

JICHE CHELIANG  
YEXA JIANZHENQI

# 机车车辆 液压减振器

杨国桢 王福天 编著  
刘 刚 主审

中国铁道出版社

责任编辑：韦和春

ISBN 7-113-04838-2



9 787113 048389 >

ISBN7-113-04838-2/U·1379

定 价： 29.00 元

# 机车车辆液压减振器

杨国桢 王福天 编著  
刘 刚 主审

中 国 铁 道 出 版 社

2 0 0 3 年 · 北 京

(京)新登字 063 号

## 内 容 简 介

本书介绍了多种国内外机车车辆液压减振器:柯尼、迪斯潘、萨克斯减振器,美国蒙诺、俄罗斯 KB3 型减振器,日本、原民主德国的几种减振器,瑞典 ASEA 减振器,以及国产 SFK 型、MSP603 型、ZS8 型、3A 型、QY 型和 TYG 型减振器。详细介绍了各种减振器的结构原理和性能,减振器的参数设计,阻力特性计算,试验检测及运用检修等方面的知识。

本书可供机车车辆设计制造和运用检修单位的有关技术人员学习及参考。

## 图书在版编目(CIP)数据

机车车辆液压减振器/杨国桢,王福天编著.北京:  
中国铁道出版社,2002.9  
ISBN 7-113-04838-2

I. 机… II. ①杨…②王… III. 机车-液压减振器 IV. U260.331

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 057675 号

书 名:机车车辆液压减振器

作 者:杨国桢 王福天 编著

出版发行:中国铁道出版社(100054,北京市宣武区右安门西街 8 号)

责任编辑:韦和春 编辑部电话:路电(021)73139 市电(010)51873139

印 刷:北京市燕山印刷厂

开 本:787×1092 1/16 印张:11 字数:272 千

版 本:2003 年 2 月第 1 版 2003 年 2 月第 1 次印刷

印 数:1~2000 册

书 号:ISBN 7-113-04838-2/U·1379

定 价:29.00 元

版权所有 侵权必究

凡购买铁道版的图书,如有缺页、倒页、脱页者,请与本社发行部调换。

联系电话:路电(021)73169,市电(010)63545969

# 前 言

液压减振器是机车车辆上的一个重要部件。20世纪40年代末,美国和欧洲一些发达国家在铁道机车车辆上相继采用了液压减振器,用螺旋弹簧加液压减振器的悬挂系统代替过去的叠板弹簧,到50年代末,液压减振器已得到普遍的应用和推广。

20世纪50年代末60年代初,我国在自行设计开发国产客车和内燃机车的同时,研制了国产液压减振器,初期虽然问题很多,但是经过不断的研究和改进,到70年代初已达到定型生产。由于长期以来我国铁路客运速度不高,国产减振器基本上可以满足当时的运用要求。

自1994年广深铁路实现160 km/h运行以来,我国繁忙干线相继多次提速,客运列车的最高运行速度从过去的不到100 km/h提高到140~160 km/h。由于列车速度提高,振动加剧,减振器的作用显得更为重要,成为提高舒适度、保证安全性的重要部件之一。同时,由于振动加剧,减振器的工作条件更加苛刻。在客车提速的新条件下,国产减振器暴露出漏油、性能不稳定等严重问题,难以满足运用要求。

由于列车提速,减振器在机车车辆上使用的品种和数量也越来越多,过去主要是使用二系悬挂的垂向减振器,而提速机车和客车还采用了一系垂向减振器、二系横向减振器及抗蛇行减振器,正在研制的高速动车组还拟采用车端减振器和受电弓减振器。

为了适应铁路提速的需要,近年来,我国在提速机车车辆上大量采用了柯尼、迪斯潘和萨克斯等各种类型的国外减振器,这些减振器结构先进,性能优良,各有特色,有许多值得我们学习和借鉴的地方。我国的铁路科技工作者正在新的起点上,消化吸收国外先进技术,积极研制开发新型的国产减振器,而且已经取得明显成效。许多运用检修单位,也正在熟悉各种减振器新技术,搞好运用检修工作,保证机车和提速客车的运行平稳性和安全性,我国铁路减振器的发展正处在一个新的阶段。

本书介绍了多种国内外液压减振器的结构原理和性能,介绍了减振器的参数设计、阻力特性计算、试验检测和运用检修等方面的知识,可供机车车辆设计制造和运用检修单位的有关科技工作者参考。

近几年来,随着车辆振动的主动控制和半主动控制技术的发展,半主动控制减振器已在某些国外高速车辆上得到实际应用,由于这种可控阻尼的减振器是整个控制系统的一部分,其作用和原理与整个系统联系在一起,很难把它作为一种减振部件单独介绍,所以本书没有包括这方面的内容。

在本书编写过程中,得到了多方面的支持和帮助。上海同济大学任利慧参加了第二章和第九章中有关测试部分内容的编写,四方车辆研究所邱景和上海车辆段陆激燕分别参加了第

九章和第十章部分内容的编写。长春客车厂刘绍勇、株洲电力机车研究所王飞宇、四方车辆研究所宋子强等同志,戚墅堰机车车辆工艺研究所、铁道科学研究院机车车辆研究所、深圳业成公司等单位为本书的编写提供了宝贵的资料。特别是上海萨克斯汽车零部件系统有限公司,青岛阿尔斯通铁路设备有限公司和青岛欧特美交通设备有限公司,不仅多次提供有关柯尼、迪斯潘和萨克斯减振器的资料,而且为本书的出版提供了大力支持。在此深表感谢。

