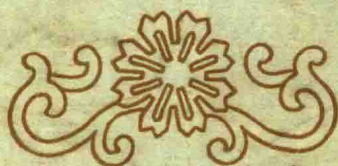


87.1083  
RMT  
9

# 1963年铁路科学技术论文报告会文集

## 第 9 辑

# 车站及枢纽



1963年铁路科学技术論文报告会文集

第 9 輯

# 車站及樞紐

鐵路運輸及經濟专业會議学术委员会选編

人 民 鐵 道 出 版 社

1965年·北京

1963年铁路科学技术论文报告会文集

第 9 輯

**車站及樞紐**

铁道运输及经济专业会议学术委员会选编

人民铁道出版社出版、发行

(北京市霞公府甲24号)

北京市书刊出版业营业许可证出字第 010 号

人民铁道出版社印刷厂印

书号 1977 开本  $787 \times 1092 \frac{1}{16}$  印张 5 字数 114 千

1965年3月第1版

1965年3月第1版第1次印刷

印数 0001—1,120 册 定价(科六) 0.65 元

# 目 录

驼峰峰顶断面设计与车辆部件折损关系的分析.....	1
驼峰图解检验法理论峰顶的确定方法.....	16
为钢铁联合企业服务的铁路工业编组站和工厂编组站的设计问题.....	41
试谈货物装卸线长度计算问题.....	65

# 駝峰峰頂断面設計与車輛部件折損关系的分析

铁道科学研究所 施景熾  
电务設計事務所 龔之廉  
北京鐵路局研究所 夏 华

## 内 容 提 要

本文主要是解决現場駝峰溜放作业中車輛部件折損（鈎托板弯曲、托板螺栓与鈎舌銷折断）問題。結合我国車輛有关参数，分析了上述部件的强度与經過峰頂时的受力情况，得出了在不影响駝峰溜放效率，同时又能减少上述部件折損的峰頂断面設計参数，可供有关設計与运营部門参考。

## 前 言

駝峰是一般编组站与区段站所广泛采用的主要调车设备。实践证明它较之牵出线不但提高了调车效率，而且对减轻调车人员的劳动强度、保证作业人员的安全、节省调机煤水的消耗等各方面都有着显著的成效；但是由于部份駝峰峰頂断面设计不够合理，在一定程度上增加了車輛部件的损坏（主要是鈎体托板的弯曲、托板螺栓与鈎舌銷的折断），据北京局1959和1960年的统计，仅由于鈎舌銷折断两年折合圓鋼 336 吨，较之牵出线调车时增加了 4~5 倍。因此如何研究駝峰峰頂纵断面的合理设计，在保证调车效率的同时尽量减少車輛部件的损坏，这不仅可以减少車輛的维修费用，而且对駝峰今后进一步的发展，都有着积极的现实意义。本文仅对駝峰峰頂断面设计与車輛部件折損的关系进行了一些理论上的探讨，供有关方面商榷。

### I、車列經由峰頂牽出或溜放时，相邻兩車鈎間的高差与夹角的变化及其計算的方法

車列經由峰頂牽出或溜放时，由于前后車輛所处的坡度不同，因此相邻車鈎間将产生高差与夹角。为了計算时的方便并保证必要的精确，其計算方法可按以下步驟进行（见图 1、2）

- 一、先求出相邻兩車輛前、后轉向架中心线与軌面交点的纵座标  $y_1$ 、 $y_2$ 、 $y_3$ 、 $y_4$ 。  
当交点位于加速坡或压鈎坡上时

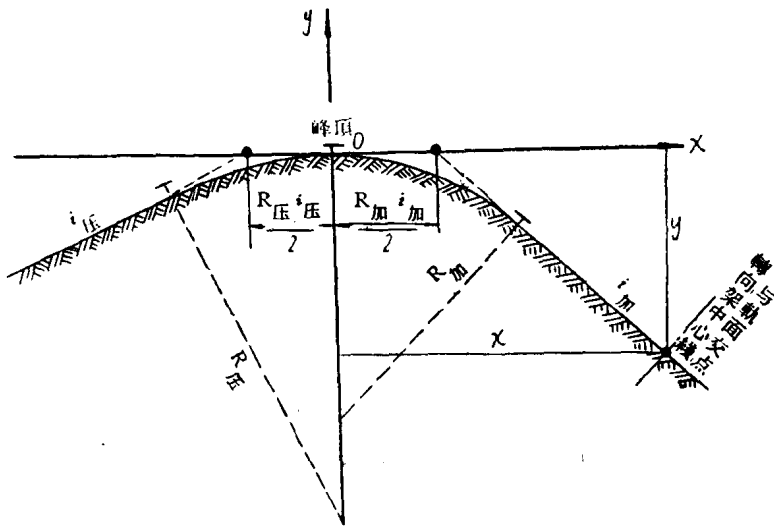


图 1

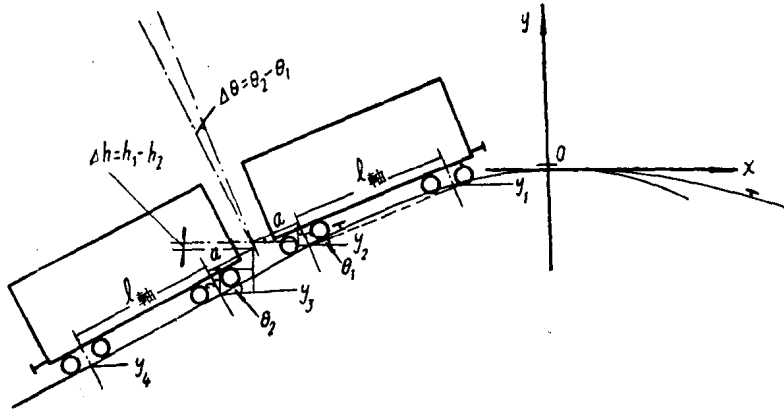


图 2

$$y = -i_{加} \left( x - \frac{1}{2} R_{加} i_{加} \right) \text{ 或 } y = i_{压} \left( x + \frac{1}{2} R_{压} i_{压} \right). \quad (1)$$

