

車輛強度計算

C·B·魏尔辛斯基

E·H·尼高尔斯基

合著

Л·H·尼高尔斯基 A·A·波波夫 Л·A·沙杜尔

成建民 李祥會 合譯

中南礦冶學院

圖書館藏

人民鐵道出版社

目 录

序.....	1
--------	---

第一章 苏联交通部关于車輛計算及設計 的标准的基本規則

1. 总的規則.....	3
2. 强度計算时应考虑的作用于車輛上的力.....	4
3. 关于車輛計算方法的一般指示.....	12
4. 对車輛計算与設計的特殊要求及补充要求.....	16
5. 具有对接焊缝和填角焊缝的焊接接头.....	18
6. 用点焊（接触焊或电铆釘）的焊接接头.....	22
7. 車輛制造中所采用的材料.....	23
8. 車輛结构各构件的许用应力.....	27

第二章 輪对中的車軸的計算

1. 作用在輪对上的載荷的特性.....	30
2. 从閘瓦方面作用在輪对上的載荷.....	33
3. 車輛在静止、浮沉振動和制動等情况下作用在輪对上的載荷的決定.....	35
4. 由于离心力和风力引起的作用在輪对上的載荷的決定（不计彈簧 悬挂裝置的变形）.....	40
5. 由于离心力和风力引起的作用在輪对上的載荷的決定（考虑彈簧 悬挂裝置的变形）.....	42
6. 考虑轉向架搖动台的位移.....	46
7. 二軸車动力通过曲线（无过渡曲线）时作用在輪对上的載荷的決定.....	50
8. 四軸車的动力曲线通过.....	57
9. 由于輪对最大加速度所引起的載荷.....	60
10. 車輪压装所引起的車軸应力状态.....	60
11. 由于外力所引起的車軸应力的決定.....	65
12. 車軸中的应力集中.....	68
13. 車軸的靜强度.....	70
14. 車軸在不变的載荷状况下的疲劳强度.....	72
15. 車軸在非固定的載荷状况下的疲劳强度.....	76
16. 車軸安全系数的決定.....	83
17. 关于車軸疲劳折損的实际資料.....	84
18. 关于車軸的計算工况.....	85
19. 車軸许用应力的选择.....	86

20. 车轴强度计算的假定方法	87
-----------------	----

第三章 輪轂、車輪及滾子軸承的計算

1. 车轮轮毂中应力的决定	91
2. 整体辗钢轮中由于车轴压入而引起的力的近似决定	93
3. 点弹性基础法	94
4. 滚子轴承的计算	97

第四章 彈簧悬挂裝置彈性元件的計算

1. 弹簧的弹性及挠力特性曲线	104
2. 弹簧计算载荷及金属特性	107
3. 叠板弹簧的计算	110
4. 螺旋弹簧承受垂直载荷的计算	117
5. 螺旋弹簧在水平载荷及垂直载荷作用下的计算	124
6. 加荷时效过的螺旋弹簧的计算	127
7. 螺旋弹簧的疲劳强度计算	133
8. 橡皮弹簧(减振器)的计算	135

第五章 轉向架主要部件的計算

1. 作用在貨車二軸轉向架上的力	140
2. 二軸轉向架側架在垂直载荷作用下的计算	146
3. 二軸轉向架側架在水平载荷作用下的计算	157
4. 二軸轉向架側架在制動载荷作用下的计算	168
5. 二軸轉向架搖枕的计算	170
6. 二軸轉向架側架和搖枕的疲劳强度的鉴定	175
7. 三軸轉向架側架在垂直载荷作用下的计算	180
8. 三軸轉向架搖枕的计算	185
9. 二軸轉向架橫向連系梁的计算	188
10. 客車轉向架构架的计算	188

第六章 車輛底架的計算

1. 关于车体承载结构和计算方法的一般知识	196
2. 具有中梁的底架在垂直载荷作用下的计算(底架承载横梁数目不多的情况)	199
3. 具有中梁的底架在垂直载荷作用下的计算(底架具有较多相同横梁的情况)	209
4. 无中梁底架在垂直载荷作用下的计算	218
5. 车辆底架在纵向力作用下的计算(侧牆为静定桁架的情况)	219
6. 车辆底架在纵向力作用下的计算(侧牆为整体钢架结构的情况)	222
7. 具有变截面纵向梁的平车底架在纵向力作用下的计算	227
8. 底架在垂直载荷作用下在水平平面内的变形	233

第七章 車体計算

1. 貨車側牆桁架在垂直載荷作用下的計算	234
2. 散粒貨物對側牆的壓力的計算	236
3. 具有承載牆板的車体的工作特性。具有承載牆板的車体型式	238
4. 沒有初始凹凸的矩形平面包板（平板）的穩定性	240
5. 圓筒形包板的穩定性	242
6. 包板在喪失穩定性以後的工作情況	242
7. 具有初始凹凸的壁包板的工作情況	245
8. 具有承載包板的貨車車体在垂直載荷作用下的計算	250
9. 具有承載包板的車体在縱向載荷作用下的計算	251
10. 貨車車体的各个構件在局部載荷作用下的計算	252
11. 客車車体的初步近似計算	253
12. 窗門切口影响的近似計算	256
13. 客車車体在垂直載荷作用下的第二次精確計算	259
14. 封閉薄壳型客車車体弦帶中應力的決定	269
15. 封閉壳体型客車車体在縱向力作用下的計算	277
16. 封閉壳体型客車車体的扭轉計算	278
17. 罐車罐体的計算	289