编写和出版这样一本有关铁路减振器的专业书籍,是编著者多年的愿望,尽管我们尽了最大的努力,但是由于水平所限,错漏之处难免,恳请读者指正。

编著者  
2002年2月  
于上海同济大学

# 目 录

<b>第一章 液压减振器</b> .....	1
第一节 液压减振器的作用和类型 .....	1
第二节 液压减振器在机车车辆上的应用 .....	2
第三节 液压减振器阻尼作用的理论基础 .....	8
<b>第二章 柯尼减振器</b> .....	13
第一节 柯尼垂向减振器的结构和特点 .....	13
第二节 柯尼抗蛇行与横向减振器的结构和特点 .....	17
第三节 柯尼减振器的型号与规格 .....	22
<b>第三章 迪斯潘减振器</b> .....	26
第一节 迪斯潘减振器的基本结构 .....	26
第二节 迪斯潘减振器的主要特点 .....	27
第三节 迪斯潘减振器的型号与规格 .....	29
<b>第四章 萨克斯减振器</b> .....	35
第一节 萨克斯垂向与横向减振器的结构和特点 .....	35
第二节 萨克斯抗蛇行减振器的结构和特点 .....	37
第三节 萨克斯减振器的型号与规格 .....	42
<b>第五章 国外其他型号的减振器</b> .....	47
第一节 美国蒙诺减振器 .....	47
第二节 俄罗斯 KB3 型减振器 .....	49
第三节 日本减振器 .....	52
第四节 原民主德国减振器 .....	58
第五节 瑞典 ASEA 减振器 .....	60
<b>第六章 国产减振器</b> .....	63
第一节 国产减振器的发展 .....	63

第二节	SFK 型减振器 .....	63
第三节	MSP603 型减振器 .....	66
第四节	ZS8 型减振器 .....	68
第五节	3A 型减振器 .....	73
第六节	新型减振器 .....	75
<b>第七章</b>	<b>减振器的性能描述 .....</b>	<b>82</b>
第一节	减振器阻尼特性的理论基础 .....	82
第二节	减振器刚度特性的理论基础 .....	87
第三节	减振器的线性阻尼特性 .....	89
第四节	减振器的非线性阻尼特性 .....	91
<b>第八章</b>	<b>减振器的参数设计与阻力特性的计算 .....</b>	<b>95</b>
第一节	减振器参数设计的基本理论 .....	95
第二节	减振器阻尼参数的设计基础 .....	97
第三节	减振器阻力特性的计算与分析 .....	100
第四节	减振器的选型设计 .....	112
<b>第九章</b>	<b>减振器的性能测试 .....</b>	<b>116</b>
第一节	测试系统的组成 .....	116
第二节	测试内容和方法 .....	119
第三节	减振器试验台 .....	121
<b>第十章</b>	<b>减振器的检修 .....</b>	<b>132</b>
第一节	提高检修质量的重要性和措施 .....	132
第二节	减振器检修办法 .....	133
第三节	柯尼减振器的检修 .....	135
第四节	迪斯潘减振器的检修 .....	144
第五节	萨克斯减振器的检修 .....	150
附录一	铁路减振器欧洲标准部分内容 .....	160
附录二	客车进口油压减振器专业化集中修管理办法 .....	167
主要参考文献	.....	169



# 第一章 液压减振器

## 第一节 液压减振器的作用和类型

### 一、减振器的作用

为了保证机车车辆在线路上安全、平稳地运行,必须在其走行部即转向架中装用具有良好性能的弹簧悬挂减振装置。这种装置通常由两部分组成:一是弹性元件,它起缓冲来自轮轨的动力的作用,如采用螺旋弹簧、空气弹簧或橡胶弹簧;二是减振器,它起减小车辆悬挂系统振动的作用,如采用液压减振器或摩擦式减振器。由于货车的运行速度和平稳性的要求远较客车低,至今仍几乎全部采用摩擦式减振器。旧型客车上曾采用过板弹簧,它具有弹性元件和摩擦减振器两者结合为一体的作用。摩擦式减振器具有如下一系列固有的缺点:由于摩擦力与振动速度无关,以致于来自簧下的冲击力只要低于摩擦力,它便会刚性地向簧上部分传递,引起车体的高频振动,恶化旅客的乘坐舒适度;摩擦减振力在运用中变化大,不能保持设计值;摩擦面易磨耗,等等。因此,在现代机车和客车上,摩擦式减振器已全部为液压减振器所取代。

机车车辆的车轮与钢轨面之间是钢对钢的接触,车轮表面的不规则和轨道的不平顺都将直接经车轮传到悬挂部件上去,从而引起机车车辆各部分的高频和低频振动,如果这种振动不经过减振器来减弱,则会降低机械部件的结构强度和使用寿命以及恶化运行品质,这对运输的安全性、舒适性和经济性都是不利的。

现代的液压(油压)减振器几乎能实现任何实际需要的减振阻力特性,因此广泛地应用于铁道机车车辆和各种公路车辆上。减振器工作时,活塞在油缸中往复运动,油液在缸中流动时经阻尼阀而产生减振阻力,同时,减振器将系统的振动能量转化为油液的热量而散逸。对液压减振器的基本要求是:①具有合适而且稳定的阻力大小和特性;②结构坚固,使用寿命长;③使用中油液不泄漏;④便于维修。

### 二、减振器的类型

液压减振器装用于需要控制振动的部位,铁路上采用的液压减振器有下列类型(参见图 1-1~图 1-8)。

#### 1. 轴箱减振器

该型减振器装用于一系悬挂,以减小轴箱与转向架构架之间的垂向振动,特别是衰减构架相对于轮对的点头振动。如果对这种振动不加以控制,就可能导致严重的轮对增载,不利于防止脱轨的安全性,并且使安装于构架上的各种部件如基础制动装置和电气设备产生过度的振动与磨损,产生有害的影响。如果在二系悬挂中已具有合适的减振阻力,则构架的点头振动对车体运行平稳性的影响很小。但如果转向架与车体的连接牵引中心的高度设计不当,则构架的点头振动将通过牵引点传至车体,产生不良的纵向振动,降低运行平稳性。

