



数据加载失败，请稍后重试！

目 次

车辆综合技术

- 1 TGV—Atlantique 空气弹簧和振动技术设计 [德国]O. Krettek J. Grajner(1)
- 2 法国 SNCF 高速列车 10 年运用、15 年设计、3 代 TGV [法国]Francois LACÔTE(19)
- 3 铁道车辆的研究动向 [日本]宫本昌幸(29)
- 4 大西洋 TGV 征服了 300 km/h 速度 [法国]Georges PETIT(37)
- 5 超高速新干线技术开发的现状 [日本]由川透(45)
- 6 E1 系新干线电动车的概要——全都是双层车辆 [日本]水野一彦(56)

转向架

- 7 ICE2 新型转向架——SGP400 [奥地利]H. Hödl(62)
- 8 对未来高速走行部的要求 [德国]L. Mauer P. Meinke(71)
- 9 供 ICE 中间车使用的连接框架式转向架 [德国]P. Meinke L. Mauer(78)
- 10 独立车轮双轴转向架结构型式和首次试验结果 [德国]R. Schraut(87)
- 11 车轮一体型牵引电动机研制 [日本]松冈孝一 近藤圭一郎(94)
- 12 抱轴式驱动结构的铁道车辆其驱动的橡胶弹性轮对的动力学
..... [俄罗斯]Alexander L. Golubenko [德国]Otmar Krettek(103)
- 13 FRP 转向架的开发 [日本]若生宽治 梅泽康裕 德田宪晓(117)
- 14 未来高速新干线用转向架的开发 [日本]冈本勋 下村隆行 榎本卫(124)
- 15 高速车辆转向架构架的强度评定 [日本]宫石源基 野见山隆弘 织田安朝等(131)
- 16 铁道车辆的有源减振对车轮横向力发生摆动的及其影响(旁承支承式转向架和无摇枕转向架比较)
..... [日本]藤克也 白居谦治 岛宗亮平(138)
- 17 用计算机对车轴的可靠性进行评价 用概率论的断裂力学评价新干线车轴的可靠性
..... [日本]赤间诚 石冢弘道(147)
- 18 新干线电动车用车轴疲劳试验结果 [日本]松启美 手冢和彦 前桥荣一(154)
- 19 铁道车辆用车轴的实物疲劳强度试验 [日本]碓村修二郎(165)

车体结构及附件

- 20 铁道车辆的轻结构回顾 [德国]Manfred Bönisch Friedrich Drechsler(170)
- 21 最近的新干线车辆 [日本]高泽幸夫 中泽裕(219)
- 22 高速列车防护罩盖的设计、分析和生产 [瑞士]G. Rief M. Schill(229)
- 23 气密高速旅客列车的通过台连接和车门解决方案 [德国]Werner Ortmann(239)
- 24 新建铁路的耐压客车(空调装置的基础和解决方案) [德国]Roif Klingel(258)
- 25 ICE 空调设备 [德国]Bernhard Schonks(270)
- 26 法国国家铁路客车上使用的封闭式厕所系统 [法国]Jean—Claude Boutonnet(272)
- 27 减振型材和减振泡沫材料 [日本]直江正久(280)

调控与测量

- 28 最高速试验述评〔法国〕Pierre DELFOSSE(288)
- 29 铁道车辆用半有源悬挂.....〔日本〕佐佐木君章 鸭下庄吾 下村隆行(301)
- 30 研制新干线电动车用车体倾斜装置.....〔日本〕冈本勋 德田宪晓 坂上启等(308)
- 31 车辆有源减振控制及车体侧倾控制系统的开发
.....〔日本〕西义和 村井谦一 坂本元等(315)
- 32 铁道车辆空气弹簧车体侧倾控制系统的开发
.....〔日本〕西冈康志 玉生士人 石原广一郎等(322)
- 33 铁道车辆横向振动控制系统的开发.....〔日本〕小泉智志 石原广一郎 仲田摩智等(330)
- 34 车辆性能测量评价系统的开发.....〔日本〕下泽一行 手冢和彦 秋山诚一郎等(337)
- 35 车体弯曲振动减振方法的理论分析.....〔日本〕铃木康文(345)
- 36 JR 西日本高速转向架振动解析装置〔日本〕上野守 田中升(351)
- 37 新干线高速化与舒适度评价.....〔日本〕铃木浩明 高井秀之 手冢和彦(356)
- 38 铁道车辆舒适度监视系统的开发.....〔日本〕根来尚志 石川龙太郎 大木康孝(361)
- 39 轮重、横向力、脱轨系数连续测量装置的开发
.....〔日本〕石田弘明 植木健司 深泽香敏等(367)

其 它

- 40 轮轨滚动接触和振动破坏理论的发展及现状.....〔日本〕石田诚(375)
- 41 高速车辆振动和轨道不平顺位置对应问题的解法.....〔日本〕吉村彰芳 细川岳洋(384)
- 42 弹性流体润滑理论在轮轨接触问题上的应用.....〔日本〕陈桦(392)
- 43 驱动力、制动力对铁路车辆运动特性的影响.....
.....〔日本〕佐藤荣作 手冢和彦 宫本昌幸等(400)
- 44 高速铁道车辆用 C/C 复式盘形制动装置的开发
.....〔日本〕保田秀行 熊谷则道 仲野政志(407)
- 45 车辆的脱轨机理.....〔日本〕宫本昌幸(414)
- 46 脱轨与运行安全性.....〔日本〕手冢和彦(424)
- 47 脱轨稳定性评定指标的研究.....〔日本〕石田弘明 手冢和彦 植木健司等(431)
- 48 大西洋 TGV 的维修〔法国〕Henry BEEKENKAMP(439)
- 49 巴黎东南线 TGV 的运用和适应过程.....〔法国〕Antoine SCHWERER(444)
- 50 提高 TGV 联挂速度 (450)

TGV—Atlantique 空气弹簧和振动技术设计

[德国]O. Krettek J. Grajnert

德意志联邦铁路(DB)和法国国家铁路(SNCF)在发展他们的高速列车时走着完全不同的道路。DB 优先发展第一流精良的动车组,而 SNCF 则从一开始就选择了著名的 Jakobs 原理*作为他们动车设计的基础,这种原理是由原德国国家铁路动车组沿袭而来,并被证明是可靠的。为了支承车体而使用的转向架是选择长期以来经受考验的 Y32 型,其中采用钢弹簧作为二系弹性悬挂,但在列车投入使用后表明,弹簧自振和车体结构振动相差大约为 2 的系数,而使车体挠性交变弹性振动或者由于车体振动而产生的弹簧压力波作用其上。这种极其有害的现象可以通过安装空气弹簧而消除之。此外在地板和车顶范围内的车体采用纵向减振器相互联接。这样设计师就可以使 TGV 适应 500 km/h 以下高速运行状态,而这是 ICE 所没有达到的。有关方案选择的背景和空气弹簧设计的观点都将在下文详细论述。

1 引言

德国在 Hamburg 和 Berlin 之间的优质商务交通中采用高速动车组迄今已大约 60 年了。轻的重量和低的运行阻力使列车得到相当大的起动加速度 0.54 m/s^2 , 尽管每人只分配有 10 PS 这样小的发动机功率。列车通过 286.8 km 长的区段只用了 1 小时 18 分钟,从而达到了著名的旅行速度 124.7 km/h ^[1]。只过了两年,原德国国家铁路(DR)高速交通又载入史册。1935 年 7 月 1 日 Berlin 和 Köln 之间的铁路部门采用了另外的 Hamburg 型高速动车组。此时由 Hamm 至 Hannover 的列车平均速度又提高了 7.9 km/h 而达到了 132.6 km/h , IC 列车 1993/1994 年运行图中规定的值只能比此值超出很少为 4.6 km/h 。由于所有线路旅客数量的增加,DR 在一年后不得不将原来的两节车厢扩展为三节。1935 年以“SVT137/Leipzig 型”命名,由 Breslau 的 Linke-Hofmann 工厂提供的这样高速动车组于 1936 年 2 月 17 日运行在 Berlin 和 Hamburg 之间,达到了相当高的速度 200 km/h ,这使原德国国家铁路(DR)的保守计划,即 Berlin 和 Köln 两个城市之间只运行 $4 \frac{1}{2} \text{ h}$ 成为可能^[2,3]。然而这个记录再一次被 Kruckenberg 高速动车组超过 15 km/h (图 1)^[4]。这种列车的最初方案是基于 1925 年 W. Jakobs 在专利 DRP—135392 和 402532 中提出来的 Berlin 型动车组(表 1)。相似方案以后也被荷兰国家铁路的五节内燃动车组和电力动车组采用^[5~7]。这两种情况主要取决于如下的理由^[8]

