

车 辆 设 计 参 考 手 册

转 向 架

兰 州 铁 道 学 院
刘 盛 勋 主 编
赵 邦 华
铁 道 部 四 方 车 辆 研 究 所 杨 国 桢 主 审

中 国 铁 道 出 版 社

1 9 8 8 年 · 北 京

前 言

建国三十多年来,我国的铁道车辆事业有了较大的发展,积累了丰富的设计与运用经验和大量的技术资料。为了更好地培养铁道车辆专业的技术人才,提高高等学校车辆专业的教学质量,在1981年铁路高校铁道车辆专业教材编委会上,决定组织编写一本设计手册类的教学参考书,并定名为《车辆设计参考手册》。本手册分为四个分册,即《车辆总体及车体》、《转向架》、《制动装置》和《车辆制冷、空气调节与供电》。

《车辆设计参考手册》是铁道车辆专业的综合性技术工具书,须与有关课程的教材互相配合使用。它着重介绍铁道车辆各部分设计常用的计算公式、标准、规格、参数、主要结构型式及设计程序等。至于车辆的构造、作用原理、基本理论、公式推导、试验研究的方法等内容,在有关课程的教材中已有详细的介绍,本手册将不再列入。同时,由于篇幅所限,本手册以国内资料为主,适当介绍国外资料。

在编写过程中,力求做到简明扼要、条理清晰、图表充实,并附有计算例题,以供读者备查。

《转向架》分册主要介绍我国铁道车辆转向架的总体设计、转向架动力性能的设计与计算、车辆运行安全性的设计与计算及转向架零部件结构强度的设计与计算。

本分册由兰州铁道学院刘盛勋、赵邦华主编,铁道部四方车辆研究所杨国桢主审。参加审稿的还有曹志礼、郭荣生及铁道部四方机车车辆厂张鹤宾。各部分的编写人员为:兰州铁道学院刘盛勋〔I—(I)~I—(VII)〕及附录〕、北方交通大学卢翰庭〔II—(I)、II—(III)及IV—(VII)〕、长沙铁道学院曾三元〔II—(I)〕中的车辆随机振动〕、北方交通大学郭继斌〔II—(II)及IV—(VI)〕、兰州铁道学院的高嶽〔III—(I)~III—(II)〕、赵邦华〔IV—(I)~IV—(V)、IV—(X)、I—(VI)中的五与七〕、孟广浦〔IV—(VIII)及IV—(X)〕。

在本书编写过程中,铁道部科学研究所、四方车辆研究所、齐齐哈尔车辆厂、四方机车车辆厂、长春客车厂、浦镇车辆厂等单位提供了大量资料,并对本书的编写提出了宝贵的意见,同时还得到了铁路院校的毛家驹、成建民、宋起基、徐道玄等有关老师的热情指导和帮助,在此一并表示衷心感谢。

由于我们对编写手册缺乏经验,水平有限,而且时间仓促,资料搜集不全,也未能更广泛地征求各方面的意见,因此,书中难免存在谬误之处,敬请读者批评指正。

编 者

内 容 简 介

《车辆设计参考手册》包括《车辆总体及车体》、《转向架》、《制动装置》和《车辆制冷、空气调节与供电》四册。本册为《转向架》分册，分为四个部分，其主要内容为转向架的总体设计，转向架动力学性能的设计与计算；车辆运行安全性的设计与计算和转向架零部件结构强度的设计与计算等。

本手册是由铁道部高等院校铁道车辆专业教材编委会组织编写的教学参考书，供车辆专业学生毕业设计时参考，也可供铁路有关部门的工程技术人员参考。

车辆设计参考手册

转 向 架

刘盛勋 赵邦华 主编

杨国桢 主审

中国铁道出版社出版、发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092毫米 印张：17.5 字数：509 千

1988年12月 第1版 第1次印刷

印数：0001—2,000册 定价：3.85元

目 录

(V) 转向架结构型的确定	21
一、客车转向架的结构型式	21
(一) 我国客车转向架的分类及结构特点	21
(二) 法国Y ₈ 型转向架	21
(三) 日本DT200型转向架	22
(四) 我国L ₇ 型转向架	25
二、货车转向架的结构型式	26
(一) 我国货车转向架的分类及结构特点	26
(二) 我国改69型货车转向架	26
(三) 美国T-11型货车转向架	28
(四) 美国S.M(Swing Motion)货车转向架	28
(五) 自导向转向架	29
(VI) 转向架主要零部件结构型式的选择	30
一、承载型式	30
(一) 心盘承载	30
(二) 旁承支重	31
(三) 心盘与旁承共同承载	33
二、悬挂型式	34
(一) 摇动台结构	34
(二) 单系悬挂	34
(三) 货车悬挂型式	35
三、弹簧型式	35
(一) 圆弹簧的特点	35
(二) 弹簧静挠度与挠度比	35
(三) 扭杆弹簧的特点	37
(四) 空气弹簧的特点	37
(五) 橡胶弹簧的特点	37
四、减振型式	37
(一) 液压减振器	37
(二) 摩擦减振器	38
I、转向架总体设计	1
(I) 转向架设计的一般原则	1
(II) 转向架设计的具体要求	1
(III) 转向架设计的步骤	2
(IV) 转向架设计的常用规范、标准及有关资料	3
一、车辆运行平稳性的评定标准	3
(一) 客车平稳性的评定标准	3
(二) 货车平稳性的评定标准	7
二、车辆运行安全性的标准	8
(一) 防止轮对脱轨安全性的评定指标	8
(二) 车辆抗倾覆的评定方法	8
(三) 车体抗倾覆的稳定条件	8
三、转向架强度设计规范	9
(一) 转向架基本作用载荷(或力)及其组合	9
(二) 车体刚度试验及评定标准	9
(三) 客车转向架的静强度试验载荷及许用应力	11
(四) 货车转向架的静强度试验载荷及许用应力	11
(五) 铁道车辆所用材料的性能和规定	11
四、客车转向架通用技术条件	11
五、转向架设计的有关资料	14
(一) 客、货车使用寿命	14
(二) 客车重量	15
(三) 轴 重	15
(四) 车辆重心高度的计算及测定	15
(五) 线路有关资料	17

