

87.18.221
JQC



新转8型及转6A型 铁路货车转向架



人民交通出版社

新转8型及转6A型 铁路货车转向架

交通部齐齐哈尔车辆工厂
交通部四方车辆研究所

人民交通出版社

1974年·北京

新转8型及转6A型

铁路货车转向架

交通部齐齐哈尔车辆工厂 合编
交通部四方车辆研究所

人民交通出版社出版

(北京市安定门外和平里)

北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷一厂印

开本: 787×1092 $\frac{1}{32}$ 印张: 2.875 插页: 3 字数: 55千

1974年9月 第1版

1974年9月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—6,000册 定价(科二): 0.23元

(只限国内发行)

内 容 简 介

本书主要介绍我国铁路货车新转 8 型及转 6 A 型转向架的制造与维修。内容包括该型转向架的一般概况、轮对、轴箱油润、轴瓦垫板、摇枕与侧架、减振装置、基础制动装置的构造与作用，以及各部分主要部件的故障及其处理方法等。

本书可供铁路车辆部门广大职工学习之用，也可供有关人员学习与参考。

毛主席语录

一个正确的认识，往往需要经过由物质到精神，由精神到物质，即由实践到认识，由认识到实践这样多次的反复，才能够完成。这就是马克思主义的认识论，就是辩证唯物论的认识论。

人的正确思想是从那里来的？是从天上掉下来的吗？不是。是自己头脑里固有的吗？不是。人的正确思想，只能从社会实践中来，只能从社会的生产斗争、阶级斗争和科学实验这三项实践中来。

目 录

第一章 新转 8 型转向架	1
一、概况	1
一、摇枕及侧架强度压吨试验结果.....	3
二、摇枕及侧架静强度试验结果.....	4
三、动力学试验结果.....	7
四、转向架组成的技术要求.....	10
二、轮对	11
一、车轴.....	11
二、车轮.....	18
三、轮轴组装.....	25
四、轮轴的故障处理.....	32
三、轴箱油润	36
一、轴箱体.....	36
二、轴瓦.....	38
三、轴瓦垫板.....	41
四、防尘板.....	42
五、油润装置.....	43
四、摇枕与侧架	48
一、摇枕.....	49
二、侧架.....	54
五、减振装置	60
一、减振器的结构及作用.....	61
二、转向架弹簧.....	64
六、基础制动装置	66

一、滑块式制动梁.....	67
二、滚动制动梁.....	69
第二章 转 6 A型转向架.....	76

第一章 新转8型转向架

一、概 况

为了适应我国国民经济迅速发展的新形势，齐齐哈尔车辆工厂于1958年参照国外资料设计试制了转8型（老转8）导框式铸钢侧架转向架，该型转向架原来叫608型。转8型转向架于1959年在田心机车车辆工厂投入批量生产后，经动力学试验表明，它具有适应较高速度运行的特性。但由于在设计试制过程中，没有很好地结合我国的具体情况和总结我国自己的经验，在制造、检修和使用的实践中出现了以下几个问题：

1. 固定轴距过小（1700毫米），导致侧架三角孔很小，不便于察看闸瓦的厚度和更换闸瓦；
2. 过大的弹簧挠度裕量（0.9毫米），导致侧架弹簧承台面太大，使铸造发生困难；
3. 吊挂式弓型制动梁，结构复杂，维修困难。制动梁弓型架系钢板压制，端部结点强度不足，裂损很多，且不利于更换下拉杆圆销；
4. 下旁承与摇枕铸为一体，不便于调整旁承间隙。

1964年，齐齐哈尔车辆工厂和原铁道科学研究院根据生产、运用和科研方面所反映的意见，对转8型转向架的设计作了修改，首先由大连机车车辆工厂试制、鉴定，合格后投入了生产。这就是我国现在大量生产的新转8型转向架（图1）。

新转 8 型转向架的主要技术参数如下:

构造速度	120公里/小时
自重	4 吨
载重	38吨
轴型	D 轴
固定轴距	1750毫米
下心盘面距轨面自由高	690 毫米
下心盘面至下旁承面距离	60毫米
侧架下部距轨面高度	170 毫米
两旁承中心间距离	1520毫米
转向架弹簧装置总的垂直刚度	1076 公斤/毫米
弹簧静挠度 (计算值)	35.8毫米
枕簧挠度裕量	0.73
减振器相对摩擦系数 (计算值)	0.067 ~ 0.09
转向架制动倍率	6.5
能通过最小半径为 $R100$ 米的圆曲线。	

能通过GB146—59规定的机车车辆下部限界和设有车辆缓行器的机械化驼峰。

新转 8 型转向架与老转 8 型转向架相比较, 主要作了以下改进。

1. 转向架固定轴距由1700毫米改为1750毫米, 方便了基础制动装置的检修;

2. 根据我国机械化驼峰缓行器的实际尺寸和转向架检修限度的具体情况, 侧架下部距轨面的高度由 190 毫米降为170毫米。这样就加大了摇枕端部上平面与侧架上弦杆间的间隙, 方便了枕簧的装卸; 同时适当降低了侧架上弦杆至轨面的距离, 从而加大了侧架上弦杆与车体枕梁间的间隙;

3. 根据几次动力学试验的结果, 转 8 型转向架的弹簧动挠度都不超过20毫米, 故将枕簧的挠度裕量由 0.9 毫米改

为0.73毫米。这样就有可能在保持原来枕簧静挠度不变的情况下，缩小弹簧的平均直径（外簧杆径由30毫米改为27毫米；内簧杆径由19毫米改为16毫米），因此，也相应地缩减了侧架的弹簧承台的宽度；

4. 由于弹簧外径缩小，摇枕端部与侧架中央方框的宽度也相应地缩小，从而又加大了侧架的三角孔。侧架与斜楔的接触面，即主摩擦面由原来垂直面改为正2.5度。磨耗板厚度由6毫米改为10毫米，并增加了硬度要求，以求有较稳定的摩擦力；

5. 制动梁由吊挂式改为滑槽式，大大简化了结构，并提高了安全可靠性；

6. 下旁承与摇枕铸成一体，改为下旁承盒与摇枕铸为一体，并设置有活动的下旁承铁，这样既取消了固定下旁承的螺栓，方便了制造和检修，又便于调整旁承间隙。

为了验证转向架的强度和运行性能，除用计算方法进行强度校核外，还进行了破坏试验、静强度试验和动力学试验，现将试验结果扼要地介绍如下：

一、摇枕及侧架强度压吨试验结果

名 称	垂直载荷	弹性变形(毫米)		永久变形(毫米)		破坏载荷(吨)	
	(吨)	规 定	实 际	规 定	实 际	规 定	实 际
侧 架	44	≤1.0	0.64			236	252
	88.5			≤0.25	0.17		
摇 枕	57	≤1.44	1.41			209	209
	114			≤0.63	0.17		

二、搖枕及側架靜強度試驗結果

1. 搖枕

在心盤垂直載荷下的最大拉應力，出現在中央斷面下平面近排水孔處的 I—02、02' 測點（見圖 2 之 a）。其平均值達 1505 公斤/厘米²，最大值為 1520 公斤/厘米²，其次，為測點 I—2、2' 及 IV—02、02'。其平均值分別為 1120 公斤/厘米² 及 1160 公斤/厘米²。最大壓應力出現在 III、IV 斷面上平面孔邊之 01、01' 測點。其平均值達 -1235~-1250 公斤/厘米²。

在旁承附加垂直載荷下，最大應力出現在加載旁承側的 V 斷面，最大壓應力為 -220 公斤/厘米²，最大拉應力為 150 公斤/厘米²。應力值是向搖枕另一端逐漸減小，超過心盤後應力很小，實際上可以略而不計。

在制動水平載荷下，最大計算應力值為 160 公斤/厘米²。

由此可見，影響搖枕應力狀態的主要因素是心盤垂直載荷。

搖枕合成應力見圖 2 之 b。從整體來看搖枕是等強度的，應力均未超過容許應力 1350 公斤/厘米² 的規定；唯中央斷面下平面排水孔邊，存在着應力集中現象，為改善該處應力狀態，後來，在排水孔邊加了高 5 毫米、寬 20 毫米的外卷邊。

2. 側架

在垂直載荷作用下，最大應力出現在軸箱導框內彎角處 V、VI 斷面上（見圖 3 之 a）。測點 V、V'—2、2' 的應力平均值為 1330 公斤/厘米²，最大值達 1470 公斤/厘米²；VI、VI'—2、2' 的應力平均值為 1445 公斤/厘米²，最大值達 1535 公斤/厘米²。其他斷面除測點 VII、VII'—1、1' 最大應力

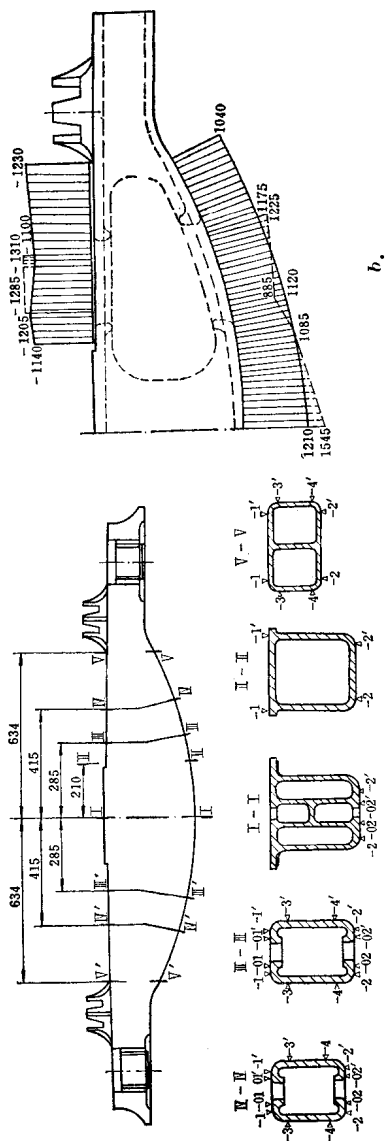


图 2

a. 摇枕测点布置图;
 b. 摇枕合成应力图
 注: 虚线表示01、01'或02、02'测点应力

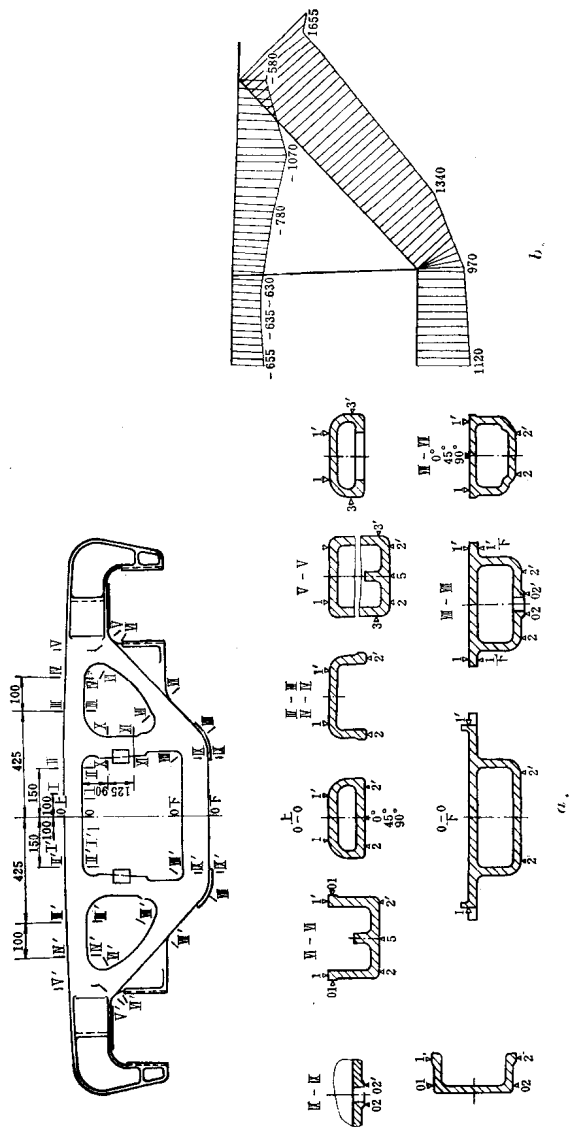


图 3 侧架合成应力图

图 3

a. 侧架测点布置图;

b.

达 920 公斤/厘米²以外，其他测点的应力都比较小。

在水平载荷作用下，最大应力值亦出现在轴箱导框内弯角处 V 断面的外侧。测点 V、V'—2 的应力平均值为 695 公斤/厘米²，最大值达 810 公斤/厘米²。而在其附近的 VI 断面，应力平均值仅为 235 公斤/厘米²，最大值为 370 公斤/厘米²。此外，测点：

VII、VII'—1 应力平均值为 425 公斤/厘米²，最大值达 475 公斤/厘米²。

III、III'—1 应力平均值为 455 公斤/厘米²，最大值达 505 公斤/厘米²。

IV、IV'—2 应力平均值为 450 公斤/厘米²，最大值达 575 公斤/厘米²。

在斜对称载荷作用下，各断面的应力均较小，最大应力出现在 V、V' 断面，也不超过 200 公斤/厘米²，其他断面则很少超过 100 公斤/厘米²。

侧架合成应力见图 3 之 b，从整体上看，侧架的合成应力是比较小的，唯轴箱导框内弯角处存在着严重的应力集中现象。查考国内外同类型侧架的静强度试验结果，该处均存在着应力集中的现象，且超过许用应力很多；同时比较该处的断面系数，新转 8 型较转 6 型的加大了 10%，以转 6 型、新转 8 型多年来实际运用的情况，只要该断面的圆角半径符合图纸要求，认真消除加剧应力集中的因素：如飞边、锐角、气孔、砂眼和清理时不慎留下的划痕等，是可以避免因应力集中而引起的裂损现象的。

三、动力学试验结果

1. 垂直动力性能

弹簧动力系数（图 4），在 40~110 公里/小时的速度范

围内，其平均值不大于0.213，最大值低于0.408。

簧上动力系数（图5），在40~110公里/小时的速度范围内，其平均值不大于0.206，最大值为0.274，远远低于容许标准0.7。

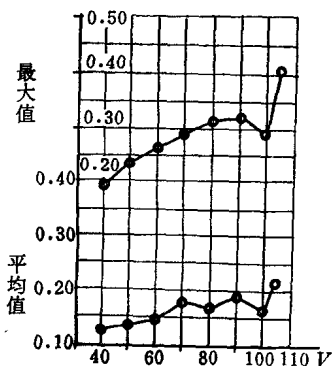


图4. 弹簧动力系数

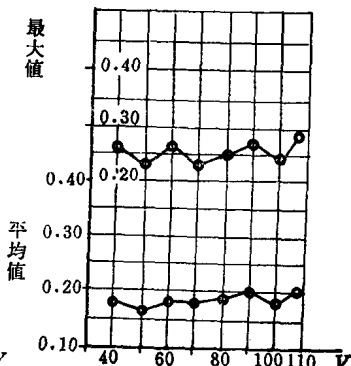


图5. 簧上动力系数

心盘垂直加速度（图6），在70公里/小时运行速度以下，其平均值为0.184~0.266g，最大值达0.486g；速度继续增高后，加速度变化不大，在100公里/小时，其平均值为0.264g，最大值为0.45g，通过道岔也低于0.4g，均低于容许标准0.7g。

2. 横向动力性能

水平加速度由图7可以看出，在40~110公里/小时运行速度范围内，平均值为0.097~0.18g，最大值为

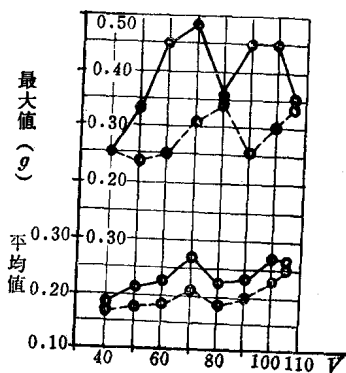


图6. 心盘垂直加速度

0.27 g, 也小于0.3g, 性能是较为满意的。

侧向力从图 8 可以看出, 最大值发生在70公里/小时, 为3485公斤。

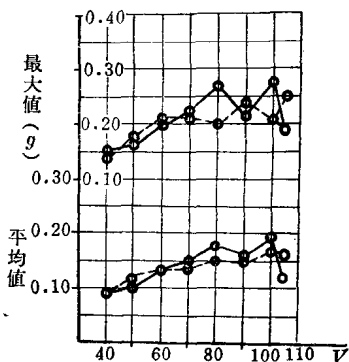


图7. 心盘水平加速度

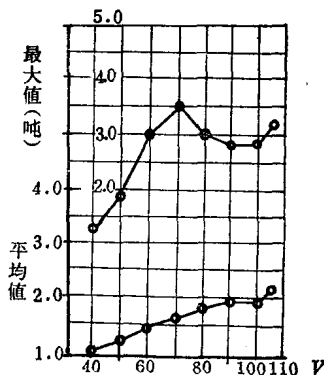


图8. 侧向力

图 6 及图 7 中虚线所示为新转 8 去掉斜楔下的内圆弹簧的情况, 可以看到由于转向架弹簧静挠度的加大, 相对摩擦系数适当减小, 垂直动力性能有所改善, 而水平方向的动力性能没有因为相对摩擦系数略有降低而引起明显变化。

3. 脱轨稳定性

从脱轨稳定系数的校核结果看, 新转8的最大值为0.75, 小于容许限度1.52, 故新转 8 型转向架装于敞车重车时, 在 40~110公里/小时的速度范围运行均属安全。

说明:

1. 图表上所标志的曲线系敞车重车状态, 在直道上测得的数值构成;

2. 装于罐车上的动力性能差于装在敞车的时候; 空车状态又不如重车状态。

四、转向架组成的技术要求

1. 同一转向架上不得混用异型的零部件;
2. 同一转向架各组枕弹簧的自由高相差不得超过 3 毫米;
3. 同一转向架应选用固定轴距型号相同的侧架组装, 即两侧架固定轴距之差不得大于 2 毫米;
4. 同一转向架应装用同类型的轮对, 新造时两个轮对的车轮踏面直径之差不得大于 6 毫米;
5. 轴箱顶面与侧架支撑面应接触良好, 没有偏载现象;
6. 轴瓦与轴瓦垫板组装前, 应彻底清除氧化皮、粘砂等杂物; 组装后接触面应密贴, 不得有局部凸起存在, 两侧斜面间隙之和应在 1 ~ 3 毫米的范围内。
- 轴瓦垫板前端与轴箱口瓦垫挡的搭接量应不小于 10 毫米;
7. 轴箱内在填充油卷前, 应彻底清除铁屑、砂尘等杂物, 填充油卷后按规定浇注轴油;
8. 摇枕与每个斜楔, 沿摇枕纵向的间隙之和应在 2 ~ 7 毫米之间;
9. 落车后斜楔与侧架磨耗板应接触良好, 斜楔下平面应略低于摇枕下平面, 而不允许相反, 以保证空车有一定的摩擦力;
10. 为调整车钩高度, 当下心盘与摇枕为分开式者, 在下心盘与摇枕间允许加厚度 6 毫米的钢垫板一块; 若下心盘与摇枕为一体时, 可以选择厚度 3 ~ 9 毫米的心盘磨耗板进行调整, 但应注意磨耗板上平面至心盘 $\phi 305$ 毫米圆周顶面之间的高度不小于 25 毫米。当采用大直径 ($\phi 840 \sim 860$ 毫米)。