- 较少的轮对和转向架数量,因此运行阻力和自重降低;
- 车辆联接处能够得到最佳的空气动力学造型,因此而使空气阻力进一步降低。对于 Hamburg 型动车组其 C_w 值只有 0.45;
- 用一个空间关节与车体连接,从而具有最佳的横向运行特性;
- 较小的列车回转惯量;
- 由于较短的车体而广泛采用建筑接近的限界图,因此可使座席宽敞。并且,由于同样

* Jakobs 原理指两节车厢中间公用转向架的结构原理——译者

的原因而得到垂向和侧向车体基波弯曲振动较高的自振频率,以及较轻的单位自重;

——在脱轨情况下具有较高的列车纵向稳定性。它的意义特别是 1993 年在 Stuttgart 的 DB ICE 一次运行故障时表现出来^[9];

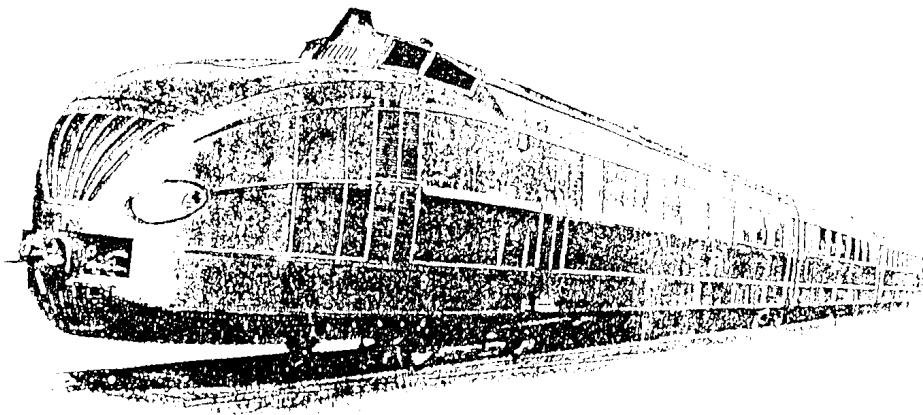


图1 原德国国家铁路 Kruckenberg 型 SVT137155 高速动车组
表1 1932~1939 年建造的原德国国家铁路高速动车组的主要数据

型 式	缓冲器 间长度 mm	功率 kW	最高 速度 km/h	轴 式	质量	传动 方式	轮 径 mm	轮距 TG/LG mm	地板 高度 mm	最大 高度 mm	最大 宽度 mm
Hamburg	44256	2×302	160	2' Bo' 2'	100	电	TD* 1000 LD900	$\frac{3500}{3500}$	1280	3775	2820
Köln (二节)	70205	2×441	160	2' Bo' + 2' 2' + Bo' 2'	165	电	TD930 LD930	$\frac{4000}{3000}$	1280	3775	2900
Leipzig (三节)	60150	2×441	160	2' Bo' Bo' 2' B' 2' 2' B'	129(电) 119(液)	电 液	TD900 LD900 (对于 VT137 153—154) TD1000 LD900 (对于 VT137 233—234)	$\frac{4000}{3000}$	1280	3775	2780
Berlin (四节)	80755	1×971	160	2' Bo' + 22' + 2' 2' + Bo' 2'	212.7	电	所有机械 车辆的 TD 和 LD 为 1000 中间车辆的 LD 为 930	$\frac{3000}{3000}$	1280	4073	2900
München (四节)	83170	2×478	160	2' Bo' 2' + 2' Bo' 2'		电		$\frac{3500}{4000}$	1280	~4000	2900
Kruckenberg (三节)	70080	2×441	160	B' 2' 2' B'	113.2	液	TD900 LD900	$\frac{3000}{4000}$	1190	3794	2850

* TD: 动车转向架; LD 拖车转向架
——能够使车辆地板的布置降低,从而使横截面和重心降低;

- 由于较低的车地板而使列车上车方便；
- 车辆过道比较方便。

但是与这些优点相反也存在缺点：车辆不能任意增减。同时还很难组成沿途零担车的列车。当只有一节车辆或车头出现故障时，整个列车必须停运。而且在30年后仍占优势的技术条件中，增加了维修的困难。此外，由于当时还没有足够好的橡胶技术，从而使动车组在起动和制动产生颤振倾向，降低了列车舒适性。由于这些因素的作用，最终使DB和DR在战后新造机车车辆时不再采用这种结构。由于维修技术的进一步发展，可使关节列车整体起吊或使轮对和转向架整体落坑。法国国家铁路(SNCF)采用的运行方案，消除了两个决定性的障碍，它可以不改变列车编组和通过价格来控制列车满载。另外，SNCF象DB一样，由于在开始时还考虑了组成沿途零担列车，使列车长度与当时的运输方式相匹配，因此从一开始便采用了关节列车。关节列车的上述优点在今天看来也是全部有效的。但是必须充分地利用这些优点才能起到实际的效果。TGV有棱角的头部形状、纵贯整个列车的车顶导线、敞开的转向架、敞开的车辆过道区、车顶卷边、不和车体外墙板齐平的窗口都使列车的空气阻力变差，而这些阻力或是与速度呈平方关系或是呈线性关系。所有阻力值比空气动力学性能较差的ICE列车还要差，因此在与ICE动车组大致相同长度的情况下，当速度运行到220km/h以上时，ICE的阻力值比TGV略低(图2)。但是还可清楚地看出，在低速范围内关节列车显示出优点。

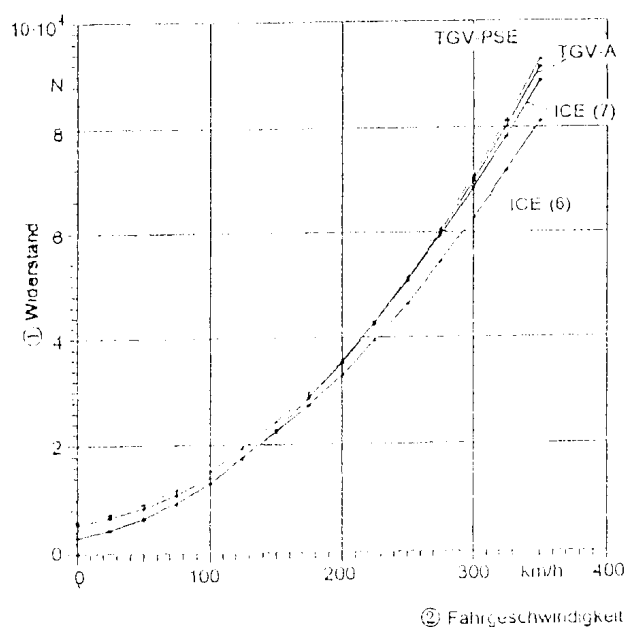


图2 同样长度的TGV-Atlantique(A)和Paris-Sud-Est(PSE)及ICE动车组运行阻力和速度间的关系
①阻力；②运行速度。

尽管SNCF仍将经过大量试验的燃气轮列车TGV-001当成今天列车的先驱者而作为主要方案，将其走行部投入批量生产，但是这种方案已不能完全满足运行技术性能的要求。近十几年来的发展，通过逐步采用空气弹簧，采用纵向减振器与车体相连而使运行性能得以改善，使列车在高速时具有极好的舒适性。特别是在与车体的纵向减振连接上放弃了二系减振系统使车体处于主动悬挂状态，而使列车达到传统列车所不能达到的状态。有关这些方案以及TGV-Atlantique振动技术设计，包括决策背景将在后面阐明。

2 TGV 发展过程

当SNCF在1981年10月开始着手建设Paris至Lyon东南高速铁路时，其要采用的机车车辆的结构已先行发展了近14年，其中的大事记按年代排列如下

——1967年4月采用一组由两节组成的专用LES-TGV型燃气轮动车组，开始高速试

验；1972年它达到的最高速度为252km/h；

- 1969年完成研制第一台燃气轮机驱动的高速列车TGV-001的合同；
- 1971年TGV-001列车由Alstom的Belfort工厂交货；
- 1972年4月TGV-001列车在SNCF试验段Bordeaux-Hendaye上第一次使用；
- 1972年12月创造运行最高记录318km/h；