第八章 自動車鉤裝置及制動裝置的構件的計算

1. 自動車鉤緩沖器的主要工作指標	294
2. 當摩擦係數為常數時 III-1-T 型緩沖器中力的相互作用的計算	295
3. 摩擦緩沖器的撓力特性及容量	298
4. 摩擦緩沖器工作穩定性的評定以及不可復原地被吸收的能量的數量的決定	300
5. 摩擦緩沖器在各車輛互撞時的工作	300
6. III-1-T 型緩沖器在考慮摩擦係數變化時的精確計算	302
7. 分段式摩擦緩沖器的計算特點	305
8. 摩擦緩沖器胴体的強度計算	307
9. 具有橡皮元件的緩沖器	311
10. 自動車鉤鉤体的計算	314
11. 制動傳動裝置構件的計算	318

序

到这一个七年计划末，货运量的增长、实际运用的机车功率和车辆数目的增加，将导致列车的重量和速度大大提高、铁路工作的繁忙、机车车辆更紧张的利用。

所有这一切都要求以结构更加完善的、新的和经过现代化的车辆来装备铁路运输业，这些车辆在目前和将来更艰巨的工作条件下，要具有高的动力性能、必需的强度及运用可靠性。

最大程度地减轻车辆结构的问题，成为目前非常迫切的问题，因为铁路运输业，特别是车辆部门，是国内大量需要金属的部门之一，并且在铁路上运输多余的车辆自重，将导致运营费无效的消耗。

在设计新型车辆的同时，对现有车辆的强度和运行可靠性进行鉴定，也是当前的任务，其目的是确定车辆对新的运用条件的适应程度，以及拟定必需的现代化的方法。

为了顺利解决上述任务，改进车辆强度计算的问题将具有重大的意义。

在苏联，车辆计算的精确方法的拟定工作，开始于第一个五年计划的年代里。当时，广泛地展开了制造新型车辆的工作。在那个时候，在车辆结构的计算中，就已经很优越地采用了主要是苏联学者所创立的、精确的结构力学的方法，这不同于美国的实际情况，他们那里在理论计算之前偏重于实物试验。

以后，随着结构力学、材料力学、弹性理论等各方面新资料的积累，在我国车辆结构的计算方法不断地精确化，但是在技术文献中，这方面的新成就还阐明得不够完全。在本书中，作者在叙述车辆结构主要构件强度计算的现代方法时，力求尽可能地补充上述这个不够的地方。

在本书中，我们不仅能找到那些早已公开发表过的计算资料和方法，而且还能找到作者们自己的新的研究。后一种情况反映在本书某几章的内容和叙述方式上。本书中引用的著作包括有：А. А. 波波夫在结构力学方面的著作，其中如正交焦点法、厚壁杆件扭转计算方法和点弹性基础法；Е. Н. 尼高尔斯基在底架和车体计算方面的著作；Л. А. 沙杜尔在确定货车转向架侧架算法方面的著作；Л. Н. 尼高尔斯基对自动车钩缓冲装置的工作分析方面的著作；С. В. 魏尔辛斯基在拟定和采用交通部关于车辆计算和设计用的新标准的基本规定方面的著作。

由全苏铁道运输科学研究院拟定，并经交通部科学技术协会1960年全体会议通过的新的“交通部关于轨距为1524毫米的新的和经过现代化的车辆（非自动车辆）机械部分计算和设计的标准”，是在对车辆强度的要求的基础上规定的。交通部的新标准，是以对在调车碰撞时和在采用机械装卸货物的过程中，作用于列车中各车辆的力的试验和理论研究的结果为基础的，同时也是以对现有车辆在现在和将来运用条件下的强度和耐磨性的分析的结果为基础的。

在技术文献中，已经说明得足够详细的某些问题，在本书叙述中作了压缩，而

在某些情况下，只提供文献出处的索引。为了更好地领会书中的材料，许多计算方法还用数字例题加以解释。

书中讨论了卓越的现代的和未来的车辆结构（四轴车和六轴车；具有整体承载车体的车辆等等）的计算。但是考虑到在各干线特别在各窄轨线路上还使用着二轴车，于是不得不对它的各部分的强度进行估算，例如在分析产生的损坏和拟定修理方法时，就要估算强度，因此本书也叙述了这种车辆轮对、车轴和另外一些零件的计算。这样同时也达到了教学法上的某种优点：读者先熟悉比较简单的结构的计算，然后熟悉比较复杂的结构的计算。

请求读者把所有的意见和愿望寄到下列地址：Москва, Б-174, Басманный туп., 6а, Трансжелдориздат.