## 2. 二系垂向减振器

该型减振器用于控制车体与转向架之间的垂向运动,即点头振动和浮沉振动。垂向减振阻力对车体的垂向平稳性影响很大,如果减振器阻力设计不当,则会对旅客的乘坐舒适度产生不良效果。减振阻力的正确选择主要与车体质量和一系、二系弹簧装置的刚度有关。该减振器与二系弹簧元件并联,加大减振器的横向间距,有利于控制车体的侧滚振动。所有机车与客车,无论其速度高低,都必须具有二系垂向减振阻力,这种阻力通常即由减振器来提供。

## 3. 二系横向减振器

该型减振器用于控制车体相对于转向架之间的横向运动,即横摆和摇头振动,也装用于某些客车的相邻车端之间,以减小两者之间的相对运动。同样,保证有合适的横向减振阻力是很重要的,过大的二系横向阻力会导致车体过度的横向摆动,即同时诱导横摆和侧滚振动。为此,必须根据车体质量、二系的横向和垂向刚度等因素来选择减振阻力。

## 4. 抗蛇行减振器

该型减振器用来抑制转向架的蛇行运动。当机车车辆以较高速度运行时,转向架在横向可能产生一种周期性大振幅的摇摆运动,即蛇行运动。剧烈的蛇行运动会使轮缘不断地撞击钢轨,加速轮轨磨耗,增大车轮脱轨的危险性,从而威胁到运行的安全性,因此,它是高速列车的一大障碍。在车体底架与转向架构架之间纵向安装抗蛇行减振器,能有效地抑制转向架的蛇行运动,可使产生蛇行时的临界速度大大提高,并可远超过最高运行速度,从而保证机车车辆在低于蛇行临界速度下安全地运行。现代的高速机车和客车上都需装用抗蛇行减振器。

## 5. 车体端部纵向和横向减振器

该型减振器装用于铰接式高速客车或转向架式高速动车组的两相邻车端之间,用于衰减车体的纵向、垂向和横向振动。这种减振器的布置不仅起到有效的减振作用,而且由于车体间纵向阻尼的约束,显著地增强了整列铰接式车辆的整体性和稳定性。

## 6. 其他类型的减振器

除上述各种类型以外,液压减振器还用于某些高速动车的受电弓,高速动车转向架的驱动单元以及某些特种货车转向架等。

# 第二节 液压减振器在机车车辆上的应用

在机车车辆上装用减振器的类型和数量取决于其运行速度和转向架的结构。随着速度级的提高,机车车辆各部分的振动亦随之加剧,就需安装更多的减振器以控制相关的振动。对客车转向架而言,根据国内外的实践,大体上按以下4个速度等级来装用各种减振器:

(1) 对速度低于120 km/h的普通客车,装用二系垂向减振器;

(2) 对于最高运行速度为140~160 km/h的快速和准高速客车,装用二系垂向和横向减振器以及一系轴箱减振器;

(3) 对速度高于200 km/h的高速客车,通常采用无摇枕转向架,除具有以上第(2)项的减振器外,再装用抗蛇行减振器;