- 1972年由于石油危机, SNCF 的新方向有利于使用一台电力驱动的高速列车;
- 1974年4月将一台旧直流电动车组改造为电力试验载体 Z-700, 在 Bordeaux 和 Dax 间以及 Bordeaux 和 Morcenx 间试验运行;
- 1974年用一个装在 TGV-001 列车上的受流装置进行受电弓动力学试验, 车速达 290 km/h;
- 1976年1月第1台 TGV-Süd-Ost 型批量生产的列车验收;
- 1978年7月创造最高速度 280 km/h 新记录。

1969年交付的试验单元是由五节中间车辆和两节动力车头组成。中间车辆车体端部共同安装在一个公共底架上; 而动力车头位于列车端部, 安装方式相同。在列车的车辆上装有 Y32 型的改型转向架。它的轮距为 2.6 m, 并具有一个由橡胶衬垫支承的挠性卷形弹簧作为二系弹性悬挂; 两个位于支承上方的螺旋弹簧形成一系弹性悬挂装置。轮对的导向装置是由橡胶套包裹, 支承的两面安装了柱形导向装置。

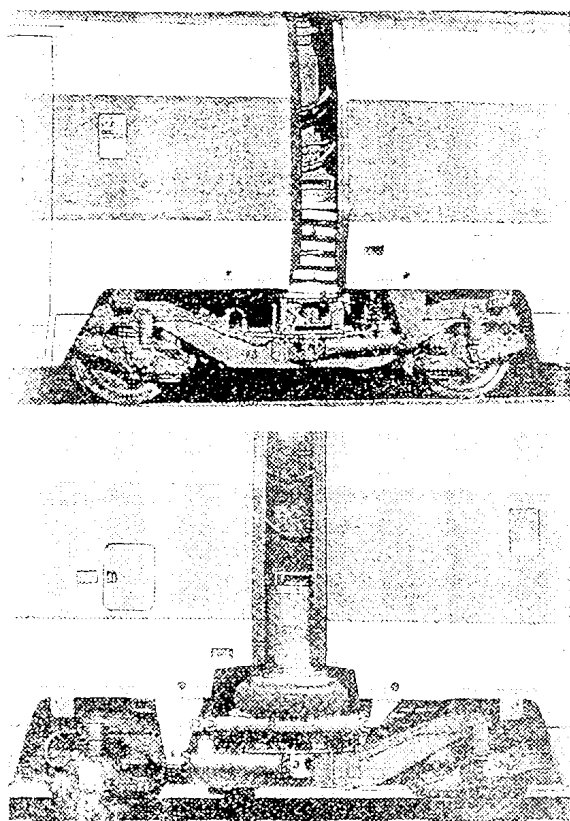


图3 TGV 车体支承的结构型式:
PSE 型(上)和 A 型(下)

以后还在试验电力动车组 Z-7001 上进行了这种试验方案。在 Paris-Lyon 东南部铁路中采用批量生产的列车时, 只对与轮距和制动技术有关的方面进行了修改。由于电力设备重得多, 再加之附加车辆牵引力需求的提高, 从那时起除动力车头外还在有些车辆上装备具有电机的单独的 Y-231 型转向架。此外, 为了降低维修间隔电力动车转向架的轮距为 3 m, 并且用两个制动盘代替四个制动盘, 其它所有零部件均保持原方案不变。但是运转结果证明, 这种列车表现出极不满意的运行性能。其原因在于车辆车体的浮沉振动频率与极其庞大的二系弹簧的变形振动频率几乎相等。在刚度增加的反射波和刚度减少的输出波的作用下, 车体产生交变振动。将橡胶套垫在弹簧下也没有使这种状况得到丝毫改变。最终的解决办法在于 TGV-Atlantique 系列列车的二系弹性悬挂装置不再采用挠性卷形弹簧, 而改用空气弹簧(图3)。此外, 鞍形重叠座的车辆车体通过极硬的金属橡胶弹簧彼此连接(图4), 从而取消了二系减振器。这种新方案则不存在上述问题, 列车具有极其平稳、舒适的运行状态。

3 TGV 车体的自由振动

每个车体由于其弹性和质量, 特别是地板下悬挂的电气和制动技术装备的弹性和质量, 而具有自己的特性, 这些特性在大多数情况下可用各种运动曲线来表达。如果这些特性随走行部而处于共振状态时, 则可能激励车体产生讨厌的、令人不舒服的结构振动。战前高速铁路机车车辆以及60年代末建造的动车组不存在这样的危险, 这是由于当时在设计中还有着某些不安全性, 因此不得不将车辆车体建造得相当粗壮, 因此刚度极大。另外为了提高自振频率而将

车体长度减少8.6~9.3m。此外由于地板加厚,而且不是浮放,用螺钉拧在底架上;同样由于座位加强,而且用螺栓与底架,甚至同车体骨架相连,则明显地提高了它的内阻尼,因此车体不会激励起较大的自由振动。与此相反,由于近代有限元的设计方法,使车辆结构在近几年中,其骨架和铺板都变得单薄,以致它们的变形状态大幅度增加,再加上列车长度增加,车体设备加重,则象 Wagaer^[10] 以一台 B pmz 型 DB 车辆为例所表明的那样,车体垂直和水平弯曲振动和扭转振动的频率数值在7~20Hz 范围内,因此车体和车架自振频率几乎不能再拉开^[5],它的第2次浮沉振动频率在8~10Hz 范围内;它的点头振动频率的数量级在11~13Hz 范围内。因

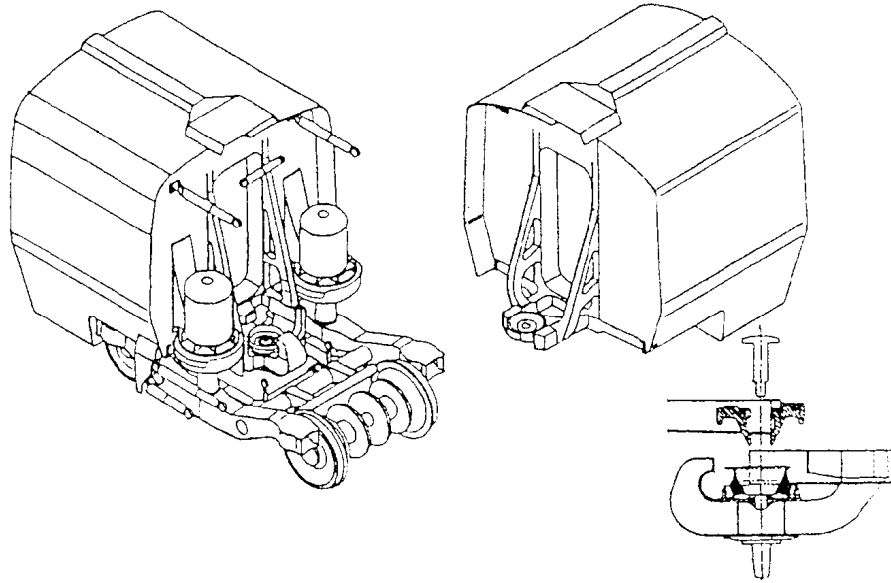


图4 TGV 中间车辆的球面关节连接

此今天的设计师在进行传统客车的新开发时,必须加倍努力以适应由此而产生的共振危险,而采用制造技术很难再影响车体自振频率。与此相反,关节列车共振的危险就不至于这么严重。由于较低的结构型式、较轻的重量和较短的车体长度,这种列车的振动与一般型式的客车相比,自振频率处于较高的范围。此时,TGV 中间车辆的弯曲振动自振频率相当于传统客车相应的值。正象人们由简单弯曲梁振动关系式

$$\omega = \sqrt{\frac{EJ}{L\mu}} \quad (1)$$

推导出下列近似比值

$$\frac{f_1}{f_2} = \sqrt{\frac{\mu_2}{\mu_1} \cdot \frac{L_2}{L_1}} \quad (2)$$

其中 E ——弹性模量;

J_1, J_2 ——车体相对于横向轴线的轴向惯性矩;

L_1, L_2 ——车体长度;

μ_1, μ_2 ——单位长度上的车体质量 kg/mm^2 。

考虑到惯性矩在很大程度上是取决于承载车体的高度,因此在假定一般客车的垂向弯曲频率为7.5Hz 情况下,TGV 中间车辆如果具有相同的车体弹性,则其频率为12.6Hz。但是这只是对于振动不受车体悬挂的影响,并且由于车体相互连接从而不能自由组合的情况,就象第