第一章 苏联交通部关于車輛計算及設計的标准的基本規則

1. 总的規則

铁路車輛要求能挂在列车中以高速运行，并要求能有长的使用寿命。整个車輛及它的各个部件，在运用过程中都受到各种不同的载荷的作用。其中一部分载荷具有完全确定的作用特性及数值，而其余一些载荷及力，则在数值上是随时间而变化的，且有时甚至在符号上也是随时间而变化的。

車輛本身重量（自重），以及在車輛运用过程中，相当长的一段时间内作用在車輛上的車内貨物或旅客的重量，都属于不变的载荷。这些完全确定的力的作用由車輛结构所决定。

属于变化载荷的是在列车运行过程中所产生的各力，其中有：各車輛之间、車輛与机车之间、走行部分与线路上部建筑之间的相互作用力，以及車輛各部件的振动惯性力，制动系统的作用力，等等。在車輛机械化装卸貨物的过程中，或在修理車輛架车时，额外作用在車輛上的力也属于变化载荷。

車輛各构件强度的鉴定包括三个主要问题的解决：（1）作用在被研究的构件上的各计算力的决定；（2）在构件各截面上由于作用在构件上的计算力所引起的应力的数值及特性的决定；（3）鉴定产生在构件中的应力是否许可，以保证在规定的使用期限内使构件能安全与可靠地工作。

第一个问题的解决，其中特别是本身作用特性变化的动力载荷的决定，会遇到一定的困难，因而是近10~15年来所产生的新学科——車輛动力学的研究课题。車輛动力学是研究各种运用条件下車輛及其主要构件的位移，以及在此情况下所产生的动作用力。

車輛动力学的理论研究是以理论力学的一般定理和方程式为基础的。在比较复杂的情况下，则须采用模拟方法的试验，或者更经常的是將車輛编组在列车中进行试验，这时用专门的仪器测量所有值得注意的位移及其导数，以及直接测出动态力。

由于某些动态力并不总是能够足够正确地加以决定，以及它们的数值及作用重复性带有统计的性质，因此，这些力的计算值的选择也是一个专门的和很复杂的问题。

例如，在计算许多动态力最不利的可能的各种组合时（虽然在运用中是很少发生的），若不考虑它们作用的短时性，则会导致多余的强度储备，及車輛不合理的加重。同时，力的这些组合不作为计算力，并不一定会破坏車輛或降低它的耐久性。在确定各计算力的数值时，必须考虑它们的作用特性（单次冲击的或是重复冲击的，振动的或是静态的），以及制造車輛时所采用的材料能否承受所述特性的力的作用，等等。

本书对整个車輛结构及它的各个构件的应力状态的最合理的决定方法作了基本

的叙述，也就是对车辆结构力学作了基本的叙述。在本书中，计算力是按照苏联交通部关于轨距1524毫米的铁路车辆机械部分的强度计算和设计的正式标准（并不叙述它们的选择方法）提出的。例外的是轮对车轴的计算，及自动车钩缓冲装置计算两章，其中叙述了决定计算载荷的方法。

在交通部全苏铁道运输科学研究院及其他机关的系统研究的基础上所确定的标准，现在正在分期地由苏联交通部修正及批准中。

苏联交通部的标准建议：用结构力学、实用的弹性理论及材料力学的方法，根据在车辆运用中最典型的工作状况下产生的给定的一组作用力，来鉴定车辆结构的应力状态。

在把计算所得到的应力与许用应力作比较的基础上，可给出关于车辆强度的理论。

苏联交通部标准中所列的许用应力，是分别对于每一组计算力而确定的，并根据相似的结构部件，在承受同类作用力情况下的强度试验研究的结果，考虑了力的作用特性及重复性。

为了保证车内旅客的安全，除了计算与这种或那种运用状况有关的载荷以外，客车还要另外计算与事故状态有关的、数值提高了的假定载荷。在确定这些载荷的数值有困难的情况下，在标准中根据苏联车辆运用的经验，及世界各国铁道的实践经验，对于发生事故时与旅客安全有关的一些较重要的构件，规定了增大的截面尺寸。

2. 强度计算时应考虑的作用于车辆上的力

苏联交通部标准规定，在计算车辆及其部件的强度时，须考虑下列一些力：垂直载荷；纵向力；侧向载荷；通过线路的缓和曲线区段及曲线区段时产生的力；制动时及某些机构工作时产生的力；容器中的内压力；散粒及卷装的堆积货物的侧压力；车辆机械化装卸时产生的力；修理时附加于车辆上的力。

在计算决定车辆各构件的应力状态时，上述载荷中的大部分可以当作是在静态下作用的。个别的一些动态力将在下面指出，在这些动态力作用下，必须考虑车辆某些构件（动态力就作用在这些构件上）的惯性力。车辆的零件和部件要在各种载荷的最不利的组合情况下来进行计算，这些载荷相应于列车中车辆的一定的工作状态，如在调车时、装货及卸货时，等等。

垂直载荷是由车辆自重、有效载荷（货物或旅客的重量）以及动载荷所组成的，动载荷是由于轨道不平坦引起的、车体在弹簧上的振动而产生的。

车辆自重和有效载荷加在一起称之为总重（总载荷）。

自重应理解为作用在所计算的构件上的所有车辆构件的重量，同时也包括此构件本身的重量。对于客车而言，在自重中应有条件地包括水、燃料以及车辆装备中其他物品的贮备重量。

有效载荷及其施加的特点，对于特种用途的货车及客车而言，应由设计技术任务书规定之。对于一般用途的客车，其有效载荷等于旅客连同行李的重量，此重量由车辆的旅客密度及一位旅客的假定重量来决定。长途车辆的旅客密度按铺位数来计算，而近郊及管内运输的车辆的旅客密度，则按座位数及每一平方米地板自由面积（座位旁宽200毫米处被坐客的脚所占据的面积不考虑在内）站立7位旅客来计

