

摘 要

本文阐述了我国铁路运输汽车专用车的发展概况、技术参数以及国内外发展现状，论述了我国开发研制三层运输汽车专用车的必要性和可行性，详细介绍了三层运输汽车专用车的开发过程、主要技术参数的选取、主要结构、性能特点以及车体有限元强度分析计算和整车的动力学分析计算及结果，并对该车的主要技术经济性能和推广前景作了分析与预测。

本论文的工作具有一定的创新性，首次在国内提出了开发三层运输汽车专用车思路，为提高铁路运输装备技术水平具有一定的现实意义。

关键词 铁路 汽车 专用车 开发

Abstract

In this thesis, it illustrates the general development situation, technical parameters and international and domestic development status quo of the special wagon for transport cars, discusses the necessity and feasibility to develop three-deck special wagon for transport cars in our country, and introduces in detail that de development procedures, selection of the main technical parameters, main structure, capability characters and analytical calculation for the finite element intention of the car body and dynamics of the complete car , and also makes an analysis and forecast to the main technical economic capabilities and popularizing foreground of this car.

Key words railway, car, special transport, development

第一章 绪论

1.1 我国铁路运输汽车专用车的历史及其特点

二十世纪八十年代以前,我国汽车业的发展较为缓慢,铁路运输汽车也只是采用通用平车方式。随着改革开放的深入,我国汽车工业的不断发展和国际贸易的逐渐扩大,小汽车的运输量逐年增加,若仍采用通用平车的铁路运输方式,不但运量小,且运能损耗大,尤其在我国的铁路运输紧张的情况下,已远远满足不了汽车工业和贸易发展的需要。因此,中国南车集团北京二七车辆厂于1989年开发研制了平车的又一新品种——第一代SQ1型运输汽车双层平车。

该车分上下两层,每层单排装载,可装运当时国产和进口的上海、桑塔纳、标致、伏尔加、奥迪等16种主型小汽车,具有结构简单,运量大,使用方便等特点,大大提高了运输能力,比采用通用平车运输提高运能1~1.3倍。该车的投入运行,为小汽车的零公里销售做出了重大贡献。同时,也为汽车销售部门带来了可观的经济效益。但该车的开敞式运输方式增加了用户负担。为防止实际运输过程中小汽车发生损坏、汽车配件被盗等,1994年根据用户要求对SQ1型运输汽车双层平车加装了防护罩及端门。同时,戚墅堰机车车辆厂在SQ1的基础上改进设计了带有防护罩及端门结构的SQ2型运输汽车双层平车,但其防护和防盗的性能仍满足不了用户的要求,影响了小汽车的运输质量。

北京二七车辆厂经过论证,于1998年开发研制了铁道部立项产品第二代全封闭SQ3型运输汽车双层平车。该车分为上下两层,整体承载全钢焊接全封闭结构,上层底架具有调整功能,适用于不同高度的汽车混装;还可以在靠近车辆端部完全降至下层地板上,做为上层汽车自行驶装卸的渡板。每层单排装载,可装运各种微型、小型和中型汽车(包括轿、客、货、客货两用车),进一步扩大了运输汽车范围。在带有压型加强筋的侧墙上部设有

用钢板拉网制成的通风采光窗。具有结构合理新颖、运输品种多、安全可靠、防护性和防盗性强等特点。随后北京二七车辆厂、戚墅堰车辆厂、武昌车辆厂等单位根据用户要求又陆续开发和改进了一批全封闭型运输汽车双层平车。

目前，我国铁路使用的运输汽车专用车多为中国南车集团北京二七车辆厂研制生产的，均为双层，每层单排装载，车体底架长度在 16000~20800 毫米之间，装载小汽车数量为 6~12 辆。主要有：第一代产品 SQ1 型、第二代产品全封闭 SQ3 型、SQ3K 型、SQ4 型、NSQ 型及在 J5 型家畜车基础上改造设计的 J5SQ 型等双层运输汽车专用车。该系列产品的投入使用，使铁路运输的竞争能力大大提高。特别是第二代产品全封闭型运输汽车专用车的开发研制，提高了运输质量，运输安全可靠，承担着繁重的运输汽车任务，带来了可观的经济效益和社会效益。在社会上建立了良好的信誉，更为铁路运输赢得了市场。

国内主要双层运输汽车专用车的参数见表 1，外型见图 1-1 到图 1-4。

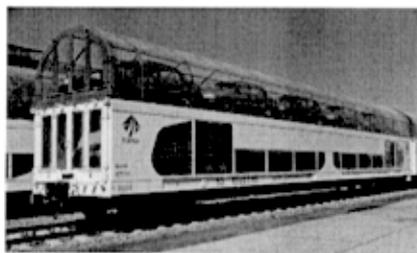


图 1-1 SQ1 型



图 1-2 SQ3 型

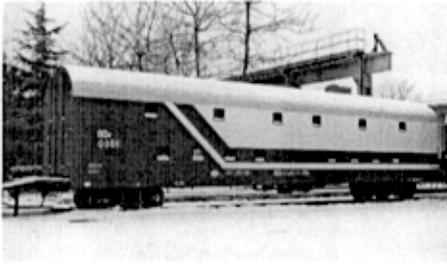


图 1-3 SQ4 型

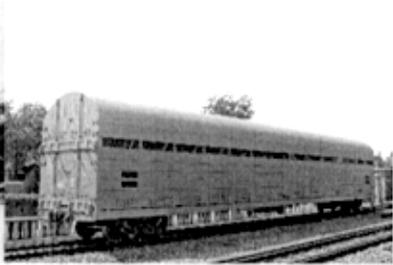


图 1-4 SQ3K 型

表 1 国内主要双层运输汽车专用车的参数

项目 \ 车型	SQ1 型	SQ3 型	SQ4 型	SQ3K 型
自重(t)	33.3	31.5	30.1	31
载重(t)	16.8	15	12	17
轴重(t)	21	21	21	21
每延米载重(t/m)	2.3	2.1	3.86	2.21
自重系数	1.99	2.1	0.75	1.82
换长	2.0	2.0	1.6	2.0
构造速度(km/h)	100	100	100	120
通过最小曲线半径(m)	145	145	145	145
车辆定距(mm)	16500	16500	12900	16500
车辆长度(mm)	21738	21738	18138	21738
车辆宽度(mm)	3195	3197	3201	3197
车辆高度(mm)	4734	4745	4720	4723
底架长度(mm)	20800	20800	17200	20800
底架宽度(mm)	3040	3020	3020	3020
上层净空高(mm)	1719	上层最大 净空高 3161	上层最大 净空高 3118	1752
下层净空高(mm)	1690			1694
上层地板面距轨面高空(mm)	2890			2925
下层地板面距轨面高空(mm)	1101	1063	1075	1083
限界：符合 GB146.1—83《标准轨距铁路机车车辆限界》的要求，能通过机械化驼峰。				

1.2 研究与开发三层运输汽车专用车的必要性

双层运输汽车专用车自上世纪 80 年代开发以来,为我国铁路运输汽车发挥了积极的作用。现在的中国汽车产业正以 3~4 倍 GDP 的增长速度飞速发展,小汽车则始终保持着汽车行业增长的龙头地位,其品种和运量逐年增加。一方面,汽车向着豪华舒适型发展,车内空间的增大使小汽车的长度和高度都有新的突破;另一方面,汽车向着小型化、家庭经济型发展,汽车私人消费带动汽车产销量快速增长。随着市场经济的发展,公路、水路运输与铁路运输的竞争也日益激烈,公路、水路运输低廉的运价已成为铁路强有力的竞争对手。所以,开发研制新一代三层全封闭运输汽车专用车,进一步挖掘我国铁路运输设备的潜力,满足汽车工业不断发展的新需要,提高运输能力是十分必要的,同时也将展示中国铁路科技的发展水平,具有明显的社会效益和经济效益,市场前景十分广阔。根据铁道部的安排,我们积极走访用户,在总结和吸收国内外先进成熟技术的基础上,着手研制开发此项工作,以满足铁路运输汽车日益增长的需求。

1.3 国外铁路运输汽车专用车简介

目前国外生产的铁路运输小汽车专用车分为两层和三层两种型式,有独立式和关节式,均为全封闭结构。

美国生产运输汽车专用车历史悠久,技术成熟。其汽车运输方式主要有两种:89'4"标准底架(地板面高度 41½"即 1054.1mm)和低底架(地板面高度 31½"即 800.1mm)的模块车辆。标准底架车辆用于双层汽车运输,低底架车用于三层汽车运输,如图 1-5 所示。

汽车运输车辆的最大高度为 19'0" (5791mm),后来增大到 20'2" (6147mm)。同时设计中采用了多种新材料、新结构、新工艺。车体中、上

层地板为固定结构，镀锌车顶，车体蒙皮也为镀锌板，车体两端上下设有圆弧滑轨，两扇门可向车体两侧滑动，两端的复合门可减轻重量 30%，车体蒙皮的通风孔和透光孔采用密集的栅孔，并有压型的加强筋，蒙皮与车体桁架采用了铆接结构，便于组装和检修更换，避免了薄板焊接变形，在美化外型的同时具有良好的防护性、防盗性，安全可靠。

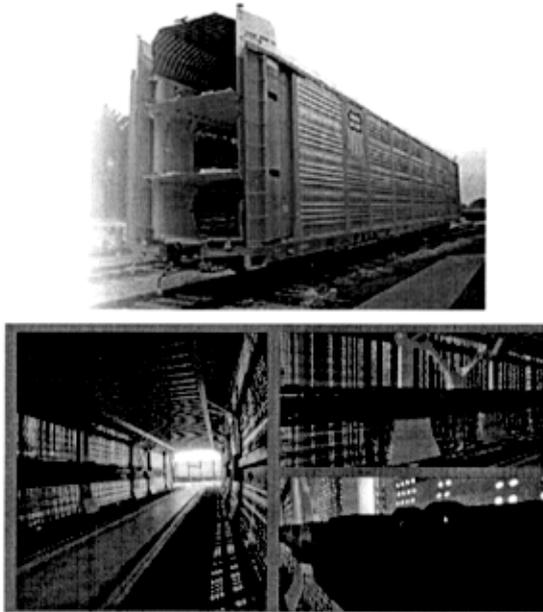


图 1-5 美国设计的汽车运输货车

为提高汽车的装载效率，美国还研制出一种关节式车辆。关节式车辆不但可减轻自重，而且进一步提高了运输汽车能力，汽车可在关节结合处装载，为用户提供了高效率的装载方式。美国在三层汽车运输车及双层汽车运输车等车辆上都采用了这种技术。

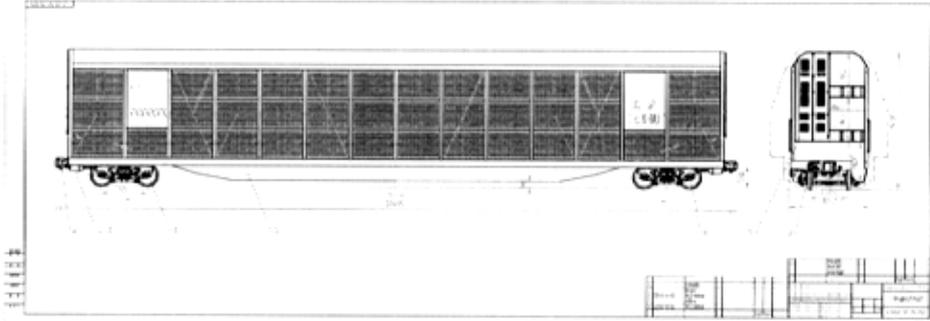
1.4 论文主要研究工作

本论文对国内汽车业的近期发展和铁路运输汽车市场的调研结果、借鉴国外运输汽车专用货车的发展方向，吸取多年来研制、开发、运用运输汽车专用车的成功经验，结合我国铁路线路、限界条件，经过总体结构分析、优化后提出我国铁路三层运输汽车专用车设计方案及主要结构，运用有限元分析软件和动力学软件进行建模计算，对方案的车体强度和动力学特性进行了研究，从而确定设计方案从技术上是是否可行，因此主要工作如下：

- 1、分析汽车主要参数，确定总体方案，确定车辆主要参数及结构选型。
- 2、进行车体静强度及车辆动力学仿真计算，研究其方案可行性。
- 3、进行技术经济分析论证，分析车辆推广应用前景，得出结论。

第二章 三层运输汽车专用车方案设计

2.1 三层运输汽车专用车总体方案的确定及特点



三层运输汽车专用车总体外型见上图，主要性能及尺寸如下：

1 载重 (t)	22
2 自重 (t)	≤36
3 轴重 (t)	21
4 每延米重 (t/m)	2.23
5 轨距 (mm)	1435
6 车辆通过最小曲线半径 (m)	145
7 商业运营速度 (km/h)	120
8 车钩中心线距轨面高(空车 mm)	880
9 车辆长度 (mm)	26030
10 车辆定距 (mm)	20800
11 车辆最大高度 (mm)	≤5260
12 车辆最大宽度 (mm)	3036
13 车体内侧最大宽度(mm)	≈2700
14 底架长 (mm)	25100
15 底架宽 (mm)	2860

16 凹底承载面长 (mm)	12350
17 车体下部最低点距轨面高 (空车 mm):	≥ 205
18 凹底斜坡角度	$\leq 13^\circ$
19 每层净空高 (mm)	≥ 1600
20 转向架	
车轮直径 (mm)	840
固定轴距(mm)	1750
轴颈中心距(mm)	1956

21 限界： 车辆下部符合 GB146.1-83《标准轨距铁路机车车辆限界》，上部在 GB146.2-83《标准轨距铁路建筑限界》最大级超限货物装载限界范围内。车辆禁止通过驼峰。

本方案的特点和目标：

- (1) 该车是目前国内首次采用三层运输，且装载汽车数量最多的铁路运输汽车专用车。
- (2) 采用全封闭结构，车内净高度为 1600mm，满足运输国产及进口微、小型汽车的需要，运输品种多、数量大、防护和防盗性能好。
- (3) 车体采用无中梁式凹底桁架结构，最大限度的利用限界空间，提高运输能力。
- (4) 蒙皮及车顶采用镀锌板等新材料。
- (5) 为避免装卸过程中对汽车车门的损害，车内设有门缘保护系统。
- (6) 中层底架局部翻转，方便底层汽车装卸。
- (7) 采用弹簧悬挂系统经优化的转 K2 型转向架，最高商业运营速度为 120km/h，适应货运提速的要求。
- (8) 结构简单，降低造价，使其操作简单，维修方便。