(4) 对于最高运行速度达到270 km/h或300 km/h的高速动车组,往往需要在车辆之间,装设纵向或横向减振器。

由于车辆的振动大小和型式除与速度这一主要因素有关外,还与线路的状况、转向架的结构和弹簧悬挂装置各参数有关,因此,以上4种速度等级的划分是就一般情况而言的,不是绝

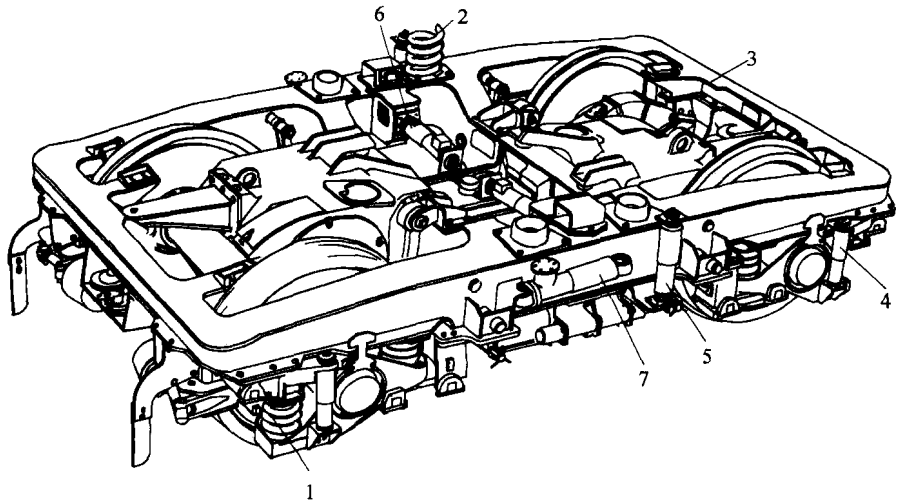


图 1-1 高速动车转向架上的减振器

1——系弹簧；2——二系弹簧；3——构架；4——一系垂向减振器；5——二系垂向减振器；  
6——二系横向减振器；7——抗蛇行减振器。

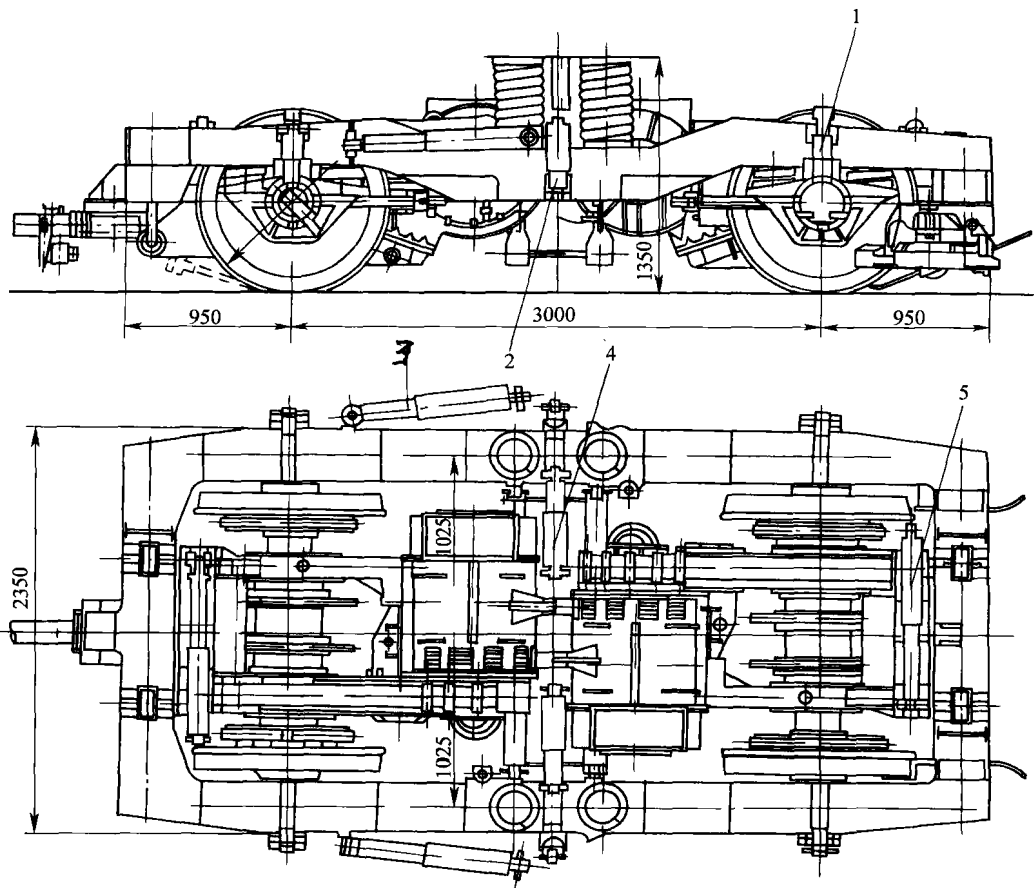


图 1-2 ICE 动车转向架上的减振器

1——一系垂向减振器；2——二系垂向减振器；3——抗蛇行减振器；  
4——二系横向减振器；5——耦合减振器。

对的。例如无摇枕转向架,因为没有回转方向的阻尼,所以当最高速度为 160 km/h 时就需要装用抗蛇行减振器。

对于机车,由于其转向架的结构和参数与客车有差异,因此装用减振器的速度划分等级与客车不尽相同。例如,某些准高速机车的蛇行运动临界速度较低,即使在 140 km/h 以下运行时也需要装用抗蛇行减振器。

图 1-1 为国外高速铁路所用的一种典型动力转向架,上面装用了一系和二系的减振器以及抗蛇行减振器。

图 1-2 为德国 ICE 动车转向架,除装有一系、二系和抗蛇行减振器外,还装有 2 个耦合减振器,它横向装于驱动制动单元与车体之间,以衰减转向架高速运行时由驱动制动单元引起的横向振动(驱动电机、基础制动和齿轮传动系统集成一体称之为驱动制动单元)。这种装法的横向减振器也用于某些径向转向架上,它能有效地防止轮对的蛇行运动。

图 1-3 为法国 TGV 铰接式列车的 Y237 型转向架及车端连接结构。其中除了采用轴箱减振器和抗蛇行减振器外,还在每一相邻客车车体端部的四角装用 4 个纵向液压减振器,这一独特的减振器布置使得列车中的所有客车车体组成一个整体的耦合振动系统,使得每一车体的垂向和横向振动都受到端部减振阻尼的抑制。在各个客车车体的相邻端部的上方还装有 1