算。

一位旅客连同行李的重量，对于长途车辆取为120公斤，对近郊及管内列车的车辆，则取为70公斤。

对于车辆中每一个进行计算的构件，必须考虑有效载荷的最不利的布置情况。

垂直动载荷由自重及有效载荷（或由这些载荷所引起的应力）与垂直动力系数的乘积来决定。垂直动载荷的加载简图完全和垂直静载荷相符。垂直动力系数取决于车辆运行的计算速度，以及车辆弹簧悬挂装置所有构件在总载荷下的总静挠度，并由下列公式决定：

对于运行速度在50~100公里/小时，范围内的情况，

$$k_{zv} = a + \frac{0.01v}{f_{er}}; \quad (1-1)$$

对于货车运行速度为100~120公里/小时及客车运行速度为100~160公里/小时的情况，

$$k_{zv} = a + \frac{0.022(v-55)}{f_{er}}, \quad (1-2)$$

式中 a ——系数，这个系数对车体各构件来说，等于0.05，对转向架簧上部分为0.1，对转向架簧下部分（轮对除外）为0.15；

v ——由车辆设计技术任务书规定的车辆运行的计算速度或最大速度（公里/小时）；

f_{er} ——车辆弹簧悬挂装置在总载荷下的静挠度（厘米）。

公式（1-1）和（1-2）适用于当 $f_{er} \geq 1.8$ 厘米时。

当 $f_{er} < 1.8$ 厘米时，为了决定动力系数，静挠度可取为 $f_{er} = 1.8$ 厘米。

在一般计算中，垂直动载荷当作是静态施加的，而且由这个载荷所引起的应力，可考虑与其他载荷所引起的应力相叠加。这些应力的交变性，对车辆结构各主要构件的强度的影响，可在确定许用应力值时加以考虑，在载荷并非属于纯粹的静作用的情况下，应适当地降低许用应力的值。

车辆的任一弹性构件，在垂直动载荷的作用下发生振动时，其动荷应力将大于静荷应力，或者具有同阶的数值，在这种情况下，必须对这个构件进行疲劳强度及持久强度的计算。特别是轮对及车辆某些其他部件的强度，须以持久性计算来鉴定。

侧向载荷。对于车辆所有的部件（轮对及转向架构架除外），侧向载荷都由离心力及风压力来决定。

离心力产生于车辆通过线路曲线区段时，其方向朝向曲线的外侧，当考虑到外轨超高时，离心力可按下列公式决定：

$$H_n = P_{cp} \left(\frac{v^2}{gR \cdot 3.6^2} - \frac{h_p}{2s} \right), \quad (1-3)$$

式中 P_{cp} ——车辆总重（公斤）；

v ——车辆速度（公里/小时）；

R ——曲线半径（米）；

h_p ——外轨超高（米）；

$2s$ ——轮对两滚动圆之间的距离（米）；

g ——重力加速度（米/秒²）。

如果在技术任务书中未预先说明特殊的运行条件,那么离心力要按照外轨超高所未能抵消的向心加速度之值为 $0.8 \sim 1.0 \text{ 米/秒}^2$ 来取定,此值相等于车辆所有构件重量及作用在被计算的零件上的部分有效载荷的10%。

在计算中,建议把车体和转向架的离心力分别考虑。车辆每一部件的离心力合力的作用点,是该部件的重心,而货物的离心力的作用点,则是货物的重心。

一般型式的车辆,在进行初步计算时,建议把转向架重心取在轮对轴线水平面上,而重载车体的重心,则取在轮对轴线水平面上距离为160厘米(对客车而言)及180厘米(对货车而言)处。

风载荷。对于以技术任务书所规定的速度运行的车辆,风载荷可按车体侧向投影面上的单位风压力等于 50 公斤/米^2 来决定。这个载荷的合力,认为作用在车体侧向投影面积的重心上。

为了对在受特别强烈的风作用的地区内停止着的或慢速移动的车辆进行强度及稳定性的鉴定,作用在车辆侧向表面上的计算风压力按照表1来取定。

表 1

苏 联 的 地 区	风 压 力 (公斤/米 ²)	施弗尔特级的名称	风 的 性 质
诺夫罗斯克周围 100 公里的 黑海沿海地区	100	强烈风暴	树木被连根拔起,电线杆 被折断
大海沿岸一带及河流下游区域 (亚速海及芬兰湾除外)	70	风暴	粗的树枝及不大的树木被 折断

车辆转向架各个别构件在进行强度计算时,必须决定构件中由于侧向载荷及垂直载荷同时作用所引起的内力。在这个情况下,必须考虑弹簧的变形,及安装在车辆弹簧悬挂系统内的运动系统的位移。此外,还必须考虑车辆通过曲线时所产生的力。在计算底架侧梁及车体侧墙时,侧向载荷的影响可以这样来考虑:即把作用于其上的总载荷增加12.5%,或者把垂直总载荷所引起的应力的值增加12.5%。

纵向力是于列车各种运行状况时,在列车中产生的压缩的和拉伸的冲击牵引力。为了对一般用途的货车进行强度分析,相应地规定了三种计算工况。

第一种工况——列车启动或者用空气制动机进行低速制动,还有各车辆的调车碰撞。无论是纵向压缩力或是纵向拉伸力,其大小都取作等于250吨。此力的作用特性是重复冲击的性质,其重复的次数在车辆的折旧寿命内为300~500次。

车体各构件由于纵向力作用而得到的应力,要和等于车辆总重的垂直静载荷所引起的应力相叠加。

第二种工况——列车在计算坡道上,以计算速度 $v_p = 45 \text{ 公里/小时}$ 运行。纵向拉伸力取为150吨。力的作用特性是重复静态的性质,其重复次数在折旧寿命内约为150000次。

车体各构件由于上述纵向力所引起的应力,要和等于车辆总重的垂直静载荷所引起的应力相叠加,还要和相应于运行速度 $v_p = 45 \text{ 公里/小时}$ 的垂直动载荷所引起的应力,以及由离心力和风压力所组成的侧向载荷所引起的应力相叠加。

第三种工况——列车以车辆设计技术任务书所规定的最高速度运行。纵向力无论是压缩力或是拉伸力,其大小都规定为100吨。此力的作用特性当作是重复冲

击的，或者是振动的性质，其重复次数在折旧寿命内为300000次以下。

第三种工况的纵向力所引起的应力，既要和等于车辆总重的静载荷所引起的应力叠加，还要和相应于技术任务书规定的最高速度的垂直动载荷及水平动载荷所引起的应力叠加。

在计算特种车辆时，虽然特种车辆具有与一般用途的四轴和六轴货车相仿的重量规格和自动车钩装置，但是它们的运用是以单独编组列车进行的，相应于上面所规定的三种计算工况的各种计算纵向力，可以大致地根据下面关系式来确定：

$$N = k_{an} \psi_k Q_0;$$

$$N_I = 1.6 \psi_k Q_0; \quad N_{II} = 1.0 \psi_k Q_0; \quad N_{III} = 0.011 Q_0, \quad (1-4)$$

式中 k_{an} ——列车的纵向动力系数，表示为在列车运行的相应工况下，车列中各车辆间所产生的最大纵向力与列车启动时机车最大切向力的比值；

Q_0 ——位于列车头部的各机车的总粘着重量（吨）；

Q ——车列总重（吨）；

ψ_k ——车轮与钢轨之间的计算粘着系数，取为0.33。

把为货车而规定的第三种工况取作为客车的基本计算工况。

考虑到客车可能在货物列车中工作，同时为了保证当车辆发生偶然性的紧急碰撞时旅客的安全，采用第一种工况（具有为这种工况所规定的纵向计算载荷）作为补充的工况。

对于除了具有自动车钩外还具有盘形缓冲装置的车辆，规定了如下的纵向力计算值和其决定的方法：

对于客车的普通的侧向盘形缓冲器，采用每个盘形缓冲器上的压缩力等于50吨，并沿盘形缓冲器的中心线作用；

对于弹性台^①的缓冲装置，要根据缓冲器的结构特点，以及缓冲器在最大纵向变形时的刚度来确定纵向力，此最大纵向变形，产生于相邻两车辆在线路曲线段上由于相对转动而相互挤压时。

在计算底架及计算承受纵向载荷的车体各构件时，要考虑自动车钩相互作用所引起的冲击牵引力的下列的作用方式：

（1）拉伸力或压缩力分别作用在前从鞍座或后从鞍座上，其方向沿着车辆自动车钩的中心线。同时必须考虑到，纵向力相对于底架中梁中心线沿高度方向的可能结构上的偏心；

（2）第一种工况的纵向压缩力或纵向拉伸力，分别作用于车辆一端的自动车钩的后从鞍座或前从鞍座上，这力将由各惯性力来平衡，各惯性力正比于重载车辆的各质量而分布；

假定地允许各惯性力作用在车体底架平面内，并且对于典型结构简图的车辆认为60%的车辆总惯性力沿中梁作用，而40%沿底架的两根侧梁作用。作用在侧梁上的惯性力，在底架各横梁之间的分布正比于各横梁在底架平面内的弯曲刚度；

（3）于车辆的纵向垂直平面内，在底架中梁上，中梁与缓冲梁连接处作用着力矩为600000公斤·厘米的力偶。这个力矩，是由于列车中两相邻车辆，在垂直平面上的偏心的相互作用而引起的，这个力矩是根据底架悬臂部分的中梁和侧梁的弯曲刚度、考虑到缓冲梁的弯曲变形，而分配在中梁及侧梁上的，在沒有侧梁时（例

① 折棚装置——译者注。

如罐车)，则全部力偶传给中梁。

这个力矩的大小，是根据在自动车钩尾部受到偏心拉伸—压缩时产生塑性铰①的条件而决定的，同时，作用在自动车钩上的力按第一种工况加载。偏心距取作2.4厘米，相应于两相邻车辆的自动车钩的高度差为4.8厘米，也就是说比技术管理规程所容许的要小。计算偏心距之所以要比技术管理规程所容许的值有这个减小，是因为在运输中自动车钩的高度差趋向于减小，同时，列车中最大纵向力，与列车中车钩中心线最大容许高度差，同时发生的机会次数也相应地减少。

对于具有侧向盘形缓冲器的车辆，在计算底架时，研究下列的加载方式：

(1) 沿盘形缓冲器的单向压缩；

(2) 在车辆的一端，沿盘形缓冲器的中心线，以及在车辆的另一端沿自动车钩的中心线的压缩。

在这些加载方式中，作用在现有全金属客车的盘形缓冲器上的压缩力取作50吨。现代型式的车辆，在以技术管理规程所规定的速度进行调车碰撞时，所产生的纵向力按第一种计算工况计算。

在设计新的车辆时，若新的车辆按其碰撞性质或条件，与现在型式的车辆有很大的区别时，则在碰撞过程中所产生的纵向力的大小必须按下列公式来决定：

当自动车钩缓冲器具有线性特性曲线时，两单独车辆之间的碰撞

$$N_{\max} = v \sqrt{c \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}}, \quad (1-5)$$

式中 v ——车辆碰撞的相对速度（米/秒）；
 m_1 、 m_2 ——两重载车辆的质量（吨·秒²/米）；
 c ——两串联缓冲器的刚度（吨/米）。

当缓冲器具有阶梯形特性曲线（由两条直线线段所组成）时，两单独车辆之间的碰撞

$$N_{\max} = \sqrt{N_0^2 + c_{11} \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (v^2 - v_0^2)}, \quad (1-6)$$

式中 N_0 、 v_0 ——相应于缓冲器压缩到特性曲线的转折点时的力及相对速度，等于

$$N_0 = v_0 \sqrt{c_x \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}},$$

这里

$$c_x = \frac{c_1 c_{11}}{c_1 + c_{11}},$$

$$v_0 = s_0 \sqrt{c_1 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}},$$

c_1 、 c_{11} ——两串联缓冲器当它们分别沿特性曲线的第一和第二直线线段变形时的刚度；

s_0 ——两缓冲器当压缩到特性曲线上的转折点时的总的行程。

当缓冲器具有抛物线形状的特性曲线时，各单独车辆之间的碰撞

$$N = a s^n,$$

① 即此铰不能传递垂直和水平平面内的力矩——译者注。

式中 α 和 n —— 抛物线特性曲线的参数及幂指数；

s —— 缓冲器行程。

在碰撞速度 v 下，最大的力为

$$N_{\max} = \frac{n+1}{\sqrt{\alpha}} \sqrt{\left[\frac{(n+1)v^2 m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} \right]^n} \quad (1-7)$$

如果技术条件规定成组的被计算的车辆有可能发生碰撞，在这情况下，则计算力要比按上述公式计算得到的增加20%。

与盘形缓冲器装置连接的构件、连接零件，以及盘形缓冲器本身，必须另外计算横向摩擦力 $P_{\tau p}$ ，其大小等于

$$P_{\tau p} = \mu N_6, \quad (1-8)$$

式中 N_6 —— 作用在盘形缓冲器装置上的纵向力；

μ —— 在两盘形缓冲器装置的碰撞面之间的摩擦系数，取为0.25。

在计算罐车时，除了牵引力或压缩力的两向作用以外，如同在计算其他车辆的底架时一样，还必须考虑自动车钩受到单向冲击而引起的纵向载荷，此纵向载荷与罐车质量的惯性力平衡。

罐体（在其中须计入罐体与底架之间的连接构件）的惯性力，根据第一种加载工况的纵向力值（等于250吨）按下列公式决定：

$$N_{\pi} = \frac{Q_{\kappa}}{Q_{6p}} \times 250 \text{ 吨}, \quad (1-9)$$

式中 Q_{κ} —— 罐车的重载罐体的重量；

Q_{6p} —— 罐车总重。

罐体惯性力的作用，在转向架心盘上引起附加的垂直载荷，此附加垂直载荷可按下式决定：

$$R = \frac{N_{\pi} h}{2l}, \quad (1-10)$$

式中 h —— 从罐体纵向中心线到自动车钩中心线的距离（厘米）；

$2l$ —— 罐车定距（厘米）。

罐车的走行部分和罐车本身的构件，都必须计算这个附加载荷。

在这个计算中所得到的应力，仅与由于罐车总重的载荷所产生的应力相加，而在计算罐体的壳体时，则除此之外还须考虑由于液体的蒸汽压力而产生的应力。

车辆通过曲线时产生的载荷，根据研究车辆沿线路曲线区段运行时转向架的平衡情况来决定。这些载荷的决定方法在第二章中叙述。

当车辆沿曲线前的线路过渡区段运行时（在此区段中一根钢轨相对于另一根钢轨逐渐升高），以及当一根钢轨呈现局部不平坦时，在转向架的构架上有斜对称载荷。这种载荷是一组互相平衡的、不在一个平面上的力，这种载荷只是在计算具有带刚性节点的、能承受这种载荷的构架的转向架时才加以考虑。

斜对称载荷由四个被表示为合力 $P_{\kappa c}$ 的等值力系所组成，这些力作用在构架支承在轴箱上的地方，其中在一条对角线上的两个力系或者力为向上作用，而另外二个则向下作用。

斜对称载荷分力系的一个合力 $P_{\kappa c}$ ，自转向架的一个轴箱作用于构架上，其值可按下列公式决定：

$$P_{\kappa\kappa} = 0.5 \frac{c_6 c_{\kappa}}{c_6 + c_{\kappa}}, \quad (1-11)$$

式中 c_6 ——一个轴箱上的轴箱弹簧的刚度（公斤/厘米）；

c_{κ} ——转向架构架受斜对称载荷时的刚度（公斤/厘米）。

按照图 1 所示的简图加载的转向架构架的斜对称刚度，取为这样一个数值，此值等于由于斜对称力 $P_{\kappa\kappa} = 1$ 所引起的四分之一构架的位移的倒数，即

$$c_{\kappa} = \frac{1}{\delta_{\kappa}}.$$

假定各种制造的和运用的公差相当于只有一个车轮垂直移动了 1.6 厘米，在此假定的基础上可获得确定 $P_{\kappa\kappa}$ 的公式。

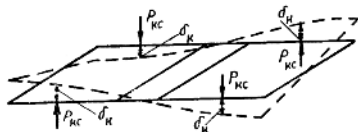


图 1 作用在转向架构架上的垂直斜对称力的简图

制动时产生的力由制动系统中的力和惯性力组成。制动系统中的力，是根据制动缸鞣鞣杆的最大的力，并取杠杆传动装置的效率为 1 而决定的。制动系统中的力，在计算制动系统零件，以及计算由这些力引起应力的车辆结构的其他构件时加以考虑。惯性力通常是根据车轮与钢轨间的粘着系数等于 0.2 决定的。在这样的系数下，制动力的数值等于车辆总重的 20%。在列车中各车辆间不发生碰撞的情况下，制动时产生的惯性力也等于这个数值，相应地减速时为 $0.2g$ ，而当各车辆间发生冲击时，惯性力根据加速度等于 $3.0g$ 来决定，这里 g 是重力加速度。

由于装在车辆上的机构的工作而引起的力，从这些机构的计算中决定。机构本身的零件，以及在机构工作时产生应力的车辆其他构件，在进行计算时，必须考虑这些力。

为计算罐车罐体而采用的内部压力，根据液体蒸汽或气体的压力和液力冲击时产生的压力之和来决定。

罐车中石油产品的蒸汽的压力值，取作等于 1.5 大气压（按安全阀的调节情况而定），而其他货物的液体蒸汽或者气体的压力值，则由罐车的设计技术任务书来决定。在液力冲击时产生的压力之值，可用液体惯性力除以罐体端板面积而决定。对于第一种加载工况来说，液体的惯性力按公式 (1-9) 来决定，公式中 Q_{κ} 以 $Q_{\kappa\kappa}$ （罐体中液体重量）来代替。

由列车管送风的、车辆空气系统的贮风筒中的内压力，在计算贮风筒强度时取为 6 大气压。

散粒货物的侧压力按照散粒物体静力学教程中所列举的公式及图解来决定。

货车装载散粒货物时，其车体的侧壁及端壁，承受沿车辆长度均匀分布的侧压力。

如果散粒货物的顶面为一水平平面，在这种情况下，认为侧压力沿垂直车壁高度按直线规律分布（图 2）。作用在车壁表面单位面积上的压力值 p ，在此情况下按下列公式来决定：

$$p = \gamma y \tan^2 \left(45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right) 10^{-3}, \quad (1-12)$$

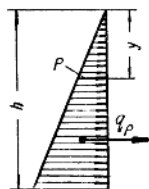


图 2 当散粒货物的顶面为一水平平面时，作用在车辆侧壁上的压力图

式中 y ——从压力图顶点到计算平面的距离(厘米);
 γ ——货物单位体积的重量(吨/米³);
 α ——自由堆放货物的表面与水平面之间所夹的角,即货物的自然坡角(度)。

当敞车或平车装载货物比车壁或栏板的高度高 h_0 时(装货冒尖的情况),压力的变化规律就比较复杂(图3),而决定压力值的公式具有下列的形式:

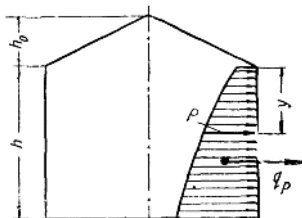


图3 在散粒货物装货冒尖的情况下,作用在垂直车壁上的压力图

$$p = \gamma y \left(1 + \frac{h_0}{y} \right) \frac{\sin \alpha}{\cos 2\alpha} \left[\sqrt{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} 2\alpha} - \sqrt{\frac{1}{\left(1 + \frac{y}{h_0} \right)^2} \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} 2\alpha} \right] 10^{-3}. \quad (1-13)$$

作用在高度为 h 、宽度为1厘米的垂直车壁上的压力,即相应于分布在车壁单位长度上的侧压力强度,在上述两种载货情况下,其大小分别由下列公式来决定:

$$\left. \begin{aligned} q_p &= \frac{\gamma h^2}{2} \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right) 10^{-3} \\ \text{和} \\ q_p &= \frac{\gamma h^2}{2} \left(1 + \frac{h_0}{h} \right) \frac{\sin \alpha}{\cos 2\alpha} \left[\sqrt{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} 2\alpha} - \sqrt{\frac{1}{\left(1 + \frac{h_0}{h} \right)^2} \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} 2\alpha} \right] 10^{-3}. \end{aligned} \right\} \quad (1-14)$$

侧压力在车体骨架的各构件中引起应力,车辆动力学对这个应力的影响,用相应改变散粒货物的容重及自然坡角的方法来加以考虑。大家知道,在垂直抖振的作用下,特别是在水平抖振的作用下,散粒货物各分子之间的粘着将会失去,而当达到一定的加速度(7~10米/秒²)时,则散粒货物将具有液体的性质,这也就是说它的自然坡角将由静止状态下的25~45°减小到零。由于惯性力的作用,容重的瞬时值也将相应地改变。

为了计算支承散粒货物的车体各构件的强度起见,散粒货物和自然坡角及容重之值,当考虑第一及第二种工况的力时按表2取用,当考虑第三种工况的力时,容重仍按表2取用,但须乘以 $1 + k_{\text{ДВ}}$,这里 $k_{\text{ДВ}}$ 是按公式(1-1)计算的垂直动力系数,而自然坡角取作等于零。

车辆在机械装卸货物时产生的力由设计技术任务书来规定,与车辆的类型、货物的种类,以及装卸货物所采用的机构等有关。敞车在用翻车机进行卸货的条件下,必须计算均布于80厘米长度上的垂直力,此力作用于侧壁上弦带的任何地方。

