

两种型面轮轨滚动接触蠕滑率和摩擦功

温泽峰¹, 金学松¹, 刘兴奇²

(1 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031; 2 成都铁路局工务处, 四川 成都 610031)

摘要: 采用数值分析方法详细分析了 2 种型面轮对与轨道在滚动接触过程中的接触几何、蠕滑率和摩擦功。在摩擦功分析计算中利用了 Kalker 三维弹性体非赫兹滚动接触理论, 并考虑了轮轨的结构变形的影响。分析计算表明, 在轮对运动状态相同的情况下, 磨耗型轮对与轨道之间的蠕滑率和摩擦功与锥型轮对和轨道之间的蠕滑率和摩擦功相差甚大。数值分析结果表明, 现行铁路中正在推广使用的磨耗型轮对并不能减少轮轨接触表面之间的磨损, 磨耗型车轮的型面与钢轨尺寸的匹配还有待进一步改进。

关键词: 轮轨; 滚动接触; 蠕滑率; 摩擦功; 磨损

中图分类号: U 211

文章标识码: A

文章编号: 1004-0595(2001)04-0288-05

轮轨型面直接影响到轮轨滚动接触行为和车辆动力学行为^[1,2]。目前铁路上最常用的轮对形式是磨耗型踏面轮对和锥型踏面轮对, 其中锥型踏面由两段不同斜率的直线和四条半径不同的圆弧构成。在线路运营过程中, 锥型踏面新车轮踏面和轮缘逐渐磨损且在运营初期发展较快, 但经过若干公里运行之后, 轮轨接触表面因变形流动和磨损而逐渐磨合并且硬化。经过机械加工使磨损后的踏面车轮恢复原形时, 需旋去除大量的金属材料, 而旋削后的车轮再经过一段时间使用后又将成为磨损形状。因此不少国家的铁路部门把这种磨损后的车轮踏面和钢轨形状定为标准形, 从而达到减轻新轮新轨之间磨损的目的。这种磨耗型车轮可以减少其磨损后的金属切削量并能延长轮轨的使用寿命。我国铁路也研制了一种车轮磨损踏面, 并命名为 LM 型踏面^[3], 它是由一条具有一定的斜度的直线和若干条不同半径的圆弧构成, 现已全面推广使用。本文作者就我国铁路货车中的 2 种型面轮对和 60kg 轨在滚动接触过程中, 轮轨蠕滑率和摩擦功进行了分析计算, 计算中考虑了我国所采用的 1:40 轨底坡, 同时分析 1:20 的轨底坡对磨耗型轮对和钢轨滚动接触之间摩擦功的影响。

1 轮轨接触几何和蠕滑率

轮轨接触几何参数主要为车轮的瞬时滚动圆的半径 r_i , 轮轨的接触角 δ , 轮轨接触点在车轮轮对中

心的垂向位移 z 。通常这些参数是轮对中心的横移量 y 和摇头角 Ψ 的函数, 它们的脚标 $i = 1, 2$ 表示左右轮轨的接触。这里定义 $y > 0$ 为列车向前运行时轮对中心向轨道左侧的横移。由文献[4 和 5]所介绍的数值方法确定 2 种型面轮轨接触几何参数。图 1 示出了左右轮瞬时滚动半径 r_i 和接触角 δ 随 y 的变化, 图中 A 和 B 分别表示锥型轮轨接触和磨耗型轮轨接触(钢轨的轨底坡为 1:40), 实线为左轮轨接触, 即车轮向钢轨贴靠侧, 虚线为右轮轨接触。曲线(1 和 2)分别表示轮对摇头角为 0 和 1° 的情形。从图 1 可以看出, 无论是磨耗型轮对还是锥型轮对, Ψ 对接触几何参数几乎没有影响。这与文献[4 和 5]的结果一致。从图 1(a)可见, 当 $y \geq 5$ mm 时, 磨耗型轮对左轮的瞬时滚动圆半径 r_i 随着 y 的增大而迅速增大, 右轮的瞬时滚动圆半径和锥型轮对的几乎相同, 这时磨耗型轮对左右轮瞬时滚动圆半径之差迅速增大, 并且在相同时间内左右车轮在钢轨上滚动的距离差增大。这说明磨耗型轮对具有较强的恢复对中能力, 但其蛇行失稳的临界速度低于锥型轮对的临界速度。其中接触角 δ 的变化同于 r_i 的情形[图 1(b)]。