三代 TGV 一样。两种情况对于 TGV 都是存在的,特别是车体连接的情况,将它们看成两个完全相同、悬挂着的单质量振子,从而用离它们同样距离的两个新的自振频率来代替原来的自振频率。因此在这种情况下,有可能在两个与车体自振不相同的频率范围内出现共振(图5)。这种情况对于 TGV-Atlantique 也以同样的方式存在。此外与传统车体相比,支承弹簧更

靠向振动节点的外侧,而且作用增强,从而提高了它的临界频率(图6)。在对两种影响进行了

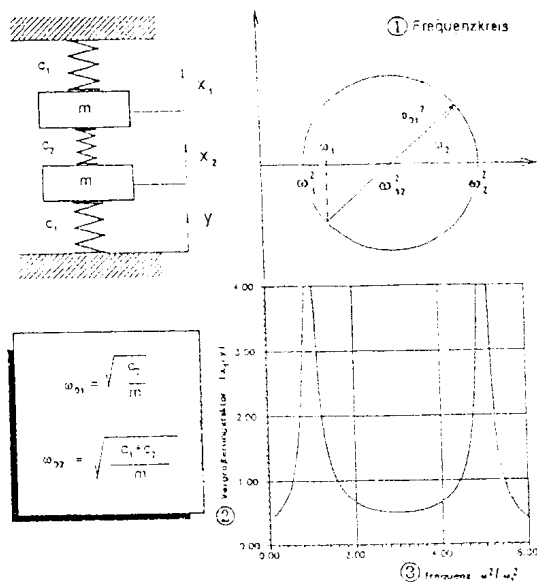
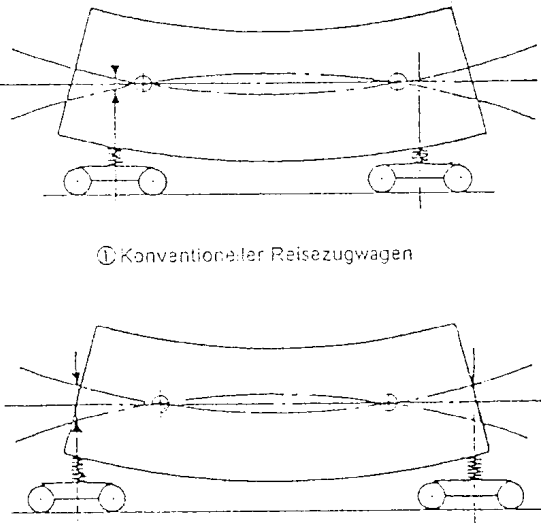


图5 弹簧-质量系统的连接对自振频率的影响

①频率圆;②放大因函数 $|x_1/y|$;③频率 ω^2/ω_0^2 。

权衡的情况下,可以得出车体振动的低频约为 10~11Hz,而高频约为16Hz。SNCF 给出的两个值也与此相近,因此车体振动频率在8~15Hz 范围内。



②Gliederzugwagen in Jakobs - Anordnung

图6 在第二级支承不同的情况下车体的弯曲振动
①传统客车;②Jakobs 布置的关节列车车辆。

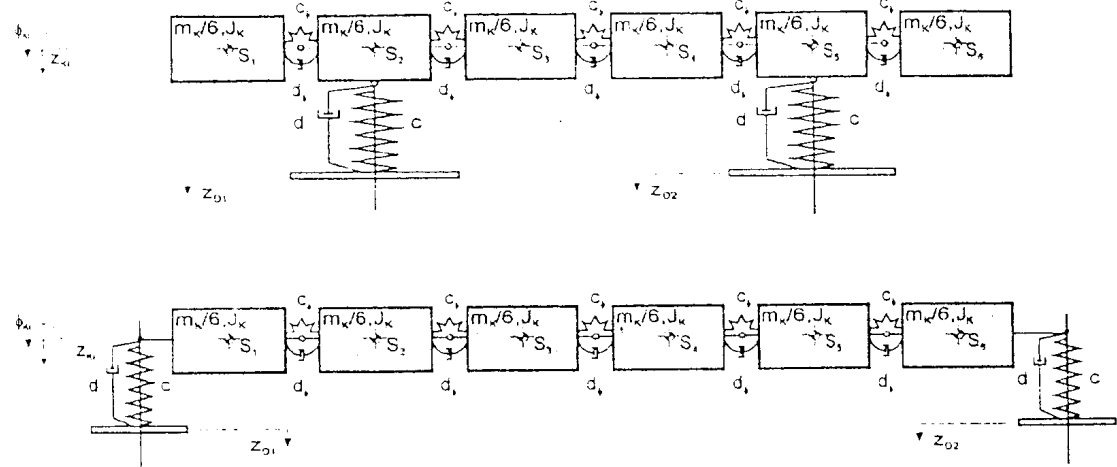


图7 传统悬挂和车辆端部悬挂时,为了估算车体弯曲振动状况的当量模型
上:传统的车体悬挂装置;下:Jakobs 型车体悬挂装置。

TGV 结构振动状态的准确估计只能在 Wagner 有关结构研究的文章中得到满意的结果,但是需准确给定车体及其弹性悬挂装置的结构。在已知这些数据的情况下,要进行一项这样的研究几乎是不可能的,因为耗费巨大。但是可以用一个由万向球接头连接,通过扭转和弯曲弹簧耦合的多质量系统,在预先给定一个相同总质量的情况下近似估计出它的振动状况(图7)。此时弯曲弹簧的振动情况需通过比较,由 Wagner 研究的 B pmz 型 DB 车辆的弯曲频率推导出来。假定车体具有相同的弹性和在活节头处具有硬的弹性悬挂装置。这种计算得出通过挠性卷形弹簧连接和车体刚性连接时,自振频率分别为 10 Hz 和 18 Hz。此二值与 SNCF 在[11]中给出的值非常相符。因此在第二代 TGV 中出现的问题显然与二系弹簧变形振动的自振频率有关。

4 TGV 二系弹簧的自振特性

在设计机车车辆时,弹簧一般仅仅根据运行技术要求和所提供的安装空间来决定。由于弹簧质量引起的自振(图8)很少受到重视^[12,13]。这些由压紧和拉伸区域形成的纵向波,以速度

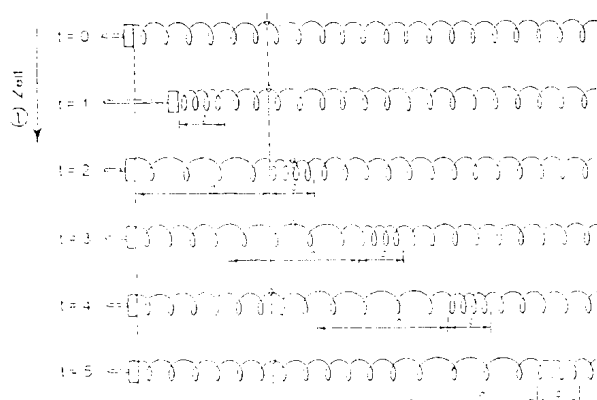


图8 缓冲作用引起的纵向波

①时间。

$$v_f = h_0 \sqrt{\frac{c_s}{m_s}} \quad (3)$$

传播。在端点反射,在经过时间

$$T = \frac{v_f}{2h_0} \quad (4)$$

以后到达其出发点。循环频率为

$$f = \frac{1}{T} = \frac{2h_0}{v_f} \quad (5)$$

其中 c_s —— 垂直方向的弹簧刚度系数;

m_s —— 弹簧质量;

h_0 —— 在车体负荷下的弹簧高度;

v_f —— 波动传播速度。

根据图9判断,TGV 挠性卷形弹簧的簧圈直径 D_m 为 460 mm,钢条直径 d 为 70 mm,圈数 $n = 5.5$,在弹簧安装状态下的结构高度约为 830 mm。由这些数据,并假定剪切弹性模量 $G = 80 \text{ kN/mm}^2$ 的情况下,首先得到垂直方向的刚度