① 原文中误印为 $\frac{h_0}{y}$ ——译者注。

② 原文中误印为 $\frac{h_0}{h}$ ——译者注。

对四轴敞车，此力取为12吨，对六轴敞车则取为20吨。装货时利用自动装货机的车辆的地板，必须计算2.2吨的垂直集中力。

表2

貨 物 名 称	容 重 (吨/米 ³)	自 然 坡 角 (度)
谷 粒.....	0.8	25
块 煤.....	0.9	30
焦 炭.....	0.5	35
铁矿石.....	2.5	35
泥 煤.....	0.5	50
盐.....	1.0	45
中等湿度的砂.....	1.8	40

注：上面所列的坡角数值只供计算侧壁及立柱的强度之用。设计自动卸货车辆的倾斜侧壁及底开门时，块煤的自然坡角取为40°，而铁矿石则取为45°。

修理时附加于车辆上的力，主要是由于用千斤顶将空车车体或重车车体不均匀地或单侧地架起，致使车体扭曲而引起的。用两个千斤顶斜对角地置于底架各枕梁的端部下，将空载的货车架起时所产生的力矩 M 即为计算力矩，

$$M = \frac{Q_r b_0}{2}, \quad (1-15)$$

为了在重车下更换弹簧总成，在一根枕梁的一端进行架车，这时产生的力 P_P 也是计算力，

$$P_P = -\frac{4f_{cr} + \Delta}{3} C, \quad (1-16)$$

式中 Q_r ——空载车体的重量（公斤）；
 b_0 ——从心盘中心线到千斤顶支承台的距离（厘米）；
 f_{cr} ——弹簧总成的静挠度（厘米）；
 C ——一个弹簧总成的刚度（公斤/厘米）；
 Δ ——为防止弹簧脱落用的安全档或凸肩的高度（厘米）。

P_P 力假定认为是沿弹簧总成垂直中心线作用于车体上的。

某些型式的车辆，须对技术任务书规定的，在重载情况下于缓冲梁下进行的架车状况加以校核。

当机械化装卸货物时以及修车时，在车辆结构的构件中产生的应力不应该超出第一种加载工况的容许值（见表14），而对于木质零件，则不得超出容许值的1.5倍（见表16）。

3. 关于车辆计算方法的一般指示

车辆各构件的计算，无非是在各种载荷（对应于某一种计算工况）最不利的可能的组合的作用下，来决定构件的应力状态及校核其稳定性。

为了计算车辆构件或部件，对每一种载荷都要确定计算简图。计算简图的选择，视被计算构件的结构及作用的载荷情况而定。

计算简图必须尽可能简单，同时须足够完全，以保证能决定构件或部件的应力状态。

计算简图是以空间或平面刚架、桁架、带有各种不同端部联结及各种不同支座的梁、杆件、弯梁、钣梁、壳体、开口截面薄壁或厚壁杆件、弹性基础梁以及其他等形式作为基础，视构件或部件的结构，以及作用载荷情况而定。

杆件系统的计算简图，由通过构件截面重心或弯曲中心的中心线所组成，视其变形的主要形式而定。

结构构件中的应力状态，可用结构力学、材料力学以及弹性理论的现代方法来确定。

为了保证被计算的构件的强度，构件中每一点的应力不得超过许用应力，确定许用应力时，已考虑到载荷作用的特性，以及此构件在整个车辆结构中的重要性。在复合应力状态时，与许用应力作比较的应该是当量应力 σ_0 。

应力 σ_0 按下列公式来决定：

а) 塑性材料承受单轴向拉伸或压缩 σ_x 和剪切 τ 时，根据强度的能量理论，

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2}, \quad (1-17)$$

在承受双轴向拉伸或压缩 σ_x 、 σ_y 和剪切 τ_{xy} 时，

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}, \quad (1-18)$$

б) 脆性材料承受单轴向拉伸或压缩 σ 和剪切 τ 时，根据摩尔的强度理论，

$$\sigma_0 = \frac{1-\alpha}{2} \sigma + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (1-19)$$

在承受双轴向拉伸或压缩 σ_x 、 σ_y 和剪切 τ_{xy} 时，

$$\sigma_0 = \frac{1-\alpha}{2} (\sigma_x - \sigma_y) + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}, \quad (1-20)$$

式中

$$\alpha = \frac{\sigma_t}{\sigma_c};$$

σ_t 和 σ_c ——分别为材料的拉伸极限强度和压缩极限强度。

对于木材及其他各向异性的材料来说，不求当量应力，而是分别地按照顺纹或横纹（或者说顺着或横着结构同性线）作用的法应力及切应力来评定它们的强度，将这些应力与对应的许用应力进行比较。

为了保证结构各构件的稳定性，在一般情况下，各构件中的应力不得超过除以稳定性安全系数的临界值。临界应力要用专门的理论或实验方法来确定。稳定性安全系数在具体情况下，要根据结构型式、计算的精确度，以及被计算构件的重要程度而定。

在压缩力 N 及弯矩 M 作用下的直杆（梁）的应力状态。在考虑杆件纵向弯曲时，应力状态可按下列公式来决定：

对于中心压缩，

$$\sigma_0 = \frac{N}{F},$$

梁弯曲时，

$$\sigma_0 = \frac{M}{F_x W},$$

在带有弯曲的偏心压缩情况下，当在弯矩作用的平面内进行校核时，