当轮对在直线钢轨上运动时, 轮轨之间的蠕滑率为^[4]:

$$\xi_{i1} = (1 - \frac{r_i}{r_0}) \cos \Psi + \frac{1}{r_0} \{ [\Delta i - (-1)^i l_0] \cos \phi - r_i \sin \phi (\frac{r_0 \Psi}{v}) \},$$

基金项目: 国家自然科学基金重点资助(5993510)。

收稿日期: 2000-09-04; 修回日期: 2000-12-30/联系人温泽峰

作者简介: 温泽峰, 男, 1976 年生, 博士研究生, 目前主要从事轮轨滚动接触疲劳的研究

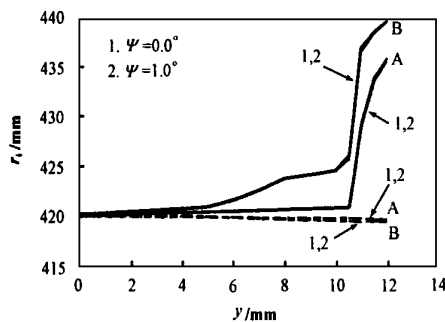
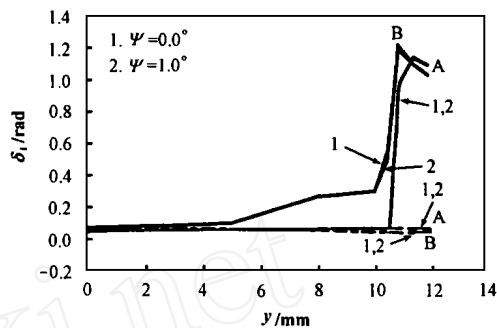
(a) Radius of instant rolling circle of wheel vs y (b) Contact angle of wheel/rail vs y

Fig 1 Parameters of contact geometry of wheelset/rail

图1 轮轨接触几何参数

$$\begin{aligned} \xi_{22} = & (-\sin\Psi + \cos\Psi \cdot \frac{y}{v}) \cos[\phi - (-1)^i \delta_i] + \\ & (-\frac{\Delta_i}{v} + \frac{r_i}{v} \frac{\phi}{v}) \cos\delta_i + \\ & \{ [l_0 + (-1)^i \Delta_i] \frac{\phi}{v} + (-1)^i \frac{r_i}{v} \} \sin\delta_i, \\ \xi_{33} = & (-1)^i \frac{\sin\delta_i}{r_0} + \frac{1}{r_0} \cos[\delta_i - (-1)^i \phi] (\frac{r_0 \Psi}{v}). \quad (1) \end{aligned}$$

式中: Ψ , Δ_i , r_i 和 ϕ 分别是 Ψ , Δ_i , r_i 和 ϕ 对时间的导数 $l_0 = 746.5 \text{ mm}$, 为轮对处于轨道中心时车轮名义滚动圆之间的距离; $r_0 = 420 \text{ mm}$, 为滚动圆半径. 从式(1)可以看出, ξ_{ij} 不仅与接触几何参数有关, 还与轮对的运动状态参数有关. 由于轮轨接触几何参数主要依赖于 y , 故有:

$$\begin{aligned} \frac{dr_i}{dt} &= \frac{\partial r_i(y, \Psi)}{\partial y} \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{\partial r_i(y, \Psi)}{\partial \Psi} \cdot \frac{d\Psi}{dt} \approx \\ & \frac{\partial r_i(y, \Psi)}{\partial y} \cdot \frac{dy}{dt}, \\ \frac{d\Delta_i}{dt} &= \frac{\partial \Delta_i(y, \Psi)}{\partial y} \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{\partial \Delta_i(y, \Psi)}{\partial \Psi} \cdot \frac{d\Psi}{dt} \approx \\ & \frac{\partial \Delta_i(y, \Psi)}{\partial y} \cdot \frac{dy}{dt}, \\ \frac{d\phi}{dt} &= \frac{\partial \phi(y, \Psi)}{\partial y} \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{\partial \phi(y, \Psi)}{\partial \Psi} \cdot \frac{d\Psi}{dt} \approx \\ & \frac{\partial \phi(y, \Psi)}{\partial y} \cdot \frac{dy}{dt}. \quad (2) \end{aligned}$$

将式(2)代入式(1)得:

$$\begin{aligned} \xi_{11} &= (1 - \frac{r_i}{r_0}) \cos\Psi + \\ & \frac{1}{r_0} \{ [\Delta_i - (-1)^i l_0] \cos\phi - r_i \sin\phi (\frac{r_0 \Psi}{v}) \}, \\ \xi_{22} &= -\sin\Psi \cos[\phi - (-1)^i \delta_i] + \\ & \{ \cos\Psi \cdot \cos[\phi - (-1)^i \delta_i] + \\ & (-\frac{\Delta_i}{v} + \frac{r_i}{v} \frac{\phi}{v}) \cos\delta_i + \\ & \{ [l_0 + (-1)^i \Delta_i] \frac{\phi}{v} + (-1)^i \frac{r_i}{v} \} \sin\delta_i \} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & [l_0 \frac{\partial \phi}{\partial y} + (-1)^i \Delta_i \frac{\partial \phi}{\partial y} + (-1)^i \frac{\partial r_i}{\partial y} \sin\delta_i] \frac{y}{v}, \\ \xi_{33} &= (-1)^i \frac{\sin\delta_i}{r_0} + \frac{1}{r_0} \cos[\delta_i - (-1)^i \phi] (\frac{r_0 \Psi}{v}). \quad (3) \end{aligned}$$

在轮轨接触几何和蠕滑率分析计算中, 取分析工况为 $y = 0, 1, 2, 3, \dots, 10 \text{ mm}$, $\Psi = 0.1, 0.2, 0.3, \dots, 1.0^\circ$; $y/v = 0.005$ 和 $r_0 \Psi/v = 0.000, 0.001$. $\partial r_i/\partial y$, $\partial \phi/\partial y$ 和 $\partial \Delta_i/\partial y$ 可利用 r_i , ϕ 和 Δ_i 随 y 变化的离散值及中心差分法求得^[4]. 图2分别表示当 $\Psi = 0.2^\circ$, $y/v = 0.000, 0.005$ 和 $r_0 \Psi/v = 0.001$ 时, 轮轨的纵向、横向和自旋方向的蠕滑率随 y 的变化情况, 图中A和B分别表示锥型轮轨接触和磨耗型轮轨接触, 轨底坡为 $1:40$. 曲线(1和2)分别表示 y/v 为 0.000 和 0.005 的情形, 实线和虚线分别表示左、右轮轨接触. 从图2可见, y/v 对锥型轮对和轨道滚动接触蠕滑率几乎无影响, 对磨耗型轮轨接触的纵向和自旋蠕滑率也无影响, 但对横向蠕滑率影响较大[见图2(b)]. 磨耗型轮轨接触蠕滑率随着 y 的变化比锥型轮对的大. 从图2(a)可见, 当 $y \geq 5 \text{ mm}$ 时, 磨耗型轮对左右轮纵向蠕滑率的绝对值比锥型轮对的大, 这主要是因 r_i 的变化所致[图1(a)]; 在这种情况下, 磨耗型轮对的左右轮纵向蠕滑力的绝对值比锥型轮对的大; 图2(b)所示的横向蠕滑率的情况相似. 而图2(c)所示的磨耗型轮对左轮自旋蠕滑率比锥型轮对左轮的大得多. 故磨耗型轮对在滚动时引起的轮轨界面之间的磨损大于锥型轮对引起的磨损.

