

铁路车辆动力学

[苏]С.В.维尔辛斯基 В.Н.达尼诺夫
И.И.契尔诺柯夫著

王福天 夏寅荪 严隽耄 朱昶基 陈健凡 译

中国铁道出版社

1986年·北京

译 者 序

本书作者С.В.维尔辛斯基、В.Н.达尼诺夫和И.И.契尔诺柯夫都是苏联科学技术博士、教授。他们在车辆动力学领域内，其中包括车辆与线路相互作用这一学科，长期从事教学和科学研究工作，在苏联有一定的影响。

本书的第一版印于1972年，经作者修订补充后于1978年出了此新版本。本书的内容比较丰富，理论的系统性和完整性比较强，它包括了铁道车辆动力学学科领域中的相当广泛的问题，是一本具有一定参考价值的技术书籍。本书可作为铁路机车车辆专业的本科生与研究生的教学参考书，也可供从事机车车辆设计、运用和试验研究的工程技术人员参阅。

我们对原书中发现的错、漏之处均已作了改正，一般不加译注。由于译者水平有限，译文难免有不妥或错误之处，欢迎读者赐教。

本书由下列同志翻译：王福天（引言、第一、二、四、五章）；朱祀基（第三、六、七章）；夏寅荪（第八章）；严隽堇（第九、十章）；陈健凡（第十一章）。全部译稿由夏寅荪同志校正。

ДИНАМИКА ВАГОНА
С.В.ВЕРШИНСКИЙ, В.Н.ДАНИЛОВ, И.И.ЧЕЛНОКОВ
Москва «ТРАНСПОРТ» 1978

铁路车辆动力学

С.В.维尔辛斯基 В.Н.达尼诺夫 И.И.契尔诺柯夫著

王福天 夏寅荪 严秀堯 朱昶基 陈健凡 译

中国铁道出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：850×1168毫米 1/32 印张：13 字数：339千

1986年6月 第1版 第1次印刷

印数：0001—1,500册 定价：3.25元

内 容 简 介

本书论述了车辆动力学研究的理论和基本的试验方法，阐明了车辆安全和平稳运行的问题，以及确定线路与铁路车辆的走行部分相互间的动作用力的大小，探求铁路车辆和线路在当前和未来的运用条件下的最佳的动力结构参数的准则。

本书可作为高等铁路运输学校的教科书，也可作为从事铁路机车车辆的设计、计算和运用的科研及技术人员参考之用。

目 录

引 言	1
第一章 作为一个整体机械系统的车辆与铁路线路	4
§ 1 概 述	4
§ 2 车辆的动力特性	5
§ 3 铁路线路的动力特性	10
§ 4 研究车辆动力学的一般方法	11
第二章 线路上部建筑的主要构件和动力特性	14
§ 1 铁路线路整体	14
§ 2 钢 轨	14
§ 3 轨枕和中间连接件	16
§ 4 道 床	18
§ 5 路 基 面	18
§ 6 线路在曲线区段的构造特点	19
§ 7 线路实际状态的评定	22
§ 8 轨道不平顺	24
§ 9 线路上部建筑的动力特性	29
§ 10 道 岔	32
第三章 车辆簧下质量动力学	35
§ 1 车轮在钢轨上运动的冲击计算	35
§ 2 车轮沿着短的线路不平顺运动和通过道岔 时轮轨无冲击的相互作用力	38
§ 3 单轮对的蛇行运动	43
§ 4 车轮在钢轨上有滑动时轮对和转向架 的运动	49
§ 5 转向架装配不正确时对运动过程的影响	57

§ 6	走行部分沿线路曲线区段的运动	59
§ 7	车轮的抗脱轨稳定性	64
§ 8	转向架各轮对对线路上部建筑各构件 的共同作用	67
第四章	具有一系弹簧悬挂装置的车辆的振动	70
§ 1	一系弹簧悬挂系统的一般特性	70
§ 2	研究车辆振动的目的和方法	71
§ 3	研究车辆振动的计算简图的选择	74
§ 4	车体在弹簧上振动的微分方程	90
§ 5	车体在弹簧上的自由振动	93
§ 6	车体在弹簧上的强迫振动	106
§ 7	车辆的随机振动	128
§ 8	车辆沿直线运行时的水平横向振动	133
§ 9	货车动力性能的评定	140
第五章	具有两系弹簧悬挂装置的车辆的振动	142
§ 1	两系弹簧悬挂系统的特点	142
§ 2	车辆簧上部分的自由振动	143
§ 3	车辆簧上部分的强迫振动	153
§ 4	客车动力性能的评定	171
第六章	车辆在线路的直线区段和曲线区段上运行的 稳定性	181
§ 1	概 述	181
§ 2	车辆在弹簧上的横向稳定性	184
§ 3	车辆通过道岔、曲线时容许运行速度 的计算	198
§ 4	车辆沿曲线运行时的抗倾覆稳定性	207
§ 5	列车中各车辆在纵向力作用时的稳定性	214
第七章	车辆弹性构件与部件的颤振、客车中的噪声、 防振和隔振	226
§ 1	车体作为弹性梁在弹性支承上的颤振	226