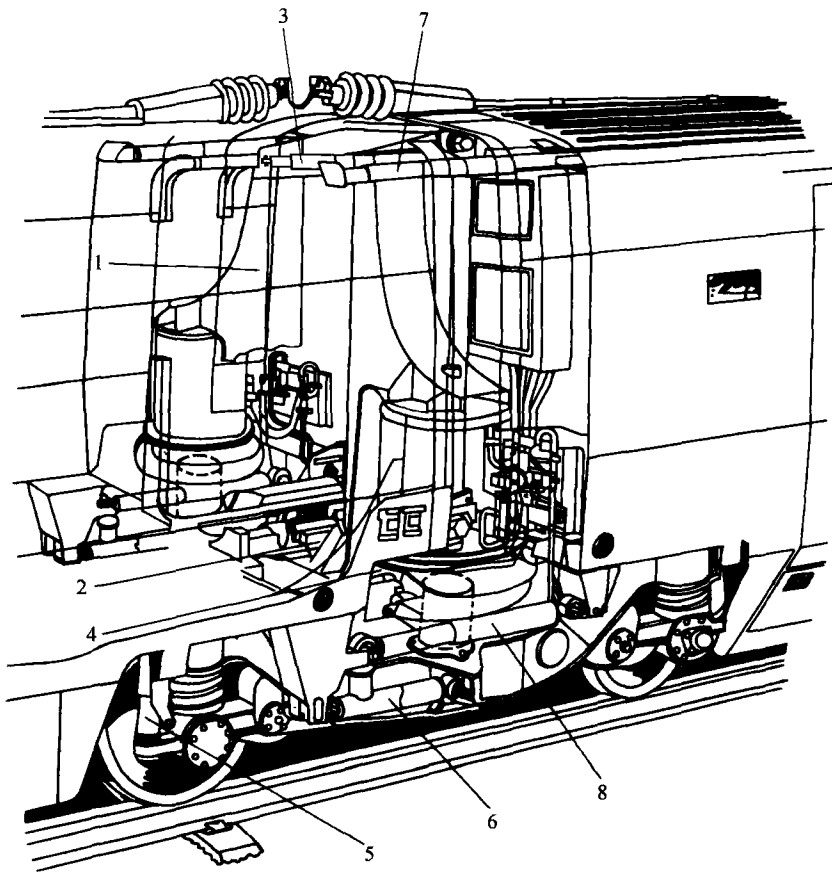


图 1-3 TGV 高速列车中的减振器布置

- 1—支撑环;2—球面连接器;3—横向减振器;4—空气弹簧悬挂;5—轴箱减振器;  
6—抗蛇行减振器;7—车端上部纵向减振器;8—车端下部纵向减振器。

个横向减振器以控制侧滚振动。TGV 客车转向架优良的一系弹簧装置及二系空气弹簧悬挂系统,以及采用了上述多种减振器,保证了它在 1990 年创下 515.3 km/h 的世界铁路最高速度记录时仍具有优良的振动性能。

