\sigma_{eq} = \left(\frac{L}{L_1 N} \sum n_i \sigma_{ai}^m \right)^{1/m} \quad (1)$$

式中, L 为部件在规定使用年限内的总运用公里数, L_1 是实测动应力时的运行公里数, σ_{ai} 为各级应力水平的幅值, n_i 为与各级应力水平对应的应力循环次数, m 为各个大应力测点所在部位的 $S-N$ 曲线方程的指数,对于普通钢焊接结构,一般取 3.5。

在车辆尚处于设计阶段的交叉支撑装置来说,这一方法显然无法实现。由此,借助载荷谱特性,本文提出等效载荷的概念并给出计算方法,在对比交叉支撑装置于 3 种轴重货车下的等效载荷幅值,

以及交叉支撑装置在 21 t 轴重货车的疲劳寿命基础上,预测其在 30 t 轴重货车下的疲劳寿命。

由 Miner 线性疲劳累计损伤法则和 NASA 针对变幅加载条件所推荐的 $S-N$ 曲线可知,交叉支撑装置的疲劳寿命与其载荷谱应力幅值和各应力幅值出现的频次密切相关。依据交叉杆结构和受载性质,可以认为交叉支撑装置动应力与动载荷之间具有线性对应关系。由此可依据疲劳累计损伤法则和 $S-N$ 曲线,采取与等效应力计算相似的方法,计算其等效载荷值

$$F_{eq} = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^8 n_i F_i^m \right)^{1/m} \quad (2)$$

式中, n_i 是与各级载荷水平对应的作用力循环次数; N 是总载荷次数,这里取 $N=26\ 810$; F_i 为各级载荷水平对应的作用力幅值; F_{eq} 为等效载荷,如对于表 5 中 21 t 轴重下载荷谱,当 i 取第 4 级时,那么 $F_i=15.66$ 、 $n_i=2\ 488$ 。因此式(2)中各级载荷水平对等效载荷的贡献均得到合理考虑。

利用式(2)并依据表 5 中的载荷谱可以计算出三种轴重货车交叉支撑装置的等效载荷值(表 6)。由表 6 可知,30 t 轴重转向架下交叉杆等效载荷值,比 21 t、25 t 轴重转向架下交叉杆等效载荷值分别增大 8.07%、2.33% 左右。

表 6 三种轴重货车交叉支撑装置等效载荷与疲劳寿命偏差

货车类型	等效载荷 F_{eq}/kN	与轴重 21 t 的货车比较		与轴重 25 t 的货车比较	
		等效载荷偏差 $\alpha/\%$	疲劳寿命百分比 $\beta/\%$	等效载荷偏差 $\alpha'/\%$	疲劳寿命百分比 $\beta'/\%$
轴重 21 t	10.348	—	100	—	—
轴重 25 t	10.929	5.61	82.6	—	100
轴重 30 t	11.183	8.07	76.2	2.33	92.3

由 $S-N$ 曲线形式^[7]可知,等效应力与疲劳寿命之间有以下关系成立

$$S \sigma_{eq}^m = C \quad (3)$$

式中, S 为构件疲劳寿命, σ_{eq} 为等效应力(这里取等效载荷), C 为常数。式(3)的物理意义可理解为构件的疲劳寿命与其等效应力的 m 次方成反比,见式(4),即等效应力越大,其疲劳寿命越小,且成指数级下降

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\sigma_{eq2}^m}{\sigma_{eq1}^m} \quad (4)$$

考虑到交叉支撑装置受载拉压特性以及径向力与动应力之间的线性对应关系,可以认为有式(5)成立

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\sigma_{eq2}^m}{\sigma_{eq1}^m} = \frac{F_{eq2}^m}{F_{eq1}^m} \quad (5)$$

式中, F_{eq1} 和 F_{eq2} 分别为不同轴重下交叉支撑装置的等效载荷值。据此,可计算出 30 t 轴重货车交叉支撑装置与 21 t 轴重货车交叉支撑装置的疲劳寿命偏差值(表 6)。与 21 t 轴重货车交叉支撑装置疲劳寿命相比,30 t 轴重货车交叉支撑装置的疲劳寿命约下降 19.3%~23.8%。如果现有 21 t 轴重转向架交叉支撑装置的疲劳寿命按 500 万次(30 年、无限寿命)计算,那么 30 t 轴重煤车转向架交叉支撑装置的疲劳寿命约为 380 万次(22 年)。