§ 2	车体的弹性对车辆振动过程的影响	234
§ 3	在评定车体强度和车辆运行平稳性时车体弯曲振动的计算	243
§ 4	车体各梁和制动拉杆的横向振动	245
§ 5	客车中的噪声	251
§ 6	系统的防振	255
§ 7	车体的隔振	259
第八章	列车牵引和牵引计算基础	264
§ 1	概 述	264
§ 2	机车牵引力	264
§ 3	机车牵引特性	272
§ 4	列车运行阻力	286
§ 5	列车制动力	299
§ 6	列车运动方程及其解	305
第九章	调车作业中车辆冲撞时车钩缓冲装置中的纵向作用力	318
§ 1	概 述	318
§ 2	车钩缓冲装置的运动学特点	319
§ 3	车辆自动车钩缓冲器的挠力特性曲线	321
§ 4	车体与货物弹性-粘滞变形和变位的影响	325
§ 5	装有弹性-摩擦式缓冲器的两辆车辆相互冲撞时的作用力	326
§ 6	液压缓冲器冲击阻力	331
§ 7	活动中梁式车辆的相互冲撞	333
§ 8	调车作业中车辆组的相互冲撞	335
§ 9	对车钩缓冲装置的要求	344
第十章	列车在稳态运行工况及过渡运行工况时的纵向力	346
§ 1	列车在纵断面不变的线路上的稳态运行	346
§ 2	列车在纵断面变化的线路上的稳态运行	351

§ 3	列车在过渡运行工况时车辆之间相互作用的特点	358
§ 4	具有贯通式车钩缓冲装置的列车在启动时的纵向力	359
§ 5	具有非贯通式车钩缓冲装置的列车的启动	362
§ 6	具有弹性-粘滞联结的列车	372
§ 7	车钩缓冲装置中具有弹性-摩擦联结及有游间的列车	378
§ 8	纵向作用力的试验值、计算值及其出现频率	381
第十一章	车辆动力试验研究	384
§ 1	实验室试验和试验台试验	384
§ 2	车辆振动过程的模拟以及建立车辆振动过程的数学模型和物理模型的原则	386
§ 3	列车试验	392
参考文献	404

引 言

铁路运输的进一步发展是保证社会主义国民经济蓬勃发展和充分满足本国人民对运输要求的必要条件。铁路运输量占全国总货运量的三分之二以上，实际上几乎所有的大吨位货物的长距离运输都是由铁路来承担的。

苏联在1976~1980年的发展国民经济的五年计划中，把铁路的货运量进一步增加大约22%，客运量增加14~15%。为了达到这个目标，在第十个五年计划中预计建成3000公里的新铁路线，并为铁路运输提供386,000辆的干线货车和增添新的、更完善的、舒适的客车，在采用大吨位车辆和大功率机车的基础上，列车的重量和行车速度都将进一步提高。

具有木制车体的二轴车已经在运用中被淘汰了。已生产出来的全部四轴货车，也将要用八轴车和由高强度钢及轻合金制造的各种新型专用车来代替。

对于从事创制新型车辆和改造现有车辆（是指那些在货运相当繁忙的铁路上，适用于加强运营的车辆）的专业人员来说，应该在车辆动力学和车辆与线路相互作用方面具有渊博的知识。《铁路车辆动力学》一书可作为这些人员的学习参考资料。本书主要论述了下列内容：车辆沿铁路线路安全和平稳运行条件的理论确定方法和试验确定方法；对车辆和线路构件进行强度及可靠性计算时所采用的相互作用力的大小；确定车辆动力性能的评定标准。