当交点位于加速坡或压钩坡竖曲线上时

$$y = -\frac{x^2}{2 R_{加}} \text{ 或 } y = -\frac{x^2}{2 R_{压}} \quad (2)$$

式中:  $x$ ——为转向架中心线与轨面交点距峰顶的水平距离 (米);

$i_{加}$ 、 $i_{压}$ ——为加速坡、压钩坡的坡度 (%);

$R_{加}$ 、 $R_{压}$ ——为加速坡、压钩坡竖曲线的半径 (米)。

二、前车所处坡段的平均坡度为:

$$\frac{y_1 - y_2}{l_{轴}} = \sin \theta_1 \approx \text{tg} \theta_1 \quad (3)$$

后车所处坡段的平均坡度为:

$$\frac{y_3 - y_4}{l_{轴}} = \sin \theta_2 \approx \text{tg} \theta_2 \quad (4)$$

式中:  $l_{轴}$ ——为车辆前后转向架中心间的距离 (米)。

相邻两车钩间的夹角等于

$$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 \quad (5)$$

( $\theta$  角上坡方向时为正下坡为负。)

三、前车后钩中心高

$$h_1 = y_2 + c \cos \theta_1 - a \sin \theta_1 \quad (6)$$

后车前钩中心高

$$h_2 = y_3 + c \cos \theta_2 + a \sin \theta_2 \quad (7)$$

相邻两车钩间的高差等于

$$\Delta h = h_1 - h_2$$

(前车后钩高于后车前钩时为正, 反之为负。)

式中:  $a$ ——为转向架中心线至车钩连结线的长度(米);

$c$ ——为车钩中心线的高度(米)。

采用 50t 敞车计算时有关尺寸如图 3 所示。

其中  $l_{\text{轴}} = 9.9$  米,  $a = 2.066$  米,  $c = 0.88$  米

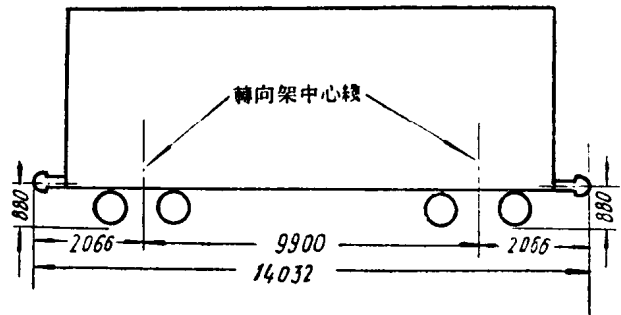


图 3 50t 敞车有关尺寸图

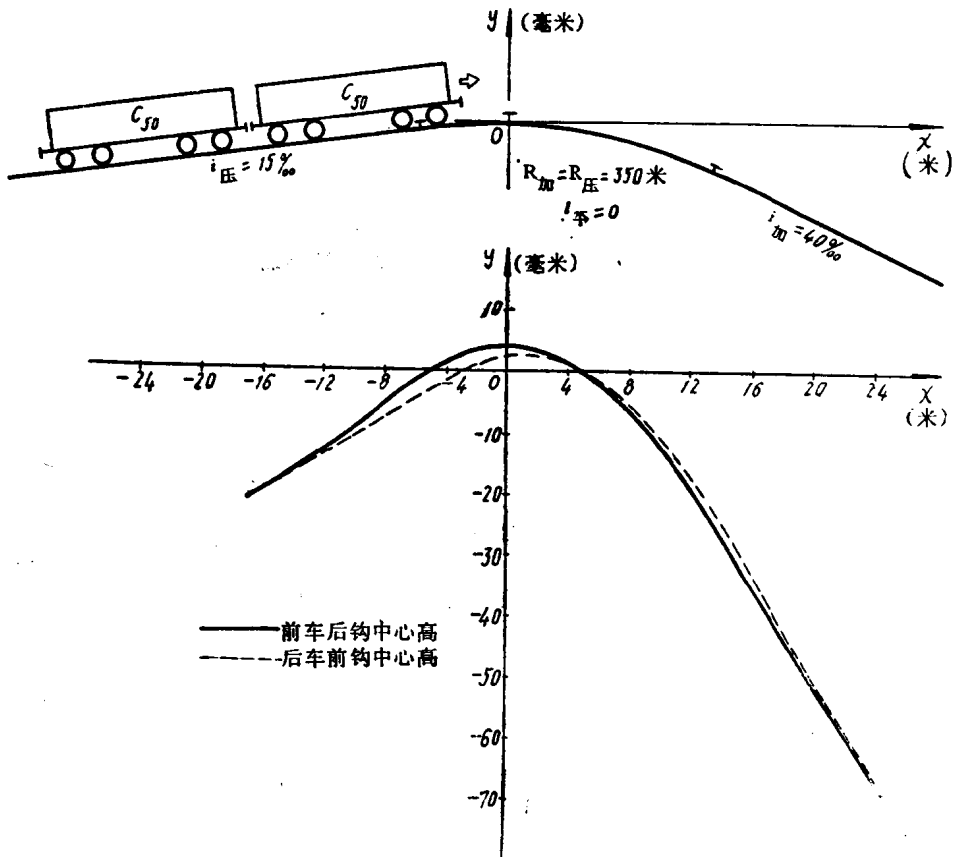


图 4 相邻两车钩经过驼峰时前后车钩中心高变化示意图

为了说明问题，今将相邻车钩经过峰顶时车钩的中心高以及高差与夹角的变化情况分析如下（见图4、5）：

计算条件：

一、计算车辆 50t 敞车

二、峰顶断面  $i_{加}=40\%$ ， $i_{压}=15\%$

$R_{加}=R_{压}=350$ 米，平台净长  $l_{平}=0$

根据图4、5显然可以看出：

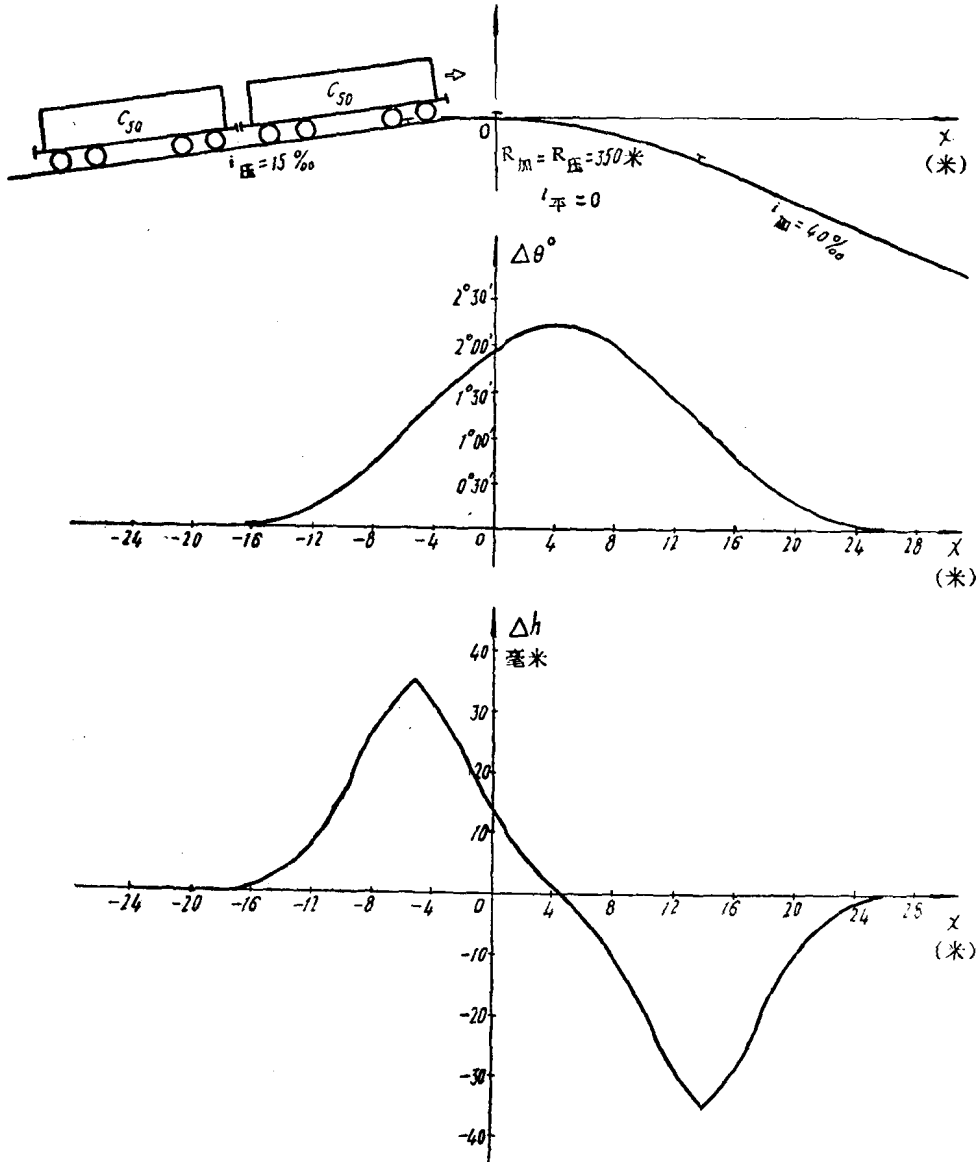


图5 车组经过峰顶时連結车钩间夹角与高差的变化

一、相邻车钩经过峰顶时，当前车前转向架中心线进入竖曲线时起，就产生了高差与夹角，直至后车后转向架中心线离开竖曲线时，高差与夹角始完全消除（更精确地说应是前车前轮与后车后轮）；



- 二、在相邻车钩过峰顶时，首先是前车后钩高于后车前钩，以后则后车前钩高于前车后钩，在前者情况下，后车前钩发生上移，在后者情况下前车后钩发生上移；
- 三、高差与夹角虽同时产生，但高差最大时夹角并不最大，而夹角最大时高差却最小。

## II、車鈎上移及下移时最大值的計算

### 一、计算条件

50t敞车二号车钩，其有关尺寸如图6所示。

### 二、上移受尾销与尾销孔间隙限制时

车钩尾销孔高度为232毫米，车钩尾销孔与尾销之间隙为5毫米（按大、中修限度标准考虑），钩尾框尾销孔高度为314毫米，钩尾框尾销孔与尾销之间隙为8毫米（标准设计为

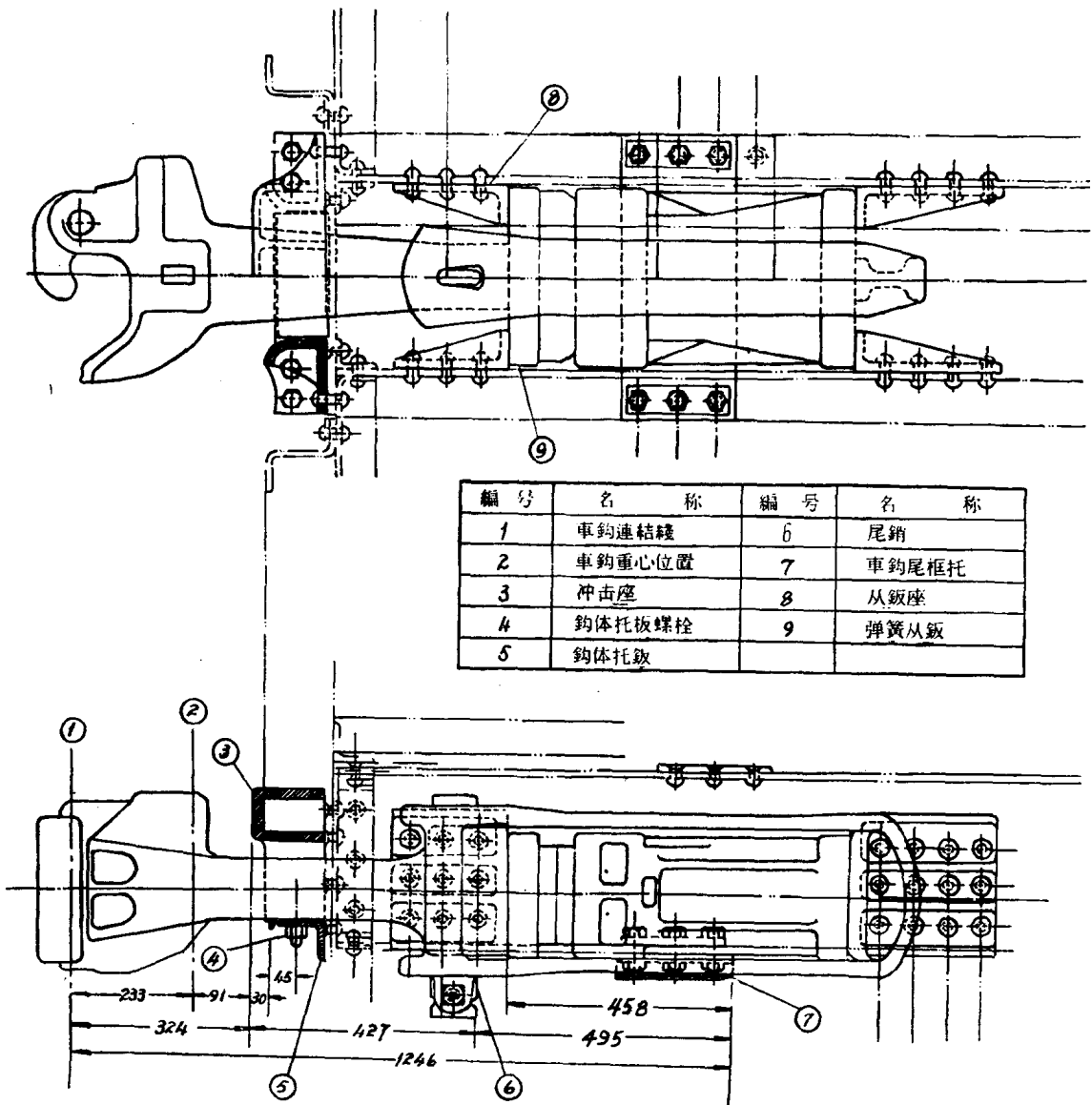


图6 二号車鈎及緩冲裝置有关尺寸图

4毫米，大、中修限度钩尾框尾销孔、尾销之磨耗各为2毫米）。

尾销在车钩尾销孔中可能产生的转角为 $\alpha_1$ ：

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{5}{232} = 0.02155,$$

$$\alpha_1 = 1^\circ 14' 5''.$$

尾销在钩尾框尾销孔中可能产生的转角为 $\alpha_2$ ：

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{8}{314} = 0.02548,$$

$$\alpha_2 = 1^\circ 27' 35''.$$

此时尾销在尾销孔中可能产生的总的转角为  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 1^\circ 14' 5'' + 1^\circ 27' 35'' = 2^\circ 41' 40''$ ，亦即车钩绕尾销上移时最大的转角（见图7）。按此转角计算得车钩连结线可上移的距离：

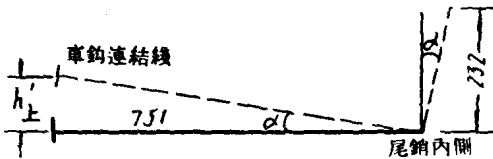


图 7

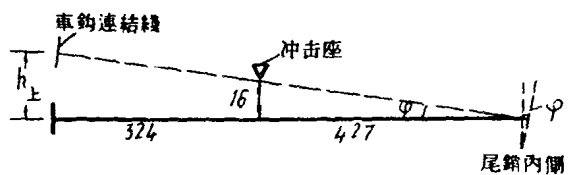


图 8

$$h'_上 = 751 \operatorname{tg}\alpha = 751 \times 0.04706 = 35.34 \text{ 毫米}.$$

三、上移受钩身与冲击座之间隙限制时。

冲击座与钩身的间隙按16毫米计算（50t 敞车标准设计为19毫米，考虑3毫米误差，因此为16毫米。按照货车检修限度标准最小间隙为10毫米，但是一般车辆在运用过程中随着钩身、冲击座、磨耗板的磨耗，间隙只可能增大，只有在相连车钩中心高度之差超过75毫米列检人员进行调整加置垫板时，才有可能减小间隙，但这是极个别的），此时车钩连结线上移的距离（见图8） $h_上$ 为：

$$h_上 = (427 + 324) \frac{16}{427} = 28.14 \text{ 毫米},$$

$$h_上 < h'_上,$$

因此钩身与冲击座之间隙为上移之控制条件。

∴车钩上移的最大值为  $h_上 = 28.14$  毫米。

四、下移受车钩尾销孔间隙限制时：

此时车钩连结线下移的距离  $h_下$ （见图

9）为



图 9

$$h_下 = 354 \operatorname{tg}\alpha_1 = 354 \times 0.02155 = 7.63 \text{ 毫米}.$$

下移一般较之上移为困难，因此钩尾框尾销孔的间隙可不予考虑，所以车钩下移的最大值为  $h_下 = 7.63$  毫米。

因此，车钩连结线上、下移动的最大值为

$$h = h_上 + h_下 = 28.15 + 7.63 \approx 36 \text{ 毫米}.$$

### Ⅲ、車列經由峰頂牽出或溜放時，鈎體托鈎上受力的分析

#### 一、計算條件：

1. 牽出時計算峰高  $H = 2$  米(考慮一般簡易駝峰的实际峰高)，車列重量  $Q = 1800t$  (基本上等於半个列車)，車輛總重  $q = 70t$ ，計長  $14.032$  米，至峰頂時最大速度  $V = 20$  公里/小時等速運行。

牽出至峰頂時車鈎間的最大拉力

$$P_{牵} = 1800 \left( \omega'_0 + \frac{2}{\frac{1800}{70} \times 14.032} \right)$$

將車輛單位阻力(考慮道岔曲線附加阻力後)  $\omega'_0 = 2$  公斤/噸代入得

$$P_{牵} \approx 13500 \text{ 公斤。}$$

2. 溜放時不利條件為 3 輛  $85t$  滿載的  $M_{11}$  位於加速坡上時，對於後面車輛的最大拉力

$$P_{溜} = 85 \times 3 (i_{加} - \omega_0)$$

將  $i_{加} = 40\%$ ，最易行車溜放單位阻力  $\omega_0 = 1.7$  公斤/噸代入上式得

$$P_{溜} \approx 10000 \text{ 公斤。}$$

3. 鑄鋼與鑄鋼的摩擦係數取  $0.25$ 。

車鈎自重  $W = 163.5$  公斤。

拉伸時緩衝器行程按  $15$  毫米計算。

二、由於高差影響，車鈎上移時鈎體托鈎上受力的分析(考慮前車後鈎高於後車前鈎與後車前鈎高於前車後鈎時，鈎體托鈎上受力是相同的，所不同的僅是前車托鈎受力與後車托鈎受力，因此本文僅就前一種情況進行計算)。

1. 後車前鈎繞尾銷內側上移時：(見圖10)

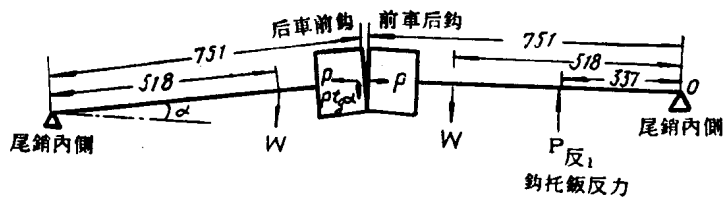


圖 10

此時作用在前車後鈎鈎舌面上的垂直力有後鈎的自重  $W_{后} = \frac{163.5 \times 518}{751} = 113$  公斤，後車前鈎拉力的垂直分力  $P \text{tg} \alpha = P \text{tg} 2^\circ 41' 40'' = 0.047P$  (考慮不利條件取尾銷與尾銷孔可能最大轉角  $\alpha$  之值)

$\Sigma M_0 = 0$  得

$$751(113 + 0.047P) + 518 \times 163.5 - 337P_{反1} = 0$$

當  $P = P_{牵} = 13500$  公斤時，代入上式得

牽出時的  $P_{反1} = 1917$  公斤。

當  $P = P_{溜} = 10000$  公斤時，代入上式得

溜放时的  $P_{反1} = 1550$  公斤。

2. 高差矛盾无法解决发生错钩时(见图11)

如车钩上移虽钩身已碰及冲击座(即冲击座的间隙已全部用完时), 而高差矛盾尚未解决, 此时必须发生错钩现象, 从而消除高差的矛盾

(必须指出: 在1情况下, 当车钩间的拉力较小时, 同样也会发生错钩, 但是在该情况下, 钩体托钣上的受力是不会大于相应的  $P_{反1}$  的, 因此可以不考虑它)。

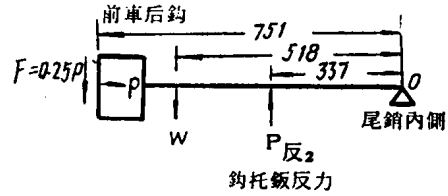


图 11

此时作用在前车后钩钩舌面上的垂直力, 仅为错钩时的摩擦力  $F = 0.25P$ 。

$\Sigma M_0 = 0$  得

$$751 \times 0.25P + 518 \times 163.5 - 337 P_{反2} = 0.$$

当  $P = P_{牵} = 13500$  公斤时, 求得

牵出时的  $P_{反2} = 7770$  公斤。

当  $P = P_{溜} = 10000$  公斤时, 求得

溜放时的  $P_{反2} = 5822$  公斤。

三、由于夹角影响钩体托钣上受力的分析(见图12)

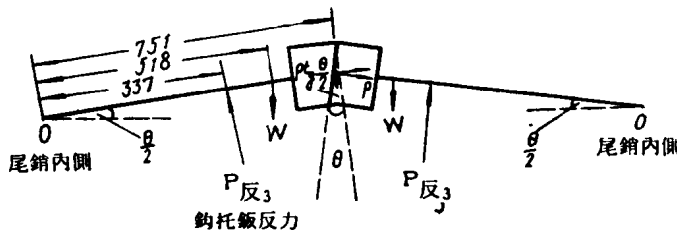


图 12

此时向下作用的力有拉力  $P$  的垂直分力  $P \text{tg} \frac{\theta}{2}$  与车钩自重  $W = 163.5$  公斤。

$\Sigma M_0 = 0$  得

$$751 \cos \frac{\theta}{2} - P \text{tg} \frac{\theta}{2} + 518 \cos \frac{\theta}{2} \times 163.5 - 337 P_{反3} = 0.$$

$$P_{反3} = \frac{\cos \frac{\theta}{2} \left( 751 P \text{tg} \frac{\theta}{2} + 518 \times 163.5 \right)}{337}.$$

考虑不利条件取  $\theta = 3^\circ$  并将  $P = P_{牵} = 13500$  公斤及  $P = P_{溜} = 10000$  公斤分别代入上式求得

牵出时的  $P_{反3} = 1039$  公斤;

溜放时的  $P_{反3} = 835$  公斤。

从以上分析可以看出:

一、由于高差影响使车钩发生上移, 如因高差矛盾仍无法完全解决而发生错钩现象, 此时钩托钣上的受力远较车钩绕尾销内侧上移时为大。

二、车钩上移时钩体托钣上的受力基本上与车钩间的拉力成正比, 因此在一般情况下, 迎峰牵出时, 钩体托钣上的受力远较溜放时为大, 机遇也多(因溜放时对单个车来说由于脱钩早基本上可以不受高差的影响, 空车及 2~3 辆的小组车由于车钩间的拉力较小, 因此影

响也不大，只有车组在 3 辆以上时，才有较大的影响)。

三、夹角对钩托板上的受力影响不大。

#### IV、車輛部件 (鈎体托板、托板螺栓) 强度的計算 与容許高差容許夹角的确定

##### 一、鈎托板螺栓

数量 4 个，3 号钢， $\phi 3/4"$ 。

螺栓内径  $d_1 = 1.58$  厘米，外载荷为  $P$ 。

$$\text{螺栓外力 } Q = \frac{P}{4}$$

计算载荷  $Q = \frac{2.6P}{4}$  (2.6 为考虑螺釘的自锁力、扭力等影响所采用的计算系数，参

考《机械零件》上册 Н. И. Колчин 主编)

$$\sigma = \frac{\frac{2.6P}{4}}{\frac{1}{4}\pi d^2} = \frac{2.6P}{\pi (1.58)^2} = 0.332P。$$

螺栓拉伸时的容许应力为 1400 公斤/厘米<sup>2</sup>，代入上式求得在容许应力限度内  $P$  的最大值

$$P_{\max} = 4200 \text{ 公斤。}$$

##### 二、鈎体托板

目前运用车中 30t 小型车鈎体托板尺寸大都为  $75 \times 75 \times 8$ ，而 50t 敞、棚车标准设计为  $90 \times 90 \times 8$ ，考虑高差不利条件本文先就后者进行计算(因轴距愈长经过峰顶时高差愈大)，其有关尺寸见图 13:

$$L = \frac{44 + 34}{2} = 39 \text{ 厘米。}$$

惯矩  $j_{xc} = 106 \text{ 厘米}^4$ 。

形心距离  $y_c = 2.51$  厘米， $y_c' = 6.49$  厘米。

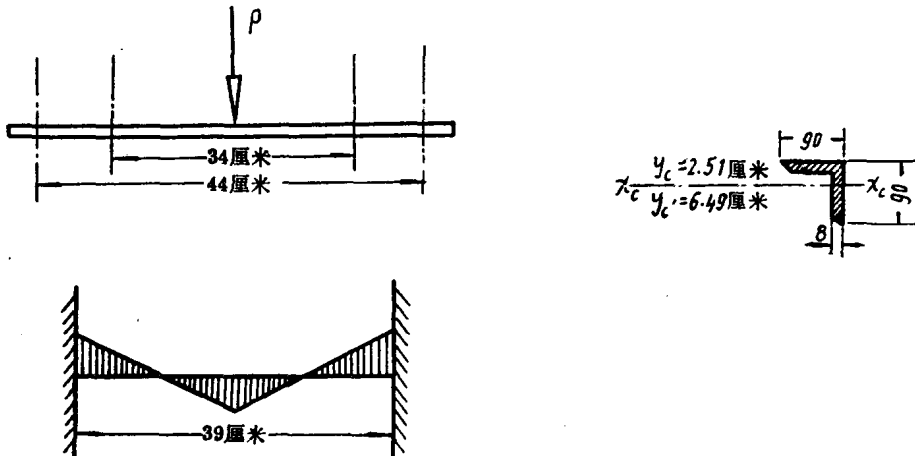


图 13

端及跨中弯矩  $M = \frac{PJ}{8} = \frac{39P}{8} = 4.875P。$

截面模量  $W_{yc} = \frac{j_{xc}}{y_c} = \frac{106}{2.51} = 42.2 \text{厘米}^3，$

$W_{y'c} = \frac{j_{xc}}{y'_c} = \frac{106}{6.49} = 16.33 \text{厘米}^3。$

$\sigma = \frac{M}{W_{y'c}} = \frac{4.875P}{16.33}。$

将容许应力 $[\sigma] = 1650$ 公斤/厘米<sup>2</sup>代入上式求得钩体托钹(90×90×8)弯曲在容许应力限度内 $P$ 的最大值

$P_{\max} = 5520$ 公斤。

考虑抗弯不利条件,对前者进行计算(因截面号码愈小,抗弯刚度愈低),其有关尺寸见图14:

惯矩  $j_{xc} = 60.1 \text{厘米}^4。$

形心距离  $y_c = 2.14 \text{厘米}, y'_c = 5.36 \text{厘米}。$

截面模量  $W_{y'c} = \frac{60.1}{5.36} = 11.21 \text{厘米}^3。$

同上法求得钩体托钹(75×75×8)弯曲在容许应力限度内 $P$ 的最大值

$P_{\max} = 3800$ 公斤。

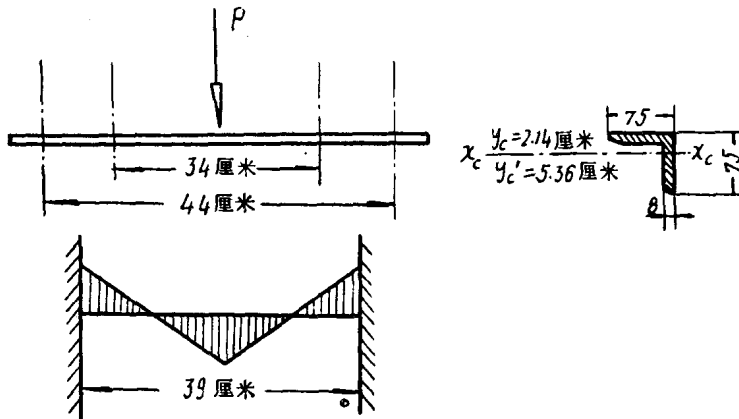


图 14

#### 四、容许高差的确定

根据以上分析结合Ⅲ可以看出,由于高差影响,当车钩绕尾销上移时,钩托钹上的反力 $P_{反}$ 在螺栓及钩托钹的容许应力限度以内;由于夹角影响钩托钹的受力则更小,因此在这两种情况下对螺栓及钩托钹的影响是不大的,但是在高差矛盾无法解决发生错钩时,在不利条件下(亦即车钩间拉力较大时),钩托钹上的反力 $P_{反}$ 都超过了螺栓与钩托钹的容许应力(牵出时较溜放时超过得更多),因此是造成钩托钹弯曲,托钹螺栓折损重要原因之一。为了减少钩托钹与托钹螺栓的折损,必须使断面所产生的最大高差,不大于车钩连结线可能上移、下移的最大值、亦即容许高差

$[\Delta h] \leq h_{上} + h_{下} = 36 \text{毫米}。$

#### 五、容许夹角的确定

根据铁道科学研究所机车车辆研究所有关的试验资料,在牵引力为80t时,钩舌销上实

际应力仅为其牵引力的一小部份，当牵引力更大时，则其应力更小。但是在 80t 以下时，目前试验上还存在着一困难。因此对牵引力为 10t~15t 时实际作用在钩舌销上的力究竟多少尚无法预计，因此，目前对钩舌销进行分析是比较困难的。考虑车列经过峰顶时由于夹角的影响将产生附加弯矩是钩舌销折断的主要原因之一，但是附加弯矩的产生必须在尾销及钩舌销的间隙用完之后，因此为了减少钩舌销的折损必须使断面所产生的最大夹角不大于尾销与车钩尾销孔，钩舌销与钩耳孔、钩舌销孔的间隙所产生的夹角（由于车钩下移时使用钩尾框尾销孔之间隙比较困难可以不考虑它），考虑不利条件车钩尾销孔与尾销的间隙为 3 毫米，钩舌销与钩耳孔，钩舌销孔的间隙都为 1 毫米（全按标准设计考虑），则计算得容许夹角为

$$[\Delta\theta] = 2 \left( \operatorname{tg} \frac{3}{232} + \operatorname{tg} \frac{1}{280} + \operatorname{tg} \frac{1}{178} \right) \approx 2^\circ 30'$$

### V、峰頂縱斷面的設計与高差、夹角的关系

计算方法与计算车辆同前

一、 $R_{加}$ 、 $R_{压}$ 、 $i_{加}$ 、 $l_{平}$  一定时，压钩坡的变化对高差 ( $\Delta h$ ) 夹角 ( $\Delta\theta$ ) 的影响 (见图 15-a, b)

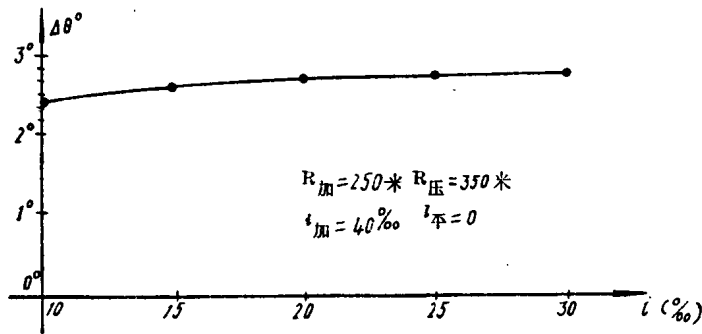


图 15-a  $\Delta\theta = f(i_{压})$  关系曲线图

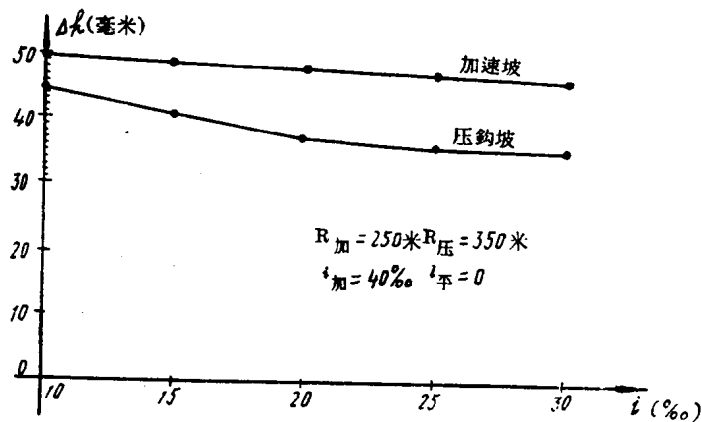


图 15-b  $\Delta h = f(i_{压})$  关系曲线图

二、 $R_{加}$ 、 $R_{压}$ 、 $i_{加}$ 、 $i_{压}$  一定时，平台净长的变化与高差 ( $\Delta h$ )、夹角 ( $\Delta\theta$ ) 的影响 (见图 16-a, b)

三、 $R_{压}$ 、 $i_{压}$ 、 $i_{加}$ 、 $l_{平}$ 一定时，加速坡的竖曲线半径的变化与高差 ( $\Delta h$ )、夹角 ( $\Delta\theta$ ) 的影响 (见图17-a, b)

四、 $i_{压}$ 、 $l_{平}$ 一定时，不同的竖曲线半径和加速坡度对高差 ( $\Delta h$ )、夹角 ( $\Delta\theta$ ) 的影响 (见表1)。

根据以上分析可以看出：

一、当加速坡的坡度，平台的长度、竖曲线的半径一定时，减缓压钩坡的坡度，能减小夹角，但却增加了高差。

二、当加速坡的坡度、压钩坡的坡度、竖曲线的半径一定时，增加平台的长度能够减少夹角，但对于减少高差作用不大，平台长度大于10米时与等于10米时完全一样将毫无意义。根据运营经验平台过长时还会引起单个车辆于峰顶停轮现象 (当推送速度较低，并先大后小时)，因此平台大于10米时从各方面来说都是不宜的。

三、当加速坡的坡度、压钩坡的坡度、平台的长度、压钩坡的竖曲线半径一定时，增大加速坡的竖曲线半径能够减小夹角并能显著地减少高差。

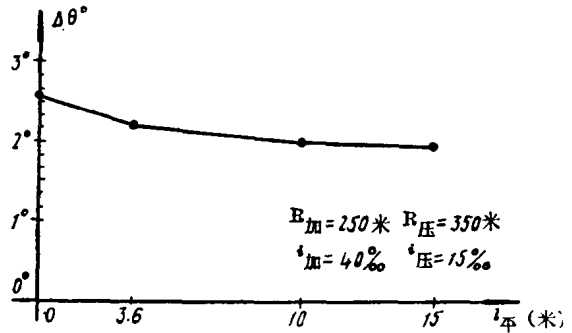


图16-a  $\Delta\theta = f(l_{平})$  关系曲线图

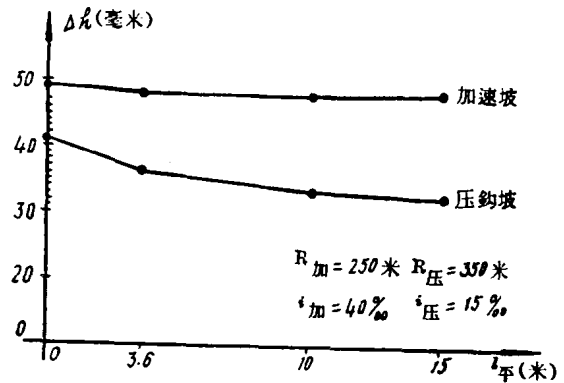


图16-b  $\Delta h = f(l_{平})$  关系曲线图

在不同的竖曲线半径和溜放坡度情况下连接车钩的最大高差和最大交角变化表

表1

(一) 当 $R_{加} = R_{压} = 350$ 米 $i_{压} = 15\%$ $l_{平} = 0$ 时				
加速坡度	25%	30%	35%	40%
最大高差	35.3	35.3	35.3	35.3
最大夹角	1°53'30"	2°0'11"	2°7'46"	2°11'37"
(二) 当 $R_{加} = R_{压} = 400$ 米 $i_{压} = 15\%$ $i_{加} = 40\%$ $l_{平} = 0$ 时				
则最大高差为	30.9			
最大夹角为	2°3'5"			

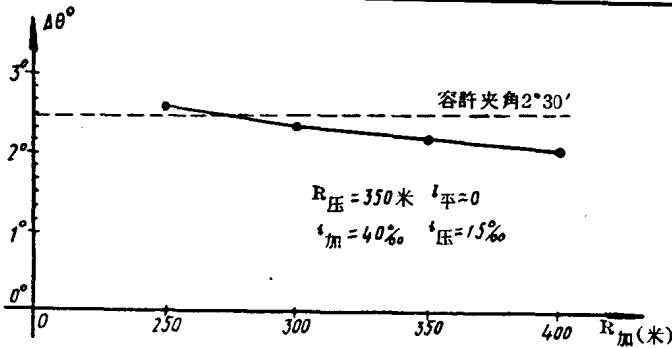


图17-a  $\Delta\theta = f(R_{加})$  关系曲线图



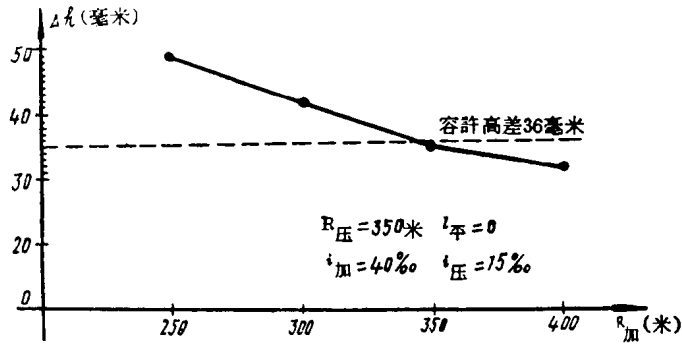


图17-b  $\Delta h = f(R_{加})$  关系曲线图

四、采用竖曲线半径为 350 米时，断面所产生的高差与夹角都小于容许高差与容许夹角；竖曲线半径为 400 米时，则产生的高差与夹角更小。

### VI、峰頂变坡点竖曲线半径的大小，对驼峰解体效率的影响 (见图18，表2)

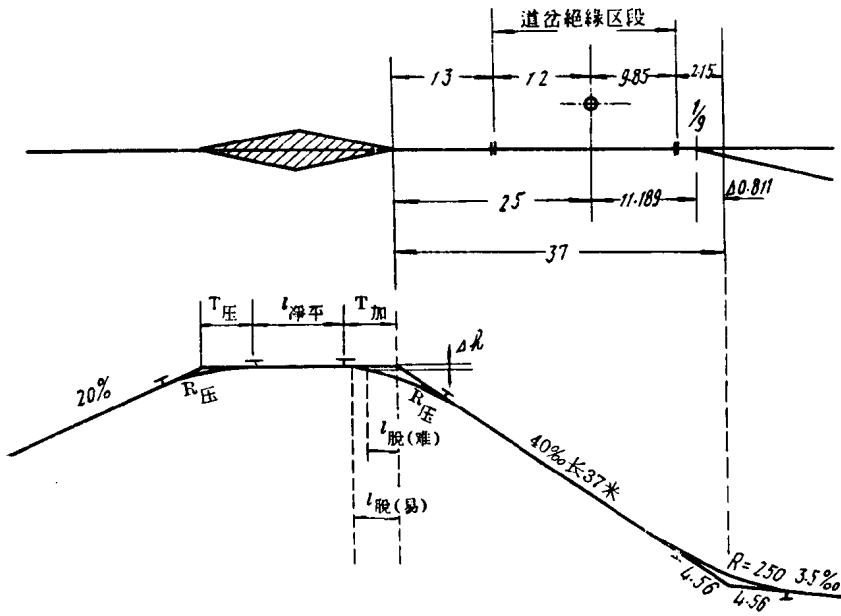


图 18

一、计算条件：

$$t = -15^{\circ}\text{C}, V_{\text{风}} = 5\text{米/秒}, K = 1$$

道岔保护区段长度 = 12米。

难行车  $P_1$ :  $Q = 34\text{t}$ ,  $W_0 = 5.4\text{公斤/吨}$ 。

易行车  $C_{50}$ :  $Q = 70\text{t}$ ,  $W_0 = 4.0\text{公斤/吨}$ 。