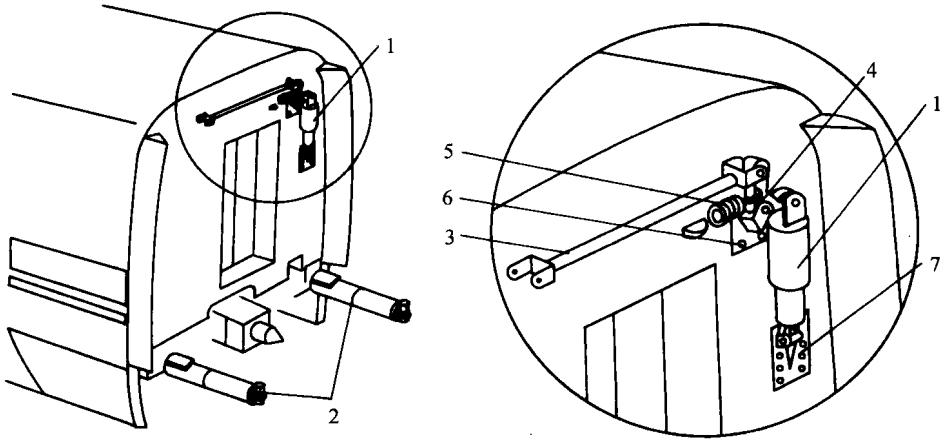


图 1-4 700 系高速列车的车端减振装置  
1—减振器;2—纵向减振器;3—连杆;4—转臂;5—复原弹簧;6—上支座;7—下支座。

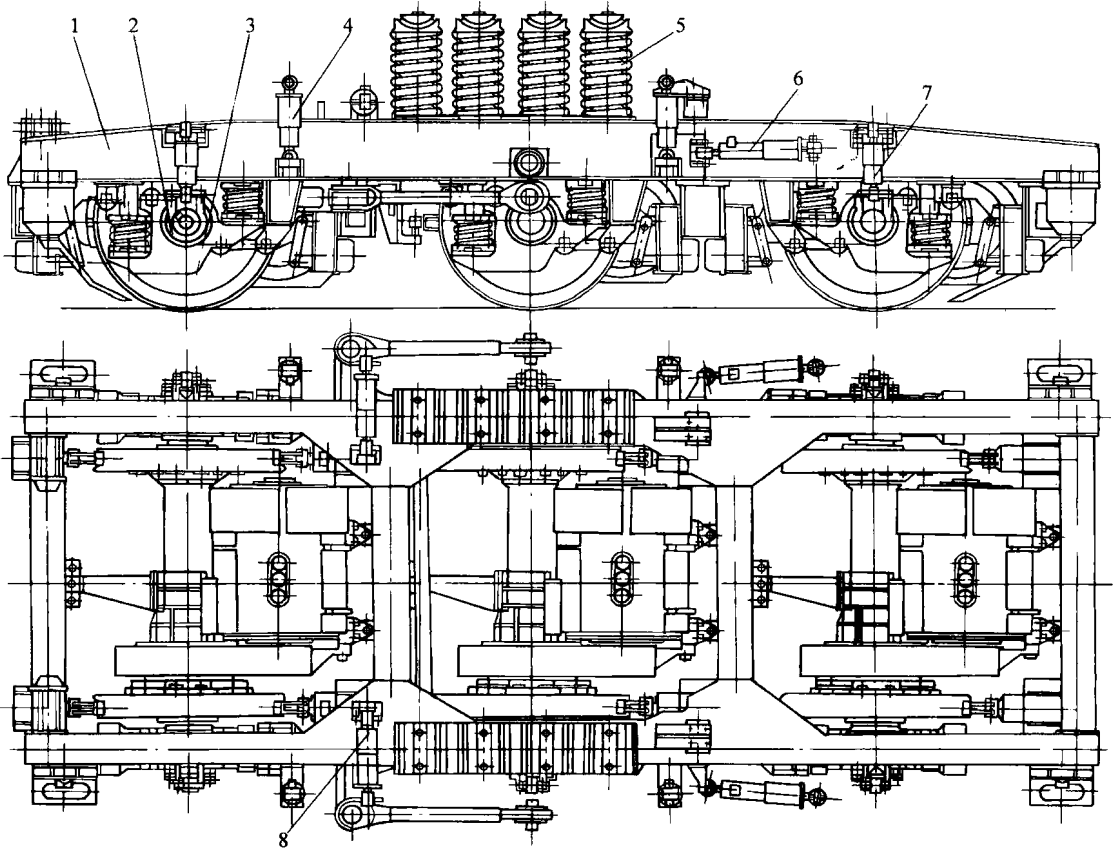


图 1-5 DF<sub>11</sub> 型内燃机车转向架上的减振器  
1—构架;2—轴箱;3—轮对;4—二系垂向减振器;5—二系弹簧;  
6—抗蛇行减振器;7—一系垂向减振器;8—二系横向减振器。

日本新干线的 300X、500 系和 700 系高速列车上也采用了车端减振器。图 1-4 是 700 系车端减振器的布置,其上部的横向减振装置包括车端减振器、复原弹簧、转臂、连杆、上支座和下支座等组成。当两车端作相对横向运动时,车端上方连杆的横向位移通过转臂转动使减振器 1 动作而产生阻尼力。该减振器虽然垂直安装,但起横向减振作用,这种安装方式有利于提高减振器的寿命和可靠性,同时也有利于适应车端之间的相对横向大位移,因为通过转臂可以使减振器的行程适当缩小。

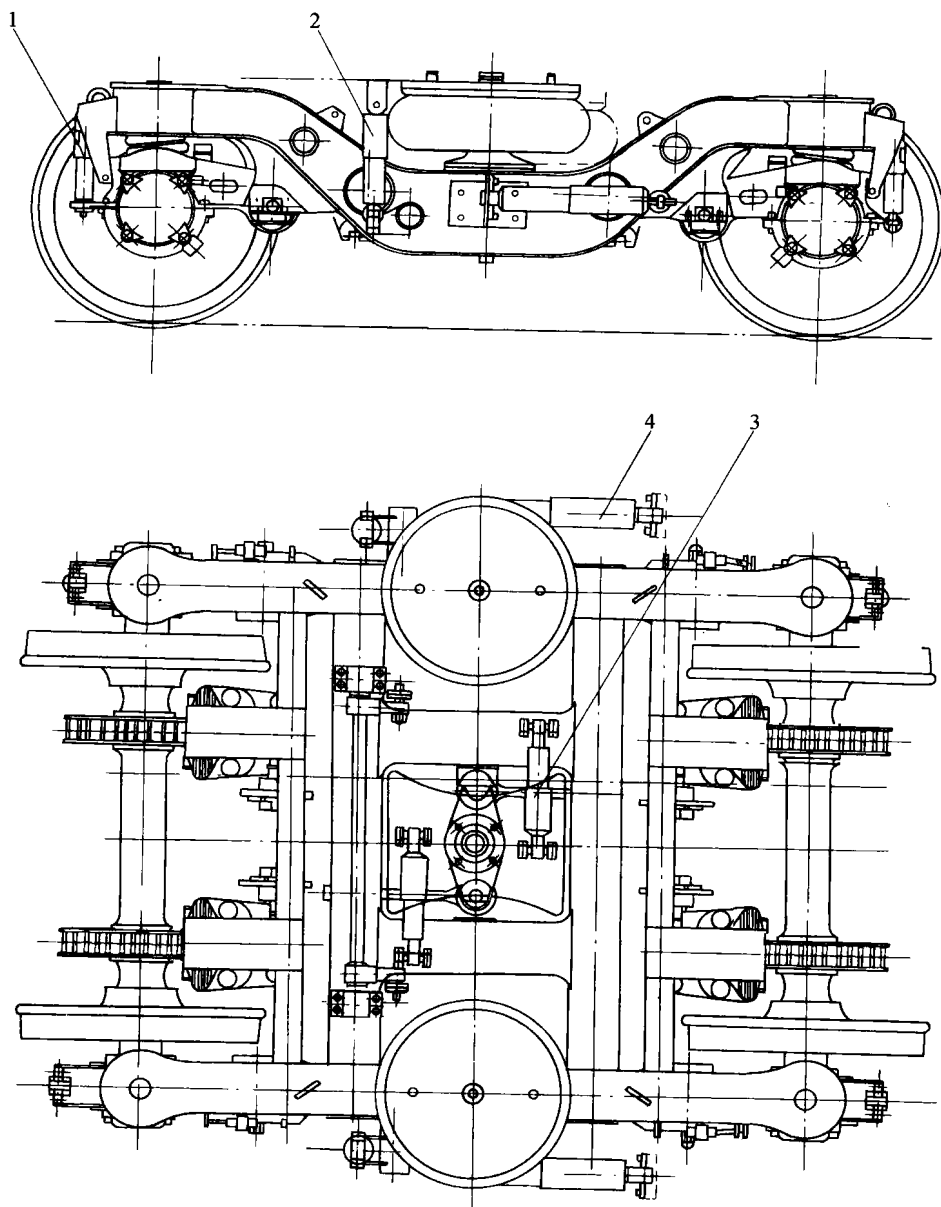


图 1-6 DTB-2 型客车转向架上的减振器

1—系垂向减振器;2—二系垂向减振器;3—二系横向减振器;4—抗蛇行减振器。

我国在机车和客车上应用液压减振器已有 40 多年的历史,前 30 年所用减振器几乎全为国产的,近 10 年来随着客运列车运行速度的不断提高,在提速和准高速机车、客车的 DF<sub>11</sub>、SS<sub>8</sub>、206、209、CW-1、CW-2、SW-160 和 202 改造型等转向架上多数都已采用进口减振器。图 1-5 为 DF<sub>11</sub> 型内燃机车转向架,装用了一系悬挂和二系悬挂的垂向减振器、二系的横向减振器和抗蛇行减振器。图 1-6 为用于中原之星动车组的 DTB-2 型客车转向架,装有一系及二系的垂向减振器、横向减振器及抗蛇行减振器。图 1-7 为我国 DDJ<sub>1</sub> 型电力机车转向架,装有一系及二系的垂向减振器、横向减振器和抗蛇行减振器。