2.2 三层运输汽车专用车主要参数的选取

2.2.1 车体长度、凹底承载面长度的选取

由于车体长度直接关系到运输汽车专用车的运载性能及技术经济性，为使该车最大限度地适应我国目前销量较大的主型汽车产品，同时兼顾其它国内外各种微小型汽车的装运，对我国汽车市场特别是小汽车市场的销售情况以及主要汽车产品的外形尺寸等参数进行了深入的研究，并进行了数理统计分析，以确定运输汽车专用车的车体长度。

(1) 国产汽车市场分析

随着我国国民经济的不断发展，中国汽车产业的增长速度也在飞速发展。“十五”期间，我国汽车年产量增长率 9.1%，轿车年增长率预计达到 %。轿车始终保持汽车行业增长的龙头地位。据国家统计局统计，2002 年全国轿车销量为 105.8 万辆，比上年增长 50%。2003 年轿车销量为 190.6 万辆，同比增长 80.15%。专家预计，2004 年我国轿车产量增至 240 万辆；2005 年达到 295 万辆。中国汽车产业将成为世界上增长最快的汽车市场，汽车市场在面临巨大机遇的同时，也将给实现零距离销售的小汽车运输带来极大的商机和挑战。

面对乐观的市场前景，中国汽车产业各大巨头瞄准大众汽车消费推新创优，打造出各大知名汽车品牌。在 2003 年中国轿车产销排行榜中，上海大众、一汽大众和上海通用位居排行榜的前三甲，销量排名前 5 位的汽车品牌是捷达、桑塔纳、帕萨特，夏利和桑塔纳 2000，其销量之和占 2003 年小汽车总销量的 27%。而 2003 年销售增长最快的三个汽车品牌是长安铃木的羚羊、东风雪铁龙的爱丽舍和上海通用的别克君威，增长率达到 168%、164%和 144%。有数据显示，2004 年前 5 个月，捷达、桑塔纳、帕萨特，夏利和桑塔纳 2000 (3000) 仍保持全国销售领先的业绩，并维持原排序不变，其总销量占全国同期轿车销售总量的 26%。表 1 列出了 2004 年 1~5 月全国

销量排名前 30 名的主要汽车的外形尺寸及质量参数。

表 1 国内主要汽车的外形尺寸及质量参数

序号	汽车品牌	汽车长度 mm	汽车宽度 mm	汽车高度 mm	汽车轴距 mm	汽车质量 kg
1	桑塔纳	4687	1700	1450	2565	1248
2	新捷达王	4428	1660	1420	2471	1100
3	夏利	3995	1615	1385	2340	890
4	帕萨特	4780	1740	1470	2803	1550
5	别克君威	4942	1845	1438	2769	1579
6	凯越	4515	1725	1445	2600	1300
7	羚羊	4095	1590	1380	2365	855
8	雅阁	4814	1821	1466	2738	1526
9	千里马	4115	1620	1410	2400	1046
10	赛欧	4026	1608	1448	2443	1055
11	伊兰特	4525	1725	1425	2610	1300
12	豪情	3880	1635	1410	2340	860
13	宝来	4376	1735	1446	2513	1380
14	奥拓	3200	1405	1440	2175	645
15	富康	4017	1702	1425	2540	1050
16	QQ	3550	1508	1491	2350	910
17	奥迪 A6	4886	1810	1475	2850	1545
18	飞度	4300	1690	1495	2450	1084
19	嘉年华	4153	1634	1435	2468	1060
20	福美来	4365	1705	1410	2610	1157
21	索纳塔	4747	1820	1440	2700	1479
22	菱帅	4430	1700	1410	2500	1170
23	马自达 6	4670	1780	1435	2675	1390
24	POLO	4187	1650	1465	2460	1152
25	花冠	4530	1705	1490	2600	1170
26	爱丽舍	4305	1707	1413	2540	1125
27	风神	4660	1695	1415	2620	1265
28	阳光	4490	1710	1440	2535	1265
29	威驰	4285	1690	1440	2500	1045
30	中华	4880	1800	1450	2790	1420

(2) 车体长度等参数的确定

我们对近期全国微型汽车销售量在前 50 名的汽车进行了统计分析，以汽车销售量的百分比作为加权，求得装运以上 50 种汽车车辆长度利用率为最大时的车辆长度为 25030mm(汽车装载时每辆车之间的间距为 100mm 计算)，此时的车辆长度利用率达 91%。考虑端门等具体结构，取车体长度为 25100mm，车辆定距为 20800mm，可装运中等长度的汽车 5 辆(如桑塔纳，汽车长度为 4680mm)。为最大限度地降低车辆高度，车体中部底层采用凹底结构，根据对市场各品牌汽车的调查和我厂双层汽车专用车渡板的设计经验，为便于汽车自行驶装卸，将凹底的斜坡角度设计为 $\leq 13^\circ$ ，凹底长度取为 12350mm，可装运中等长度的汽车 3 辆。具体装载方式见表 2。

表 2 汽车三层装载方式

汽车长度 L(mm)	底层装运汽车数量(辆)	中、上层各装运汽车数量(辆)	三层装运汽车总数量(辆)
4890 < L ≤ 5500	2	4	10
4060 < L ≤ 4890	3	5	13
3465 < L ≤ 4060	3	6	15
3200 ≤ L ≤ 3465	4	7	18

表 3 是 2004 年 1-5 月全国销量排名前 30 位的主要汽车的装载数量及各层车体装载剩余长度的计算值(汽车间距按 100mm 取值)。需要说明的是：底层装载时，个别车体剩余长度为负数，是指小汽车不能完全放置在凹底的平直部分，需有部分处于凹底的斜坡上。由于凹底斜坡角度小于汽车的接近角和离去角，则车体斜坡不会与小汽车发生干涉，这样汽车装载是安全可行的；当汽车的前轮或后轮搭在斜坡上时，经核算，汽车被抬高后其总高度仍与上一层地板留有一定的安全量，不影响小汽车的装载安全性。以奥迪 A6 为例，底层可装载 3 辆，设汽车与车体对中装载，车轮搭在斜坡上造成汽车将被抬高 54mm，则其总高度为 1529mm，与底层净空 1620mm 尚有 91mm 裕量，说明该种装载方案也是可行的。

从表 3 中可以看出：经对装运以上销售排名前 30 种汽车进行核算，除别克君威这种大型汽车外，其余汽车装载时，空间利用率较高，几乎没有浪费，因此车体长度及凹底长度的取值是较为理想的。

2.2.2 车辆高度的选取

封闭式运输汽车方式已是供需双方及铁路运输部门的共识。而三层运输汽车专用车的车体高则是十分重要的尺寸，微、小型汽车的大部分高度基本上在 1400-1500mm 之间，只有少量的汽车高度在 1400 以下，采用凹底桁架结构后虽扩大了承载空间，但由于我国机车车辆限界（GB146.1-83）的高度只有 4800mm，而且限界上部较窄，即使装运目前最低高度（1325mm）的小汽车，车门也无法打开，司机不能进出，如将车辆高度做到二级超限（5000mm）时，也只能是运输某一单一品牌汽车或对装运汽车的车型提出限制，这是很不现实的。为充分利用规定的下部限界，底层采用凹底结构，每层的净空高取为 $\geq 1600\text{mm}$ ；车体凹底距轨面高度在考虑车辆下部限界、弹簧及车体变形、磨损等因素后，取为 205mm，则三层运输汽车专用车的车体高度为 5260mm，在最大级超限货物范围内。经不完全统计，这样可运输国产及进口微、小型汽车 80 余种，约占各种微、小型汽车的 98% 以上，满足绝大部分品牌汽车的三层运输。

2.2.3 车体宽度的选取

该车的下部和车体宽度均按 GB146.1-83 的规定而确定，其中车辆最大容许制造宽度的缩减量按车体长度为 13.22m 的计算车辆进行核算，在宽度方向以适应全国铁路运行要求。经计算该车通过 300m 曲线半径时的最大允许宽度为 2909mm。通过调研，确定了所装载汽车的宽度应在 1850mm 以内，考虑尽量为用户提供舒适的工作环境，特别为底层、上层汽车预留合理的进出空间，车体内宽约为 2700mm，底架宽度取为 2860mm。经核算，上层汽车与车体在宽度方向的最小距离约为 400mm，可以满足司机进出要求。

表 3 国内汽车装载数量及各层车体装载剩余长度的计算值

序号	汽车品牌	汽车长度	汽车轴距	底层装载		中、上层装载		底层装载高度
				数量	剩余长度	数量	剩余长度	
1	桑塔纳	4687	2565	3	211	5	1025	
2	新捷达王	4428	2471	3	823	5	2320	
3	夏利	3995	2340	3	1820	6	390	
4	帕萨特	4780	2803	3	-213	5	560	1494
5	别克君威	4942	2769	2	4539	4	4792	
6	凯越	4515	2600	3	520	5	1885	
7	羚羊	4095	2365	3	1595	5	3985	
8	雅阁	4814	2738	3	-216	5	390	1491
9	千里马	4115	2400	3	1520	5	3885	
10	赛欧	4026	2443	3	1655	6	204	
11	伊兰特	4525	2610	3	490	5	1835	
12	豪情	3880	2340	3	2050	6	1080	
13	宝来	4376	2513	3	885	5	2580	
14	奥拓	3200	2175	4	275	7	1860	
15	富康	4017	2540	3	1576	6	258	
16	QQ	3550	2350	3	2700	6	3060	
17	奥迪 A6	4886	2850	3	-472	5	30	1529
18	飞度	4300	2450	3	1100	5	2960	
19	嘉年华	4153	2468	3	1376	5	3695	
20	福美来	4365	2610	3	810	5	2635	
21	索纳塔	4747	2700	3	-44	5	725	1445
22	菱帅	4430	2500	3	790	5	2310	
23	马自达 6	4670	2675	3	135	5	1110	
24	POLO	4187	2460	3	1316	5	3525	
25	花冠	4530	2600	3	490	5	1810	
26	爱丽舍	4305	2540	3	1000	5	2935	
27	风神	4660	2620	3	210	5	1160	
28	阳光	4490	2535	3	635	5	2010	
29	威驰	4285	2500	3	1080	5	3035	
30	中华	4880	2790	3	-400	5	60	1496

2.2.4 车辆载重的选取

载重的选取取决于所运汽车的重量。从所调查的数据显示，小汽车的自重均在 1.6t 以下，在满足车辆强度、刚度的前提下，尽量满足各种汽车的装载要求，经对每层所能装运汽车的数量核算，载重取为 22t，汽车装载时不需对汽车自重进行选配。

2.2.5 汽车装载方案的确定

由于车辆采用凹底结构，受二层底架与底层平直部分空间的限制，汽车无法直接进入凹底，如何使汽车在底层的装卸快捷简便成为设计的关键。为避免装载汽车不断的从每辆三层车的凹底进入、驶出，我们将中层地板设计成可翻转式，这样，汽车在成列装运时，可通过中层地板平直驶入所要装运汽车的前一辆车上，使该车的中层地板向下翻转，成为间接的渡板，下一辆车的中层地板向上翻转，则汽车可自行驶进入下辆车的凹底。底层装载完成后，再装二层和三层，二层和三层的汽车装载方式与现行双层运输专用车相同，均采用渡板装运。汽车卸载过程与装载过程相反，见图 2-1。

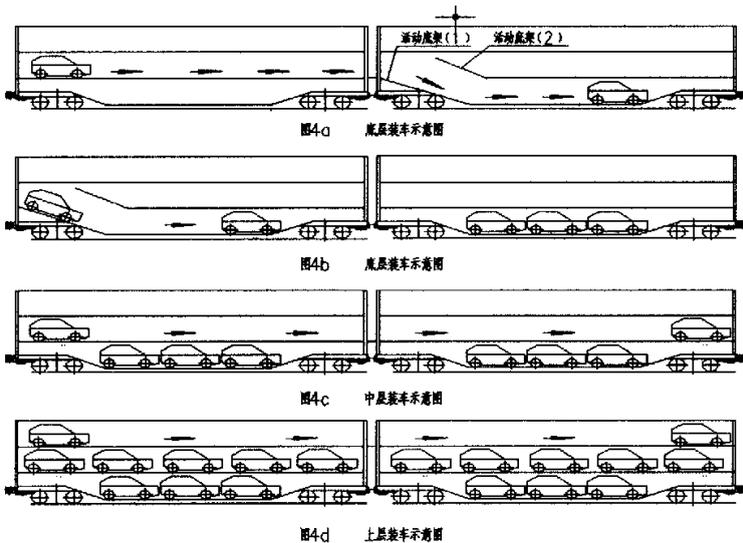


图 2-1 汽车卸载过程与装载过程

2.3 三层运输汽车专用车主要结构选型

主要由车体、转向架、风制动装置、手制动装置及车钩缓冲装置等部分组成。

(1) 车体

为充分利用空间，车体采用无中梁式凹底结构，侧墙采用桁架结构。底架由横梁及带有翻边长圆孔的钢质地板组成。

底层底架由冷弯型钢横梁组焊在下边梁上，汽车可实现自行驶装卸，既减轻了劳动强度，又提高了装卸效率。

中层底架的中部为固定结构，端部采用翻转机构，当底层装运汽车时将其旋转立于车体两侧，当中层装运汽车时，可将其放平。

因车体较长，将上层底架与车体立柱焊接在一起，以增加其稳定性。

车体中层和上层底架端部均设有端渡板，车辆联挂时，汽车可通过端渡板安全通过。

(2) 转向架

为保证车辆具有良好的空、重车动力学性能，并适应铁路货运提速的要求，选用弹簧悬挂系统经过优化的转 K2 型转向架。

(3) 风、手制动装置

采用一个 120 型货车空气控制阀、两个 203X254 整体旋压密封式制动缸、闸瓦间隙自动调整器、高摩合成闸瓦、NSW 型手制动机等，技术成熟，通用性能好。

(4) 车钩缓冲装置

采用 C 级钢材质的 13A 型下作用小间隙车钩及 13A 型钩尾框，MT-3 型缓冲器或其它新型缓冲器。

2.4 本章小结

本章通过对 2004 年 1~5 月全国销量排名前 30 名的主要汽车的外形尺寸及质量参数的调研，结合国内外运输汽车专用车的结构特点完成了以下工作：

- 1、确定了三层运输汽车专用车总体方案。
- 2、确定了三层运输汽车专用车的长度、高度、宽度、宽度
- 3、通过将中层地板设计成可翻转式，方便了汽车装载。
- 4、完成了转向架、风制动装置、手制动装置及车钩缓冲装置等部件的选型。