车辆动力学的理论，是在我国学者们和苏联铁路运输的一些科学研究部门所进行的理论和试验研究，以及参阅国外有关文献的基础上建立起来的。

早在上一世纪末和本世纪初，著名的俄国专家H.П.彼德罗

夫、K.Ю.柴格林斯基、A.A.赫洛捷茨基、A.M.郭窠茨基-茨维尔柯、C.П.铁木辛柯，以及杰出的俄国学者H.E.茹科夫斯基等人，解决了许多运输力学中的基础问题。乌克兰社会主义共和国科学院院士B.A.拉扎良、教授A.A.波波夫、M.B.维诺库洛夫、M.A.卡罗特凯维奇、H.A.郭瓦列夫、Л.Н.尼郭尔斯基等，也为车辆动力学研究的进一步发展作出了贡献。交通部中央科学研究院、全苏车辆制造科学研究所、德聂伯罗彼得罗夫斯克运输工程师学院、列宁格勒铁道运输工程师学院和莫斯科运输工程师学院的车辆教研室的科学研究实验室的全体科研人员，以及许多车辆制造工厂的研究实验室的人员等，对车辆动力学的理论和试验研究都作出了很大的贡献。在研究中广泛地采用了电子计算机、计算及解题装置、最新的试验室装备和测试仪器。通过对这些装置和仪器的应用，使我们加深了对车辆在运行中所发生的复杂的动力过程的认识。

这门学科的重要特点是充分而全面地考虑到铁路线路的特性。车辆与铁路线路一起，形成了一个具有多自由度的复杂的动力系统。为计算这个系统的振动而列微分方程时，需利用理论力学中熟知的一些方法。本书在论述理论问题时，是以高等数学、理论力学和应用力学，以及其他在高等学校教学计划中所规定的必修课程范围内的知识为基础的。只是在个别需要某些专门科目（概率论，随机函数等）知识的情况下，才相应的根据专门科目作必要的阐述和引用。同时还以读者对《车辆学》范围中的车辆的构造、理论和计算方面具有足够的知识为前提。

本书的这一版与前一版所不同的是，对下列问题作了进一步的论述：评定车轮抗脱轨的稳定性（第三章）；罐车在未灌满液体货物状态下的振动（第六章）；抑制高速车辆蛇行运动方法的理论基础（第四章）。另外新增加了列车牵引和牵引计算基础一章（第八章）；删去了电子计算机的应用这一章（因为对这方面的问题已出版了许多专门文献）；删减了第十章中关于过渡运行工况时纵向力方面的内容；扩充了第十一章中关于车辆动力试验研

究的内容，在这一章中添加了模拟试验一节，等等。

根据苏联国家标准 (ГОСТ) 9867-61 的一系列规定及苏联的度量单位和测量仪器，本书采用了国际单位制 (SI)。在车辆计算中采用的基本单位是： m ——长度单位； kg ——质量单位； s ——时间单位； N 以及它的分数和倍数——力的单位。

为了简化实际计算的结果以及便于和工程单位制中的数值进行比较，折算系数常采用整数，其误差为 $\pm 2\%$ （重力加速度的大小采用 $g=10m/s^2$ ，因此 $1N \approx 0.1kgf$ ）。

某些数值（例如，列车运行速度，制动主管中的压力）则用工程单位制（注在括号中）和国际单位制两种单位来表示。

一些物理量用国际单位制与工程单位制 表示时两种单位之间的关系

	国际单位制	工程单位制
车辆或其部件的质量	$1kg$	$\rightarrow 0.102kgf \cdot s^2/m$
力、重力（重量）	$1N$	$\rightarrow 0.102kgf$
线速度	$1m/s$	$\rightarrow 3.6km/h$
密度（单位体积的质量）	$1kg/m^3$	$\rightarrow 0.102kgf \cdot s^2/m^4$
惯性矩	$1kg \cdot m^2$	$\rightarrow 0.102kgf \cdot s^2 \cdot m$
比重（单位体积的重量）	$1N/m^3$	$\rightarrow 0.102kgf/m^3$
力矩	$1Nm$	$\rightarrow 0.102kgf \cdot m$
压力、机械应力	$1N/m^2$	$\rightarrow 10.2 \times 10^{-6}kgf/cm^2$
屈服极限、极限强度、弹性模数	$1MN/m^2$	$\rightarrow 10.2kgf/cm^2$
结构刚度、每延米载荷	$1N/m$	$\rightarrow 0.102kgf/m$
功、能（位能、动能）	$1J = 1N \cdot m$	$\rightarrow 0.102kgf \cdot m$
缓冲器容量	$1kJ$	$\rightarrow 102kgf \cdot m$
车辆载重量（所运质量的数量）	$1t$	$\rightarrow 102kgf \cdot s^2/m$
列车重量	$1kN$	$\rightarrow 0.102tf$
单位运行阻力	$1N/kN$	$\rightarrow 1kgf/tf$