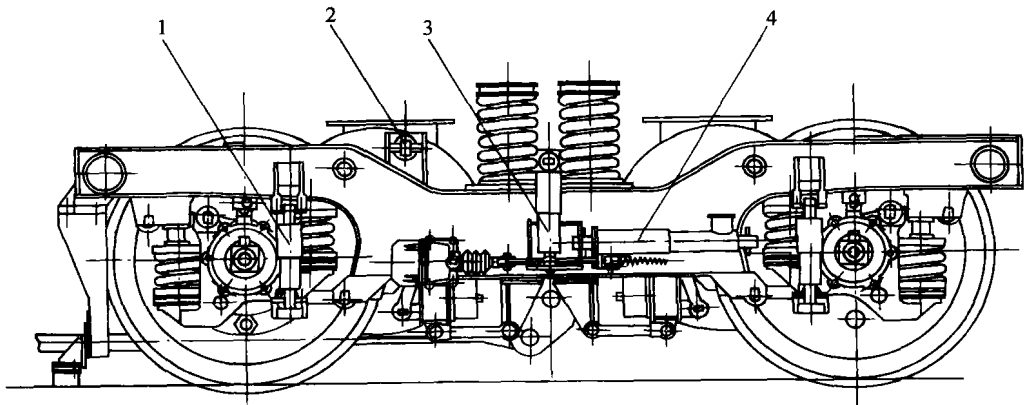


图 1-7 DDJ<sub>1</sub> 型电力机车转向架上的减振器

1—一系垂向减振器;2—二系横向减振器;3—二系垂向减振器;4—抗蛇行减振器。

在一些高速电力机车和动车的受电弓装置中也安装减振器,以减小受电弓的振动。图 1-8 为 DSA350SEK 型高速受电弓装置,其中减振器作纵向布置。

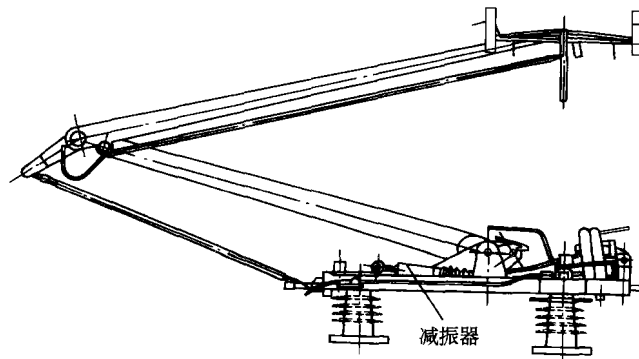


图 1-8 DSA350SEK 受电弓装置中的减振器

抗蛇行减振器不仅普遍应用于高速机车及客车上,而且装用于货车上也获得了满意的效果。图 1-9 为美国装用三大件货车转向架的平车试验对比,图中曲线为车底架与转向架侧架之间的相对位移,曲线 1 为装有抗蛇行减振器时的记录,曲线 2 为不装抗蛇行减振器的结果。可见,抗蛇行减振器显著地减小了侧架的振动位移,该试验是在美国普维布洛试验中心(TTC, Pueblo)进行的,车速为 90 km/h。

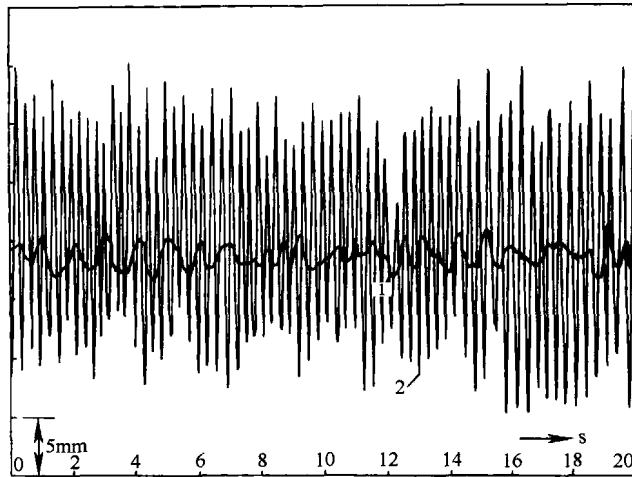


图 1-9 有无抗蛇行减振器时的试验对比  
1—有减振器;2—无减振器。

### 第三节 液压减振器阻尼作用的理论基础

#### 一、阻尼对自由振动的衰减作用

当车辆在运行中遇到线路的道岔、低接头、路基刚度不均匀等局部不平时,车体会产生自由振动。静止的车辆,当车体突然受到瞬态力如风力等的作用时,也会产生自由振动。如果弹簧装置中没有任何减振阻力(简称阻尼),车辆的自振在理论上会持续下去而不衰减。在弹簧装置中引入阻尼,就能迅速使自由振动衰减。