三、心盘距轨面高度	62
四、侧架上平面距轨面的高度	63
五、车体底架下部构件与转向架相关构件之间的间隙	65
(一) 转向架侧架(构架)顶面至枕梁下盖板的垂直距离	65
(二) 旁承间隙、旁承距	65
(三) 下旁承面与下心盘面的高度差	67
II、转向架动力学性能的设计与计算	69
(I) 转向架振动性能的设计与计算	69
一、车辆振动的基本型式和基本特性	69
(一) 车辆振动的基本型式和分类	69
(二) 车辆振动系统的基本特性	69
二、现有主型及试验型客、货车转向架的有关技术参数和动力学试验结果	70
(一) 202型、206型、209型及试验型客车转向架的有关技术参数和动力学试验结果	70
(二) 转8A及试验型货车转向架的有关技术参数和动力学试验结果	73
(三) 转向架结构参数与动力性能的关系	75
三、车辆振动性能的设计与计算	77
(一) 车辆自由振动	77
(二) 车辆强迫振动	86
(三) 有阻尼空气弹簧悬挂系统的振动	99
(II) 二轴转向架式车辆蛇行运动稳定性的设计与计算	100
一、振型的分类	100
二、稳定性的评定	100
(一) 稳定性的判别	100
(二) 稳定程度与失稳程度的评定	101
三、影响二轴转向架式车辆蛇行运动稳定性的主要参数	101
(一) 等效斜度	101
(二) 轴箱横向与纵向定位刚度	101
五、构架、侧架型式	38
(一) 构架、侧架的一般型式	38
(二) 构架、侧架结构型式的选择	38
(三) 构架、侧架制造工艺方式的选择	40
(四) 构架、侧架的材质	41
六、轴箱定位型式	41
(一) 油导筒式	41
(二) 干摩擦导柱式	41
(三) 橡胶弹性导柱式	41
(四) 拉杆式	42
(五) 转臂式	42
(六) 拉板式	43
(七) 球形轴箱定位装置	43
七、滚动轴承型式	44
(一) 铁路车辆滚动轴承的特点	44
(二) 铁路车辆轴箱用滚动轴承的基本类型及主要规格	44
(三) 国产铁路车辆滚动轴承所用主要钢种的化学成分和机械性能	45
(四) 滚动轴承选型的一般程序	45
(五) 滚动轴承的寿命计算	46
(六) 滚动轴承极限转速 n_l 的验算	46
(七) 滚动轴承的设计寿命	47
八、轮对型式	47
(一) 我国轮轴的主要尺寸、化学成分及机械性能	48
(二) 国外轮、轴标准	48
(三) 减小簧下质量、改善动力性能的主要措施	49
九、纵向牵引型式	57
(IV) 转向架主要线性尺寸的确定	58
一、固定轴距	58
二、下部限界	59

(二) 轮重减载率及其允许限度	133
(三) 抗脱轨的安全标准和转向架抗脱轨安全性的评定	134
(四) 跳上脱轨的评定指标及其允许限度	134
(五) 轨距挤宽和轨道损坏对车辆运行安全性的影响	135
四、抗脱轨安全性的设计	136
(一) 抗脱轨安全性的最不利条件	137
(二) 车辆抗脱轨安全性的结构设计和参数选择	138
五、转向架通过曲线时轮缘侧向力的计算	140
六、轮重减载量的计算	142
(一) 线路扭曲引起的减载	142
(二) 横向力H引起的减载	145
(三) 车辆固有的轮重减载	146
七、四轴货车静态轮重减载率的计算	147
八、客车转向架抗脱轨安全性的计算实例	148
九、货车转向架抗脱轨安全性的计算实例	149
(II) 车辆抗倾覆安全性的计算	149
一、车辆倾覆的类型和评定标准	150
二、倾覆系数的计算	150
三、计算实例	151
IV、转向架零部件的结构强度设计与计算	153
(I) 转向架强度计算的载荷组合与计算	153
一、转向架强度计算的载荷种类	153
二、转向架强度计算的载荷组合工况及其强度评定标准	153
三、载荷计算	153
(一) 垂直接触荷	153
(二) 垂直接触荷	153
(三) 侧向力及轮轨作用力引起的载荷	154
(四) 垂直斜对称载荷	158
(五) 制动引起的载荷	159

(三) 中央悬挂装置的横向刚度	102
(四) 中央悬挂装置的纵向刚度	102
(五) 中央悬挂装置的横向阻尼	102
(六) 蠕滑系数的影响	102
四、车辆蛇行运动稳定性的计算	103
(一) 蠕滑率的计算	103
(二) 蠕滑力与旋转力矩的计算	103
(三) 广义力的计算	104
(四) 蠕滑系数的计算	104
(五) 基本假定与数学模型	106
(六) 实例	110
(III) 曲线通过性能的设计与计算	118
一、转向架与线路的几何关系和车辆本身有关部分在曲线上的相互几何关系	118
(一) 轮对内侧距离与线路的相互关系	118
(二) 转向架在曲线上的位置	119
(三) 转向架在曲线上的偏移量, 转向架相对车体的转角及轮对对钢轨的冲角	120
(四) 转向架主要游间的确定及主要零部件之间的配合关系	121
二、转向架曲线通过性能的设计与计算	122
(一) 构架式客车转向架稳态曲线通过	122
(二) “三大件”式货车转向架(包括径向转向架) 稳态曲线通过	124
III、车辆运行安全性的设计和计算	130
(I) 车辆抗脱轨安全性的设计和计算	130
一、脱轨的分类	130
二、脱轨的原因和影响脱轨的因素	131
三、抗脱轨安全性的评定指标和允许限度	131
(一) 脱轨系数及其允许限度	131