第一章 作为一个整体机械系统的 车辆与铁路线路

§ 1. 概 述

车辆的动力过程是车辆各组成构件产生各种力（弹性力、摩擦力和惯性力）和位移的物理过程，这些力和位移是由于车辆走行部分与轨道的相互作用以及运行列车中机车车辆的相互作用而引起的。对这些过程进行研究的一门学科就称为车辆动力学。

铁路线路和机车车辆的结构状态对列车运行的安全性、铁路运输的畅通程度和盈利程度有很大影响。

铁路线路和包括车辆在内的列车是一个整体的机械系统，在这个系统中，它们相互联系着，又相互作用着。线路和走行部分的作用不仅引导机车车辆运行，并且还保证机车车辆在具有最小运行阻力情况下得到连续而稳定的支承。

在实际条件下，钢轨和车轮的滚动面上都具有不平顺，它们还有某些其他的技术方面的特点（线路的曲率，车轮踏面斜率等），其结果就在线路和机车车辆的结构中引起各种振动，而在机车车辆与线路间就产生了相互作用的动作用力。机车的能量不仅消耗于各车辆有效的前进位移，而且还消耗于克服摩擦力和振动力。振动也会引起车辆和线路的磨耗和破损。通过改善线路和走行部分的结构以及加强它们在运用中的技术保养，则可以降低其相互间的动作用力。

研究“车辆-线路”系统动力过程的基本任务在于，确定该系统的最佳参数（例如几何尺寸，质量大小，刚度等），以便使机车车辆和线路的结构中有害振动和动作用力减至最小。

应该首先解决有关研究车辆及其各个部件的振动过程的一些

问题，制订评定车辆运行平稳性、抗脱轨稳定性、抗倾覆稳定性以及抗从车列 (СОСТАВ, 列车中不包括机车时称车列——译注) 中抬起 (ВЫЖИМАНИЕ) 的稳定性的标准，分析抑制车辆蛇行运动的方法，以及分析控制由于车辆走行部与线路之间、列车中车辆与车辆之间和机车与车辆之间相互作用而引起的车辆各构件的颤振。

这里所列举的解决各个问题的方法的综合，就是车辆动力学学科发展的现阶段的内容。

§ 2. 车辆的动力特性

从力学的观点来看，车辆是由一些相互联系着的物体组成的。由弹簧与走行部分隔开来的车辆部件（车体、转向架构架连同轴箱上部悬挂装置、摇枕）称为簧上部分，而处于弹簧下面的车辆部件（轮对、轴箱）则称为簧下部分。

车辆簧下部分是有弹性的，但由于它们具有比较大的刚度，所以在计算中常把它们当作绝对刚体看待。

众所周知，不加约束的自由刚体有六个自由度。因此，除了研究车辆沿着线路作前进运动以外，还需要研究车体和转向架由于振动而引起的位移。图 1—1 示出了通常在研究车辆动力学时所采用的坐标轴系统，本书各章在列运动微分方程时也使用它。

此处令：

$\left. \begin{matrix} x, y, z \\ \theta, \varphi, \psi \end{matrix} \right\}$ ——线坐标和角坐标，其下角标表示它们是属于系统的哪一部分的：是属于车体，还是属于转向架，还是属于这一个或另一个轮对；

$2c, 2\beta$ ——分别为一台转向架的两组弹簧组成的刚度和粘性阻尼系数；

$\eta_1 \sim \eta_4$ ——分别为每个轮对处的轨道不平顺；

$\left. \begin{matrix} 2l = l_1 + l_2 \\ 2l_T \end{matrix} \right\}$ ——分别为车辆定距和转向架固定轴距；