第三章 三层运输汽车专用车仿真计算

3.1 车体强度有限元计算

3.1.1 车体结构特点和计算分析方法

三层运输汽车专用车车体钢结构包括底架、侧墙、中层底架、上层底架、端门框和车顶等六大部分。

底架采用无中梁的板柱式凹底结构，由牵引梁、侧梁、枕梁、端梁、横梁、小横梁、纵向梁及钢地板等组焊而成。牵引梁采用 Z310 乙字型钢制成；侧梁采用矩形冷弯空心型钢 $\square 250 \times 100 \times 6$ 制成；枕梁采用 8mm 厚的上盖板、12mm 厚的下盖板和 10mm 厚的腹板组焊成变截面箱型结构；端梁采用 6mm 厚的钢板压成角形断面；横梁由 12mm 厚的钢板压制成槽形结构后与 6mm 厚的钢地板焊接成箱形结构；小横梁采用矩形冷弯空心型钢 $\square 90 \times 60 \times 5$ 制成；中部纵向梁采用 $L60 \times 60 \times 6$ 的等边角钢制成；端部纵向梁采用 $[140 \times 58 \times 6$ 的槽钢制成。底架端部铺设 6mm 厚的钢地板，中部铺设 5mm 厚的钢地板。

侧墙采用板柱式结构，由侧立柱、斜撑、上侧梁、横梁及侧墙板等组成。侧立柱由两种断面的矩形冷弯空心型钢 $\square 150 \times 100 \times 4$ 和 $\square 100 \times 50 \times 4$ 制成；斜撑由矩形冷弯空心型钢 $\square 100 \times 50 \times 4$ 制成；上侧梁由矩形冷弯空心型钢 $\square 100 \times 100 \times 4$ 制成；横梁由板厚为 3mm 的钢板压型为 80 \times 30 断面的槽型结构梁；侧墙板采用 1.5 mm 厚的镀锌板压制成花纹形状。在进行有限元静强度分析时不考虑侧墙板的承载能力。

中层底架包括 5 段地板组成。各段地板组成均采用板梁式结构，由侧梁、小横梁、端梁、纵向梁和地板组成。侧梁采用 $[140 \times 58 \times 6$ 的槽钢制成；小横梁采用矩形冷弯空心型钢 $\square 90 \times 60 \times 5$ 制成；端梁也采用 $[140 \times 58 \times 6$ 的槽钢制成；纵向梁采用 $L60 \times 60 \times 6$ 的等边角钢制成；中部地板采用 2mm 厚的钢板制成；两侧地板采用 5mm 厚钢板制成。上层底架为一整体地板，也采用钢板制成；两侧地板采用 5mm 厚钢板制成。上层底架为一整体地板，也采用

板梁式结构，由侧梁、小横梁、端梁、纵向梁和地板组成。各梁和地板结构与中层底架组成相同。

端门框采用框柱结构，主要由矩形冷弯空心型钢 $150 \times 100 \times 4$ 制成，并在顶部弯制成弧形结构。在与中层底架连接处设置横梁，采用 $[140 \times 58 \times 6]$ 的槽钢制成。

车顶也采用板梁式结构，由车顶弯梁和车顶板组成。车顶弯梁采用 $[30 \times 30 \times 4]$ 的等边角钢弯制而成；车顶板采用1.5mm厚的镀锌板制成。在进行有限元静强度分析时不考虑车顶板的承载能力。

该车体为三维空间结构，为分析它的静强度和刚度，我们采用有限元位移法，应用非线性静动力结构分析系统 Algor，在微机上计算、分析。Algor 系统采用与 AutoCAD 系统结构类似的 ViziCAD 环境，并提供了功能强大的有限元网格生成工具。它具有大型有限元系统的单元库和功能库，实现了结构的非线性静动力分析。

对结构进行有限元分析时，首先要根据分析软件建立结构的力学模型（即结构离散图）。然后在有关规定的位置施加一定的约束条件和载荷。计算之后再对仿真结果进行分析处理。

车体钢结构力学模型的坐标系采用右手坐标系，如图 3-1 所示，其坐标原点取在车体底架中部纵向和横向对称面处，其中 Z 坐标的 0 点与底架端部牵引梁上盖板的中性面的高度一致。

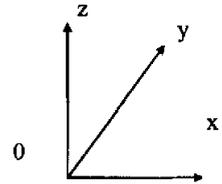


图 3-1 坐标系

车体的结构主要由薄板组成（型钢可以视为钢板组焊而成），为一空间结构，承受空间载荷，结构既承受拉压变形又承受弯曲扭转变形，所以在离散时所有板材和截面较大的型钢均采用空间弯曲板壳单元进行离散，而诸如小横梁、车顶弯梁等截面较小的型钢采用梁单元进行离散。离散时，其基线取在薄板的中心线或中性面上，板单元尽量采用矩形单元，个别地方用四边形或三角形单元过渡。梁单元和板壳

单元在节点位置上重合。

整个车体钢结构共划分为 16211 个节点，17700 个板壳单元，2458 个梁单元。在上心盘处加边界条件，边界条件采用弹性体边界元处理，共有 24 个边界元。

车体的离散图如图 3-2 所示。图中绿色的线为离散线，紫色的线表示梁单元，黄色的线表示载荷，红色表示约束。

3.1.2 有限元分析的载荷及评定标准

3.1.2.1 作用在车体上的载荷

根据 TB1335 规定和技术文件的规定，作用在三层运输汽车专用车车体上的载荷应有以下几部分：

(1) 垂向载荷

垂向载荷由垂向静载荷和垂向动载荷两部分构成。

a. 垂向静载荷

垂向静载荷是由自重和载重引起的。在计算过程中，车体的自重按体积力考虑，由程序自动计算。该新型三层运输汽车专用车运输的小汽车质量按 1690kg 计算，上层和底层底架上各装载 5 辆，底架上装载 3 辆。因此其整车的垂直静载荷为：

$$P = 1690 \times 13 \times 9.81 = 215.53 \text{ kN}$$

垂向静载荷作用在各汽车车轮位置的地板上，如图 3-3 所示。

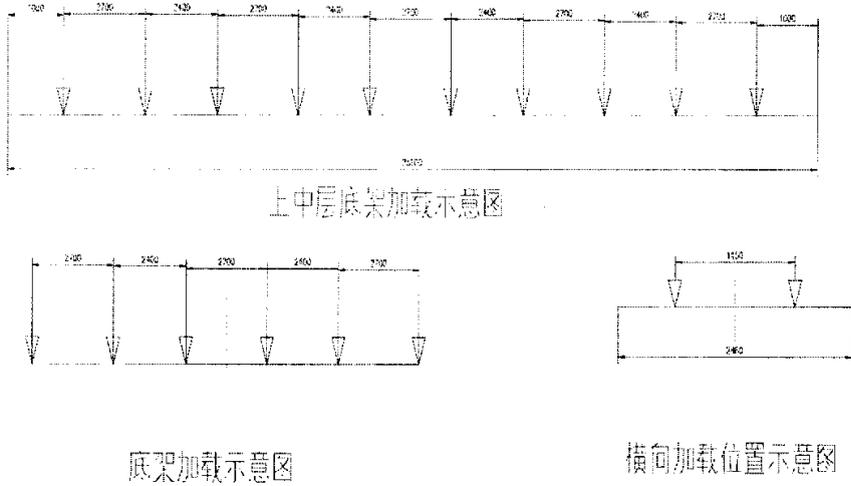


图 3-3 加载位置示意图

b. 垂向动载荷

垂向动载荷由垂向静载荷乘以垂向动载荷系数而定。即：

$$P_d = K_{dy} \cdot P \quad \dots\dots\dots (3-1)$$

垂向动载荷系数 K_{dy} 取 0.27。则垂向动载荷为：

$$P_d = 215.53 \times 0.27 = 58.19 \text{ kN}$$

其作用方式与垂直静载荷的作用方式一样。垂向静载荷与垂向动载荷之和称为垂向总载荷。

(2) 侧向力（包括离心惯性和风力）

根据 TB1335 中规定，离心惯性力按垂向静载荷的 7.5%取值，其作用方式与垂向静载荷的作用方式相同。

风力按单位风压力乘以车体的侧向投影面积计算。风力的合力作用于投

影面积的形心上，单位风压力可取 540Pa。由于在有限元仿真分析中不考虑侧墙板的影响，因此将风力的影响考虑为中层底架、上层底架的侧梁腹板、侧立柱和斜撑上承载。

(3) 扭转载荷

根据 TB1335 中规定，心盘支重式结构的车体不考虑斜对称载荷，但必须在下面的第一工况中考虑 40 kN·m 的扭转载荷。

$$M_k = (F_1 + F_2) \times b_1 \div 2 \quad \dots\dots\dots (3-2)$$

式中：F₁，F₂ ——分别为枕梁一 endpoints 上的集中载荷，一般取 F₁ = F₂；

b₁ ——同一枕梁两端集中载荷中心点间距，b₁ =1520 mm。

计算得枕梁一端上旁承上的集中载荷为：F₁ = F₂ =26.3 kN。

(4) 纵向力

纵向力是指列车在各种运动状态时，车辆间所产生的压缩和拉伸的力。根据 TB1335 中规定，货车必须按第一工况和第二工况的载荷组合方式进行。

a. 第一工况

根据 TB1335 第 6.5.2 节的规定，纵向拉伸力取 1125kN；压缩力取 1400kN。该力分别沿车钩中心线作用于车辆两端的前、后从板座上。

这种力产生的应力与垂向总载荷、侧向力和扭转载荷等所产生的应力相加，其和不得大于第一工况的许用应力。

b. 第二工况

根据 TB1335 第 6.5.3 节的规定，纵向压缩力取 2250kN。该力沿车钩中心线作用于车辆两端的后从板座上。

这种力产生的应力与垂向静载荷及第二工况下的散装货物侧压力所产生的应力相加，其和不得大于第二工况的许用应力。由于该三层运输汽车专

用车不通过驼峰，因此这种纵向压缩力的计算仅供参考。

3.1.2.2 有限元分析计算工况

按照 TB1335 的规定和《设计任务书》提供的计算要求，对三层运输汽车专用车进行有限元分析计算时考虑以下几种载荷情况：

- (1) 刚度计算工况：垂向静载荷；
- (2) 强度计算工况 1：垂向总载荷+扭转载荷+侧向力+1125 kN 纵向拉伸力；
- (3) 强度计算工况 2：垂向总载荷+扭转载荷+侧向力+1400 kN 纵向压缩力；
- (4) 强度计算工况 3：垂向静载荷+2250 kN 纵向压缩力（由于该三层运输汽车专用车不通过驼峰，因此本工况的计算结果仅供参考）。

3.1.2.3 强度和刚度评定标准

本次设计的专用车车体有限元分析参照 TB1335 来进行强度和刚度评定。

车体钢结构为板材和型钢拼组的焊接结构。其中的矩形钢管和板材包括各层地板、枕梁、横梁、侧梁、小横梁、侧立柱、斜撑和门框等采用耐候钢 09CuPCrNi-A。槽钢和角钢采用普通碳素钢 Q235-A，牵引梁采用低合金钢 09V，前、后从板座采用普通铸钢 ZG230-450。根据 TB1335 规定，车体钢结构应在各个工况的载荷综合作用下，当量应力应不大于 TB1335 第 9.5.1 节中规定的许用应力。当量应力按公式（3）计算：

$$\sigma_e = \sqrt{0.5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \dots\dots\dots (3-3)$$

式中： σ_e ——当量应力，MPa；

σ_i ——主应力（ $i = 1, 2, 3$ ），MPa。

车体所用的材料的许用应力如表 3-1 所示。

表 3-1 材料许用应力表 (MPa)

材料及其牌号		第一工况	第二工况
普通碳素钢	Q235-A ($\sigma_s=235$)	161	212
耐候钢	09CuPCrNi-A ($\sigma_s=345$)	216	290
低合金钢	09V ($\sigma_s=295$)	185	251
普通铸钢	ZG230-450 ($\sigma_s=230$)	132	177

由于该车体属于侧墙底架共同承载的车体, 根据 TB1335 的规定有:

$$\text{底架中部的挠跨比: } \frac{f_z}{L_2} \leq \frac{1}{1500};$$

$$\text{下侧梁的挠跨比: } \frac{f_e}{L_2} \leq \frac{1}{2000}。$$

3.1.3 有限元分析结果

3.1.3.1 刚度计算结果

(1) 车体质量及质心

结构分析程序可根据车体离散模型和材料的质量密度自动计算出结构的质量和质心位置。计算得车体钢结构(不包括侧墙板、车顶板、钩缓、冲击座与制动装置等)的质量和质心高度如下:

车体钢结构质量: $22.115 \times 103 \text{ kg}$

车体钢结构质心高度: 865.5 mm (距底架端部地板面)

(2) 挠度和挠跨比

根据计算结果, 可打印出车体钢结构有限元分析模型中各节点的位移。该三层运输汽车专用车的车辆定距为 20800mm , 根据底架中部和下侧梁的挠

度可计算出其挠跨比。在刚度计算工况下，底架中部的垂向挠度为 6.91mm，挠跨比为 0.50/1500，小于规定的 1/1500；下侧梁的挠度为 5.64mm，挠跨比为 0.54/2000，也小于规定的 1/2000。中层底架侧梁的垂向挠度为 5.657mm，挠跨比为 0.55/2000；上层底架侧梁的垂向挠度为 5.682mm，挠跨比为 0.55/2000。因此该新型三层运输汽车专用车的车体钢结构刚度满足要求。车体的变形情况如图 3-4 所示，变形图放大了 50 倍。

3.1.3.2 静强度计算结果

(1) 强度计算工况 1

在此计算工况下，各节点的当量应力的等应力图见图 3-5，当量应力大于 100 MPa 的等应力图见图 3-6。20 个较大的当量应力列于表 3-2 中，表中列出了节点号、节点位置、应力值及相应的许用应力值。

从图 3-5、图 3-6 和表 3-2 中可以看出，节点的最大当量应力为 126.94 MPa，出现在车体底架前从板座附近的牵引梁腹板上，小于该处材质 (09V) 在第一工况下的许用应力值 (185MPa)，同时在从板座位置也没有出现大于 ZG230-450 许用应力值 (132MPa) 的应力，在槽钢和角钢制成的梁上也没有出现大于 Q235-A 许用应力值 (161MPa) 的应力。因此强度计算工况 1 下该车体静强度满足要求。