$$c = \frac{Gd^4}{D_m^3 n} = 4.485 \cdot 10^5 \text{ N/m} \quad (6)$$

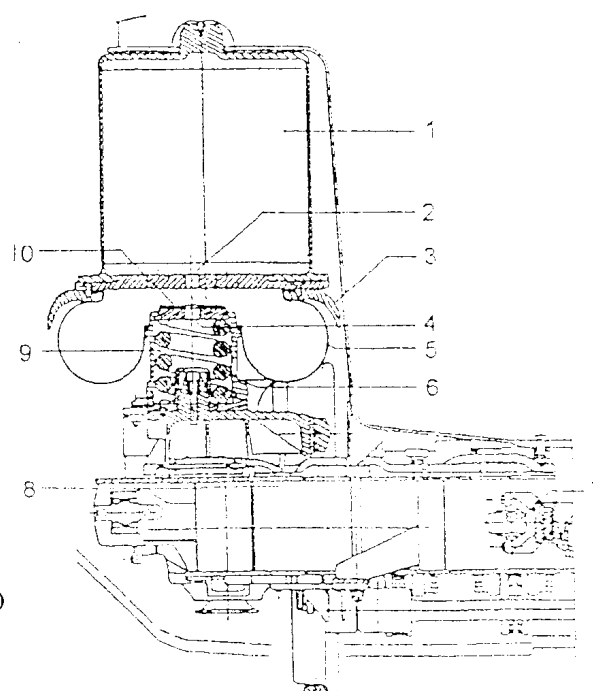


图9 TGV-Atlantique A 型车体的二系支承

1—附加室;2—节流孔;3—空气弹簧侧向盘状凸缘;4—节流孔;5—空气弹簧;6—防落弹簧;7—耦合元件;8—横向止档;9—附加室;10—滑块。

和弹簧质量

$$m = \frac{\pi^2 d^2}{4} D_m \gamma = 233 \text{ kg} \quad (7)$$

其中 γ 为弹簧钢的比重。

纵向波以速度 36.45 m/s 传送于弹簧, 从而得出循环时间为 0.0455 s 和循环频率为 $f_0 = 21.95 \text{ Hz}$ (SNCF 给出的频率为 22 Hz, 因此这个估计准确地反映了实际情况), 因此这个循环频率大约是车体第二级变形振动的两倍, 这就导致了 TGV 前述的现象。SNCF 用“软硬块组成的系统理论”来描述这种现象^[14]。

但是装入一般客车转向架 Y32 中的弹簧以同样的方式振动, 并没有对车辆的运行产生任何影响, 其原因在于弹簧处于振动节点附近。由于力对弹簧作用而产生的纵向波, 可以近似地将弹簧按照 $c_f = c/n$ 分为不含质量的弹簧单元和弹簧总质量的中间质量的模型来模拟之(图 10)。为了分析 TGV 出现的弯曲振动, 将车体分为中间两个由弯曲弹簧铰接的、大小相等的分

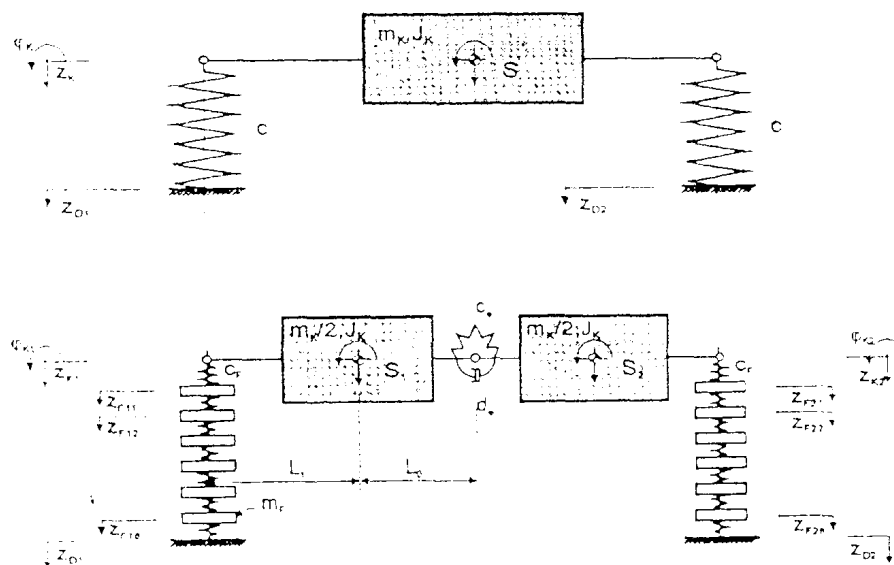


图10 在常规和考虑弹簧周期变形情况下, Jakobs 型车体悬挂装置的简化当量模型

上: 一般的; 下: 考虑二系弹簧变形振动的影响。

质量, 则将图 10a 中一般常用的模拟模型变成图 10b 表示的当量模型。而且两个运动方程式被下面的方程式取代

$$\begin{aligned} & \frac{m_k}{2} (\ddot{z}_{k1} + \ddot{z}_{k2}) + c_F (z_{k1} - z_{k2}) + c_F L_1 (\varphi_{k1} + \varphi_{k2}) - c_F (z_{F1,1} - z_{F2,1}) + 0 \\ & J_k (\ddot{\varphi}_{k1} - \ddot{\varphi}_{k2}) + 2d_\varphi (\dot{\varphi}_{k1} - \dot{\varphi}_{k2}) + 2c_\varphi (\varphi_{k1} - \varphi_{k2}) - L_1 c_F (z_{k1} - z_{F1,1} - (z_{k2} - z_{F2,1})) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

$$J_k \ddot{\varphi}_{k1} - \frac{m_k}{2} L_0 \ddot{z}_{k1} + c_F (L_1 + L_0) (z_{k1} - L_1 \varphi_{k1} - z_{F1,1}) + d_\varphi (\dot{\varphi}_{k1} - \dot{\varphi}_{k2}) + c_\varphi (\varphi_{k1} - \varphi_{k2}) = 0$$

$$J_k \ddot{\varphi}_{k2} - \frac{m_k}{2} L_0 \ddot{z}_{k2} + c_F (L_1 + L_0) (z_{k2} + L_1 \varphi_{k2} - z_{F2,1}) + d_\varphi (\dot{\varphi}_{k2} - \dot{\varphi}_{k1}) + c_\varphi (\varphi_{k2} - \varphi_{k1}) = 0 \quad (9)$$

$$m_F \ddot{z}_{F1,1} + 2c_F z_{F1,1} - c_F (z_{k1} - L_1 \varphi_{k1} + z_{F1,2}) = 0$$

$$m_F \ddot{z}_{F2,1} + 2c_F z_{F2,1} - c_F (z_{k2} + L_1 \varphi_{k2} + z_{F1,2}) = 0 \quad (10)$$

$$\bigwedge_{i \in [2,5]} m_F \ddot{z}_{F1,i} + 2c_F z_{F1,i} - c_F (z_{F1,i+1} + z_{F1,i-1}) = 0$$

$$\bigwedge_{i \in [2,5]} m_F \ddot{z}_{F2,i} + 2c_F z_{F2,i} - c_F (z_{F2,i+1} + z_{F2,i-1}) = 0 \quad (11)$$

$$\bigwedge_{i \in [1,6]} m_F \ddot{z}_{F1,6} + 2c_F z_{F1,6} - c_F (z_{D1} + z_{F1,5}) = 0$$

$$\bigwedge_{i \in [1,6]} m_F \ddot{z}_{F2,6} + 2c_F z_{F2,6} - c_F (z_{D2} + z_{F2,5}) = 0 \quad (12)$$

$$L_0(\varphi_{k1} + \varphi_{k2}) = z_{k1} - z_{k2} \quad (13)$$

其中 $c_F = c/6$ 。

从公式得知,当弹簧在弯曲节点处时 $L_1=0$,因此纵向波在车体中不随其弯曲振动而来回交换。与此相反,关节列车由于节点和关节间相隔较大的距离,其数量级为2~3m。车体弯曲和二系弹簧的变形波能造成这种不利的反应。

对于空气弹簧基于相同的物理条件,虽然也会被作用力所激励(图11),但是由于具有极高的传播速度332m/s,其频率大大高于车体双倍的临界弯曲自振频率,因此在运行状态时不产生影响。