2b——车辆横向两弹簧组成中心线之间的距离（弹簧横向间距）。

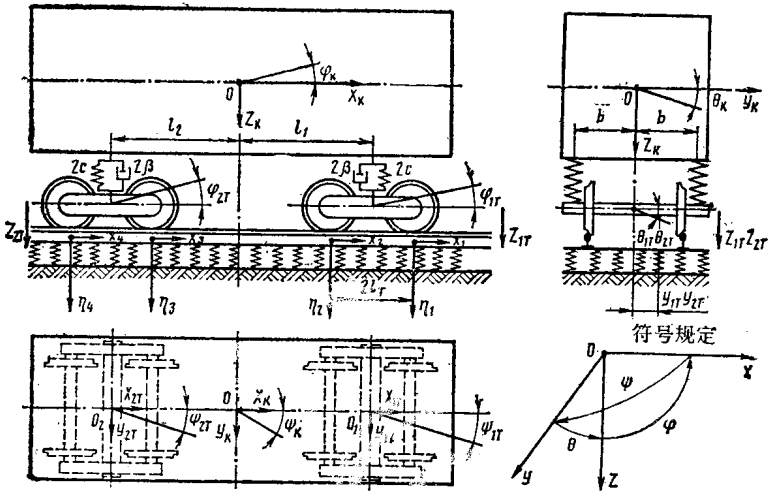


图 1-1 车辆坐标轴系统

车辆中的货物可以是刚性货物（整块的货物）或弹性货物（散粒或液体货物），整块货物由于自身变形而引起的位移比起由于弹簧变形而引起的位移来说要小，刚体是由质量、惯性或重心的坐标（对于整块物体，这两个概念是相同的）、轴惯性矩和离心惯性矩等参数来表征的。

复杂物体（例如车体）相对于所取的坐标系统（原点O位于重心，坐标轴为Ox、Oy、Oz）的轴惯性矩和离心惯性矩可按下列公式来确定：

$$\left. \begin{aligned}
 I_x &= \sum_{i=1}^n \left[\int_{V_i} (y_2 + z_2) dm + m_i (y_2^2 + z_2^2) \right] \\
 I_{xy} &= \sum_{i=1}^n \left[\int_{V_i} xy dm + m_i x_i y_i \right]
 \end{aligned} \right\}$$

(1-1)

式中 m_j, V_j ——分别为所研究的物体中第 j 个部分的质量和体积，

x_0, y_0, z_0 ——分质量 m_j 的重心的坐标，

n ——系统中相互刚性连接的部分的数目。

相对于其他坐标轴的惯性矩的计算公式，可用依次代换字母 x, y, z 和 x_0, y_0, z_0 来得到。如果车体由于弹性而产生相当大的位移，而货物是活动的或者也是弹性的，则车辆动力学的研究就变得复杂了。在某些情况下，可对参加运动的惯性质量引入缩减系数，而在一般的情况下则要研究附加的运动形式，即车体和货物的振动以及液体货物的振动。

车辆各部件之间在结构上的约束引导各部件的运动，并限制或者根本消除各部件之间的相对活动。刚性约束可分为几何（有限）约束和运动（微分）约束。几何约束对物体各点的坐标附加上条件，它又分为与时间无关的固定（硬性）约束以及与时间有关的非固定（可变）约束。运动约束则对物体各点的速度附加上条件，它又分为可积分的约束和不可积分的约束。积分的可能性使得运动约束可看作几何约束^[31]。

整个系统的自由度数等于各个部分的自由度数的总和减去所加刚性约束的数目。

弹性约束、弹性-粘性约束、弹性-摩擦约束以及与它们相类似的约束，一方面在各个质量之间传递作用力，另一方面又限制它们之间的相对位移，但不改变自由度的总数。在车辆中，弹簧、减振器、隔振衬垫等就是这种约束件。

根据“力-位移”挠力特性曲线的形状，弹性约束有：线性特性曲线 1（图 1—2 a），由于刚度减小或增大而成折线的特性曲线 2，以及非线性特性曲线 3（硬性）和 4（软性）（图 1—2 b）。弹性约束件的刚度可用所承受的弹簧力 P 对位移 ξ 的

* 此处及以后，凡对路程（位移）取导数，用上角撇来表示 $\left(\frac{dy}{dx} = y'\right)$ ，而对时间取导数则用上圆点来表示 $\left(\frac{dy}{dt} = \dot{y}\right)$ 。