表 3-2 强度计算工况 1 下主要部位节点当量应力值

节点号	节点位置	应力值 (MPa)	许用应力值 (MPa)
1989	前从板座与牵引梁腹板交界处	126.94	185
2040	前从板座与牵引梁腹板交界处	126.84	185
1757	后从板座附近的牵引梁下翼缘上	123.12	185
2054	后从板座附近的牵引梁下翼缘上	123.02	185
3998	前从板座与牵引梁腹板交界处	122.43	185
4066	前从板座与牵引梁腹板交界处	122.13	185
2093	后从板座附近的牵引梁下翼缘上	120.27	185
1718	后从板座附近的牵引梁下翼缘上	120.27	185
1756	后从板座附近的牵引梁下翼缘上	117.92	185
2055	后从板座附近的牵引梁下翼缘上	117.82	185
2092	后从板座附近的牵引梁下翼缘上	115.37	185
1719	后从板座附近的牵引梁下翼缘上	115.27	185
4445	底架横梁、侧梁和侧立柱交界位置	112.13	216
2039	牵引梁腹板上	111.54	185
661	底架中部的地板上	111.34	216
544	底架中部的地板上	111.34	216
1990	牵引梁腹板上	110.46	185
1772	牵引梁腹板上	109.48	185
1821	牵引梁腹板上	108.50	185
2038	牵引梁腹板上	107.22	185

(2) 强度计算工况 2

在此计算工况下各节点当量应力的等应力图见图 3-7, 当量应力大于 100 MPa 的等应力图见图 3-8。20 个较大的当量应力列于表 3-3 中, 表中列出了节点号、节点位置、应力值及相应的许用应力值。从图 3-7、图 3-8 和表 3-3 中可以看出, 节点的最大当量应力为 190.80 MPa, 出现在车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位, 小于该处材质 (09CuPCrNi-A) 在第一工况下的许用应力值 (216MPa), 同时在从板座位置也没有出现大于 ZG230-450 许用应力值 (132MPa) 的应力, 在槽钢和角钢制成的梁上也没有出现大于 Q235

-A 许用应力值 (161MPa) 的应力。因此强度计算工况 2 下该车体静强度满足要求。

表 3-3 强度计算工况 2 下主要部位节点当量应力值

节点号	节点位置	应力值 (MPa)	许用应力值 (MPa)
2661	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	190.80	216
2622	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	190.80	216
2623	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	184.53	216
2660	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	183.74	216
4438	底架侧梁上	181.88	216
5183	底架侧梁上	180.11	216
2765	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	177.27	216
2518	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	177.17	216
2517	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	170.79	216
9663	侧立柱支撑座与中层底架侧梁交界处	170.30	216
2766	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	169.03	216
9654	侧立柱支撑座与中层底架侧梁交界处	168.44	216
4360	底架侧梁上	167.95	216
2073	横梁和中梁交界处的中梁下翼缘上	166.18	185
1738	横梁和中梁交界处的中梁下翼缘上	166.18	185
4437	底架侧梁上	165.89	216
9119	侧立柱支撑座与中层底架侧梁交界处	165.69	216
5261	底架侧梁上	165.20	216
2074	横梁和中梁交界处的中梁下翼缘上	162.55	185
1737	横梁和中梁交界处的中梁下翼缘上	162.55	185

(3) 强度计算工况 3

在此计算工况下各节点的当量应力的等应力图见图 3-9, 当量应力大于 150 MPa 的等应力图见图 3-10。20 个较大的当量应力列于表 3-4 中, 表中列出了节点号、节点位置、应力值及相应许用应力值。从图 3-9、图 3-10 和表 3-4 中可以看出, 节点的最大当量应力为 272.62 MPa, 出现在车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位, 小于该处材质 (09CuPCrNi-A) 在第二工况

下的许用应力值 (290MPa), 同时在从板座位置也没有出现大于 ZG230-450 许用应力值(177MPa)的应力, 在槽钢和角钢制成的梁上也没有出现大于 Q235-A 许用应力值 (212MPa) 的应力。因此强度计算工况 3 下该车体静强度满足要求。

表 3-4 强度计算工况 3 下主要部位节点当量应力值

节点号	节点位置	应力值 (MPa)	许用应力值 (MPa)
2765	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	272.62	290
2622	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	272.62	290
2661	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	272.52	290
2518	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	272.52	290
2623	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	261.93	290
2517	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	261.73	290
2766	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	260.95	290
2660	车体底架枕梁下盖板与侧梁交界部位	260.95	290
4438	底架侧梁上	257.02	293
4360	底架侧梁上	256.92	293
2074	横梁和中梁交界处的中梁下翼缘上	255.65	290
2073	横梁和中梁交界处的中梁下翼缘上	255.65	290
1738	横梁和中梁交界处的中梁下翼缘上	255.65	290
1737	横梁和中梁交界处的中梁下翼缘上	255.65	290
5261	底架侧梁上	252.61	293
5183	底架侧梁上	252.51	293
3091	纵向梁与横梁交界处的横梁上	236.72	293
3067	纵向梁与横梁交界处的横梁上	236.72	293
4437	底架侧梁上	230.34	293
4361	底架侧梁上	230.24	293

3.1.4 有限元模态分析结果

结构固有振动特性是由结构本身的特性和材料特性决定的, 而与外界载荷条件等无关。但是结构在任意初始条件及外部载荷作用下的振动都可以由结构按这些基本特性强迫振动的线性组合构成, 因此对复杂结构进行模态分

析，求解结构的固有振动特性是对系统结构进行动力分析的基础。

结构模态分析一般可以归结为对系统矩阵 $|\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M}| = 0$ 的广义特征值。

而车体钢结构是一个复杂的三维空间结构，对它进行模态分析需采用有限元位移法。同时由于阻尼对系统的自由振动特性影响较小，因此 Algor 软件采用子空间迭代法求解广义特征值时，得到的是不考虑阻尼的影响结构自由振动的频率和振型。该软件可自动对离散模型形成总体刚度矩阵和质量矩阵，用子空间迭代法求解广义特征方程，得到所需要的固有频率和振动形态。由于侧墙板采用压型结构，在进行模态分析时，不考虑侧墙板的影响。

有限元分析计算了该车体钢结构的前 20 阶固有频率，其中从第 2 阶固有频率（6.95Hz）到第 20 阶固有频率（7.63Hz）均为车体车顶板的局部振型。而第一阶固有频率（3.85Hz）的相应振型为车体一侧倾覆，如图 3-11 所示。第 2 阶固有频率对应的振型为车体车顶板局部弯曲，如图 3-12 所示。所有振型图均放大了 50 倍。

由此可见，车体钢结构的整体垂向弯曲刚度较好，由于在一般情况下，经过悬挂系统作用后，线路对铁道货车车体的激扰频率一般在 3Hz 以下，比车体的最低固有频率低，因此该车车体不会因为轨道激扰而发生共振。