当减振器的阻尼力  $F$  与振动速度  $v$  成正比时称为线性阻尼,即  $F = Cv$ ,  $C$  称为阻尼系数。反之,称为非线性阻尼。大多数常用的机车车辆减振器具有线性阻尼特性。线性阻尼在振动方程的数学求解上是最简单的,而且其他非线性阻尼可用等效线性阻尼来代换处理。为了说明阻尼对衰减自振的作用,现取具有线性阻尼的车体浮沉自振简化系统来进行讨论(图 1-10)。系统中的  $M$  为车体质量,  $C$  为阻尼系数,  $K$  为弹簧刚度,系统的振动方程为:

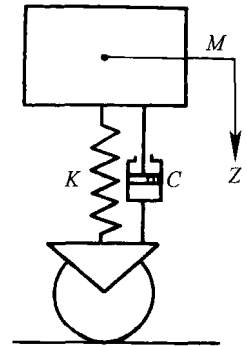


图 1-10 具有阻尼的自振系统

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = 0 \quad (1-1)$$

再写成:

$$\ddot{Z} + 2n\dot{Z} + P^2Z = 0 \quad (1-1a)$$

式中  $2n = \frac{C}{M}$ ;  $P^2 = \frac{K}{M}$ ;  $P$  为自振角频率。

$M$  的单位用 kg,  $K$  用 kN/m,  $C$  用 kN·s/m,  $P$  用 rad/s。

设方程的解为下列形式:

$$Z = Ae^{\lambda t} \quad (1-2)$$

将其代入式(1-1a)中得:

$$\lambda^2 + 2n\lambda + P^2 = 0$$



由此得特征方程的根:

$$\lambda_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - P^2} = -n \pm jP_1 \quad (1-3)$$

此处  $j = \sqrt{-1}$ ,  $P_1 = \sqrt{P^2 - n^2}$ ,  $P_1$  为有阻尼时的自振频率。

式(1-3)具有下列 3 种情况:

$$\textcircled{1} P^2 - n^2 < 0; \quad \textcircled{2} P^2 - n^2 = 0; \quad \textcircled{3} P^2 - n^2 > 0。$$

前两种情况下的  $\lambda$  值皆为负的实数,将其代入式(1-2)中可见,其解为非周期性的,其阻尼如此之大,以致车体离开平衡位置后,随着时间的延长而逐渐地回到平衡位置,不出现振动。第一种情况,称为过阻尼;第二种情况,称为临界阻尼。在振动系统中,具有实际意义的是上述第三种情况。对此,略去推演过程,可将式(1-2)的解进一步写成:

$$Z = e^{-nt} (A_1 \cos P_1 t + A_2 \sin P_1 t) \quad (1-4)$$

或

$$Z = e^{-nt} \cdot A \cos(P_1 t - \alpha) \quad (1-4a)$$

式中的  $A_1$ 、 $A_2$  和  $\alpha$  为由振动初始条件决定的常数,  $A$  取决于  $A_1$  和  $A_2$ 。于是可见,由式(1-4a)描述的有阻尼自由振动是一种具有按指数规律减小的振幅为  $Ae^{-nt}$ 、频率为  $P_1$  和相角为  $\alpha$  的衰减振动,其规律如图 1-11 所示。

$C$  值表示减振器的减振功能和阻尼力大小,此外,也常用相对阻尼系数表示系统中的阻尼大小。因临界阻尼时有  $P^2 = n^2$ , 且有  $n = C/(2M)$ ,  $P^2 = K/M$ , 令临界阻尼时的阻尼系数为  $C_r$ , 则有:

$$\frac{C_r^2}{4M^2} = \frac{K}{M}$$

即

$$C_r = 2\sqrt{MK} \quad \text{或} \quad C_r = 2MP \quad (1-5)$$

阻尼系数  $C$  与临界阻尼系数之比称为相对阻尼系数  $D$ , 即

$$D = \frac{C}{C_r} = \frac{C}{2\sqrt{MK}} \quad (1-6)$$

$D$  亦称减振因素。显然,  $D = 0$  时为无阻尼,  $D = 1$  时为临界阻尼。在实际系统中,  $D$  值介于 1 与 0 之间。图 1-12 表示不同  $D$  值时的自振衰减波形。

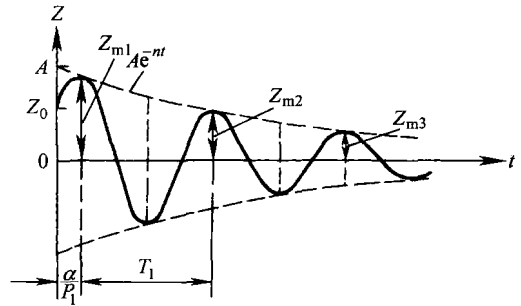


图 1-11 具有线性阻尼的衰减振动

## 二、阻尼对强迫振动的控制作用

实际轨道在高低和左右方向存在着多种随机性的动力不平顺,因此,当车轮沿平直线路运行时,轮对的运动轨迹也不可能是一理想的平直线,而是具有复杂的随机特性。轮对的这种运动经弹簧装置传至簧上部分,就引起车体具有随机性质的强迫振动。车体强迫振动时的频率、幅值及其变化规律,与车辆的结构参数、轨道动力不平顺程度和运行速度有关。轨道随机不平顺具有波状变化特征,通常短波的幅值小,长波的幅值大,其波幅值在几毫米到十几毫米甚至更大数值之间变化,波长可在 1 m 左右到数十米之间变化,它与线路的状态和等级有关。由于轨道不平顺的随机性,有可能在不平顺的波形中连续出现几个波长相等或很接近的连续波。当车辆以对应此波长的临界速度运行时,车体就会产生大振幅的共振现象,从而导致运行平稳性下降和大的轮轨间作用力。因此,为了减小强迫振动,必须在系统中引入阻尼。