5 TGV—Atlantique 空气弹簧悬挂装置

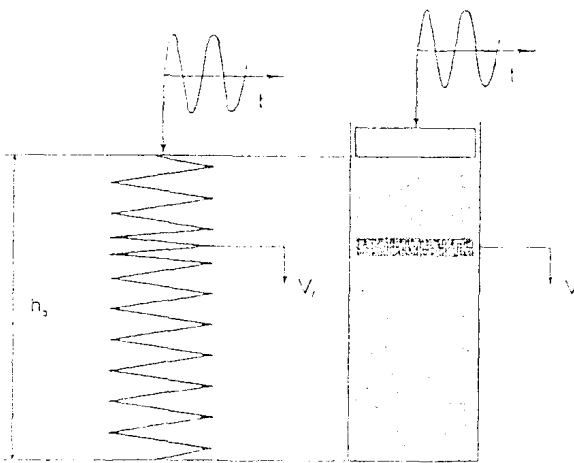


图11 钢弹簧和空气弹簧波的传播

对于空气弹簧悬挂装置,其运行状态的好坏也与整个弹簧系统的方案有关,因此不只应注意使橡胶囊具有正确的尺寸、形状和材料刚度方面的结构造型,而且还应正确设计弹簧气囊、附加空气室及其节流孔。在整个系统中,各个部分的综合作用对列车运行好坏具有决定性的意义。由于TGV的附加空气室具有很大的容积,而且又利用应急弹簧周围的罩体作为另一个空气室,以及采用较大的节流孔,因此SNCF采用这样的设计就能够得到一个很低的车体自振频率,同时使系统具有较小的阻尼。虽然对于这种较小的阻尼作用起初是有争议的,但以后的实践,特别是在两个车体纵向连接方面

表明,这种选择是明智的。此时在节流范围内出现的流动,根据几何尺寸和结构情况表现为层流或者是紊流^[15]。在层流情况下流量由下式确定

$$G = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} |p_2 - p_1| \quad (14)$$

如此相反出现紊流,可由 Saint-Venantsche 定律代替式(14)。在压比 p_2/p_1 或 $p_1/p_2 > 0.5282$ 情况下,公式可写为

当 $p_2 > p_1$ 时

$$G = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \frac{p_1^2}{RT_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (15)$$

当 $p_1 > p_2$ 时

$$G = -x\mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \frac{p_2^2}{RT_2} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (16)$$

其中 $x = (d_0/d_1)^2$

在压比 p_2/p_1 和 $p_1/p_2 < 0.5282$ 情况下

当 $p_2 < p_1$ 时

$$G = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \frac{p_1^2}{RT_1}} \quad (17)$$

当 $p_1 < p_2$ 时

$$G = -x\mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \frac{p_2^2}{RT_2}} \quad (18)$$

其中 p_1 ——弹簧气囊中的空气压力；
 p_2 ——附加空气室内的空气压力；
 T_1, T_2 ——弹簧气囊和附加空气室中的空气温度；
 R ——通用气体常数；
 d_0 ——弹簧充气道中的节流孔径；
 d_1 ——弹簧排气道中的节流孔径；
 χ ——绝热指数；
 μ ——节流流量系数。

按照设计图^[16]中的规定的尺寸，空气弹簧、附加空气室和应急弹簧腔 V_n 的容积分别为
 $V_1=86\text{L}; V_2=170\text{L}; V_n=5\text{L}$ 。

空气弹簧有效面积 $F_0=0.213\text{m}^2$ 。

由于应急弹簧腔的容积与附加空气室相比是相当小的，只有它的2.9%，在进一步研究时可忽略之，将其加在附加空气室上，因此空气弹簧可以近似由图12给出的模型来描述。确定其状态的公式由^[15]给定。其特征容积比值 $V_2/V_1=2$ 。此外计算中假定车体质量为24t。

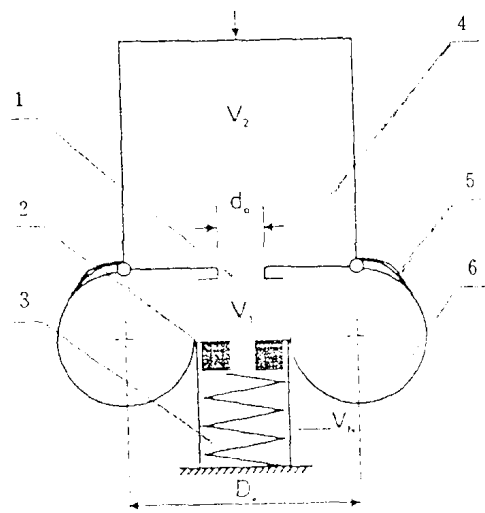


图12 TGV-Atlantique 空气弹簧简图
 1—节流孔；2—应急弹簧定位盘；3—应急弹簧；4—附加室；5—空气弹簧侧面盘状凸缘；6—空气弹簧。

由于选择的附加空气室容积很大，而使车体自振频率随节流孔径的增大，从1.11Hz降低到0.64Hz，而与流动形成无关。流动种类仅仅对直径的下限有影响，可以以此来调节最低频率。而采用钢弹簧，由于需要非常大的安装空间而几乎不可能达到空气弹簧较低的值。另外由图可知，

由于开启宽度和节流细节不很明确，因此不仅要对层流而且还要对紊流条件下的情况进行估算。首先由图13~图15所示的结果可知，

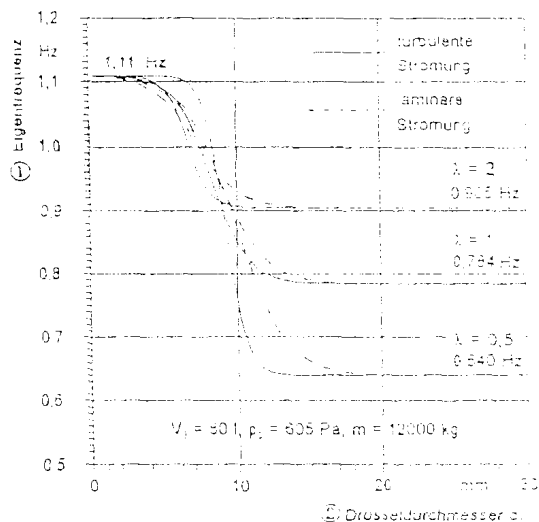


图13 车体垂向振动频率与空气弹簧气囊—附加空气室的容积比以及节流孔径 d_0 间的关系

——紊流；——层流 ①自振频率；②节流孔径。

一个小的附加空气室不能得到较低的自振频率。由图还可得知,一个较大的附加空气室对于弹簧减振带来较佳的影响。随着容积的增加,由于更换的总空气量加大,阻尼先是提高,而后在节流孔径超过24 mm 的情况下,几乎下降至零。在容积比 $V_2/V_1=2$, 节流孔径在7~12 mm 范围内,最大阻尼的出现与流动类型无关(图15)。但此应注意的是在紊流节流流动情况下,阻尼主要取决于流动的振幅,并且反过来减缓这种振动^[17]。这种特性已被 SNCF 在设计时充分利用,在大振幅时通过空气弹簧来减小振动;在小振幅时,使车体间的纵向减振器起到减振的效果。因此可以认为,受此影响而应将节流孔内径设计在25~30 mm 范围内,这正符合图纸中的尺寸。

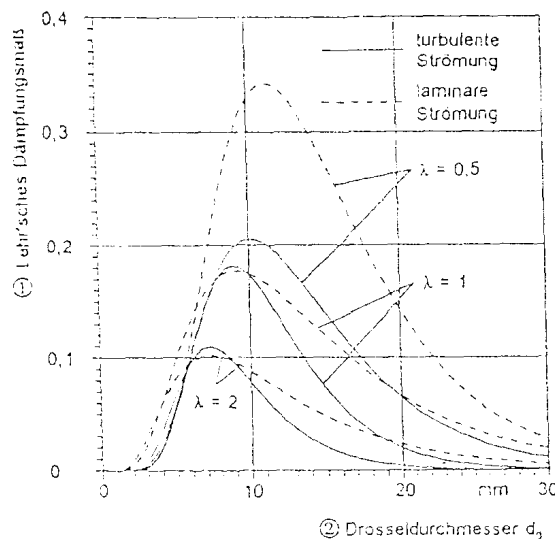


图14 车体垂直运动的 Lehr'sches 阻尼量与空气弹簧气囊—附加空气室容积比以及节流孔径间的关系

——紊流; ---层流。

①Lehr'sches 阻尼量; ②节流孔径。

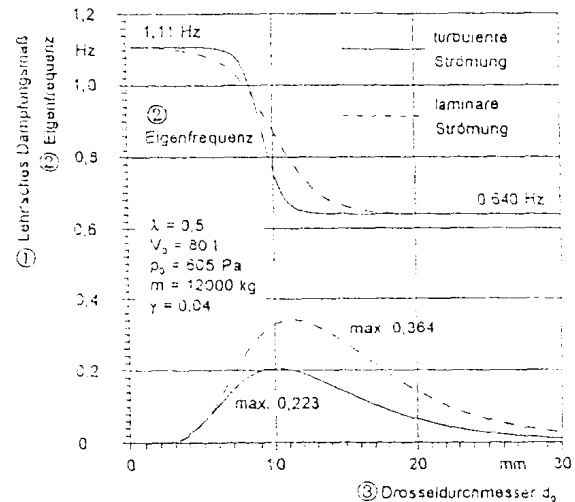


图15 TGV 车体垂直振动的自振频率和 Lehr'sches 阻尼量在空气弹簧气囊和附加空气室容积比 $V_2/V_1=2$ 时随节流孔径 d_0 的变化关系

——紊流; ---层流。①Lehr'sches 阻尼量;

②自振频率; ③节流孔径 d_0 。

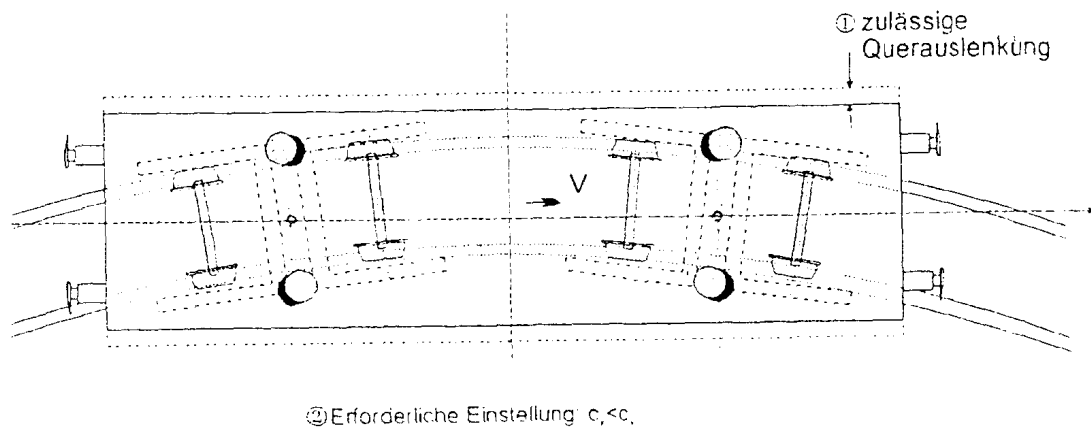


图16 二系弹簧的最小纵向转入量和允许的最大转出量

①允许的横向转动量; ②调整要求 $c_x < c_y$ 。

6 TGV 的上弹簧盘造形

空气弹簧的变形在各个方向都不受阻碍的情况下具有方向识别性。其横向和纵向运动产生相等的反力。由于铁路限界的限制和通过曲线时的强制要求,对水平鉴别提出了不同要求。要求弹簧在横向尽可能硬,而在纵向则尽可能软(图16)。这种要求在 TGV 上是通过弹簧侧面凸缘来达到的(图17)。当横向移动时,弹簧气囊靠在这些凸缘上,使支承面加大,从而产生阻力阻碍车体倾斜;当纵向位移时则与此相反,由于没有相应的凸缘,则相应的倾斜引起较小的

作用力,因此弹簧大为减弱。此时弹簧刚度主要取决于弹簧盘凸缘的边缘角度,其最大值相应于直角,在完全没有凸缘的情况下达到最小值(图18),因此根据方向可得出 TGV 弹簧在纵

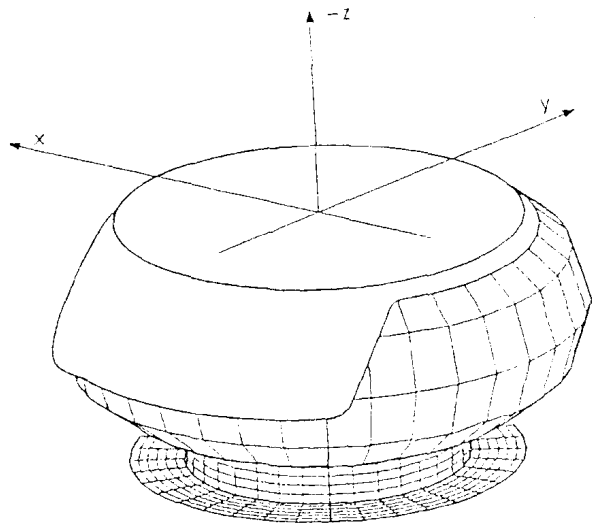


图17 空气弹簧盘上的侧面支承凸缘

向和横向刚度限界内的反应状况。随着横向倾斜的增大,由于弹簧盘凸缘一边缘角度的逐渐增加,而使其辨识能力也增长。也就是说在倾斜时反向力超比例增长。

7 采用纵向减振器与车体相连

从原理上讲,达到列车平稳运行的最有效方法是减振。但是有效的减振耗费巨大,要有巨额的资金和庞大的养护。此外还缺乏有关这种系统的足够的经验。另外,尽管通过优化使结构轻便,但是对舒适性各方面的需求也增加了辅助设备,使已经很重的机车车辆质量进一步提高,还有减振需要能量。因此考虑到目前铁道机车车辆制造业中已经存在的质量问题,采用消振技术从长远观点看来,并不见得是改善机车车辆运行的合适措施。

为了达到平稳运行,第一次采用有效的减振器是在1972年由 Wormley 和 Richardson^[14]开始的。1981年美国 Cambridge 的 Massachusetts 技术研究所的 Wormley 又重新着手此课题的研究^[18]。减振可以采用液力、电气或气动系统,也可以采用相应的组合系统。它与控制参数与调控机构的种类无关,通过积分和信号反馈来进行相应的评估分析而得出车体上的加速度(图19)。

对于单质量系统振动的情况,其微分方程为

$$(c_b + m_k) \ddot{z}_k + (c_v + d) \dot{z}_k + c z_k = d \dot{z}_R + c z_R \quad (19)$$

如果仅快速调节此系统而放弃使用垂向减振器,则公式中由于 c_b 和 $d=0$ 而简化,得

$$m_k \ddot{z}_k + c_v \dot{z}_k + c z_k = c z_R \quad (20)$$

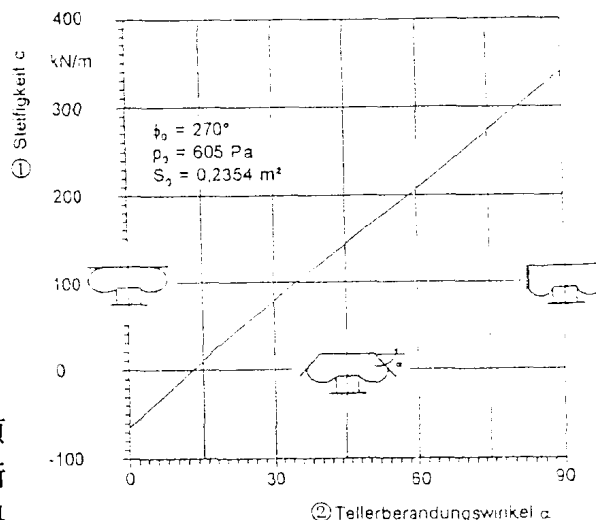


图18 空气弹簧横向刚度与弹簧盘侧面凸缘倾角的关系

①刚度 c ; ②盘边缘角度 α 。

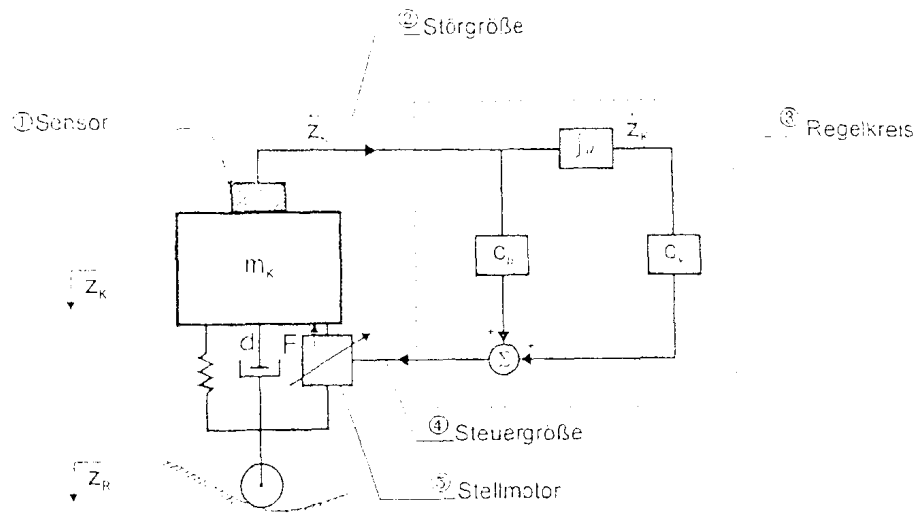


图19 装有弹簧的铁道机车车辆的当量模型(单轮模型)

①传感器;②干扰量;③调整电路;④调整量;⑤伺服马达。

由此推导出下列的传递特性

$$|H| = \frac{1}{\sqrt{(1-\delta^2)^2 + 4\delta^2 D_z^2}} \quad (21)$$

$$\text{其中 } D_z = \frac{c_v}{2m_k \omega_0} \quad (22)$$

由此公式表达的减振效果也能够通过 SNCF 在车体之间安装纵向减振器来达到(图 20)^[19]。此时车体的振动特性可由图 21b 模型简单推导出的下列运动方程来描述

$$m_{\text{red}} \ddot{z}_k + \frac{2h}{a_2} \dot{z}_k + c(z_k - z_D) = 0 \quad (23)$$

$$\text{其中 } m_{\text{red}} = 2[m_{kk}(\frac{a_2 - a_1}{a_2})^2 + J_k \frac{1}{a_2^2}] \quad (24)$$

由这个公式导出了与有效系统相同的传递函数

$$|H| = \frac{1}{\sqrt{(1-\delta^2)^2 + 4D^2 \delta^2 \rho \beta^2}} = \frac{\sqrt{(1-\delta^2)^2 + 4D^2 \delta^2 \beta^2}}{(1-\delta^2)^2 + 4D^2 \delta^2 \beta^2} \quad (25)$$

$$\text{其中 } \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_k}} \quad (26)$$

$$\beta = \frac{2h}{a_2} \quad (27)$$

$$\delta = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (28)$$

$$D = \frac{d}{2m_k \omega_0} \quad (29)$$

其中 m_k ——车体质量;

d ——与车体相连接的水平减振器阻尼系数;

c ——二系弹性悬挂常数;

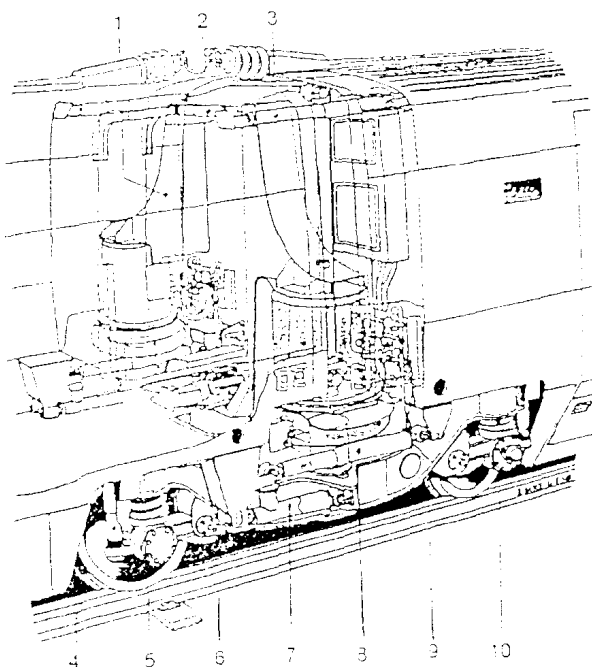


图20 TGV-AtlantiqueA 型车体的连接和支承

1—过渡门;2—车体关节;3—侧滚减振器;

4—附加室;5—轮对轴承减振器;6—摇头

振动减振器;7—与车体相连的上纵向减振器;

8—与车体相连的下纵向减振器;9—空气弹簧;

10——系弹簧。

h ——关节点与水平减振器间的高度差距；

a_1 ——关节点与车体重心间的纵向距离；

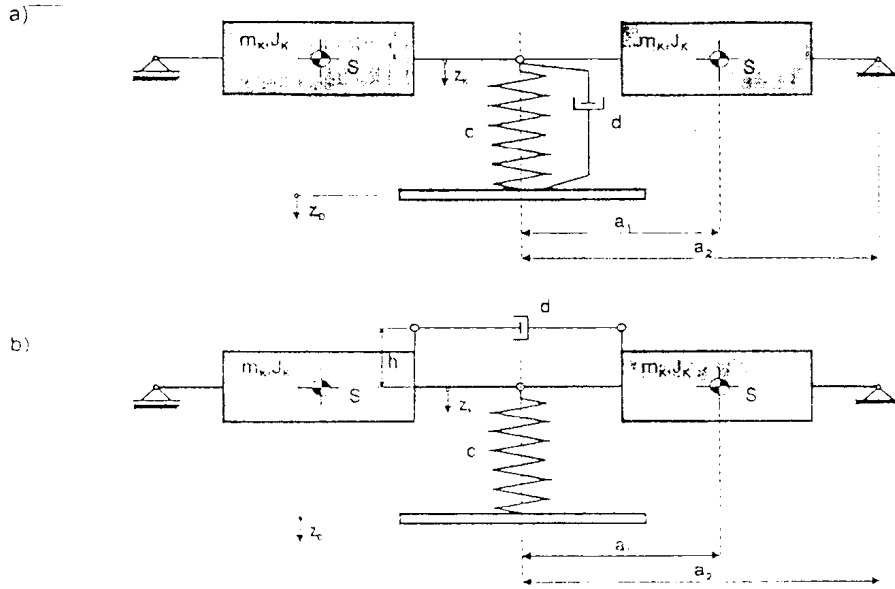


图21 Jakobs 型关节列车可能的车体支承和连接当量模型

a_2 ——关节点间的纵向距离；

ω_0 ——系统的自振频率

因此这个系统的状态相当于减振器铰接在空间的一个假想固定点时,所谓的“空中挂钩”悬挂系统的状态(图22)。可由相应的运动方程式推导出与式(21)相一致的方程式

$$|H| = \frac{1}{\sqrt{(1-\delta^2)^2 + 4D^2\delta^2}} \quad (30)$$

与此相反,在转向架安装一个垂向减振器的情况下,车体运动由下列方程式描述(图21a)

$$m_{red}\ddot{z}_k + d(\dot{z}_k - \dot{z}_D) + c(z_k - z_D) = 0 \quad (31)$$

其中 d 为垂向减振器阻尼系数,所有其它符号同式(23)。

至此,传递函数可写为

$$|H| = \frac{\sqrt{[(1-\delta^2) + 4D^2\delta^2]^2 + 4D^2\delta^6}}{(1-\delta^2)^2 + 4D^2\delta^2} \quad (32)$$

振幅放大因数为垂足点处受阻尼作用的质量(a)与“空中挂钩”系统(b)之比

$$\frac{|H|_a}{|H|_b} = \frac{\sqrt{[(1-\delta^2) + 4D^2\delta^2]^2 + 4D^2\delta^6}}{\sqrt{(1-\delta^2)^2 + 4D^2\delta^2}} \quad (33)$$

因此在激励于共振频率的情况下有

$$\frac{|H|_a}{|H|_b} = \frac{\sqrt{16D^4 + 4D^2}}{\sqrt{4D^2\beta^2}} = \beta \sqrt{1 + 4D^2} \quad (34)$$

这就意味着对于系统自振频率处的同样激励所引起的振幅,在垂足处的受减振的质量要

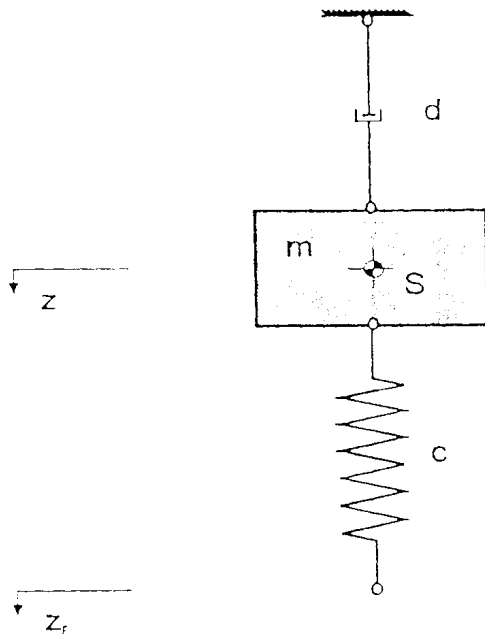


图22 具有“空中挂钩”原理的减振悬挂装置的单质量振子