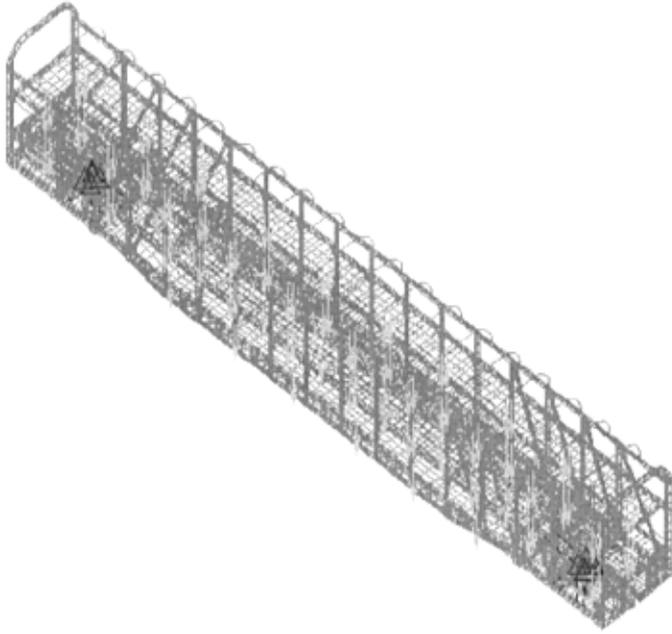


图 3-2 车体结构离散图（力学模型）

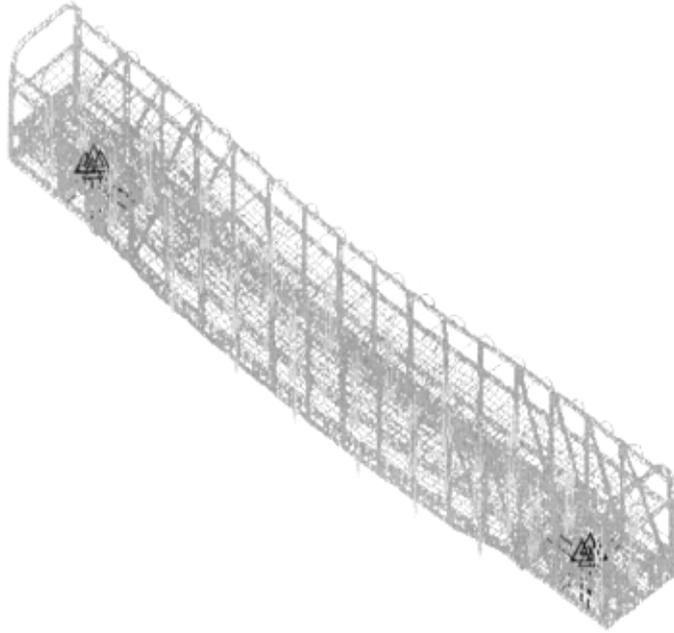


图 3-4 车体钢结构的变形图（放大 50 倍）

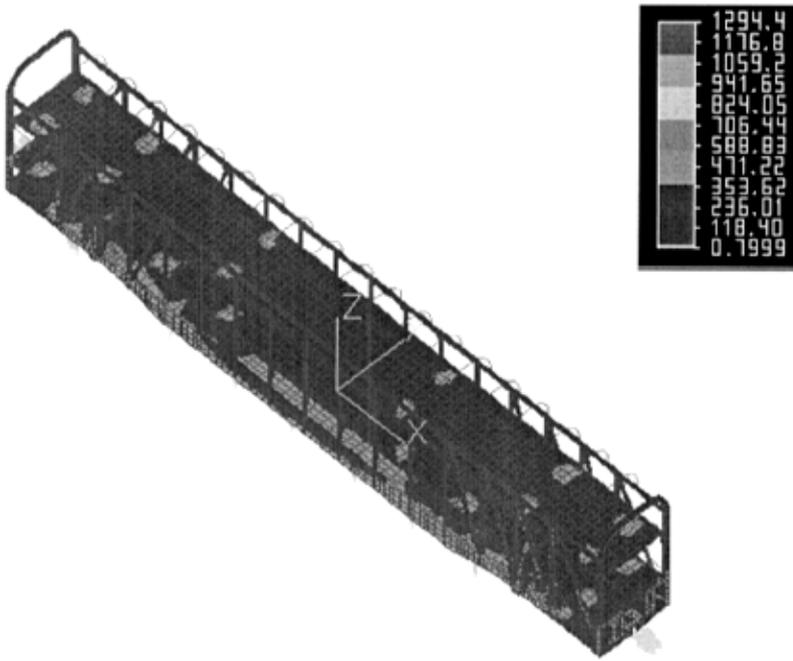


图 3-5 强度计算工况 1 下车体当量应力的等应力图

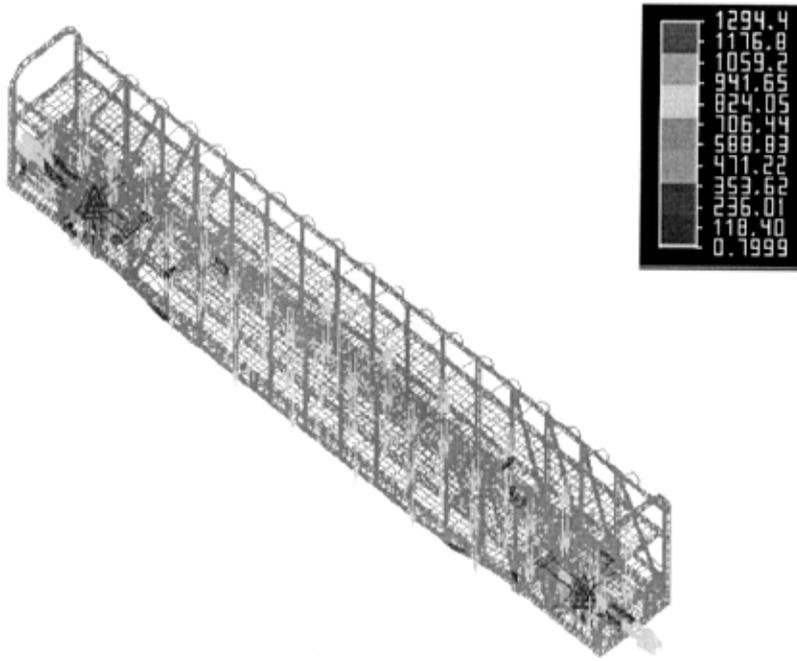


图 3-6 强度计算工况 1 下车体当量应力(>100MPa)的等应力图

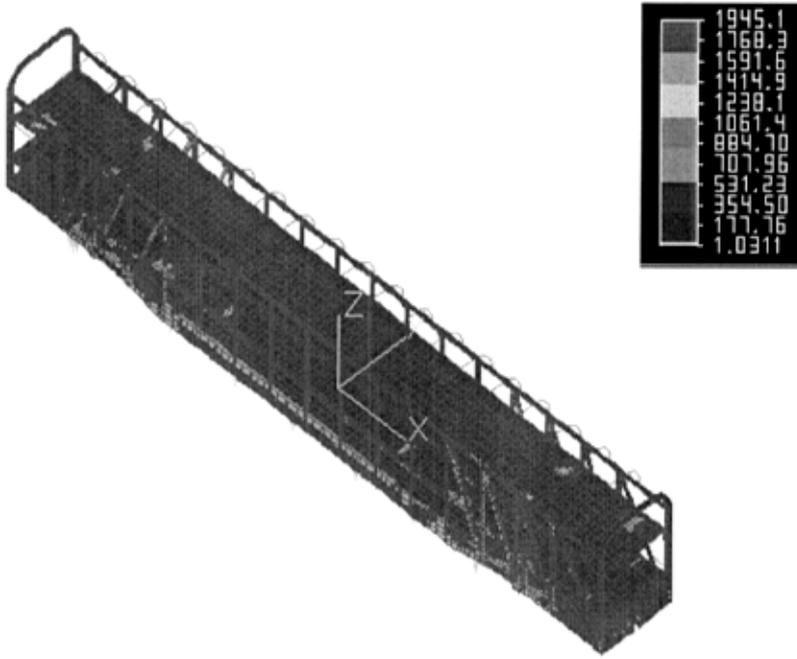


图 3-7 强度计算工况 2 下车体当量应力的等应力图

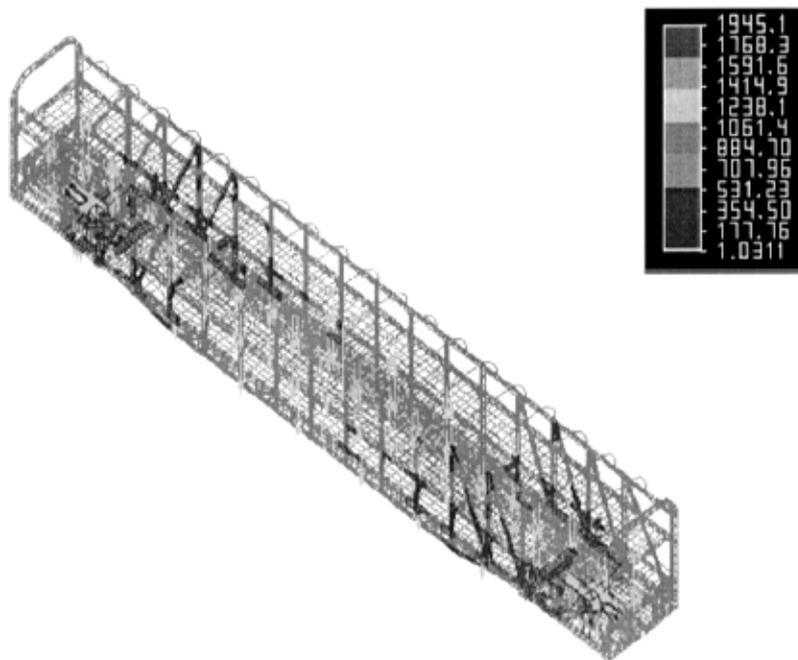


图 3-8 强度计算工况 2 下车体当量应力(>100MPa)的等应力图

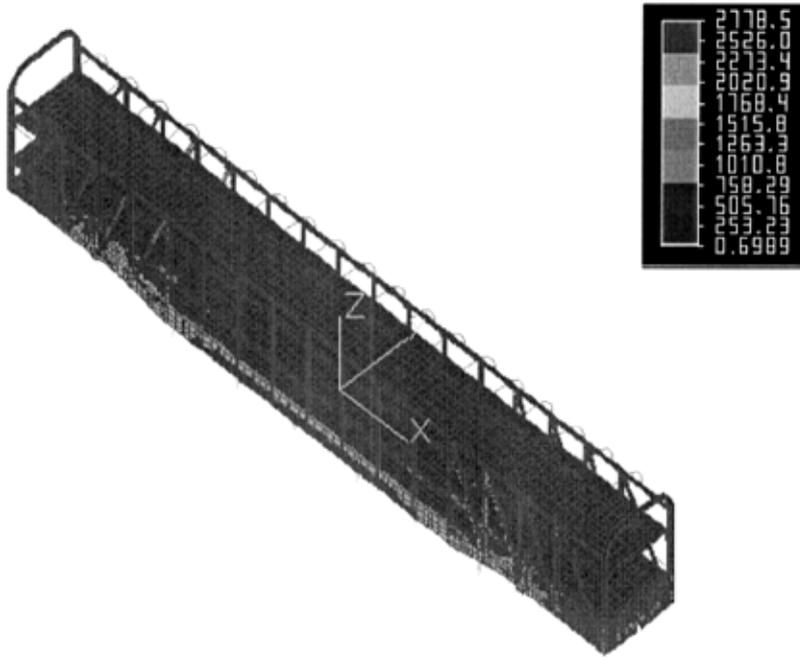


图 3—9 强度计算工况 3 下车体当量应力的等应力图

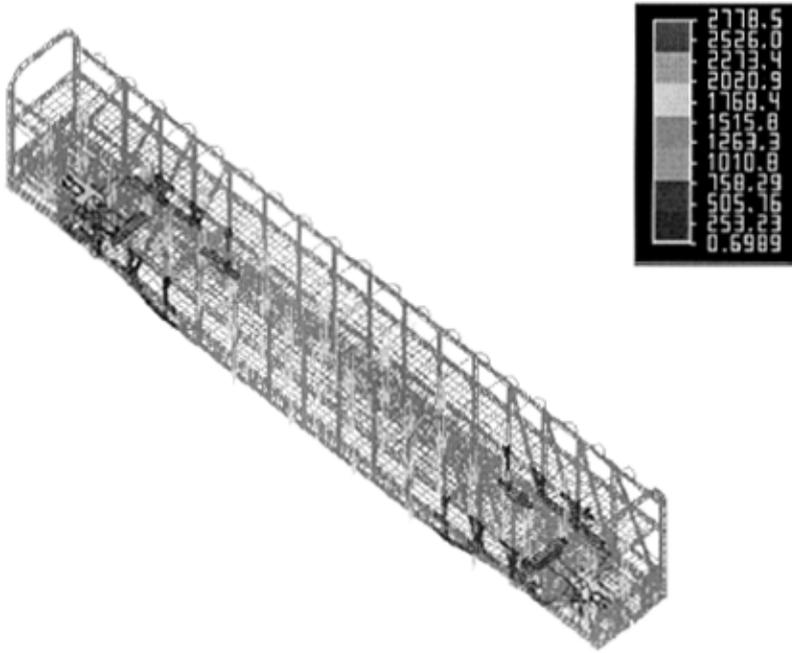


图 3-10 强度计算工况 3 下车体当量应力(>150MPa)的等应力图

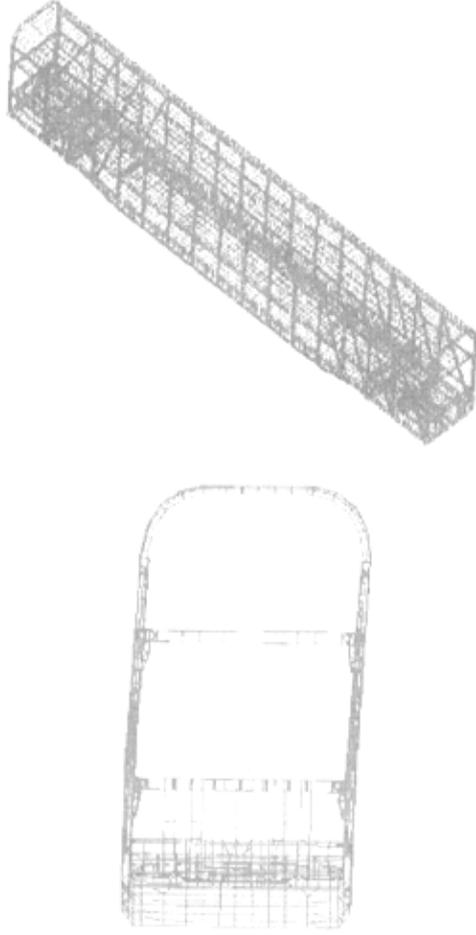


图 3-11 第一阶振型（放大 50 倍）

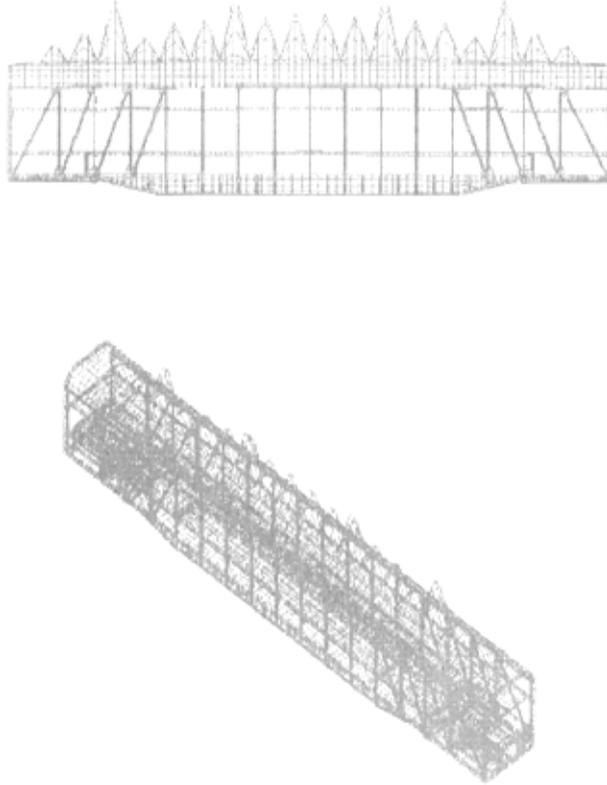


图 3—12 第二阶振型（放大 50 倍）

3.2 车辆动力学仿真计算

3.2.1 计算力学模型

机车车辆是一个复杂的多体系统，不但有各部件之间的相互作用力和相对位移，而且还有轮轨之间的相互关系。因此，理论计算分析模型只能根据研究的主要目的和要求，对一些次要因素进行人为的假定或简化，而在对动力学性能影响较大的主要因素上尽可能做出符合实际情况的模拟。根据三层运输汽车专用车的结构特点，在建立车辆系统的力学模型时，我们作如下假定：

(1) 轮对、侧架、摇枕和车体等部件的弹性比悬挂系统的弹性要小得多，均视为刚体，不计各部件的弹性变形；

(2) 不考虑相邻车辆的作用，即只考虑单独一辆车的运动；

(3) 不考虑钢轨的弹性变形。

忽略各部件本身的弹性变形后，则车辆可作为离散的多自由度系统。由于货车是一个强非线性系统，车辆垂向和横向运动的相互藕合，计算中将车辆在横向和垂向的运动综合起来作为一个系统考虑。

根据刚体运动学可知，任何一个自由刚体，在空间内可以有六个自由度。车辆的各个刚体，一般来讲也有六个自由度，为了确定其位置，可用六个广义坐标来表示。通过刚体的质心作三个相互垂直的笛卡尔右手坐标系 $Oxyz$ ，每个刚体均可绕 x 轴、 y 轴、 z 轴作平行移动和回转运动。在车辆系统中， x 轴一般为前进方向， y 轴为水平方向， z 轴为垂直方向，通常将系统中刚体沿 x 、 y 、 z 轴的平行移动分别称为伸缩、横移和浮沉运动，绕 x 、 y 、 z 轴的回转运动分别称为侧滚、点头和摇头运动。

由于车辆系统是由刚体和弹性悬挂系统组成的，各刚体之间有相互约束关系，因此刚体的有些运动方式是独立的，有些运动方式是受约束的。因此整个车辆系统的自由度 DOF 可用下式来表示：

$$\text{DOF}=6N-R$$

(3-4)

式中：N——系统中的刚体数目；R——系统中的刚体约束数。

三层运输汽车专用车共有 4 个轮对、4 个侧架、2 个摇枕和 1 个车体等 11 个刚体。由于车辆是匀速运动，因此除侧架外（侧架有菱形变形）其余各刚体沿 x 轴方向的平行移动（伸缩）可以不考虑，摇枕相对车体也只有绕 z 轴的摇头运动，轮对的浮沉、侧滚运动是轮对横移和摇头角的函数，因此不是独立的自由度。

根据以上分析，三层运输汽车专用车多刚体系统在横向和垂向共有 43 个独立的自由度，其余的非独立自由度均可用这些自由度来表示。在动力学仿真分析中车辆各刚体的广义坐标如表 3-5 所示，动力学计算力学模型如图 3-13 所示。

表 3-5 动力学模型自由度

刚体	纵向 x	横移 y	浮沉 z	侧滚 ϕ	点头 θ	摇头 ψ	扰动角速度 β
车体		yc	zc	ϕ_c	θ_c	ψ_c	
前转向架摇枕						ψ_{b1}	
后转向架摇枕						ψ_{b2}	
前转向架左侧架	xSL1	ySL1	zSL1	ϕ_{SL1}	θ_{SL1}	ψ_{SL1}	
前转向架右侧架	xSR1	ySR1	zSR1	ϕ_{SR1}	θ_{SR1}	ψ_{SR1}	
后转向架左侧架	xSL2	ySL2	zSL2	ϕ_{SL2}	θ_{SL2}	ψ_{SL2}	
后转向架右侧架	xSR2	ySR2	zSR2	ϕ_{SR2}	θ_{SR2}	ψ_{SR2}	
轮对 1		yW1				ψ_{W1}	β_{W1}
轮对 2		yW2				ψ_{W2}	β_{W2}
轮对 3		yW3				ψ_{W3}	β_{W3}
轮对 4		yW4				ψ_{W4}	β_{W4}

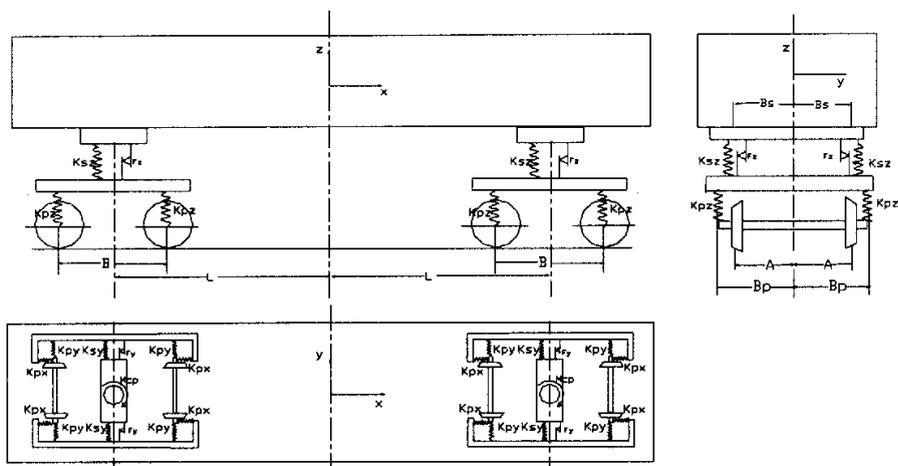


图 3-13 计算力学模型

在计算模型中考虑以下非线性因素：

(1) 轮轨非线性接触几何关系。

磨损型踏面具有非线性轮轨接触几何关系。

(2) 轮轨非线性蠕滑。

在研究中先按 Kalker 线性理论确定蠕滑力，然后再用试探法修正为非线性值。

(3) 悬挂非线性。侧架与承载鞍之间有横向及纵向间隙，当两者相对位移达到间隙时，轴箱连接刚度增加。变摩擦减振器的摩擦力与楔块弹簧的反力直接相关，楔块弹簧的反力一旦变化，应及时求出相应的摩擦力。摩擦减振器的摩擦力的方向随侧架和摇枕的相对运动速度方向的变化随时变化。在摇枕和车体之间存在回转摩擦力矩，其方向随摇枕与车体的相对转动速度方向的变化随时变化。

3.2.2 车辆动力学性能标准

(1) 横向力标准

根据 GB5599-85 规定，按车辆通过时对线路的影响，横向力采用以

下标准。

a. 道钉拨起，道钉应力为弹性极限时的横向力标准：

$$Q_b \leq 19 + 0.3P_{st} = [Q_b] \quad (3-5)$$

这里 P_{st} 为车轮静载重。

b. 道钉拨起，道钉应力为屈服极限时的横向力标准：

$$Q_s \leq 29 + 0.3P_{st} = [Q_s] \quad (3-6)$$

三层运输汽车专用车在空车和重车工况下的平均轮重分别为 38.01kN 和 65kN，故横向力限度为：

空车 $[Q_b]=30.4$ (kN)， $[Q_s]=40.4$ (kN)

重车 $[Q_b]=38.5$ (kN)， $[Q_s]=48.5$ (kN)

(2) 轮轴横向力标准

GB5599-85 规定，轮轴横向力 H 按以下标准评定。

$$H \leq 0.85 \times \left(10 + \frac{P_{st1} + P_{st2}}{2} \right) = [H] \quad (3-7)$$

这里 P_{st1} 、 P_{st2} 为左右车轮静载重。

计算得：空车 $[H]=40.8$ (kN)，重车 $[H]=63.75$ (kN)

(3) 脱轨系数标准

根据 GB5599-85 规定：

$$\text{第一限度：} \frac{Q}{P} \leq 1.2, \quad \text{第二限度：} \frac{Q}{P} \leq 1.0$$

式中：Q 为爬轨侧车轮作用于钢轨上的横向力，kN；

P 为爬轨侧车轮作用于钢轨上的垂向力，kN。

(4) 轮重减载率标准

根据 GB5599-85 规定：

$$\text{第一限度: } \frac{\Delta P}{P} \leq 0.65, \quad \text{第二限度: } \frac{\Delta P}{P} \leq 0.60$$

式中: ΔP 为轮重减载量, kN;

\bar{P} 为增载和减载侧车轮的平均轮重, kN。

(5) 倾覆系数标准

根据 GB5599-85 规定, 倾覆系数 D 应满足下列标准:

$$D < 0.8$$

(6) 车辆运行平稳性标准

根据 GB5599-85 规定, 货车的运行平稳性用车体心盘内侧纵向 1000mm 内中梁下盖板上的横向及垂向平稳性指标和车体振动最大加速度来表示。新造货车的横向及垂向平稳性指标应满足 GB5599-85 的良好标准, 即横向及垂向平稳性指标应低于 4.0。GB5599-85 对货车平稳性指标的评定标准见表 3-6 所示。车体横向最大振动加速度应小于 0.5g, 垂向最大振动加速度应小于 0.7g。

表 3-6 货车平稳性评定标准

平稳性等级	评 定	平稳性指标 W
1	优	<3.5
2	良	3.5~4.0
3	合格	4.0~4.25
4	不合格	>4.25

3.2.3 车辆运行稳定性计算

(1) 车辆运行稳定性计算原理

对于非线性的车辆系统, 蛇行运动的微分方程也是非线性的。三层运输汽车专用车的蛇行运动可采用一个多自由度的整车系统来模拟, 其微分方程

组的矩阵形式为：

$$[M]\{\ddot{x}\} + C(x, \dot{x}) + K(x, \dot{x}) = 0 \quad (3-8)$$

式中： M —质量矩阵

$C(x, \dot{x})$ —悬挂非线性形阻尼力，为随时间而变化的刚体速度的函数

$K(x, \dot{x})$ —悬挂非线性形弹簧力，为随时间而变化的刚体位移的函数

x —状态向量

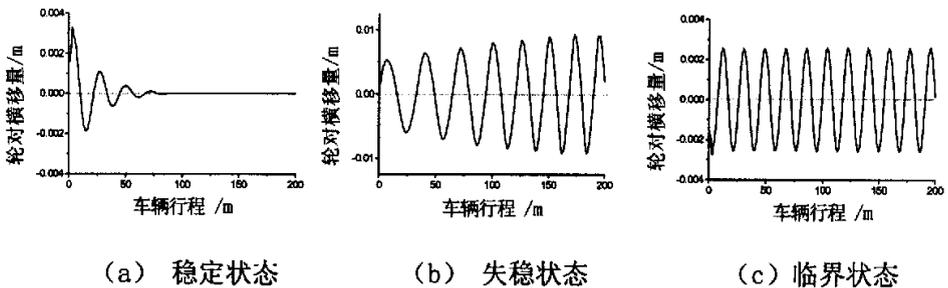


图 3-14 车辆蛇行运动稳定性示意图

计算机程序中采用四阶龙格-库塔数值积分方法求解(3-8)式，通过观察车辆系统各刚体的振动情况来判定非线性车辆系统的蛇行稳定性。这种方法的基本原理是，当车辆系统受到一个初始扰动后，分析车辆在不同的运行速度下各刚体振动位移随时间的变化情况，如收敛，则车辆是运行是稳定的(图 3-14(a))；如发散，则车辆处于失稳状态(图 3-14(b))；如既不收敛，也不发散，处于一种临界状态(如图 3-14(c)所示)，此时相对应的车辆运行速度称为车辆的蛇行运动临界速度 V_{cr} 。

(2) 车辆运行稳定性计算结果

三层运输汽车专用车在空车和装载工况下，新轮轨状态下和踏面等效锥度 $\lambda=0.3$ 时的蛇行运动临界速度列于表 3-7 中，并绘于图 3-15 中。

表 3-7 蛇行临界速度 V_{cr} (km/h)

λ	0.075	0.1	0.125	0.15	0.20	0.25	0.3
空车	144.6	142.3	138.2	135.6	129.1	123.5	117.2
重车	152.5	149.9	146.3	142.2	135.3	128.4	123.6

从表 3-7 和图 3-15 计算结果中可见，三层运输汽车专用车在空车和重车工况下，在新轮轨时的临界速度均能满足运行要求。随着轮轨的磨耗，车辆临界速度下降，当车轮踏面等效锥度为 0.30 左右时，空车的临界速度将低于车辆的最大运行速度，为了确保车辆的运行稳定性，此时应及时镟轮。

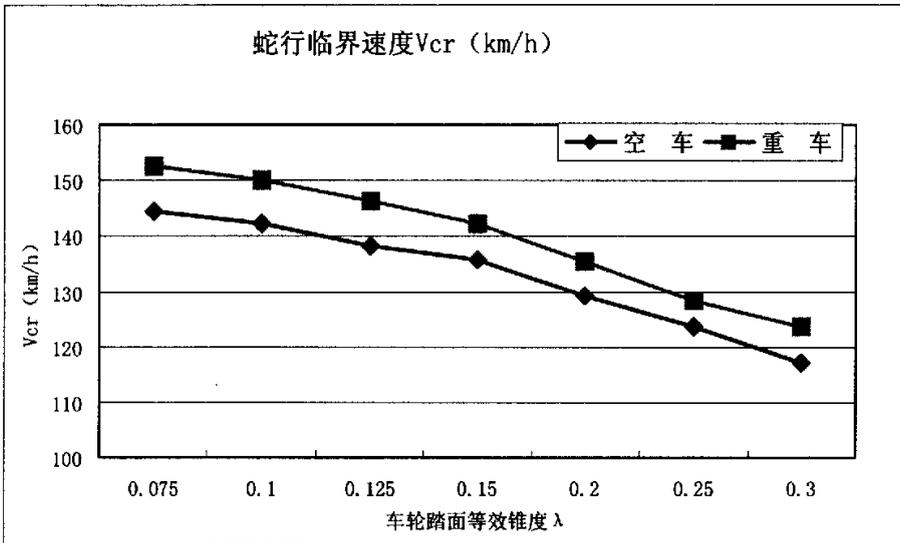


图 3-15 蛇行临界速度 V_{cr} 与踏面等效锥度的关系

3.2.4 车辆直线运行性能计算

(1) 车辆直线运行性能计算原理

在运行平稳性分析中，将同时考虑车辆的横向和垂向两个方向的运动，因此，三层运输汽车专用车可用以下非线性微分方程组进行描述：

$$[M]\{\ddot{x}\} + F(x, \dot{x}) = F(t) \quad (3-9)$$

式中： X —状态向量

M —质量矩阵

$F(x, \dot{x})$ —悬挂力向量，为随时间而变化的刚体位移、速度的函数

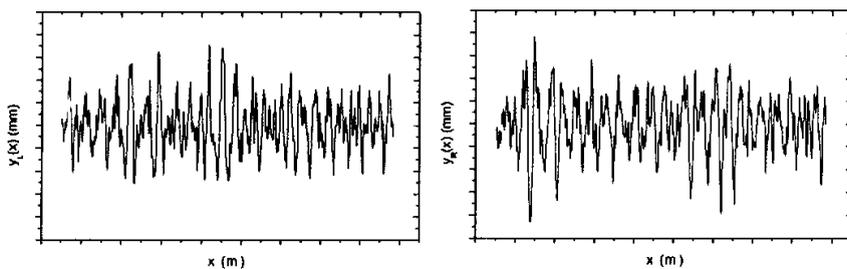
$F(t)$ —激励力向量，由于外力是通过钢轨对轮对的强迫位移激振而得到，外力向量 $F(t)$ 仅为轨道不平顺的函数。

通过采用时域内轨道不平顺的输入，用逐步积分法求解非线性系统的响应，即求解(6-1)式的初值问题：

$$\begin{aligned} \ddot{y}_i &= f(t, y_1, \dots, y_n, \dot{y}_1, \dots, \dot{y}_n) \\ y_i(t_0) &= y_{i0}, \dot{y}_i(t_0) = \dot{y}_{i0} \quad i=1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (3-10)$$

激励力是由于轨道不平顺引起的。由于线路铺设和维修的实际工作条件，线路不可能绝对平整，往往线路的实际情况与理想情况是不一致的。线路名义尺寸与实际尺寸之差称为线路不平顺。线路不平顺不是一个确定量，它因时因地而有不同值，它的变化规律是随机的，具有统计规律，因而称为随机不平顺。

设在线路同一横截面 x 处，左侧钢轨顶部实际位置与名义位置垂向偏差为 z_L ，横向偏差为 y_L ；右侧钢轨顶部实际位置与名义位置的偏差垂向为 z_R ，横向为 y_R ，如图 3-16。



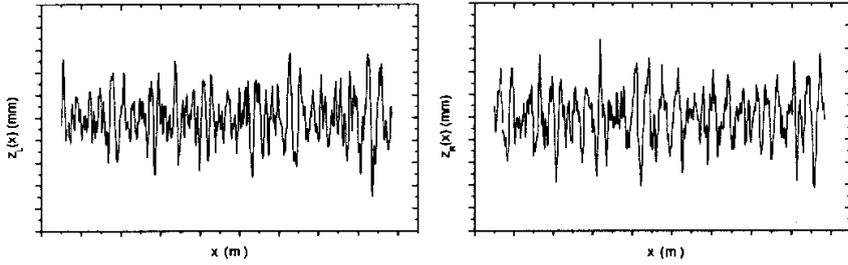


图 3-16 线路不平顺描述

计算中用轨道不平顺作激励输入。由于轨道是由左右两根钢轨组成的，其不平顺也是由左右钢轨的不平顺组成的。线路不平顺可以分为下面四种：轨道垂向不平顺（或称高低不平顺） $z_v(x)$ ，轨道水平不平顺 $z_{Cr}(x)$ ，轨道方向不平顺 $y_a(x)$ ，轨距不平顺 $y_g(x)$ 。

根据各国公布的轨道不平顺谱可见，只要线路质量相当，其轨道谱也比较接近。在没有我国自己轨道谱的情况下，借用与我国线路情况接近的轨道谱，其计算结果也基本符合实际情况。在计算中用美国 V 级线路谱作为线路激励输入，考察车辆的运行平稳性。

利用四阶龙格-库塔数值积分法求解(3-9)式，求出车辆各部件的位移、速度、加速度响应以及轮轨之间的相互作用力。根据车体振动横向及垂向加速度随时间的变化历程，用快速傅立叶变换（FFT）求出不同频率下的加速度值，根据 GB5599-85 规定，用 Sperling 平稳性指标法求出车辆的横向及垂向平稳性指标 W_y 、 W_z 。根据求出的各部件的位移、速度、加速度响应以及轮轨之间的相互作用力，按照 GB5599-85 规定，也可以整理出车辆直线运行时的 Q、H、Q/P、 $\Delta P/P$ 、D 等安全性指标。

(2) 车辆运行平稳性计算结果

根据 GB5599-85 规定，货车运行平稳性用车体上心盘内侧偏离纵向 1000mm 内（计算中取 500mm 处）中梁下盖板上的最大横向加速度 a_y 、最大

垂向加速度 a_z 、横向平稳性指标 W_y 和垂向平稳性指标 W_z 来表示。根据 GB5599-85 规定, 车辆最高试验速度为车辆最高运营速度+10km/h, 因此计算中车辆运行速度取为 40~130km/h, 间隔 10km/h。三层运输汽车专用车在空车和重车工况下, 车体上心盘内侧偏离纵向 500mm 处中梁下盖板上的横向和垂向最大加速度 a_y 、 a_z (g)、横向和垂向平稳性指标 W_y 、 W_z 列于表 3-8, 分别绘于图 3-17、图 3-18 中。

表 3-8 横向及垂向最大加速度 a_y 、 a_z (g) 及平稳性指标

指标 速度 (km/h)	最大加速度 a_y 、 a_z (g)				平稳性指标 W_y 、 W_z			
	空 车		重 车		空 车		重 车	
	a_y	a_z	a_y	a_z	W_y	W_z	W_y	W_z
40	0.0932	0.0874	0.0794	0.0804	2.458	2.356	2.235	2.198
50	0.1247	0.1165	0.1175	0.1095	2.625	2.490	2.390	2.412
60	0.1469	0.1579	0.1354	0.1432	2.751	2.687	2.512	2.592
70	0.1765	0.2321	0.1845	0.1873	2.799	2.904	2.721	2.843
80	0.2043	0.2437	0.1781	0.2217	3.043	2.982	2.735	2.905
90	0.1987	0.2798	0.1924	0.2652	3.006	3.131	2.920	3.075
100	0.2426	0.3142	0.2293	0.2773	3.195	3.320	3.104	3.141
110	0.2789	0.3576	0.2560	0.2948	3.347	3.489	3.235	3.327
120	0.3211	0.3884	0.3095	0.3317	3.529	3.706	3.408	3.539
130	0.3676	0.4690	0.3432	0.3879	3.749	3.845	3.593	3.723

从表 3-8 和图 3-17~3-18 中可见, 三层运输汽车专用车的平稳性如下:

在 130km/h 速度范围内，在美国 V 级线路谱输入下，空车和重车的最大横向加速度小于 0.5g，最大垂向加速度小于 0.7g，满足 GB5599-85 规定的指标。

在美国 V 级线路谱输入下，空车和重车在 110km/h 速度范围内横向和垂向平稳性指标小于 3.5，重车在 120km/h 速度内，横向平稳性指标小于 3.5，满足 GB5599-85 的优级标准；空车和重车在 130km/h 速度范围内垂向和横向平稳性指标小于 4.0，满足 GB5599-85 的良好标准。

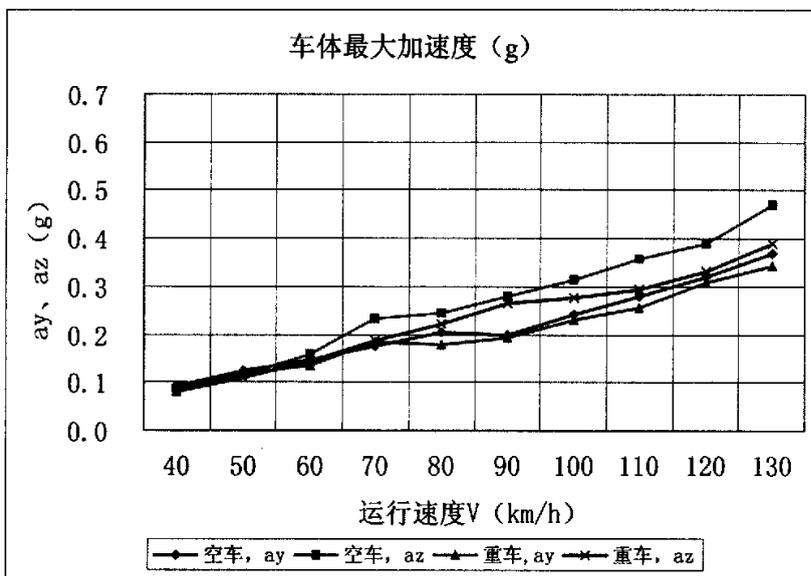


图 3-17 最大加速度

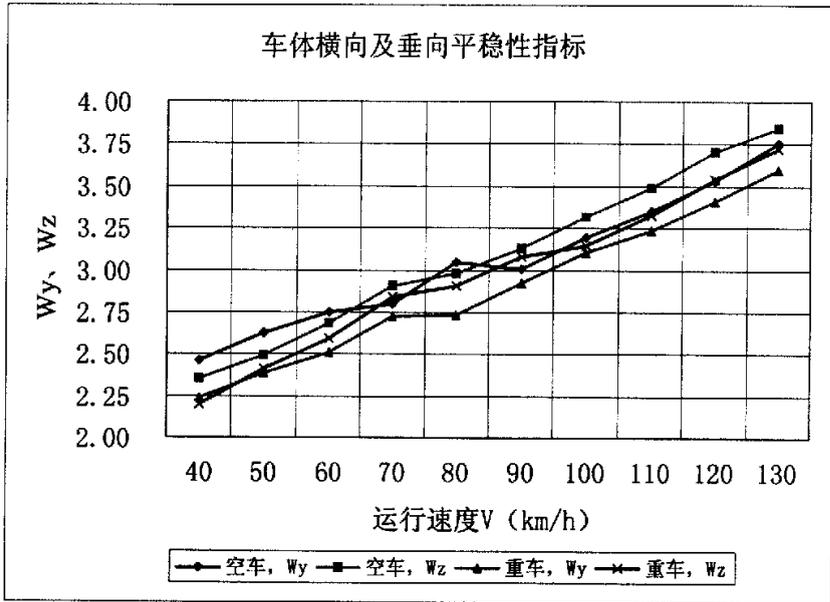


图 3-18 平稳性指标

(3) 车辆直线运行安全性计算结果

三层运输汽车专用车在空车和重车工况下，车辆运行速度取为 60~130km/h 时，轮轨横向力 Q (kN)、轮轴横向力 H (kN)、脱轨系数 Q/P 、轮重减载率 $\Delta P/P$ 和倾覆系数 D 随车辆运行速度的变化情况分别列于表 3-9 中，并示于图 3-19 中。

表 3-9 直线运行安全性指标

指标 速度(km/h)	空 车					重 车				
	Q (kN)	H (kN)	Q/P	$\Delta P/P$	D	Q (kN)	H (kN)	Q/P	$\Delta P/P$	D
60	4.981	3.584	0.154	0.139	0.414	8.481	9.211	0.121	0.113	0.354
70	6.439	5.328	0.194	0.179	0.459	11.98	13.12	0.165	0.159	0.389
80	8.431	8.984	0.218	0.208	0.502	16.54	19.44	0.205	0.189	0.451
90	10.29	12.74	0.265	0.243	0.548	20.68	21.62	0.246	0.227	0.490
100	13.44	16.97	0.330	0.279	0.562	23.21	26.87	0.290	0.265	0.543
110	15.58	19.45	0.399	0.341	0.618	27.09	31.43	0.338	0.321	0.579
120	18.43	23.76	0.461	0.403	0.649	29.96	33.65	0.397	0.369	0.612
130	20.59	26.82	0.532	0.448	0.691	32.67	38.71	0.452	0.407	0.644

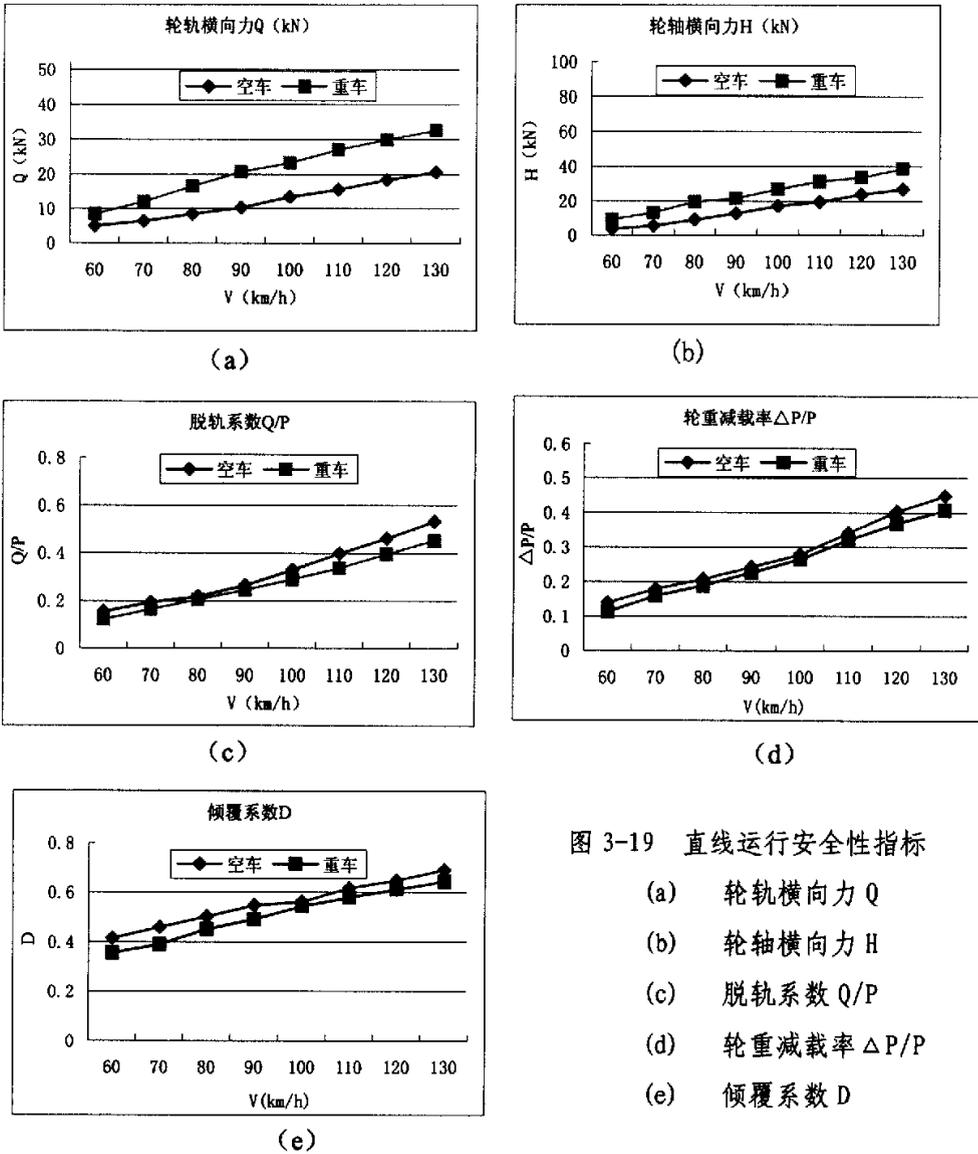


图 3-19 直线运行安全性指标

- (a) 轮轨横向力 Q
- (b) 轮轴横向力 H
- (c) 脱轨系数 Q/P
- (d) 轮重减载率 $\Delta P/P$
- (e) 倾覆系数 D

从表 3-9 和图 3-19 中可见，三层运输汽车专用车在美国 V 级线路谱输入下，在直线区段以 130km/h 速度运行时，轮轨横向力 Q 、轮轴横向力 H 、脱轨系数 Q/P 、轮重减载率 $\Delta P/P$ 和倾覆系数 D 均满足 GB5599-85 规定的限

度，直线运行安全性满足要求。

3.2.5 动态曲线通过性能计算

3.2.5.1 动态曲线通过性能计算原理

线路曲线是由一段超高和曲率不断变化的缓和曲线和一段超高和曲率都固定的圆曲线组成的。车辆由直线驶入曲线，特别是通过缓和曲线时，由于各种扰动因素的输入，轮轨之间将产生复杂的轮轨作用力，这些因素对车辆不同部位的作用都是各不相同的，也是随车辆运行距离而不断变化的。因此车辆通过有限长的曲线(特别是缓和曲线)时的响应是一个动态过程。这一过程可用一个多自由度的整车模型来模拟，通过数值积分法求解轮轨相互作用力及车辆的横向动力性能。

车辆通过曲线时可能会受到以下几个方面的扰动作用：

(1). 曲线的曲率及其变化。

在直线部分，线路无曲率，在圆曲线上，曲率半径为常数。在缓和曲线上，曲线半径由直线部分的无穷大均匀变化为圆曲线的半径，其半径随缓和曲线的位置而按一定函数关系变化。

(2). 超高角及其变化。

在圆曲线上，根据车辆通过曲线时的速度确定超高常数。在缓和曲线上超高由零变为圆曲线的常数。

(3). 轮轨接触角及其变化。

根据轮轨接触几何关系，轮轨接触角是轮对横移量及摇头角的函数。

(4). 轮对侧滚角及其变化。

根据轮轨接触几何关系，轮对侧滚角是轮对横移量及摇头角的函数。

(5). 车辆在对应曲线上的离心力。

(6). 线路不平顺。线路不平顺谱取美国的V级线路谱。

车辆通过曲线时的非线性运动微分方程的矩阵形式为：

$$[M]\{\ddot{x}\} + G(x, \dot{x}) = \{F_c\} \quad (3-11)$$

式中: [M]—质量矩阵

$G(x, \dot{x})$ —非线性悬挂力, 为随时间而变化的刚体透位移、速度的函数

$\{x\}$ —状态向量

$\{F_c\}$ —外界扰动向量。其中包括曲线半径变化、超高变化、陀螺效应、轮轨几何变化等引起的轮轨力和离心力。

计算程序中采用四阶龙格—库塔积分法求解(3-11)式。以车辆第一轮对进入曲线起点为初始点开始积分。由于轮轨间的蠕滑力与轮轨间的垂向力互相影响, 因此在积分前要反复迭代至规定精度。然后再继续前进, 每前进一步迭代一次, 直到车辆走完规定的行程为止。车辆每走一步记录其运动状态。积分完全结束后, 全部结果存于数据文件中, 根据所有记录可绘出车辆运动的全部历程。

3.2.5.2 动态曲线通过性能计算结果

计算曲线通过时线路条件如下:

(1). 曲线半径 $R=300\text{m}$, 曲线外轨超高 $h=110\text{mm}$, 缓和曲线长度 $L=70\text{m}$, 按最大欠超高 90mm 考虑, 最大运行速度 $V=69.5\text{km/h}$;

(2). 曲线半径 $R=400\text{m}$, 曲线外轨超高 $h=110\text{mm}$, 缓和曲线长度 $L=70\text{m}$, 按最大欠超高 90mm 考虑, 最大运行速度 $V=80.2\text{km/h}$;

(3). 曲线半径 $R=600\text{m}$, 曲线外轨超高 $h=80\text{mm}$, 缓和曲线长度 $L=70\text{m}$, 按最大欠超高 90mm 考虑, 最大运行速度 $V=90.3\text{km/h}$;

(4). 曲线半径 $R=800\text{m}$, 曲线外轨超高 $h=60\text{mm}$, 缓和曲线长度 $L=70\text{m}$, 按最大欠超高 90mm 考虑, 最大运行速度 $V=97.4\text{km/h}$;

(5). 以 45km/h 速度通过由 12 号道岔组成的渡线。

轨道取为 60kg/m 轨。在计算倾覆系数 D 时, 风压按 TB/T1335-1996 规定取为 540Pa , 风向由曲线内侧吹向曲线外侧。

计算中输出车辆通过曲线时的轮轨横向力 Q (kN)、轮轴横向力 H (kN)、脱轨系数 Q/P 、轮重减载率 $\Delta P/P$ 和倾覆系数 D 。在空车和重车工况下，三层运输汽车专用车通过上述曲线时的计算结果分别列于表 3-10 和表 3-11 中，并示于图 3-20 中。

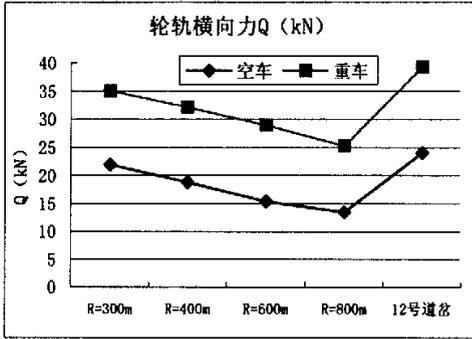
从表 3-10、表 3-11 和图 3-20 中可见，三层运输汽车专用车通过半径为 300m、400m、600m、800m 的圆曲线和由 12 号道岔组成的渡线时的轮轴横向力、脱轨系数、轮重减载率、倾覆系数均小于 GB5599-85 规定的安全标准，通过曲线时的安全性满足 GB5599-85 的要求。但由于三层运输汽车专用车重量较轻，重心高，且车体侧面积大，因此该车在通过曲线时轮重减载率和倾覆系数较大，为确保该车的运行安全，建议该车在通过曲线时限制欠超高。

表 3-10 三层运输汽车专用车空车曲线通过性能

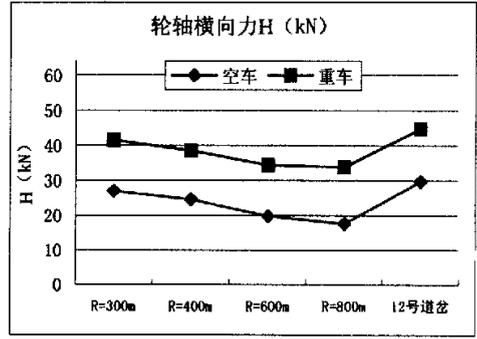
指标 曲线工况	Q(kN)	H(kN)	Q/P	$\Delta P/P$	D
R=300m	21.92	26.931	0.5873	0.5127	0.7139
R=400m	18.76	24.57	0.4942	0.4882	0.6905
R=600m	15.39	19.81	0.4318	0.4571	0.6582
R=800m	13.46	17.64	0.3995	0.4220	0.6337
12 号道岔	23.98	29.70	0.6219	0.5417	0.7473

表 3-11 三层运输汽车专用车重车曲线通过性能

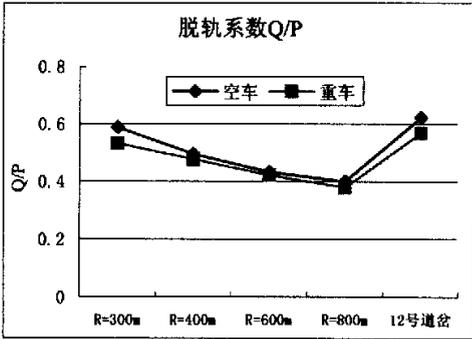
指标 曲线工况	Q(kN)	H(kN)	Q/P	$\Delta P/P$	D
R=300m	34.98	41.43	0.5312	0.4879	0.7298
R=400m	32.12	38.54	0.4764	0.4617	0.6873
R=600m	28.95	34.40	0.4213	0.4431	0.6329
R=800m	25.21	33.81	0.3785	0.4124	0.6042
12 号道岔	39.23	44.72	0.5676	0.5139	0.7679



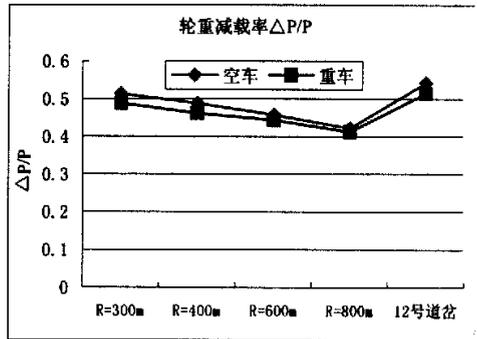
(a)



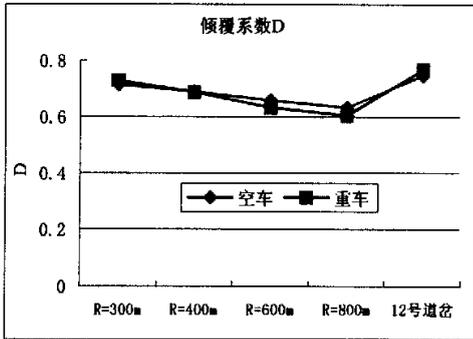
(b)



(c)



(d)



(e)

图 3-20 曲线通过性能指标

- (a) 轮轨横向力 Q
- (b) 轮轴横向力 H
- (c) 脱轨系数 Q/P
- (d) 轮重减载率 $\Delta P/P$
- (e) 倾覆系数 D

3.3 本章小结

在对三层运输汽车专用车车体钢结构进行有限元分析和结构优化分析之后, 根据对优化后结构的计算结果, 对该车体钢结构的刚度、静强度和动态特性可作如下结论:

(1) 该车体钢结构在 TB/T1335—1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》规定的载荷作用下, 车体的整体刚度均能满足要求。

(2) 该车体钢结构在 TB/T1335—1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》规定的载荷组合作用下, 各强度计算工况下的最大当量应力值均小于出现部位的许用应力值。因此车体钢结构在各种载荷的组合情况下, 均能满足要求。

根据计算结果, 新型三层运输汽车专用车车体钢结构在底架枕梁八字板、枕中节点、枕梁下盖板与侧梁交界附近、牵引梁前、后从板座附近、枕梁内侧侧立柱与斜立柱交界处、中层底架和上层底架的支撑座等部位的当量应力值较大。建议在作车体静强度试验时, 这些部位应引起注意, 并重点在这些部位布片测试。

通过对三层运输汽车专用车的蛇行稳定性、横向及垂向平稳性、曲线通过能力及安全性等性能分析, 对该车的动力学性能进行了预测, 结果如下:

(1) 三层运输汽车专用车在空车和重车工况下, 在新轮轨时的临界速度均能满足运行要求。随着轮轨的磨耗, 车辆临界速度下降, 当车轮踏面等效锥度为 0.30 左右时, 空车的临界速度将低于车辆的最大运行速度, 为了确保车辆的运行稳定性, 此时应及时镟轮。

(2) 在 130km/h 速度范围内, 在美国 V 级线路谱输入下, 空车和重车的最大横向加速度小于 0.5g, 最大垂向加速度小于 0.7g, 满足 GB5599-85 规定的指标。

(3)美国 V 级线路谱输入下,空车和重车在 110km/h 速度范围内横向和垂向平稳性指标小于 3.5,重车在 120km/h 速度内,横向平稳性指标小于 3.5,满足 GB5599-85 的优级标准;空车和重车在 130km/h 速度范围内垂向和横向平稳性指标小于 4.0,满足 GB5599-85 的良好标准。

(4)三层汽车运输车在美国 V 级线路谱输入下,在直线区段以 130km/h 速度运行时,轮轨横向力 Q、轮轴横向力 H、脱轨系数 Q/P、轮重减载率 $\Delta P/P$ 和倾覆系数 D 均满足 GB5599-85 规定的限度,直线运行安全性满足要求。

(5)三层运输汽车专用车通过半径为 300m、400m、600m、800m 的圆曲线和由 12 号道岔组成的渡线时的轮轴横向力、脱轨系数、轮重减载率、倾覆系数均小于 GB5599-85 规定的安全标准,通过曲线时的安全性满足 GB5599-85 的要求。

(6)由于三层运输汽车专用车重量较轻,重心高,且车体侧面积大,因此该车在通过曲线时轮重减载率和倾覆系数较大,为确保该车的运行安全,建议该车在通过曲线时限制欠超高。

第四章 结论与展望

4.1 研究结论

随着我国铁路跨越式发展的需要，铁路运输汽车的品种和数量亟待提高，开发新型的运输方式已迫在眉睫，只有充分挖掘运输设备的潜力，为用户提供优良的运输工具，才能降低运输成本，提高铁路运输的竞争力。

本论文通过对我国铁路运输汽车专用车的发展、技术参数以及国外相同品种车辆发展现状的调研，详细介绍了三层运输汽车专用车的开发过程、主要技术参数的选取、主要结构、性能特点，重点对车体有限元强度和整车的动力学进行了分析计算，结论如下：

- 1、 本论文设计的三层运输汽车专用车可以满足国内绝大部分品牌汽车的运输，通过将中层地板设计成可翻转式，方便了汽车装载。
- 2、 该车体钢结构在 TB/T1335—1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》规定的载荷作用下，车体的整体刚度均能满足要求。
- 3、 该车体钢结构在 TB/T1335—1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》规定的载荷组合作用下，车体的强度满足要求。
- 4、 在 130km/h 速度范围内，在美国 V 级线路谱输入下，空车和重车的最大横向、垂向加速度，满足 GB5599-85 规定的指标。
- 5、 美国 V 级线路谱输入下，空车和重车在 110km/h 速度范围内横向和垂向平稳性指标小于 3.5，重车在 120km/h 速度内，横向平稳性指标小于 3.5，满足 GB5599-85 的优级标准；空车和重车在 130km/h 速度范围内垂向和横向平稳性指标小于 4.0，满足 GB5599-85 的良好标准。
- 6、 三层运输汽车专用车在美国 V 级线路谱输入下，在直线区段以 130km/h 速度运行时，轮轨横向力 Q、轮轴横向力 H、脱轨系数

Q/P、轮重减载率 $\Delta P/P$ 和倾覆系数D均满足GB5599-85规定的限度，直线运行安全性满足要求。

- 7、三层运输汽车专用车通过半径为300m、400m、600m、800m的圆曲线和由12号道岔组成的渡线时的轮轴横向力、脱轨系数、轮重减载率、倾覆系数均小于GB5599-85规定的安全标准，通过曲线时的安全性满足GB5599-85的要求。

4.2 技术经济分析与推广前景

提高了运输小汽车的能力

目前我国现有的铁路运输汽车专用车均为双层，车体长度在16000mm~20800mm之间，运输数量受到一定限制，以中等长度的桑塔纳2000型（汽车长度为4680mm）为例，单车上下层可装运8辆，如采用新型加长车体（车体长度25100mm）的三层铁路运输汽车专用车，可装运13辆，提高运能达62.5%。如按单位长度换算，提高运能为36%（见表4-1）。降低了运输成本，提高了经济效益。

表 4-1 双层与三层车装运汽车数量比较

汽车长度 (mm)	双层运输 (辆)	三层运输 (辆)	每车提高运能 (%)	按单位（每米）长度 可提高运能(%)
4890~5500	6	10	67	39
4060~4890	8	13	62.5	36
3465~4060	10	15	50	25
3200~3465	10	18	80	50

提高了车辆的载重

在同样列车长度的条件下（800米编组长度内），三层铁路运输汽车专用车载重能力为660t，比SQ2型、SQ3型双层运输汽车专用车分别多载重48t

和 120t。使汽车装载时不需对汽车自重进行选配，扩大了运输范围，为用户提供了方便。

减轻了车辆的自重

三层运输汽车专用车自重为 36t，在 800 米站线编组长度内为 1080t，比 SQ2 型、SQ3 型双层运输汽车专用车分别减轻了 90t 和 54t。减少了能源消耗和轮缘磨耗，同时也降低了制造成本。我国铁路三层运输汽车专用车的研制主要受到机车车辆限界的限制。如按现行铁路规定进行运行的话，由于上部限界在最大级超限货物范围内，货物的加价率为 100%，而三层运输汽车专用车按单位长度换算，虽然运能提高达 50%。但如果仍按现行的运输规则，对于用户来讲，还是见不到经济效益的。

车辆推广前景

随着我国双层集装箱车的研制成功，特别是 2004 年 4 月 19 日我国第一代双层集装箱车的成功运营，已突破了机车车辆限界及重心的制约，为三层运输汽车专用车的开发奠定了基础。带来了超限货物在运输专线上运营的可行性。但与国外相比，研制我国三层运输汽车专用车具有较大的技术难度，要在我国现有的铁路限界条件下进行运输，须尽可能降低底部承载面的高度，尽量降低上部的超限程度。

我国现在已经开通了双层集装箱运行专线，该车的上部轮廓符合扩展后的铁路机车车辆限界，其高度已达 5500mm。而三层运输汽车专用车的高度为 5235mm，尚在 GB146.2-83 超限货物装载限界范围内（5300mm），全国绝大部分地区均可通行。因此三层车可考虑先在专线上运营。如开通其运行专线，取消加价收费，即提高了运能，又增加了收入，将具有明显的社会效益。大大提高了我国铁路运输汽车的竞争能力。同时也展示了中国铁路科

技的发展水平。通过市场调研，该车的推广前景十分广阔。

三层运输汽车专用车通过采用新结构、新材料、新技术，扩大了运能，防护性能好，防盗性能强，通过分析计算，运输安全可靠。能够提高车辆的使用寿命，减少了工人的劳动强度和用户的日常维修量。该车采用转 K2 型转向架，其商业运营速度可达 120km/h，满足了提速的要求。同时可以改变我国铁路运输汽车装备的现状，展现中国铁路科技发展水平，具有明显的社会效益和经济效益，建议有关部门应进一步适应铁路跨越式发展，研制三层运输汽车专用车，以填补我国三层运输汽车专用车的空白。

参 考 文 献

- 1、严隽堯. 车辆工程[M]. 北京. 中国铁道出版社. 2003
- 2、王福天. 车辆动力学[M]. 北京. 中国铁道出版社. 1994
- 3、朱伯芳. 有限单元法原理与应用[M]. 北京. 中国水利水电出版社. 1998
- 4、梁力. 有限元离散化方法与自适应分析[M]. 沈阳. 东北大学出版社. 1998
- 5、陈泽深, 王成国. 铁道车辆动力学与控制[M]. 北京. 中国铁道出版社. 2004
- 6、陆正刚, 胡用生. 货车转向架动力学性能与悬挂结构设计和参数优化的综合研究. 铁道车辆. 2001年第1期
- 7、王春山. SQ1型运输汽车双层平车. 铁道车辆. 1990年第10期
- 8、葛立美主编. 国产铁路货车(修订版)上册. 北京. 中国铁道出版社. 1997
- 9、美国铁路货车.

致 谢

本论文是在导师方跃法教授和刘志明教授的悉心指导下完成的。两年多来，老师严谨的治学态度、渊博的学识和学术上的远见卓识等都使我受益匪浅。两位老师在本论文的研究过程中对我的严格要求和谆谆教诲将使我终生得益，导师对待科研工作一丝不苟的敬业精神令我无比钦佩，在此谨向导师表示我最诚挚的感谢。

缪龙秀教授和李强教授对本论文的完成也给予了关注和指导，在此衷心感谢两位老师。

感谢厂内指导老师赵开平高级工程师及我的同事黄元琳高级工程师给予的指导和帮助。

同时，感谢我的家人支持我完成学业。

硕士论文工作期间公开发表的论文及科研成果

发表的论文:

- 1、铁道车辆 2006 年第 5 期 D10 型长大货车改造及厂修 第一作者
- 2、铁道车辆 2006 年第 3 期 我国铁路货车发展述评 第三作者

参加的科研项目:

- 1、NX70 型共用车的研制
- 2、70t 级 3x20ft 集装箱专用平车的研制
- 3、X6K 型集装箱专用平车的研制
- 4、液气缓冲器的研制
- 5、运输大吨位预制梁专用车的研制