一次导数*来表示:

$$c = \frac{dP}{d\xi} = P'(\xi) \quad (1-2)$$

线性特性曲线的刚度是常数, 硬性特性曲线的刚度是增大的, 软性特性曲线的刚度是减小的。

两个或两个以上的串联构件, 当它们分别具有线性特性的刚度为 c_1 、 c_2 (或 c_1 、 c_2 和 c_3) 时, 则这些串联构件所组成的约束的刚度 c 以及在力 P_{CT} 作用下的静挠度 f_{CT} 可按下列式计算:

$$c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \quad \text{或} \quad c = \frac{c_1 c_2 c_3}{c_1 c_2 + c_2 c_3 + c_3 c_1}$$

$$f_{CT} = \frac{P_{CT}}{c} \quad (1-3)$$

对具有非线性特性曲线的约束件, 其静挠度与该特性曲线在 $P = P_{CT}$ 这一点所作切线的斜率有关, 可用下列式表示:

$$f_{CT} = \frac{P_{CT}}{\left(\frac{dP}{d\xi}\right)_{P=P_{CT}}} \quad (1-4)$$

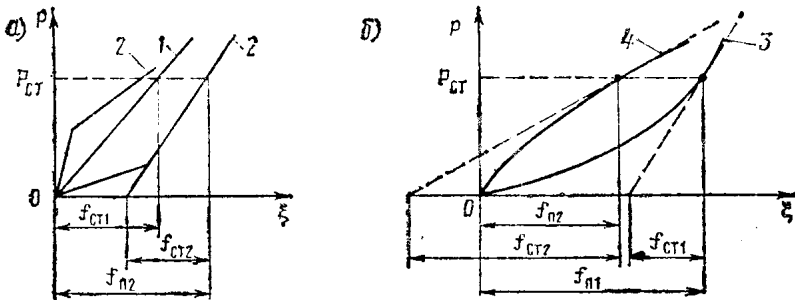


图 1-2 弹性约束的挠力特性曲线

1 —— 线性特性曲线; 2 —— 折线形特性曲线; 3 —— 非线性 (硬性) 特性曲线; 4 —— 非线性 (软性) 特性曲线; P_{CT} —— 静载荷; ξ —— 约束件由于变形而引起的位移; f —— 静载荷作用下的挠度 (总挠度及静挠度)。

车辆中常采用带有干摩擦的弹簧。在这种系统中, 弹性是由螺旋弹簧和叠板弹簧的弹性变形来提供的, 而非弹性的阻力是由专门的楔块系统或叠板弹簧中的摩擦所造成的。这种弹性-摩擦

约束件的挠力特性曲线具有下列形式:

$$P(\xi) = c(f_{CT} + \xi)(1 + \varphi \operatorname{sgn} \dot{\xi}) \quad (1-5)$$

式中 c —— 一组弹簧组成中的弹簧刚度;

ξ —— 由静挠度开始计算的附加挠度;

φ —— 弹簧组成的相对摩擦系数 (此处 $\varphi = \frac{F_{TP}}{P_{CT}}$),

其中: F_{TP} —— 摩擦力, P_{CT} —— 作用在一组弹簧组成上的静载荷);

$\operatorname{sgn} \dot{\xi}$ —— 力的符号, 对应于弹簧组成的变形速度的符号。

弹簧组成受 P_{CT} 力作用处于压缩状态下有一个平衡位置, 于是, 这个弹簧组成相对于该平衡位置在每个周期中所必须消耗的功 W , 在数值上等于磁滞回线的面积。即

$$W = 2F_{TP} \cdot 2\xi_0 = 4F_{TP}\xi_0 \quad (1-6)$$

式中 ξ_0 —— 振动时的最大位移 (振幅)。

当约束件的变形为 q 时, 其示功图如图 1-3 所示 (具有弹簧-摩擦式车钩缓冲装置的车辆间约束件), 挠力特性曲线具有下列形式:

$$P(q) = cq(1 + \varphi \operatorname{sgn} \dot{q}q) \quad (1-7)$$

式中 q —— 由于车辆间约束件的变形而产生的位移;

$\operatorname{sgn} \dot{q}q$ —— 力的符号, 对应于变形的速度和变形的乘积 ($\dot{q}q$) 的符号。

在这种情况下, 从零位向两侧作相同的偏移时所消耗的功为

$$W = 2cq^2\varphi \quad (1-8)$$

弹性-粘性约束件通常是由附加有液力阻尼的弹性构件组成的。液力阻尼具有粘性或液体动力的非弹性阻尼, 非弹性阻尼与约束件位移速度的 n 次方成正比, 即

$$P(\xi, \dot{\xi}) = (f_{CT} + \xi)c + \beta(\dot{\xi})^n \quad (1-9)$$

幂数 n 通常取在 $1 < n < 2$ 的范围内。

弹簧组成中的非弹性阻尼在近似于简谐运动 ($\xi = \xi_0 \sin \omega t$) 的振动中的挠力特性曲线、以及所消耗的功可用以下公式表示: