

突破列车脱轨难题的能量随机分析道路

曾庆元, 向俊, 娄平

(中南大学土木建筑学院, 长沙 410075)

[摘要] 综述了列车脱轨的国内外研究现状; 分析了脱轨研究中的主要问题为: 各国制订的规范标准不能预防列车脱轨, 未抓住主要矛盾, 脱轨计算理论存在三个根本问题——列车轨道(或桥梁)时变系统振动方程组解的唯一性无保证, 横向振动的激振源不清楚, 该时变系统振动的随机分析问题未解决; 提出了一条突破列车脱轨难题的能量随机分析道路、预防脱轨措施及抗脱轨安全系数的计算方法; 计算了四个列车脱轨实例, 计算结果均与实际发生的脱轨事故和脱轨试验测出的车辆振动响应符合。

[关键词] 列车脱轨; 能量随机分析; 能量增量准则; 预防脱轨措施; 抗脱轨安全系数

[中图分类号] U270 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2002)12-0009-12

列车脱轨国内外多有报道。我国铁路提速以后, 货物列车脱轨呈上升趋势, 少数线路区段列车被限速运行。脱轨造成人民生命和财产重大损失, 给铁路安全运输以极大威胁。由于问题的复杂性, 国际上长期未弄清脱轨的力学机理, 未从理论和技术上进行有效防止。笔者和研究生们研究列车桥梁和列车轨道时变系统(以下简称为“T-V系统”)的横向振动20多年, 扫清了脱轨研究的外围障碍; 近五年进入了脱轨核心研究, 走出了一条与国内外不同的研究道路, 有所突破。

1 列车脱轨研究内容

国内外总结出引起脱轨的8种原因^[1]:

- 1) 外部条件不良时的紧急制动或完全的常用制动, 在俄罗斯占脱轨事故的30%;
- 2) 超过额定的列车运行速度;
- 3) 接头拉开和轨缝胀大造成的断轨;
- 4) 温度应力或无缝线路在列车作用下的横向跑道(胀道);
- 5) 严重的水平方向的线路不平顺或水平、三

角坑、沉陷等不平顺组合;

6) 若干种不同因素的组合, 这些因素个别存在时不构成脱轨危险(即不明原因的脱轨);

7) 车辆或转向架零部件断裂;

8) 提速状态下的全列空载货车和轻、重货车混编, 在我国是货车脱轨主要发生的两种编组列车。

笔者主要研究其中三种(5, 6, 8)脱轨原因。

2 国内外列车脱轨研究现状^[1]

2.1 临界脱轨系数的研究

1896年法国工程师Nadal根据车轮开始悬浮轮轨一点接触处法向力 N 及切向摩擦力 T 与车轮横向力 Q 和竖向力 P 的关系式, 提出临界脱轨系数 Q/P 的计算式

$$\frac{Q}{P} = \frac{\operatorname{tg}\alpha - \mu}{1 + \mu\operatorname{tg}\alpha} \quad (1)$$

作为车轮开始脱轨的判据, 式(1)中 μ 为车轮与钢轨接触面的动摩擦系数, α 为轮缘角, 见图1。日本采用标准型车轮轮缘角 $\alpha = 60^\circ$, 摩擦系数 μ

[收稿日期] 2000-07-03; **修回日期** 2000-08-22

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目(50078006), 铁道部科技研究开发计划项目(2001G029), 高等学校博士点科研基金项目(20010533004)

[作者简介] 曾庆元(1925-), 男, 江西泰和县人, 中国工程院院士, 中南大学教授, 博士生导师

=0.3, 按式 (1) 算出 $Q/P = 0.95$, 估计 1.2 的安全系数, 确定临界脱轨 (指开始脱轨) 系数 $Q/P = 0.8$ 。

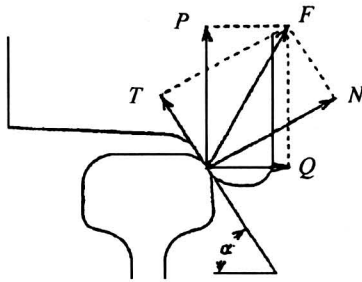


图 1 脱轨开始时轮轨间的作用力
Fig.1 Wheel/rail interaction force

Nadal 提出式 (1) 后, 各国从计算和试验两方面研究临界脱轨系数的数值。日本学者采用图 2 所示单轮对计算模型及竖向荷载 $W = 2P_0$ (P_0 为静止轮重), 并假定作用于单轮对的横向力波形 (图 3), 不考虑钢轨作用, 计算 Q/P 与车轮悬浮量的关系如图 4。从图 4 知, 当 $Q/P = 0.8$ 时, 车轮悬浮量很小, 符合 Nadal 临界脱轨系数的概念, 并与按式 (1) 计算的 Q/P 值非常接近。美国用轨道加载车施加常量垂向力及逐渐增加的横向力于转向架, 并测出轮对垂向、横向反作用力, 进行单轮对车轮开始悬浮的试验, 测出临界脱轨系数。另外, 采用与试验相同的荷载, 用 NUCARS 软件, 计算单轮对车轮临界脱轨系数 Q/P , 试验与计算的 Q/P 示于图 5 和图 6, 计算与试验结果接近, 采用 $Q/P = 1.0$ (新轨) 及 1.4 (旧轨), 新旧轨的 Q/P 不同, 反映了摩擦系数的影响, 新轨摩擦系数大, Q/P 较低; 旧轨摩擦系数小, Q/P 较高。

2.2 轮重减载率 $\Delta P/P_0$ 的研究

如图 7 所示, 由于横向力 F 与力矩 M 的作

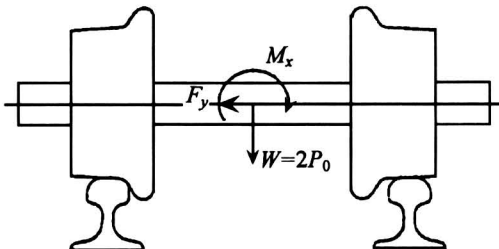


图 2 日本脱轨计算用的单轮对模型
Fig.2 Single wheel set model for calculation of derailment in Japan

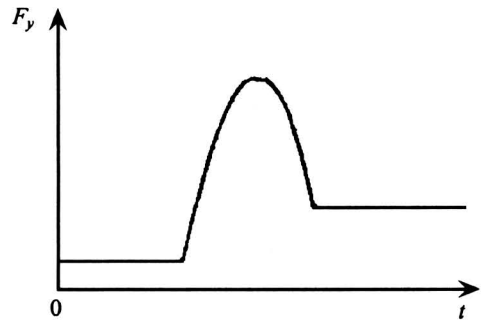


图 3 日本假定的作用于单轮对的横向力波形
Fig.3 Assumed lateral force acting on single wheel set by Japanese

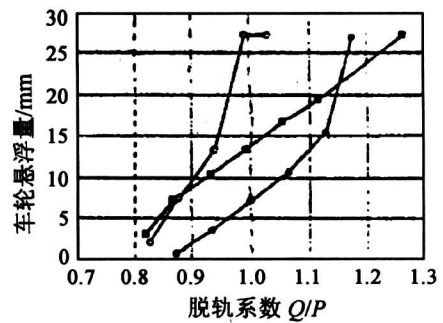


图 4 Q/P 与悬浮量的计算关系
Fig.4 The relationship between Q/P and wheel levitation

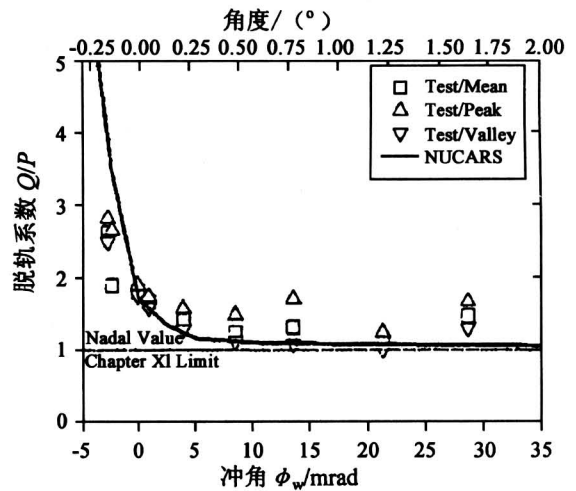


图 5 新轨时试验及计算的 Q/P 与冲角 ϕ_w 的关系
Fig.5 The relationship between Q/P and the angle of attack ϕ_w of test and calculation of new rail

用, 使轮轨一点接触处的轮重 P 减少。轮重减少量 $\Delta P = P_0 - P_d$ 与静态轮重 P_0 的比值 $\Delta P/P_0$ 称为轮重减载率, P_d 为轮重测定值。由物理概念知,

$\Delta P/P_0$ 越大，越容易脱轨。日本根据单轮对脱轨计算及小半径曲线上的脱轨试验结果，确定静态轮重减载率的标准值为 0.6；根据经验，动态轮重减载率的标准值取为 0.8。

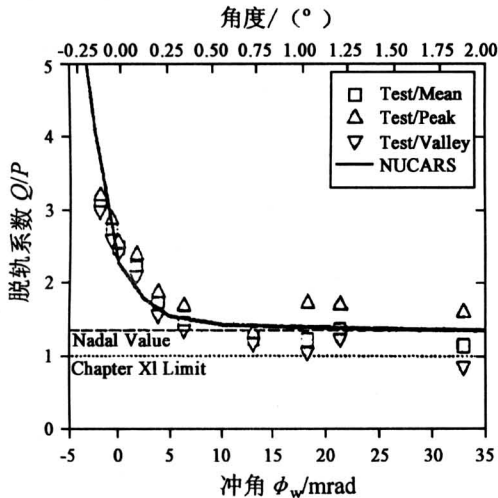


图 6 旧轨时试验及计算的 Q/P 与冲角 ϕ_w 的关系
Fig.6 The relationship between Q/P and the angle of attack ϕ_w of test and calculation of old rail

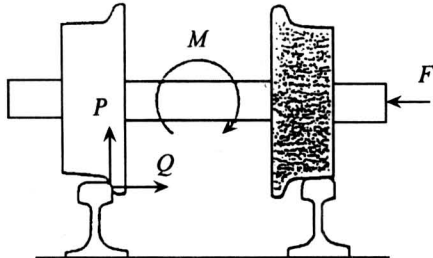


图 7 作用于轮对上的横向力 F 和力矩 M
Fig.7 Lateral force F and moment M acting on the single wheel set

2.3 各国预防脱轨的规范标准

日本 $Q/P = 0.8$, Q/P 持续作用时间在 0.015 s 以内；

$\Delta P/P_0 = 0.6$ (静态), 0.8 (动态)。

西欧 $Q/P < 0.8$, Q/P 平均移动距离为 2 m。

北美 $Q/P < 1.0$, $\Delta P/P_0 < 0.9$ 。

中国 $Q/P = 1.0$ (允许限度), 1.2 (危险限度)；

$\Delta P/P_0 = 0.60$ (允许限度), 0.65 (危险限度)。

从上述规定可知，国际上列车脱轨研究都在追

求车轮开始悬浮时的 Q/P 和 $\Delta P/P_0$ 值。

2.4 脱轨几何准则

我国铁科院在滚动试验台上测出单轮对车轮轮缘爬轨过程曲线如图 8^[2]，发现车轮悬浮量 $|\mu(t)| = 25$ mm 时脱轨，见图 9。试验采用的车轮踏面和钢轨头顶面外形如图 10。

从图 10 知，轮缘顶端爬至钢轨顶部中心时，轮对相对钢轨的横向水平位移值 $|\Delta(t)| = 70 - 16 = 54$ mm，此时轮对另一车轮必落入轨道，发生真正的脱轨。

日本由车轮及钢轨头外形决定的 $|\mu(t)| = 30$ mm^[1], $|\Delta(t)| = 70$ mm^[3]。

根据 $|\mu(t)|$ 和 $|\Delta(t)|$ 及我国轮缘和钢轨头外形，得出如下脱轨几何准则：车轮悬浮量 $|\mu(t)| = 25$ mm，车轮相对钢轨的横向位移 $\Delta(t) = |\Delta(t)| = 54$ mm 时，即真正脱轨。

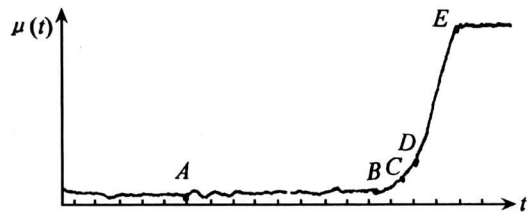


图 8 轮缘爬轨过程曲线
Fig.8 The curve of derailing course of wheel flange

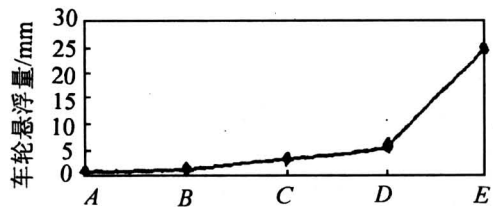


图 9 各临界点车轮的悬浮量
Fig.9 Wheel levitation of every critical point

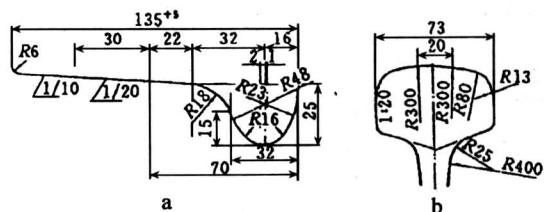


图 10 试验用的车轮踏面和钢轨头顶面外形
Fig.10 The outlooks of the wheel tread and the crown surface of the rail

3 国内外列车脱轨研究中的主要问题

3.1 规范标准 Q/P 及 $\Delta P/P_0$ 不能预防脱轨

由于规范标准未反映列车在设计车速内 Q/P 及 $\Delta P/P_0$ 的随机最大值, 不能保证可能产生的 Q/P 及 $\Delta P/P_0$ 不超过规范限值, 实测和计算都证明是这样(详见后面表2)。

3.2 未抓住主要矛盾

在以前研究的轮轨1点接触的 Q/P 值及 $\Delta P/P_0$ 值中, Q/P , $\Delta P/P_0$ 代表什么矛盾, 矛盾的主要方面和次要方面是什么, 都不清楚, 因而不能解决问题。

3.3 脱轨计算的突破口选择不当

国内外都以轮轨相互作用力的计算为突破口, 由于种种原因, 轮轨相互作用力无法准确计算。所以铁科院臧其吉研究员撰文说, “现在人类已经能够准确地模拟一个飞行体在宇宙空间的运动并进行精确控制, 但不能精确模拟铁路轮轨的相互作用”^[4]。

3.4 计算理论存在三个根本问题

1) 国内外都是分别建立车辆和轨道(或桥梁)的振动方程, 用迭代法求解。由于车轮与轮缘横向之间有缝隙(习惯称为游间), 以及车轮悬浮时车轮与钢轨的横向、竖向的位移衔接条件都列不出来, 使车辆和轨道(或桥梁)振动方程组解的唯一性无保证, 因而得不出 T-V 系统振动响应的适定解。

2) 仅以轨道不平顺为 T-V 系统横向振动的激振源, 丢掉了其他很多因素的作用。引起 T-V 系统横向振动的因素很多, 轨道不平顺、车轮踏面锥度、轮轨缺陷及其制造误差、车辆质量及其载重的偏心等都能引起 T-V 系统横向振动。图 11 表示在单个机车作用下, 下承式桁梁桥跨中上弦最大横向振幅与车速的关系^[5]。显然, 同一车速的各次实测最大振幅相差很多。除轮轨接触状态不同外, 在同一车速的各次行车过程中车桥系统振动参数相同(即同样机车、同样轨道不平顺、同一桥梁、同样车速)。如果轨道不平顺是引起 T-V 系统横向振动的主要因素, 则同样车速下各次测试的跨中上弦最大横向振幅应接近。现在相差这样大, 就不能说轨道不平顺是引起 T-V 系统横向振动的主因了。

3) 不能算出 T-V 系统横向振动响应的随机

最大值及车轮脱轨时的 T-V 系统振动响应, 因为 T-V 系统为时变系统, 而时变系统振动的随机分析理论国内外尚未建立。

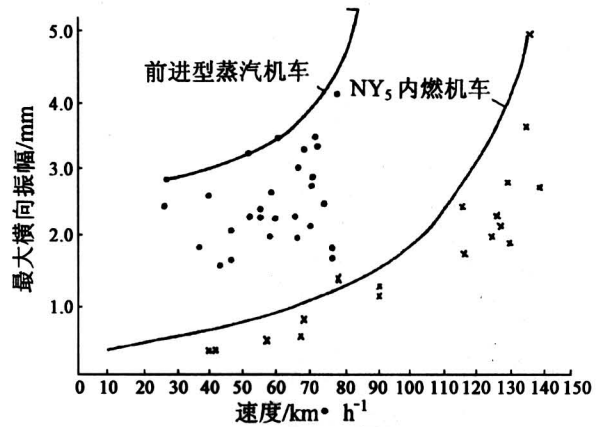


图 11 单机作用下 48 m 简支下承式桁梁桥跨中上弦最大横向振幅测试值^[5]

Fig.11 The relationship between maximum lateral vibration amplitudes of the upper chord of the 48 m standard steel trussed girder of Nanshahe Bridge and speeds under the running of a single locomotive

由于存在这三个根本问题, 国内外只算出单个轮对车轮在假定荷载下的脱轨全过程, 未算出实际长大列车车轮脱轨全过程, 因而不能理解脱轨行为, 不能突破脱轨分析难题。

4 列车脱轨的能量随机分析

4.1 T-V 系统横向振动的自激性质

列车运行, 引起 T-V 系统横向振动, 并随车速提高而加剧; 列车停止运行, 振动随即消失; 故 T-V 系统横向振动具有自激性质; 这种自激性引起 T-V 系统的复杂横向振动。

4.2 T-V 系统空间振动方程组的建立

由笔者提出的“弹性系统动力学总势能不变值原理”^[6]及形成矩阵的“对号入座”法则^[7], 建立 T-V 系统空间振动方程组, 保证了方程组解的唯一性, 得出了其适定解。现有动力学理论列不出 T-V 系统空间振动方程组, 这就是国内外要分别建立车辆、轨道或(桥梁)振动方程组的原因。

4.3 T-V 系统横向振动方程组的齐次性质及其等效自激力

当不考虑风荷载作用时, T-V 系统横向振动方程组为

$$M\ddot{\delta} + C\dot{\delta} + K\delta = 0, \quad (2)$$

式中 M , C , K 顺次为其横向振动质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, $\ddot{\delta}$, $\dot{\delta}$, δ 分别为其横向振动加速度列阵、速度列阵和横向振动位移列阵。式 (2) 为齐次方程组, 故若其中有 k 个振动响应已知, n 个响应未知, 则由式 (2) 矩阵分块, 得出

$$\begin{bmatrix} M_{kk} & M_{kn} \\ M_{nk} & M_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\delta}_k \\ \ddot{\delta}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{kk} & C_{kn} \\ C_{nk} & C_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\delta}_k \\ \dot{\delta}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{kk} & K_{kn} \\ K_{nk} & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_k \\ \delta_n \end{bmatrix} = 0, \quad (3)$$

展开式 (3), 得

$$M_{nn}\ddot{\delta}_n + C_{nn}\dot{\delta}_n + K_{nn}\delta_n = -M_{nk}\ddot{\delta}_k - C_{nk}\dot{\delta}_k - K_{nk}\delta_k, \quad (4)$$

$$M_{kk}\ddot{\delta}_k + C_{kk}\dot{\delta}_k + K_{kk}\delta_k + M_{kn}\ddot{\delta}_n + C_{kn}\dot{\delta}_n + K_{kn}\delta_n = 0, \quad (5)$$

式 (5) 为需划去的非独立方程组。式 (4) 右边各项均已知, 用它解出 n 个未知振动响应。这样, k 个已知振动响应就成为 T-V 系统横向振动的激振源了, 式 (4) 右边各项就成为引起 T-V 系统横向振动的等效自激力, 左边各项合成 T-V 系统抵抗横向振动的抗力。

上海铁路局潘震涛教授首先测出车辆构架实测横向振动波形图 (习惯称为蛇行波) 如图 12。笔者取构架实测蛇行波为 T-V 系统横向振动确定性分析的激振源, 计算响应与实测响应良好接近^[7]。

4.4 T-V 系统横向振动及列车脱轨的能量随机分析

由能量守恒与转化原理知, 系统的输入能量产生其振动响应; 输入能量越大, 振动响应也越大; 输入能量的多少与其振动响应的大小一一对应。这样, 可将系统响应的随机性视为其输入能量的随机性, 则可将多因素系统响应的随机分析转化为单因素输入能量的随机分析。

前已确定车辆构架蛇行波为 T-V 系统横向振动的激振源。构架蛇行波 $x(t)$ 的均方差是单位时间做的平均功, 是输入 T-V 系统横向振动的能量。均方差的根值为标准差 σ_p 。因后面模拟构架人工蛇行波只需要 σ_p , 故笔者以 σ_p 表示输入 T-V 系统横向振动的能量。T-V 系统横向振动的随机分析首先要做 σ_p 的随机分析。在铁路干线上大量实测各种车辆在各种车速下的构架蛇行波, 截取每公里波形图为一个样本, 分别按直线和曲线波形图统计, 由工程概率分析方法, 得出具有 99% 概

率水平的标准差 σ_p 与车速 v 的曲线 (图 13, 图 14)^[7]。再由 Monte-Carlo 法随机模拟出具有 99% 概率的 σ_p 的构架蛇行波, 称为构架人工蛇行波^[7]。

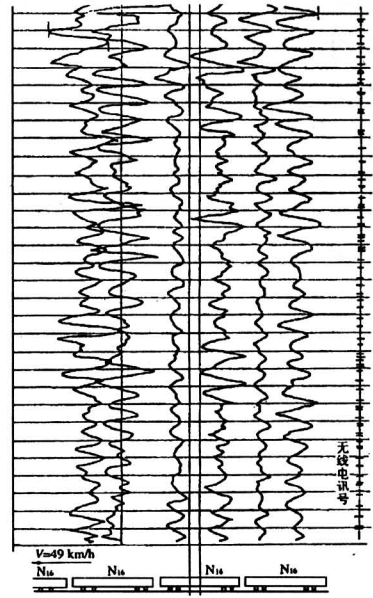


图 12 沪杭线 41 号桥 92.96 m 钢桁梁上 49 km/h 货车构架实测蛇行波

Fig. 12 The measured frame nosing wave of the 49 km/h freight car on the 92.96 m steel girder of No. 41 bridge on the Hu-hang line

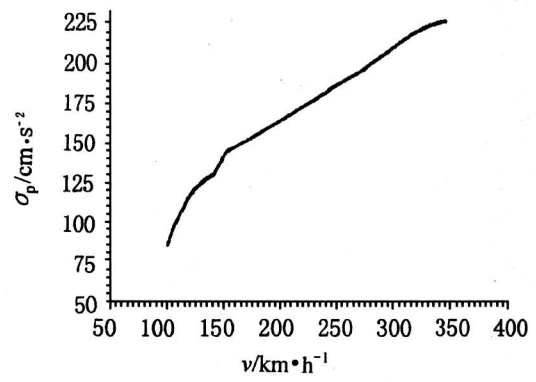


图 13 客车构架蛇行加速度波标准差 σ_p 与车速 v 关系曲线 (根据广深线轨检车实测资料及德国高速机车横向摇摆力测试资料计算统计)

Fig. 13 The curve for relationship between the speed and standard deviation of the truck frame vibration acceleration of the passenger car

构架人工蛇行波的基频取自构架蛇行基频的实测资料, 它亦是随机的。每取一个实测基频模拟出一个构架人工蛇行波, 以它为激振源, 算出 T-

V系统各响应的一个样本；这样可算出很多样本，最后按工程概率分析方法，求出具有要求概率的T-V系统横向振动响应。这样计算工作量很大。计算证明，构架实测蛇行基频对T-V系统横向振动响应很有影响。笔者用试算法，算出能产生最大响应的构架人工蛇行波，用它一次算出T-V系统可能产生的最大横向振动响应。按此种随机分析理论算出的桥梁最大响应与其多次实测最大响应良好接近^[7]。

列车脱轨是T-V系统剧烈横向振动的结果。既然T-V系统横向振动有强烈随机性，列车脱轨同样应有强烈随机性，脱轨实例亦证明是这样。因此，T-V系统横向振动的上述能量随机分析理论同样能用于脱轨随机分析。只是在列车脱轨随机分析中，由于脱轨时的构架蛇行波测不出来，只能根据前述脱轨几何准则，用试算法，多次假定 σ_p ，多次计算响应，直到算出列车具有最大响应的车轮轮缘爬上钢轨顶部中点（即悬浮25 mm）为止，使轮缘爬上钢轨顶部中点的构架人工蛇行波标准差就是列车脱轨时的构架蛇行波标准差，记为 σ_c 。

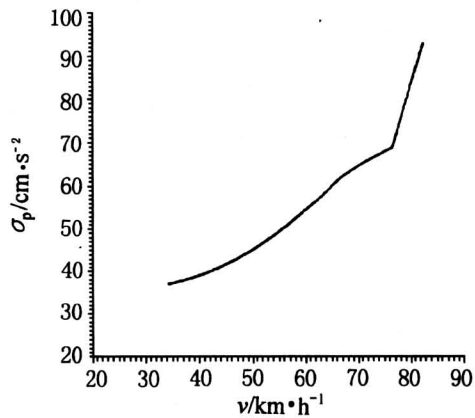


图14 C₆₂重载货车构架蛇行加速度标准差 σ_p 与车速 v 关系曲线（根据怀化至玉屏线上测试资料计算统计）

Fig. 14 The curve for relationship between the speed and standard deviation of the truck frame vibration acceleration of the loading freight car C₆₂

4.5 列车脱轨运动中的主要矛盾与评判脱轨的能量准则

前已指出，式(4)右边为引起T-V系统横向振动的诸因素作用的等效自激力，左边为抵抗等效自激力作用的系统抗力；故式(4)表示的系统

抗力与等效自激力的矛盾是T-V系统横向振动中的主要矛盾。自激力随上述引起横向振动诸因素的严重性及车速的提高而增长。T-V系统抗力决定于其特性 M, C, K 及振动响应。当列车、桥梁（或轨道）确定时，计算证明抗力随振动响应的增长而提高，最大响应达到脱轨响应 $|\mu_s(t)|$ 及 $|\Delta(t)|$ 时，抗力达到最大，称之为脱轨抗力。经验证明，等效自激力亦随车速提高而增长，根据物理概念，得出下列判断脱轨的力作用准则：

$$\text{脱轨抗力} > \text{等效自激力, 列车不脱轨;} \quad (6)$$

$$\text{脱轨抗力} < \text{等效自激力, 列车脱轨;} \quad (7)$$

$$\text{脱轨抗力} = \text{等效自激力, 为临界脱轨状态。} \quad (8)$$

式(6), (7), (8)不便应用，因为抗力、等效自激力都算不出来，故转化为下面的能量表示式：根据前述T-V系统横向振动能量随机分析理论，等效自激力做功 = 构架蛇行波均方差 σ_p^2 （单位时间做的平均功），构架蛇行波标准差 $\sigma_p =$ 均方差根值。因脱轨计算只需用 σ_p ，故用 σ_p 表示等效自激力做功的根值。另外，前已说明脱轨时构架蛇行波的标准差为 σ_c ；根据式(8)，脱轨时T-V系统抗力做功的根值等于 σ_c 。于是将式(6), (7), (8)转为能量表示之后，即得出评判脱轨的能量准则：

$$\sigma_c > \sigma_p \text{ 不脱轨,} \quad (9)$$

$$\sigma_c < \sigma_p \text{ 脱轨,} \quad (10)$$

$$\sigma_c = \sigma_p \text{ 为临界脱轨状态。} \quad (11)$$

用构架蛇行波标准差 σ_p 来反映T-V系统的输入能量，得到了实测结果的支持。2001年7月笔者与吉林铁路局合作，在通辽干线轨道平顺性好的和差的（见表1）区段上实测了60 km/h机车、空货车、重货车的构架蛇行波（图15至图20），它们的标准差示于表1。由图15至图20及表1知：a. 轨道平顺性好时， σ_p 小，构架蛇行波峰小，这表示输入能量少，T-V系统振动响应小；b. 轨道平顺性差时， σ_p 大，构架蛇行波峰大，这表示输入能量多，T-V系统振动响应大；c. 改善轨道不平顺，可降低构架蛇行波标准差 σ_p ，使 $\sigma_p < \sigma_c$ ，有利于预防脱轨。

4.6 评判脱轨的能量增量准则

图13, 图14中的 σ_p 虽具有99%的概率水平，但它是根据一般行车状况下（不脱轨）的实测蛇行波的统计结果，未包括脱轨时的 σ_p 。因此，不能用图13, 图14中的 σ_p 值与 σ_c 值进行比较，

表 1 轨道状态好及差的直线段机车、空货车、重货车构架蛇行波标准差的比较

Table 1 Comparison of deviations of truck frame lateral accelerations of locomotive, empty and loading freight car running on tangent track with light and bad irregularity

| 项目 | 轨道状态好的区段 | | 轨道状态差的区段 | |
|--------------------------------|-------------------|--------|-------------------|---------|
| | K252+100~K253+550 | | K433+234~K434+684 | |
| | 个数 | 最大值/mm | 个数 | 最大值/nmm |
| 高低 | 16 | 12 | 24 | 17 |
| 轨距 | 28 | 15 | 12 | 27 |
| 轨向 | 6 | 11 | 11 | 27 |
| 水平 | 7 | 10 | 25 | 14 |
| 三角坑 | 4 | 11 | 10 | 12 |
| 机车 $\sigma_p/cm \cdot s^{-2}$ | 28 | | 39 | |
| 空货车 $\sigma_p/cm \cdot s^{-2}$ | 49 | | 91 | |
| 重货车 $\sigma_p/cm \cdot s^{-2}$ | 41 | | 68 | |

按式 (9), (10), (11) 来评判列车是否脱轨。脱轨力学机理的研究证明, 列车脱轨是 T-V 系统丧失其横向振动稳定性的结果。根据运动稳定性理论, 系统运动平衡状态的稳定性是通过系统被扰动运动的变化来判断的, 若被扰动运动不断增长, 则系统被扰动前的运动平衡状态不稳定; 若被扰动运动逐渐衰减, 则系统原来的运动平衡状态是稳定的。亦可根据系统受扰动 (给处于动力平衡状态的系统以虚位移) 后系统抗力做功增量与其输入能量增量的比较来判断^[8-10], 若抗力做功增量大于输入能量的增量, 则表明被扰动后的 T-V 系统抗力能够平衡 T-V 系统的等效自激力, T-V 系统被扰动前的运动平衡状态是稳定的; 若抗力做功增量小于输入能量, 则表明 T-V 系统抗力与其等效自激力之间的稳定平衡不再成为可能, 因而被扰动前的 T-V 系统运动平衡状态是不稳定的。前已说明, 脱轨时的 T-V 系统抗力做功根值为 σ_c , 输入能量的根值为 σ_p , 它们虽然都是车速 v 的函数,

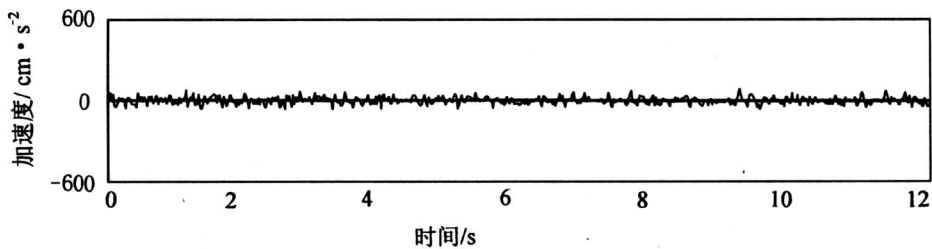


图 15 轨道状态好的直线段 DF₄ 机车构架蛇行波实测时程曲线

Fig. 15 Measured bogie nosing wave of locomotive DF₄ running on tangent track with light irregularity

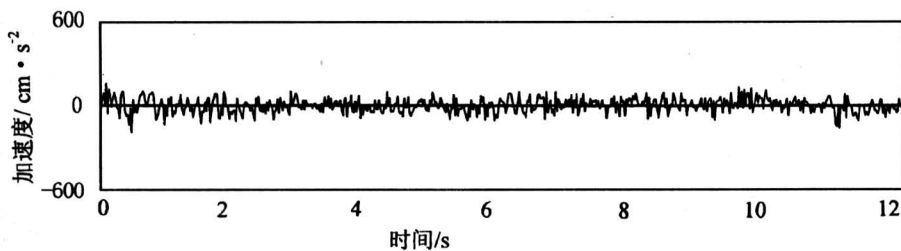


图 16 轨道状态好的直线段 C_{62A} 空车构架蛇行波实测时程曲线

Fig. 16 Measured bogie nosing wave of empty freight car C_{62A} running on tangent track with light irregularity

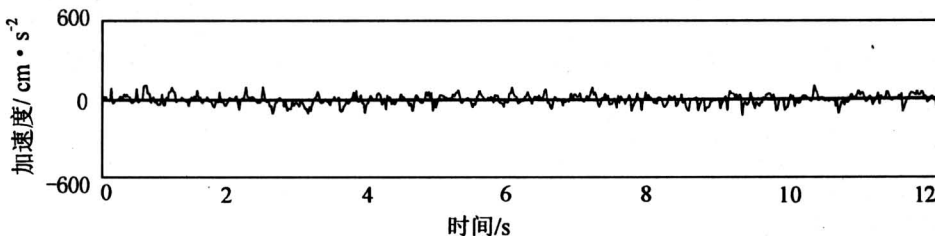


图 17 轨道状态好的直线段 C_{62A} 重车构架蛇行波实测时程曲线

Fig. 17 Measured bogie nosing wave of loading freight car C_{62A} running on tangent track with light irregularity

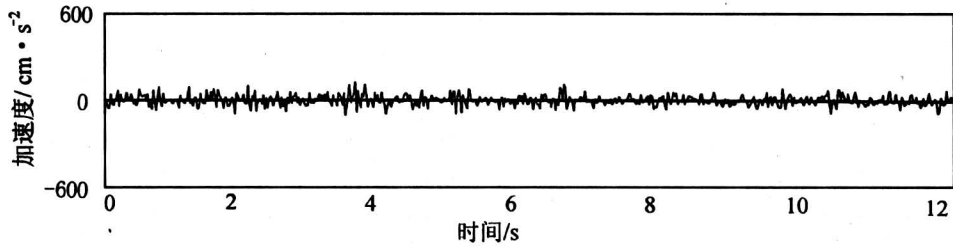


图 18 轨道状态差的直线段 DF₄ 机车构架蛇行波实测时程曲线

Fig.18 Measured bogie nosing wave of locomotive DF₄ running on tangent track with bad irregularity

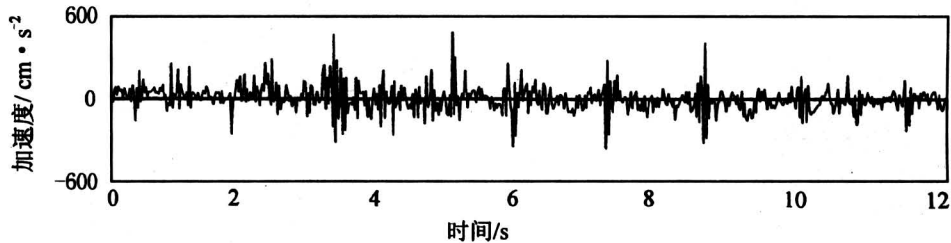


图 19 轨道状态差的直线段 C_{62A} 空车构架蛇行波实测时程曲线

Fig.19 Measured bogie nosing wave of empty freight car C_{62A} running on tangent track with bad irregularity

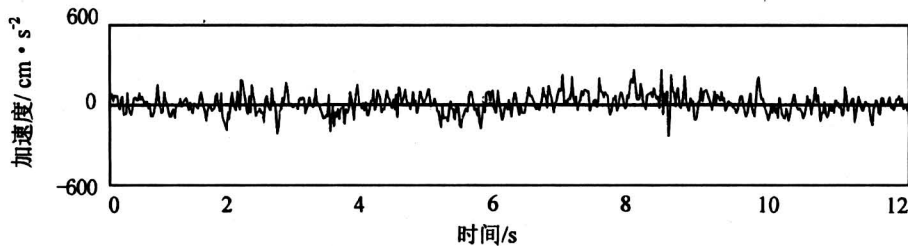


图 20 轨道状态差的直线段 C_{62A} 重车构架蛇行波实测时程曲线

Fig.20 Measured bogie nosing wave of loading freight car C_{62A} running on tangent track with bad irregularity

但无法表示为车速 v 的函数式, 因而不能由此函数对 v 的一阶变分得出它们的增量 $\Delta\sigma_c$ 和 $\Delta\sigma_p$, 从而不能简单引用上述理论来判别 T-V 系统在 v 车速下是否会失稳而导致脱轨。笔者采取向后差分概念, 按差分变分法, 计算由车速 v_0 到 v_r 时 T-V 系统抗力做功 σ_c 及输入能量 σ_p 的增量 $\Delta\sigma_c$ 和 $\Delta\sigma_p$ 。车速 v_0 与 v_r 时的抗力做功 σ_c 都可分别算出为 σ_{c0} 和 σ_{cr} , 故 $\Delta\sigma_c = \sigma_{cr} - \sigma_{c0}$ 。同理得 $\Delta\sigma_p = \sigma_{prm} - \sigma_{pom}$, 这里 σ_{prm} 和 σ_{pom} 分别为车速 v_r 与 v_0 时输入 T-V 系统横向振动的最大能量。由于 T-V 系统振动的强烈随机性及基于正常行车情况下的测试资料, 图 13 及图 14 中各车速对应的 σ_p 的数值虽然具有 99% 的概率, 但只是正常行车情况下的 99

% 概率值, 不是各车速下可能输入的最大能量 σ_{pvm} 。实践证明, σ_{pvm} 发生的概率很小。例如, 1997 年 5 月 9 日至 8 月 6 日, 津浦线十里堡至桃山集间先后发生 7 起货物列车脱轨事故, 按每天通过 1 趟同样货列, 近三个月通过 90 趟计, 所发生的 7 起脱轨事故, 为通过货列的 $7/90 \approx 8\%$, 脱轨时输入能量最大, 故可估计该线上 σ_{pvm} 发生的概率仅为 8%。另外从后面算例可知, 脱轨时的最大输入能量 σ_{pvm} 比一般行车下的最大输入能量 σ_{pv} 大得多, 因此, 可以认为: 概率很小的 σ_{pvm} 的产生是由于 T-V 系统偶而受到了最不利的等效自激力的作用。在各种车速下, 这种最不利等效自激力都可能产生, 并且由它引起的输入能量 σ_{pvm} 与一般行车状

态下具有 99 % 概率的输入能量 σ_{pv} 之差相近。故可假定 σ_{pvm} 与车速 v 的曲线平行于图 13 和图 14 中的 $\sigma_p - v$ 曲线, 并在 $\sigma_p - v$ 曲线上方。这样, 可由图 13 和图 14 算出 $\Delta\sigma_p$, 即 $\Delta\sigma_p = \sigma_{prm} - \sigma_{pom} = \sigma_{pr} - \sigma_{po}$, 得出如下评判脱轨的能量增量准则^[8,11]:

$$\Delta\sigma_c > \Delta\sigma_p \quad \text{不脱轨}, \quad (12)$$

$$\Delta\sigma_c < \Delta\sigma_p \quad \text{脱轨}, \quad (13)$$

$$\Delta\sigma_c = \Delta\sigma_p \quad \text{为临界脱轨状态}. \quad (14)$$

4.7 预防脱轨措施及 T-V 系统抗脱轨安全系数 N 的计算

4.7.1 预防脱轨措施 a. 降低车辆一系簧横向刚度, 可提高 T-V 系统脱轨抗力做功 σ_c (计算证明); b. 改善轨道几何不平顺。

4.7.2 改善参数准则 改善参数后, 达到列车安全正常 (车轮不悬浮, 列车具有规范规定的平稳性) 运行目标。

4.7.3 抗脱轨安全系数 N 的计算 设改善参数前, 在 v_r 车速下脱轨, 此时系统最小抗力做功为 σ_{cr} , 最大输入能量为 σ_{pr} , 根据式 (11), $\sigma_{pr} = \sigma_{cr}$ 。改善参数后, σ_{pr} 降低至 $1/\beta$, 使列车安全正常运行, 则改善参数后正常运行下的最大输入能量为 $\sigma_{prs} = \sigma_{pr} - \beta\sigma_{pr} = \sigma_{cr} - \beta\sigma_{cr} = \sigma_{cr}(1 - \beta)$ 。另外, 改善参数后, T-V 系统脱轨抗力做功亦提高了, 变为 σ_{crs} , 则按临界脱轨状态, 即式 (11), 改善参数后, T-V 系统脱轨抗力做功 σ_{crs} 应等于列车安全正常运行条件下的输入能量 σ_{prs} 乘以抗脱轨安全系数 N, 即 $\sigma_{crs} = N\sigma_{prs} = N\sigma_{cr}(1 - \beta)$, 故

$$N = \frac{\sigma_{crs}}{\sigma_{prs}} = \frac{\sigma_{crs}}{\sigma_{cr}(1 - \beta)}, \quad (15)$$

式 (15) 中的 β 值根据轨道平顺性好与坏区段上实测构架蛇行波统计出的 σ_p 值确定。

5 脱轨实例分析

实例 1^[8,11~13]

1997 年 7 月 8 日 2422 次全列空载 C₆₂ 货物列车在徐州以南津浦线直道区段 K730 + 56 处脱轨, 车速 70 km/h, 编组车辆数 61, 转 8A 转向架, 线路状态符合规范标准, 要求在这些条件下, 预报 T-V 系统列车在 70 km/h 下是否可能脱轨。

解: 算出 T-V 系统在 60, 70 km/h 速度下的脱轨抗力做功分别为 $\sigma_{c60}^{\circ} = 105 \text{ cm/s}^2$ 及 $\sigma_{c70}^{\circ} = 115 \text{ cm/s}^2$ 。笔者在通辽干线上实测并统计出空、重车 σ_p 的比值为 1.3, 由此比值, 根据图 14 重货车 $\sigma_p - v$

曲线, 算出空货车 60, 70 km/h 构架蛇行波标准差分别为 $\sigma_{p60}^{\circ} = 68.5 \text{ cm/s}^2$ 及 $\sigma_{p70}^{\circ} = 89.4 \text{ cm/s}^2$, 所以 $\Delta\sigma_c = 115 - 105 = 10 \text{ cm/s}^2$, $\Delta\sigma_p = 89.4 - 68.5 = 20.9 \text{ cm/s}^2$, 得 $\Delta\sigma_c < \Delta\sigma_p$, 按式 (13) 判断 T-V 系统在 70 km/h 车速下会脱轨, 与实际发生的脱轨事故相符。脱轨车轮计算振动响应时程曲线示于图 21 至图 25。

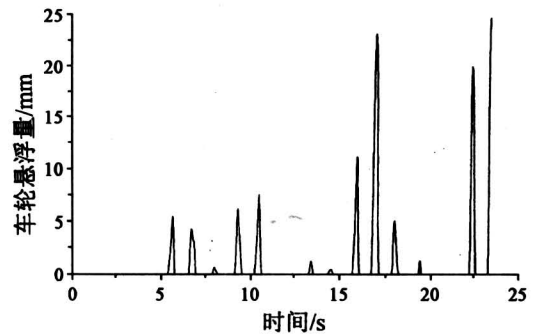


图 21 第 4 车第 1 轴左轮车轮悬浮量时程曲线
Fig.21 Levitation time history curve of the left wheel in the first wheel set of the fourth car

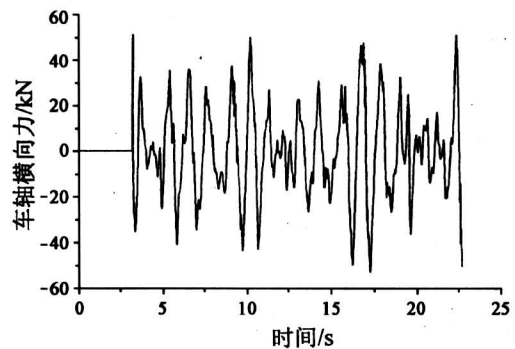


图 22 第 4 车第 1 轴横向力时程曲线

Fig.22 Lateral force time history curve of the first wheel set of the fourth car

实例 2^[11,12]

1997 年 5 月 9 日至 8 月 6 日, 津浦线十里堡至桃山集间直线上连续发生 7 起货物列车脱轨事故。为找出该线上脱轨原因, 铁科院、济南铁路局和徐州铁路分局联合于 1997 年 10 月 28 日至 11 月 11 日在南津浦线褚庄集至高家营间进行了脱轨试验^[12]。鉴于空货车脱轨概率最大, 选择试验中的方案 III 的 80 km/h 全列空车编组振动响应进行预报。试验时的线路状况为: 60 kg/m 钢轨、60 型钢筋混凝土轨枕、碎石道床、无缝线路、长大直线、纵坡很小, 属于优良线路。线路状态轨检结果

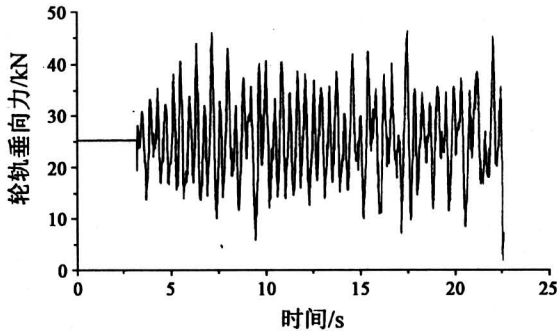


图 23 第 4 车第 1 轴左轮轮轨垂向力时程曲线
Fig.23 Wheel/rail vertical force time history curve of the left wheel in the first wheel set of the fourth car

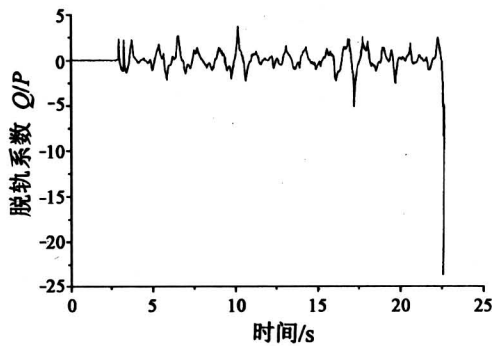


图 24 第 4 车第 1 轴左轮脱轨系数时程曲线
Fig.24 Derailment coefficient time history curve of the left wheel in the first wheel set of the fourth car

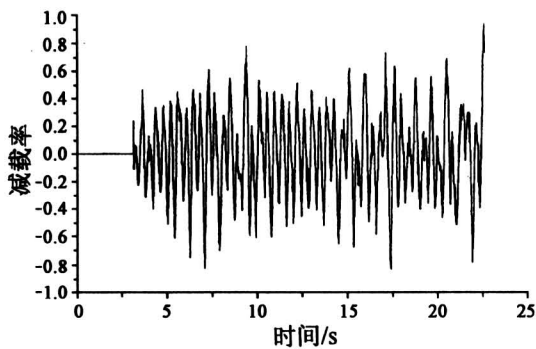


图 25 第 4 车第 1 轴左轮轮重减载率时程曲线
Fig.25 Wheel load reduction rate time history curve of the left wheel in the first wheel set of the fourth car

为：最大高低值 11.5 mm，最大轨向值 11 mm，最大轨距误差 7.5 mm，最大水平值 6.5 mm，最

大扭曲 8 mm。

解：算出在 70, 80 km/h 速度下的此空车轨道系统脱轨抗力做功，分别为 $\sigma_{c70}^{\text{空}} = 115 \text{ cm/s}^2$ 及 $\sigma_{c80}^{\text{空}} = 165 \text{ cm/s}^2$ ，由通辽线上实测、统计出的空、重货车构架蛇行波标准差 σ_p 的比值 1.3 及图 14 重货车 $\sigma_p - v$ 曲线，算出 $\sigma_{p70}^{\text{空}} = 89.4 \text{ cm/s}^2$ ， $\sigma_{p80}^{\text{空}} = 126 \text{ cm/s}^2$ ， $\sigma_{c80}^{\text{空}} - \sigma_{c70}^{\text{空}} = 165 - 115 = 50 \text{ cm/s}^2$ ， $\sigma_{p80}^{\text{空}} - \sigma_{p70}^{\text{空}} = 126 - 89.4 = 36.6 \text{ cm/s}^2$ ，得 $\Delta\sigma_c > \Delta\sigma_p$ ，符合式 (12) 不脱轨的准则，故在 80 km/h 车速下全列空货车不会脱轨，此结论与试验结果符合。按 $\sigma_{p80}^{\text{空}} = 126 \text{ cm/s}^2$ ，模拟 80 km/h 的空货车构架人工蛇行波，计算了一台 ND₅ 机车牵引 29 辆 C_{62B} 空货车在直线轨道上以 80 km/h 车速运行 500 m 的振动响应。计算结果为机车后面第 3 辆货车第 1 轴左车轮的悬浮量最大，达 16 mm，该车轮振动响应计算最大值与实测最大值的比较见表 2，计算与实测接近。

表 2 第 1 车 (C_{62B} 空车) 第 1 轴振动响应计算最大值与实测最大值的比较

Table 2 Comparison between the calculated maximums and the measured maximums of safety index of empty freight car C_{62B}

| 响应 | 计算最大值 | 实测最大值 |
|----------|-------|-------|
| 车轮悬浮量/mm | 16 | 17 |
| 轮轨横向力/kN | 50.00 | 56.11 |
| 脱轨系数 | 5.9 | 4.98 |
| 减载率 | 1.0 | 1.0 |

实例 3^[8,13]

1997 年 8 月 6 日，2344 次货物列车在徐州以南津浦线直线段 K693 + 408 处发生脱轨，运行速度 62 km/h，编组为全列空车，编组辆数 69，车种为 C_{62A}，转 8A 转向架。线路状态轨检结果为优良^[13]，要求在这些条件下，计算 T-V 系统列车在车速 62 km/h 下是否会脱轨。

由于受到计算机内存及运行速度的限制，计算了一台 ND₅ 型机车牵引了 29 辆 C_{62A} 空载货车以 62 km/h 速度在 500 m 长的直线轨道上的走行情况。计算时的轨道竖向几何不平顺取实际线路的轨道竖向几何不平顺值。T-V 系统的横向振动激振源，即构架人工蛇行波则采用文献 [7] 中提供的方法随机模拟得到。算出 T-V 系统在 52 km/h 及 62

km/h 时的脱轨抗力做功 $\sigma_{c52} = 98 \text{ cm/s}^2$ 及 $\sigma_{c62} = 105 \text{ cm/s}^2$ 。根据笔者在通辽干线上实测的 C_{62A} 空货车构架蛇行波, 经过统计, 得出具有 99% 概率的 52 km/h 及 62 km/h 车速的构架蛇行波标准差分别为 $\sigma_{p52} = 51.45 \text{ cm/s}^2$ 及 $\sigma_{p62} = 68.5 \text{ cm/s}^2$, 所以 $\Delta\sigma_c = 105 - 98 = 7 \text{ cm/s}^2$, $\Delta\sigma_p = 68.5 - 51.45 = 17.05 \text{ cm/s}^2$, 得 $\Delta\sigma_c < \Delta\sigma_p$, 按式 (13) 判断 T-V 系统在 62 km/h 车速下会脱轨, 与实际发生了的脱轨事故相符。脱轨时的计算振动响应时程曲线限于篇幅未示出。

实例 4^[8]

为进一步说明按式 (12), (13) 判断列车是否脱轨的正确性, 笔者还对直线货物列车在 52 km/h 车速下是否脱轨进行了预报。算出 T-V 系统在 42 km/h 及 52 km/h 车速下的脱轨抗力做功分别为 $\sigma_{c42} = 85 \text{ cm/s}^2$ 及 $\sigma_{c52} = 98 \text{ cm/s}^2$ 。根据笔者在通辽干线上实测得到的 C₆₂ 空货车构架蛇行波, 经过统计得出具有 99% 概率的 42 km/h 及 52 km/h 车速下的标准差分别为 $\sigma_{p42} = 44.85 \text{ cm/s}^2$ 及 $\sigma_{p52} = 51.45 \text{ cm/s}^2$ 。所以 $\Delta\sigma_c = 98 - 85 = 13 \text{ cm/s}^2$, $\Delta\sigma_p = 51.45 - 44.85 = 6.6 \text{ cm/s}^2$, 得 $\Delta\sigma_c > \Delta\sigma_p$, 按式 (12) 判断 T-V 系统在 52 km/h 车速下不会脱轨。通过调查^[12,13], 自提速以来, 在我国铁路主要干线上发生了多次货物列车脱轨事故。脱轨事故的共性是: 都发生在直线段, 都是空车, 运行速度在 62~77 km/h 等。由此可见, 直线货物列车在 52 km/h 车速下没有发生过脱轨, 与笔者预报的结果一致。同样限于篇幅, T-V 系统振动响应未示出。

6 结语

1) 笔者提出了一套理解列车脱轨机理及制订预防脱轨措施的理论和方法。

2) 这套理论和方法的基础是笔者提出的“弹性系统动力学总势能不变值原理”和“形成系统矩阵的‘对号入座’法则”(不是计算机编码法及刚度集成法)及构架蛇行波的实测资料。

3) 提出这套理论和方法的前提, 是对 T-V

系统横向振动计算中三大根本问题的认识和突破。

4) 今后主要工作是曲线货物列车脱轨、客车脱轨、桥上列车脱轨、列车紧急制动脱轨等的理论分析; 铁路干线轨道平顺性好和差的区段上轨道状态和构架蛇行波的对应测试及其标准差 σ_p 的统计; 预防脱轨参数的分析和设计, 供我国铁路进一步提速参考。

参考文献

- [1] 铁道部科学研究院. 铁路行车安全译文集——脱轨研究专辑[C]. 1998
- [2] 俞展猷, 李富达, 李谷. 车辆脱轨及其评价[J]. 铁道学报, 1999, 21(3): 33~38
- [3] 石田弘明, 宫本岳史. 地震时车辆走行稳定性的分析[R]. 严国敏译. 1997
- [4] 臧其吉. 车辆动力学的研究和发展[J]. 中国铁道科学, 1994, 15(2): 1~15
- [5] 京广线南沙河桥试验小组. 京广线南—沙河桥钢梁检定试验报告[R], 1989
- [6] 曾庆元. 弹性系统动力学总势能不变值原理[J]. 华中理工大学学报, 2000, 28(1): 1~3
- [7] 曾庆元. 列车桥梁时变系统振动分析理论及应用[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1999
- [8] 向俊, 曾庆元, 娄平. 再论列车脱轨能量随机分析[J]. 中国铁道科学, 2002, 23(2): 26~32
- [9] Timoshenko S P, Gere J M. Theory of elastic stability [M]. Mc Graw-Hill Book Company, Inc., New York, 1961
- [10] Zeng Qingyuan, Lou Ping, Xiang Jun. The principle of total potential energy with stationary value in elastic system dynamics and its vibration analysis [A]. Proceedings of International Conference on Engineering and Technological Sciences 2000 [C], Edited by Song Jian and Zhou Ganshi, Chinese Academy of Engineering, Beijing: Science Press, 2000
- [11] 曾庆元, 向俊, 娄平. 车桥及车轨时变系统横向振动计算中的根本问题与列车脱轨能量随机分析理论[J]. 中国铁道科学, 2002, 23(1): 1~10
- [12] 铁道部科学研究院, 济南铁路局, 徐州分局. 南津浦线货物列车脱轨试验报告[R]. 1997
- [13] 周世越, 任珠芳, 胡用生. 货车直线区段脱轨机理与防范措施的探讨[J]. 上海铁道大学学报, 1999, (6)

A Breakthrough in Solving the Problem of Train Derailment — The Approach of Random Energy Analysis

Zeng Qingyuan, Xiang Jun, Lou Ping

(Civil and Architectural College, Central South University, Changsha 410075, China)

[Abstract] The present studies at home and abroad of train derailment are summarized. The following main problems in derailment research are analyzed: train derailment can not be prevented by the normal standards mapped out by each country; the main problems are not grasped; three fundamental problems — the sole solution to the vibration equation group of train-track (or train-bridge) time-varying system is not guaranteed; the excitation source of lateral vibration of the system is not clear; the problem of random analysis of this system is not solved — still exist in calculation theory of train derailment. The approach of random energy analysis, the breakthrough in solving the problem of train derailment, is presented. Preventive measures of train derailment and the calculation method of safety coefficient against derailment are introduced. Finally, four actual instances of train derailment are calculated and the results are in conformity with the actual accidents of derailment and with car vibrations tested by derailment experiments.

[Key words] train derailment; approach of random energy analysis; energy increment criterion; preventive measures of derailment; safety coefficient against derailment

《中国工程科学》2003 年第 5 卷第 1 期要目预告

- | | |
|--|---|
| 中国眼科现状 谢立信 加入 WTO 后的中国农业 卢良恕等 技术科学的发展与技术科学的社 会价值 黄志澄 2008 年北京奥运场馆安全防灾规划 设计问题 金 磊 再生铝——适应可持续发展的绿色 产业 杨遇春 纳米测量仪器和纳米加工技术 姚骏恩 大型无人机系列的研制与发展 赵 煦 结构功能一体化的高性能陶瓷材料 的研究与发展 江东亮 典型高温地热系统——羊八井热田 基本特征 多 吉 | 海水西调是西北和华北北部可持续 发展的需要 陈昌礼 基于复杂类型数据的发现特征子空 间模型 DFSSM 的研究 杨炳儒等 过水围堰施工导流联合泄流管理 决策支持系统 方德斌等 反相微乳液聚合机理及模型 化处理 李 晓等 钢铁材料组织超细化处理工艺 研究进展 陈蕴博等 军用航空发动机可靠性和寿命 管理 徐可君等 风险矩阵方法与应用述评 朱启超等 桁架结构智能布局优化系统 李 昊等 |
|--|---|