(六) 货车调车作业时的纵向单端冲击力所引起的转向架垂 直附加载荷	159	二、 构架的强度计算	187
(II) 摇枕的设计与计算	159	(一) 静强度计算(力法)	187
一、 摇枕的结构设计	159	(二) 疲劳强度计算	190
(一) 摇枕主要轮廓尺寸的确定	159	三、 构架静强度试验应力示例	191
(二) 摇枕断面尺寸及壁厚的确定	162	(一) 206(207)型转向架构架静强度试验应力	191
(三) 考虑结构的工艺性	165	(二) 209(208)型转向架构架静强度试验应力	191
二、 摇枕的强度计算	167	(V) 吊杆、吊轴的设计与计算	191
(一) 静强度计算	167	一、 摇枕吊杆、吊轴的结构设计	191
(二) 疲劳强度计算	168	(一) 吊杆长度的确定	191
三、 摇枕静强度试验应力示例	172	(二) 吊轴的设计	196
(一) 转8A摇枕静强度试验应力	172	二、 摇枕吊杆的强度计算	197
(二) 202型转向架摇枕静强度试验应力	172	(一) 吊杆中部截面的计算	197
四、 货车铸钢摇枕的压吨试验标准与试验值	173	(二) 吊杆头部圆环部分的计算	197
(III) 侧架的设计与计算	176	三、 摇枕吊轴的强度计算	198
一、 侧架的结构设计	176	四、 摇枕吊杆、吊轴静强度试验应力示例	199
(一) 侧架主要轮廓尺寸的确定	176	(一) 206(207)型转向架双片单节长吊杆的静强度试验应力	199
(二) 侧架断面尺寸及壁厚的确定	177	(二) 206(207)型转向架弹簧托梁的静强度试验应力	199
(三) 考虑结构的工艺性	179	(VI) 弹性元件的设计与计算	200
二、 侧架的强度计算	179	一、 圆柱压缩螺旋弹簧	200
(一) 静强度计算(力法)	181	(一) 圆柱压缩螺旋弹簧轴向特性计算	200
(二) 疲劳强度计算	181	(二) 圆柱压缩螺旋弹簧径向特性计算	201
三、 侧架静强度试验应力示例	183	(三) 组合螺旋弹簧的计算	204
四、 货车铸钢侧架压吨试验标准与试验值	183	二、 空气弹簧	208
(IV) 构架的设计与计算	183	(一) 空气弹簧的分类	208
一、 构架的结构设计	183	(二) 空气弹簧的密封形式	208
(一) 构架主要轮廓尺寸的确定	183	(三) 空气弹簧橡胶囊的组成	208
(二) 构架断面尺寸及壁厚的确定	184	(四) 空气弹簧的刚度计算	209
(三) 考虑结构的工艺性	184	(五) 空气弹簧的减振阻尼计算	211
		(六) 空气弹簧的强度计算	212

橡胶弹性设计

(四) 车轮的断裂力学分析原则 236

二、车轴的强度设计 236

(一) 车轴的简化计算 237

(二) 车轴疲劳强度的计算方法 238

(三) 提高车轴疲劳强度的措施 245

三、轮对的压装 247

(一) 轮对压装的主要要求 247

(二) 轮轴压装时的接触应力 248

(K) 滚动轴承的寿命计算 248

一、轴承寿命计算的依据与定义 248

二、轴承额定寿命计算的基本公式 248

三、国际标准化组织 (ISO/TC4) 建议的轴承寿命计算新公式 249

四、当量动负荷 P 的计算 249

五、额定动负荷 C 的计算 250

(X) 转向架主要零部件的有限单元法计算示例 251

一、202型转向架吊杆的计算 251

二、UD₂型转向架构架的计算 251

三、转8A型侧架的计算 253

四、转8A型摇枕的计算 255

五、UD₂型转向架构架横梁的扭转计算 255

六、车轮的计算 258

附录一、我国客车转向架主要技术参数汇总表 261

附录二、我国货车转向架主要技术参数汇总表 263

附录三、我国各型2D轴货车转向架结构型式、主要技术参数及试验状态表 264

附录四、我国转向架的国家标准及铁道部标准的目录 265

附录五、货车通用件 (转向架部分) 目录 266

附录六、客车通用件 (转向架部分) 目录 269

三、橡胶弹簧 214

(一) 橡胶弹簧的静弹剪模数 214

(二) 橡胶弹簧的静弹性模数 214

(三) 橡胶弹簧的动弹性模数 215

(四) 橡胶弹簧的应力计算 215

(五) 橡胶弹簧的静刚度计算 215

(六) 橡胶弹簧的动刚度计算 219

(七) 橡胶弹簧的相似法则 219

(八) 橡胶的许用应力与许用应变 219

四、扭杆弹簧 220

(一) 材料的选择 220

(二) 扭杆弹簧的载荷、刚度、变形及应力的计算 220

(三) 扭杆弹簧的端部形状和有效工作长度 222

(四) 许用应力 223

(V) 车辆减振器的设计与计算 223

一、车辆减振器的基本类型及主要特性 223

二、摩擦减振器的设计与计算 223

(一) 常值摩擦力减振器的设计与计算 223

(二) 变摩擦力减振器的设计与计算 225

三、液压减振器的设计与计算 227

(一) 活塞杆直径 d 的确定 227

(二) 内缸筒直径 D 的确定 227

(三) 活塞最大行程 $2l_{max}$ 的确定 228

(四) 节流系统的设计与计算 229

(VI) 轮对的设计与计算 233

一、车轮的强度设计 233

(一) 车轮设计的一般原则 233

(二) 轮轨间接触应力的计算 234

(三) 车轮的有限单元法计算结果示例 235

I. 转向架总体设计

转向架是铁路车辆的重要部件之一，它直接与车辆运行的安全性和平稳性有关。设计转向架时既要考虑继承性，又要考虑先进性，既要提高转向架的技术性能，又要注意经济效益；既要学习与吸收国外先进技术，又要结合我国的实际。转向架设计要综合考虑各种因素，综合运用各方面的知识。

(I) 转向架设计的一般原则

一、符合设计任务书的要求

设计任务书由铁道部直接下达，也可由工厂或科研单位提出建议书，经铁道部批准后作为设计任务书下达。其内容包括设计原则、产品用途、主要技术经济指标以及有关的特殊要求。

转向架设计任务书中一般要规定构造速度、通过最小曲线半径、轴距、轴型、轮径、轴承型式、左右旁承中心距、转向架制动倍率以及下部轮廓限界的要求（货车转向架还包含对通过设有缓行器的机械化驼峰的要求）。故新设计的转向架首先要符合设计任务书的各项要求。出口产品还要适合订货国的实际情况，满足所提出的特殊要求。

二、考虑客货车的不同需要

对客货车转向架的设计有不同的要求。从运用管理情况来看，客车有固定配属单位，可以自成一列，而一般货车无固定配属，故对其互换性、通用性的要求高一些。从平稳性的要求来说，在保证安全的前提下，对客车比对货车的要求高一些，对货车中的特殊车辆（如发电车、守车、家畜车等）比对一般货车要求也高一些。

三、零部件要尽可能通用化、标准化，产品要系列化

在设计转向架时，其零部件应尽量采用通用件、标准件，以减少材料与配件的规格，有利于修理和备料。产品的系列化也有利于减少零部件规格，降低产品成本，满足用户的要求。

四、积极采用新技术、新材料、新工艺

新技术、新材料、新工艺的采用能改善产品的性能，提高经济效益。但采用时要考虑国内的资源和工厂设备、技术、生产能力以及各种影响因素。

五、要求结构简单、运用可靠、检修方便、制造容易、成本低廉

由于列车运行速度逐步提高，客车车站和货车编解时间不断缩短，以及客货车检修期限逐步延长，因此在转向架设计中应尽量减少使用磨损件、紧固件和润滑油件。对于必不可少的磨损件、紧固件、润滑油件也应尽可能提高其耐磨性、可靠性，力求结构简单、运用可靠、检修方便、制造容易、成本低廉，以满足铁路运输的需要。

(II) 转向架设计的具体要求

一、具有一定裕度的运行安全性

转向架在列车运行速度范围内应具有适当裕度的抗脱轨、抗倾覆、抗摆动上倾覆的安全性和抗蛇行运动的稳定性。对危及行车安全的零部件应采取安全保护措施，以确保车辆运行的安全。

二、具有符合速度要求的运行平稳性

在转向架设计中，要注意避免垂直、横向和纵向振动在经常运行的速度范围内发生共振。其平稳性指标（客车）或动荷系数（货车）应符合要求。一般对干线长途车辆的平稳性要求应该更高一些。

(III) 转向架设计的步骤

新型转向架从方案的确定到最后定型投产大致需要经历下列几个阶段。

一、调查研究

根据设计任务书所规定的基本要求，对现有的转向架在制造、检修、运用中所存在的问题进行深入的研究。通过征求制造、检修、运用部门的意见，查阅有关资料，翻阅有关的总结、报告，找出主要问题的症结，然后进行分析，分清影响产品质量、性能的原因是结构设计的问题还是制造、检修工艺技术达不到要求抑或是运用中违反规章制度。针对所要解决的问题，参考国内外新技术、新结构、新工艺、新材料，找出解决的办法。

二、方案设计

方案设计要根据设计任务书的具体要求，针对现有运用转向架存在的问题，对所设计的转向架提出总的结构设计思想方案（并绘制草图），初步确定主要的技术参数及主要的轮廓尺寸。对新设计或改进设计的部分还需要提出具体的结构方案，并论证实现的可能性和必要性，以便报请有关主管部门审批。

三、技术设计

根据批准的初步方案进行具体的结构设计，以实现方案设计所选择的的技术参数及结构要求。在此阶段的工作中，要进行主要零部件的结构选型和设计，强度计算和动力性能的校核，确定各部分间隙量，调整各部分相关尺寸，注明技术条件，最后确定并绘制全套图纸。对于新设计的重要零部件需要进行试验研究，以检验其性能。

四、工艺设计

根据工厂的工艺装备及生产能力，由工艺部门对各主要零部件确定尺寸公差和加工的技术条件，制定工艺流程和工艺卡片，修改和完成全套生产图纸，同时进行生产上的准备工作。

完成了工艺设计后，要进行标准化审查。

五、试制样车

三、零部件有足够的强度和合适的刚度

为了保证转向架主要零部件在运用期间正常工作，在力求减轻自重的前提下，要符合“车辆强度设计规范”的强度要求并有合适的刚度。

四、具有承载和传递牵引力的能力

转向架主要零部件应能保证车体的载荷尽可能地通过各个轮对传给钢轨，并能无间隙、无冲击地传递牵引力。另外，对运行中来自线路的垂向、横向和纵向的干扰位移和冲击，在向车体传递时，能起缓和、减振和抑制作用。

五、轮轨磨损量少并具有通过曲线的导向能力

设计转向架结构和轮踏面外形应注意尽量减小轮轨间的接触应力和侧向力，以减少轮踏面和轮缘的磨损，使其对线路的破坏作用最小。转向架固定轴距应尽可能小，以便转向架能灵活地通过规定的最小半径的曲线。

六、尽可能小的簧下质量

转向架结构中未被弹簧缓和的簧下质量，在车辆通过线路的凸起或凹陷部分时，将产生很大的轮轨冲击力。因此应尽量减小簧下质量，以减小轮轨间的动作用力。

七、能在规定的制动距离内安全停车

考虑列车最高运行速度、信号装备情况、司机视力范围的限度、线路状态等，所设计的转向架的基础制动装置与制动机配合起来应具有足够的制动能力，保证列车能在规定的制动距离内安全停车。

八、具有减少噪音、吸收高频振动的能力

转向架零部件之间和具有相对位移的地方，要尽可能采用无间隙结构或用橡胶元件充填，以减少噪音的发生和传递。橡胶元件还能吸收高频振动，起减振作用。

九、尽可能小的摩擦阻力

要尽量减小转向架结构（主要是轴承及轮轨接触部分）的摩擦阻力，以节约牵引动力，达到多拉快跑的目的。

经过有关车间、科室联合讨论、审查并报请主管部门批准后，可进行样车试制。样车试制组装后由检查科和验收员进行下列各项检查并提出报告。

1. 检查外观，测量各部分尺寸及称重，以确定转向架参数是否符合技术文件的要求和现行标准；
2. 检查所设计转向架的车辆通过最小半径曲线和相互连挂的性能；
3. 检查各种装置和制动的工作情况；
4. 限界检查。

六、初步鉴定 (Preliminary Inspection)
初步鉴定主要是考核转向架的各项性能是否达到国家和铁道部有关规定和标准以及设计任务书的要求，审查其可靠性、经济性、使用和维修的方便性，以确定是否适宜投入小批量生产或正式运用。

提交鉴定的转向架应具备有下列文件：

1. 设计任务书；
2. 产品结构、使用和维修说明书；
3. 有全部主要尺寸的产品总图、部件总图及重要零部件的图样以及技术条件；
4. 转向架技术检查和验收的记录报告，(Tech Exam / Test Result Report)；
5. 转向架及主要零部件强度、动力学及其它性能的计算及试验资料；
6. 标准化审查报告 (按国标发 (1981) 042号文件执行)；
7. 工艺总结报告；
8. 厂内及正线试运报告；
9. 试制总结。

初步鉴定由研制单位提出申请，铁道部批准后以部令形式下达。由科研单位主持、运用和制造单位派员参加组成鉴定试验组，进行鉴定试验。试验组在编制试验大纲后对提交鉴定的转向架进行静强度、动强度、动力学性能、制动等试验 (视具体情况确定鉴定试验项目)，然后提出鉴定报告和有关结论与建议，报部审查。

七、定型鉴定

对于通过初步鉴定、经过修改后投入小批量生产的转向架，应进行运用

试验。在运用试验时间不少于两年、行程不少于20万km、各方面条件成熟及客观需要的情况下，可提出进行定型鉴定的要求，以便进行性能复核，确定是否适宜投入定型生产。

定型鉴定试验应由成批生产并经过运用考验的转向架中任意抽取两辆，进行性能复核。

在进行性能复核前，先作不少于5000km的磨合运行或交付使用二个月，以避免性能试验的不稳定。提交定型鉴定时还应由主持局、段负责提供运用考验报告。内容包括运行区段、期间，空重车走行公里，发生的问题及处理情况，运用考验后进行解体检查的记录 (各零部件磨损、变形、破损、腐蚀及其他不良的情况)，运用考验的结论意见等。

(IV) 转向架设计的常用规范、标准及有关资料

一、车辆运行平稳性的评定标准

车辆运行平稳性是指车辆的振动性能。其评定的方法及标准分为客、货车两类。

(一) 客车平稳性的评定标准

A、平稳性指标及其评定标准

目前，许多国家都采用斯佩林 (Sperling) 平稳性指标 W 作为评定客车运行平稳性的指标。它是根据振动频率和振动加速度来计算的。其计算公式见表 I-1。

客车垂直及横向平稳性指标 W 也可由图 I-1 及图 I-2 查得。

根据求出的平稳性指标值 W 便可鉴别客车运行平稳性的等级，如表 I-2 所示。

我国 GB5599-85 规定客、货车平稳性的等级如表 1-8 所示。

B、用最大振动加速度平均值评定平稳性指标

此法目前在我国用于动力学试验的数据整理，可以大量节省人力与时

斯佩林经验公式

表 I-1

平稳性指标	稳态振动	非稳态振动
	$W = 7.08 \sqrt[10]{\frac{F(f)j^2}{f}}$	$W = 7.08 \sqrt[10]{\frac{F(f) \sum j^2 \cdot m_i}{f \sum m_i}}$
垂直振动	当 $f = 0.5 \sim 5.9$ 时, $F(f) = 0.325f^2$	
	当 $f = 5.9 \sim 20$ 时, $F(f) = 400/f^2$	
	当 $f > 20$ 时, $F(f) = 1$	
横向振动	当 $f = 0.5 \sim 5.4$ 时, $F(f) = 0.8f^2$	
	当 $f = 5.4 \sim 26$ 时, $F(f) = 650/f^2$	
	当 $f > 26$ 时, $F(f) = 1$	

注: f ——振动频率 (Hz);

\bar{f} ——所取波段中的平均频率 (Hz)

j ——振动加速度 (g);

j_i ——波段中各分组的加速度幅值 (g);

g ——重力加速度 ($g = 9.8 \text{ m/s}^2$);

m_i ——加速度幅值为 j_i 的振动半波数;

i ——加速度波形分级组序 ($i = 1, 2, 3 \dots$), $i < 4 \sim 5$ 。

客车运行平稳性等级

表 I-2

平稳性等级	垂直振动指标 W	横向振动指标 W
优	1	1
接近优	1.5	1.5
良好	2	2~2.5
接近良好	2.5	3
合格	3	3.5
接近合格	3.5	4
不适于运行	4.5	5

间。其方法是: 根据某一速度级的振动加速度记录波形, 将每一长达 $15 \sim 20 \text{ s}$ 的记录波段分成三段, 即在每 $5 \sim 6 \text{ s}$ 中取一最大加速度值, 然后将该速度级中所有的最大加速度求其平均值。根据该值以及最大加速度的频率平均值, 就可从图 I-8 中查出该速度级的平稳性指标 W 及其相应的舒适度。

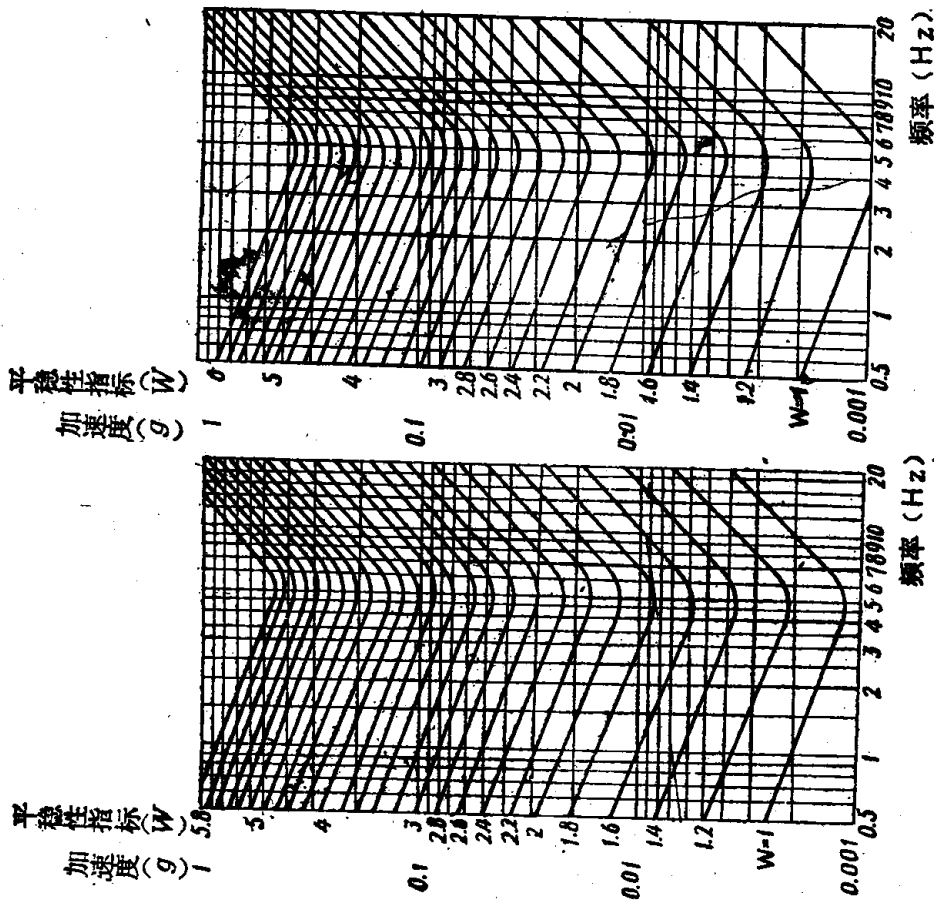


图 I-1 垂直平稳性指标与频率及加速度间的关系曲线

图 I-2 横向平稳性指标与频率及加速度间的关系曲线

我国采用的客、货车运行平稳性等级 表 I-8

平稳性等级	评定	平稳性指标 W
1 级	优	< 2.5 (< 3.5)
2 级	良好	2.5 ~ 2.75 (3.5 ~ 4.0)
3 级	合格	2.75 ~ 3.0 (4.0 ~ 4.25)

注: 1. 一般新造客车应不低于 2 级标准。
2. 括号内为货车平稳性指标。

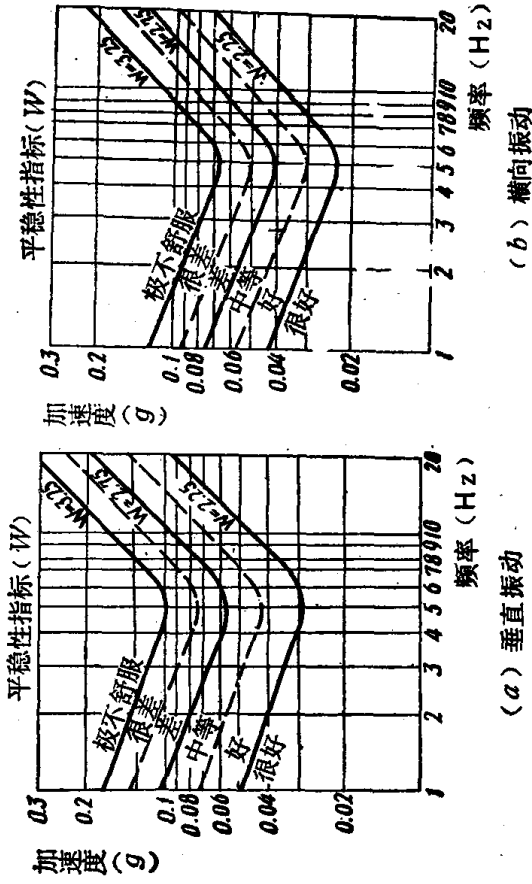


图 I-3 最大加速度平均值与平稳性指标关系曲线

C. 按振动加速度评定客车运行平稳性
新造客车以各种试验速度运行时, 其平均最大振动加速度 (取波方法与 B 项相同) 不应超过依下式求得之计算值:

$$A_{max} \leq 0.00027V + C_0$$

式中 A_{max} —— 平均最大振动加速度 (g);

V —— 试验车辆运行速度 (km/h);

C_0 —— 常数, 对于垂直振动 $C_0 = 0.035$, 对于横向振动 $C_0 = 0.025$

D. 按疲劳时间评定客车平稳性

疲劳时间是指人们在旅途中从乘车到开始疲劳所经历的时间并以此作为评定客车平稳性的依据。它是洛奇 (Loach) 根据振动对人体疲劳影响的试验提出的, 目前主要在英、法等欧洲国家中应用。

由于客车低频振动频率约为 1.4 Hz, 故根据试验, 当振动频率为 1.4 Hz 时, 疲劳时间的计算公式及相应的界限曲线见表 I-4。

疲劳时间 (h) 计算表 (频率为 1.4 Hz) 表 I-4

波形类型	垂直振动	横向振动
稳态振动 (加速度幅值为常数)	$t_1 = \frac{280}{(j_1 \sqrt{2}) - 8} - 0.71$ $j_1 \text{ —— 垂直振动加速度幅值 (cm/s}^2\text{)}$	$t_1 = \frac{280}{j_1 - 8} - 0.71$ $j_1 \text{ —— 横向振动加速度幅值 (cm/s}^2\text{)}$
非稳态振动 (加速度幅值为变数)	<p>1. 将加速度分级进行统计。 2. 按各加速度幅值分别统计其对应的疲劳时间; 3. 按下式求得整个的疲劳时间:</p> $t = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}{t_1/T_1 + t_2/T_2 + t_3/T_3 + \dots}$ <p>式中 t_1, t_2, t_3, \dots —— 各分级加速度 j_1, j_2, j_3, \dots 相对应所发生的时间; T_1, T_2, T_3, \dots —— 各加速度所对应的疲劳时间。</p>	

对于变频变幅的振动，其疲劳时间计算步骤如下：

1. 将实际记录得到的波段按振动频率分成若干组；
2. 在各相同频率的波段中对加速度分级进行统计；
3. 将统计得到的各加速度幅值以相同的感觉疲劳条件按图 I-4 换算成相当于频率为 1.4 Hz 的某加速度幅值。
4. 按表 I-4 中的非稳态振动求出实际的疲劳时间。

按疲劳时间评定客车平稳性的标准是 $t \geq 6h$ 。此法适用于频率为 1~7 Hz、加速度幅值为 10~300 cm/s² (约 0.01g~0.3g) 的振动。国际铁路联盟 (UIC) 规定的振动舒适度指标

列于表 I-5，其与平稳性指标值的关系参见表 I-6。

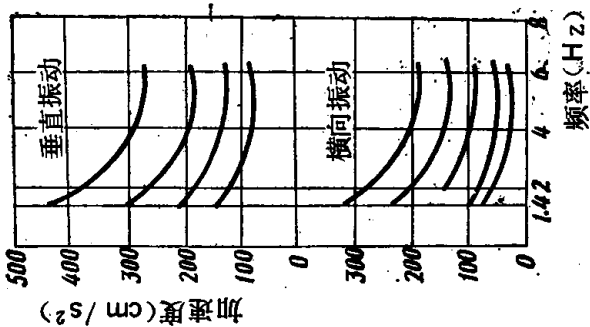


图 I-4 等感觉疲劳曲线

国际铁路联盟规定的振动舒适度指标 表 I-5

疲劳时间 (h)	等级
20	非常好
15	很好
10	好
6	可以接受
4	中等
3	差

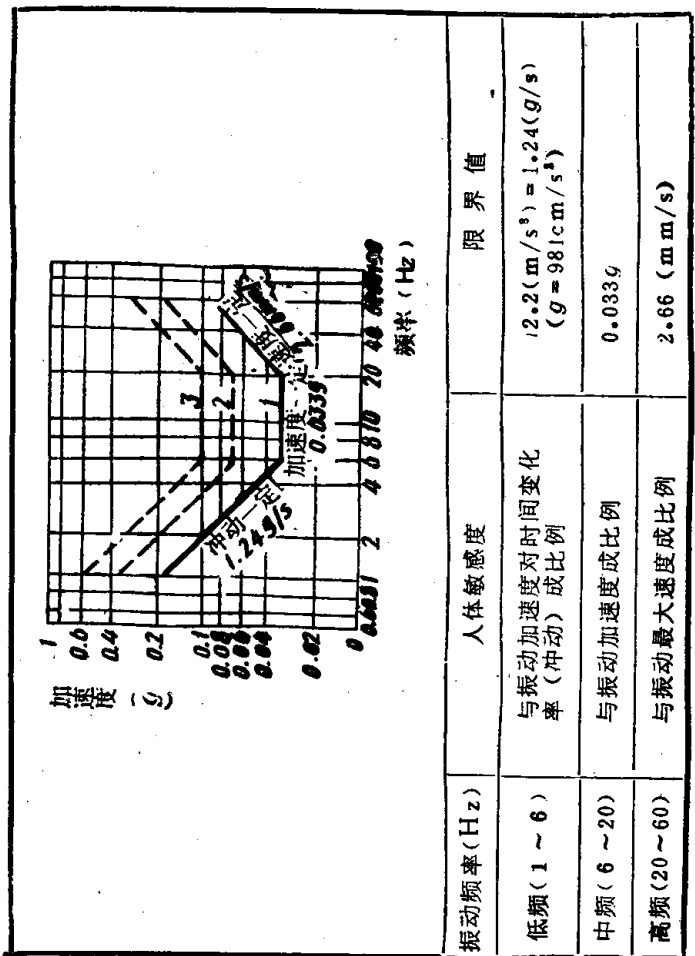
平稳性指标值和疲劳时间对照表

表 I-6

平稳性指标值	等级	疲劳时间 (h)
1	优	
2	良好	24
2.5	接近良好	12~13
3	客车合格	5.6
3.25		4
3.5	客车接近合格	2.8
4		1.5
4.5	客车不合格	1.08

垂直振动界限值与等舒适度曲线

表 I-7



E、按等舒适度曲线评定客车平稳性

杰奈威(Janeway)及杰克林(Jackling)根据试验研究,分别提出人体对垂直与横向振动的敏感度按频率高低划分的范围,如表 I-7 及表 I-8 所示。其平稳性的等级(实际加速度幅值除以等级为 1 的相应加速度幅值)及评语如表 I-9 所列。此法主要在日本使用。

表 I-8 横向振动限界值与等舒适度曲线

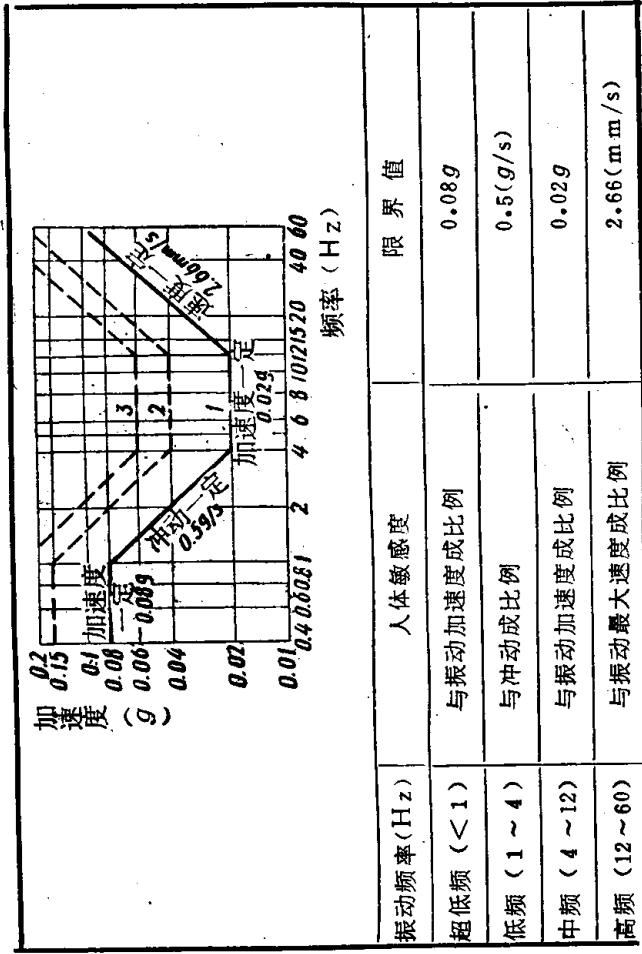


表 I-9 平稳性等级及评语

等级	1 以下	1 ~ 1.5	1.5 ~ 2	2 ~ 3	3 以上
评语	非常好	好	一般	差	非常差

(二) 货车平稳性的评定标准

A、用平稳性指标评定货车平稳性

货车平稳性指标计算公式及评定标准见表 I-1 和表 I-9。

B、用动荷系数评定货车平稳性

动荷系数计算公式及我国采用的用车辆体振动加速度幅值直接评定货车平稳性的标准(运行速度在 120km/h 范围内)见表 I-10。

动荷系数及我国采用的评定货车平稳性的标准 表 I-10

动荷系数	式中	
$K_d = \frac{P_d}{P_j} = \frac{L}{g} = (2\pi f)^2 \cdot \frac{a}{g}$	P_d ——车体振动产生的附加动载荷(取幅值);	
	P_j ——车体静载荷;	
	j ——振动加速度(cm/s^2);	
	g ——重力加速度($g = 981\text{cm/s}^2$);	
	f ——振动频率(Hz);	
a ——车体振幅(cm);		
振动加速度幅值	垂直方向 $\lambda > 0.7g$	横 向 $\lambda > 0.5g$

C、用货物损坏指数评定货车平稳性

此法主要在美国采用。它是一个相比较的方法,可按下列步骤进行:

1. 选择一辆运用中振动性能较好的车辆作为比较车,与被试验车同时进行动力学试验。

2. 将比较车与被试验车所记录的加速度值分别分级进行统计*(以 N_i 表示各分组加速度发生的次数占总次数的百分比,即 $\sum N_i = 1$; 以 j_{i1} , j_{i2} 分别表示垂直和横向振动中分级统计时的加速度幅值,用 g 表示之)。

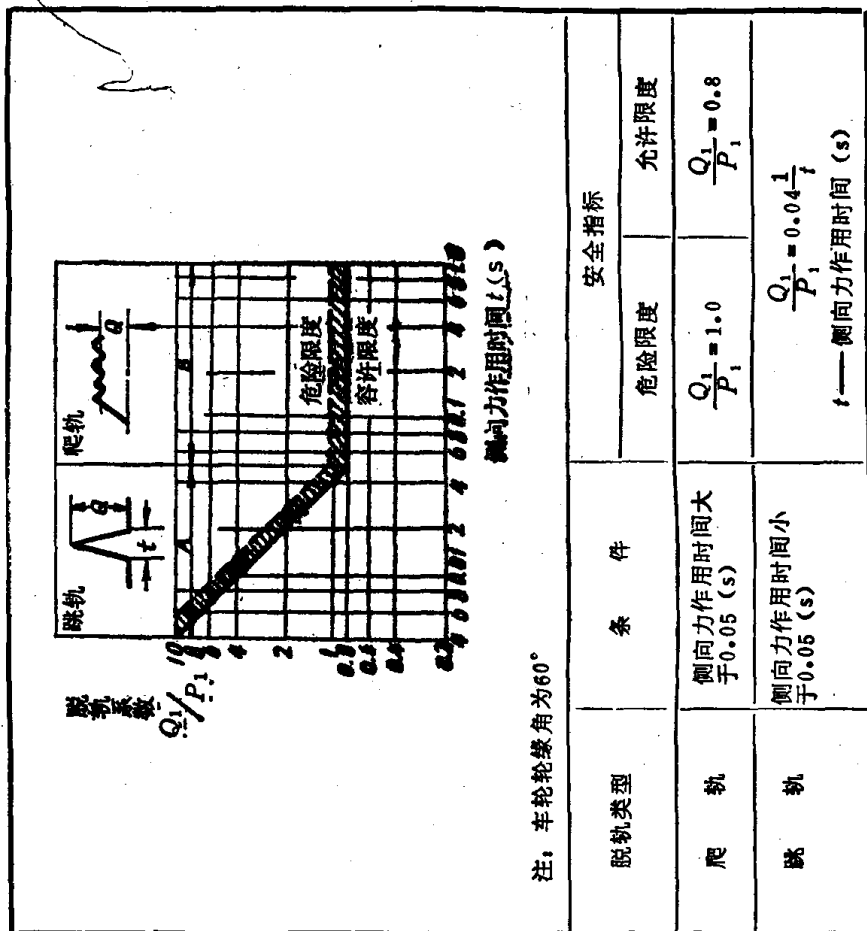
3. 按下式求出货物损坏指数 R

$$\text{对于垂直振动 } R_v = \sum N_i \left(\frac{j_{i1}}{0.25g} \right)^2$$

$$\text{对于横向振动 } R_h = \sum N_i \left(\frac{j_{i2}}{0.20g} \right)^2$$

4. 以被试验车的货物损坏指数与比较车的货物损坏指数的比值来评定

* 美国采用专用的冲击加速度仪自动进行分组统计。



(二) 车辆抗倾覆的评定方法
车辆在运行中受力的情况、倾覆类型、倾覆系数及评定指标列于表 I-13 中。

(三) 车体抗倾覆的稳定条件
车体抗倾覆的稳定条件为：

$$b: \frac{b}{f_1} - h_1 > 2 \text{ (m)}$$

式中 b ——中央弹簧横向间距的一半；

被试验车辆的振动性能。当比值 ≤ 1 时，表示被试验车优于或等于比较车的振动性能；当比值 > 1 时，则表示其振动性能不如比较车。

二、车辆运行安全性的标准

(一) 防止轮对脱轨安全性的评定指标

我国目前采用的轮对脱轨系数与轮重减载率的安全指标及使用条件列于表 I-11 中。

脱轨系数和轮重减载率的安全指标 表 I-11

项 目	使用条件	安全指标	
		危险限度	允许限度
脱轨系数 $\frac{Q_1}{P_1}$ ' Q_1 ——作用于轮缘上的侧向力； P_1 ——作用于车轮上的垂直力	速度 $V < 160$ (km/h) 轮对侧向力 $H > 0$ 若测得的侧向力是构架力 H ，则脱轨系数 (P_1 ——作用于非爬轨侧车轮的垂直力)	1.2	1.0
轮重减载率 $\frac{\Delta P}{P}$ ΔP ——轮重静减载量； P ——左右侧车轮的平均轮重	速度 $V = 10 \sim 20$ (km/h) 曲线半径 $R < 300$ (m) 轮对侧向力 $H = 0$	$\frac{H + 0.24P_1}{P_1} = 1.2$	$\frac{H + 0.24P_1}{P_1} = 1.0$
		0.65	0.6

国外根据侧向力作用时间的长短把高速车辆脱轨问题(速度 $V > 160$ km/h)分为爬轨和跳轨两种情况。其脱轨系数安全指标列于表 I-12 中，供参考。