鉴于 30 t、25 t 轴重货车在轴重方面更为接近,且两种货车在轴箱结构上也基本一致,因此表 6 还给出了 30 t 轴重转向架交叉支撑装置与 25 t 轴重转向架交叉杆之间的疲劳寿命差异。将 30 t 与 25 t 轴重货车作比较,前者的疲劳寿命约下降 6.2%~7.7%。也就是说,如果现有 25 t 轴重转向架交叉支

撑装置的疲劳寿命按 500 万次计算, 那么 30 t 轴重煤车转向架交叉支撑装置的疲劳寿命约为 450 万次(27 年)。

5 结论

(1) 详细研究了轴重对交叉支撑装置载荷的影响特性, 分析了车辆运行速度、线路曲线半径以及线路等级等因素对交叉支撑装置载荷的影响趋势, 并完成该型装置在 P64 货车、C80 货车以及 M95 煤车上的载荷谱统计。

(2) 在综合考虑载荷水平及出现频次基础上, 提出了等效载荷计算方法, 获得了不同轴重货车交叉支撑装置的等效力载荷值。

(3) 通过比较交叉支撑装置在三种轴重货车上的等效载荷幅值, 预测了 30 t 轴重下交叉支撑装置的疲劳寿命。该方法具有较强的工程实用价值, 但在利用该方法进行类似研究时应注意两个问题: 构件载荷应具有代表性, 即要能够较为全面地模拟构件的运用环境, 如这里不仅考虑了车辆运行速度和空重车状态, 而且考虑了线路条件如曲线半径大小、线路等级等因素对载荷的影响; 数值计算时载荷输出频次应高于其低阶结构振动频率的 1 倍以上, 如这里的载荷输出频次为每秒 100 次, 远高于其第一阶结构振动频率(25.9 Hz)^[4-5]。

(4) 提出了依据动力学计算结果预测构件疲劳寿命的方法, 该方法对解决类似工程问题提供了新的思路, 具有较强的工程实用价值, 是车辆动力学研究和结构强度研究有机结合的新的研究方法。

参 考 文 献

- [1] 铁路货车交叉支撑装置转向架编委会. 铁路货车交叉支撑装置转向架[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2002.
Railway Freight Car Truck Committee. Railway freight car truck with crossbar set[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2002.
- [2] 张卫华. 机车车辆运行动态模拟研究[D]. 成都: 西南交通大学, 1996.
ZHANG Weihua. Simulation of the vehicle system dynamic Characteristics[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 1996.
- [3] 王勇. 考虑液体晃动的三大件转向架罐车耦合系统动力学研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2005.
WANG Yong. Study on three pieces railway freight car dynamics with liquid vibration[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2005.
- [4] 火进, 任尊松. 转 K2 转向架交叉拉杆结构振动与受力特性[J]. 北京交通大学学报, 2005, 29(4): 88-91.
HUO Jin, REN Zunsong. Study on the dynamic characteristics of the crossbar set of the freight car[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2005, 29(4): 88-91.
- [5] 郑娟娟, 胡用生, 陈凯. 货车过道岔时交叉支撑的瞬态振动分析与仿真[J]. 同济大学学报, 2004, 32(6): 771-774.
ZHENG Juanjuan, HU Yongsheng, CHEN Kai. Analysis of transient vibration for crossed-brace used in truck[J]. Journal of Tongji University, 2004, 32(6): 771-774.
- [6] GARG V K, DUKKIPATI R V. 铁道车辆系统动力学[M]. 沈利人, 译. 成都: 西南交通大学出版社, 1998.
GARG V K, DUKKIPATI R V. Vehicle system dynamics[M]. SHEN Liren, tran.. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 1998.
- [7] 赵少汴, 王忠保. 抗疲劳设计方法与数据[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
ZHAO Shaobian, WANG Zhongbao. Anti-fatigue design and data[M]. Beijing: China Machine Press, 1997.

作者简介: 任尊松, 1969 年出生, 博士, 副教授。主要从事车辆系统动力学、结构强度以及轨道动力学方面的研究工作。

E-mail: zrsen@bjtu.edu.cn