2 轮对和轨道结构变形计算

现有滚动接触理论均基于弹性半空间理论, 在数值实现过程中借助了Bossinesq和Cerruti公式来确定接触斑上作用力和弹性位移之间的关系. 在实际轮轨滚动接触过程中, 接触斑弹性位移量大于现有滚动

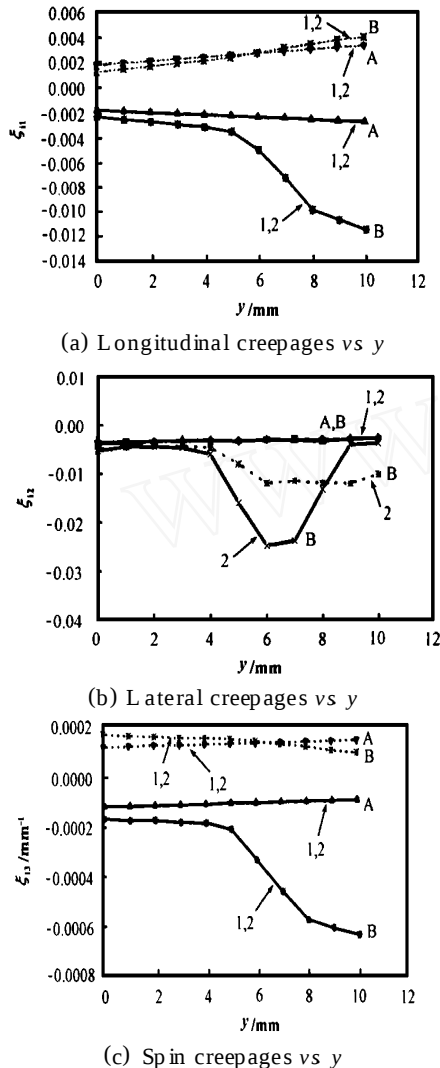


Fig 2 Variation of longitudinal creepage, lateral creepage, and spin creepage with y

图 2 纵向蠕滑率和横向蠕滑率及自旋蠕滑率随 y 的变化关系曲线

接触理论确定的结果,这是由于轮对和轨道结构弹性变形所引起。为了计算轮对和钢轨的结构弹性变形引起轮轨接触斑处的弹性位移差,我们对轮对和钢轨进行有限元离散分析。分析中轮对和轨道的加载和约束条件根据轮对和轨道滚动接触过程受力和运动状态来确定^[6],且假设钢轨和车轮的材料特性相同,剪切弹性模量 $G = 82,000 \text{ MPa}$,泊松比 $\mu = 0.28$ 。由有限元计算结果可得到切向的轮轨纵向影响系数 $\bar{A}_{11} = 3.1833 \times 10^{-5} GA_0$, 横向影响系数 $\bar{A}_{22} = 4.825 \times 10^{-5} GA_0 - 0.01289a_i + 9.7191$, 其意义是轮轨接触斑处的 A_0 矩形域上单位密度为 1 的切向力引起的弹性位移差,其中 $\bar{A}_{22}$ 计入钢轨接触点位置 a_i 的影响,是由于钢轨作用点处受到横向力和垂向力的联合作

用,垂向力使钢轨产生向内侧翻变形。我们用 $\bar{A}_{nn}$ 修正 Kalker 理论中的相应影响系数来进行数值分析。

3 滚动接触理论模型的修改

具有三维弹性体非 Hertz 形式的滚动接触问题的余能原理离散形式为^[7]:

$$m \ln C = \frac{1}{2} p_{lm} A_{lmjn} p_{jn} +$$

$$[(h_j - q) p_{j3} + (W_{j\tau} - u'_{j\tau}) p_{j\tau}] A_0,$$

$$S. T. :$$

$$p_{j3} \geq 0, |p_{j\tau}| \leq b_j, \forall x \in A_0,$$

$$A_0 \sum_j p_{j3} = F. \quad (4)$$

式中: $m, n = 1, 2, 3$ 分别为接触斑局部坐标(见图 3)

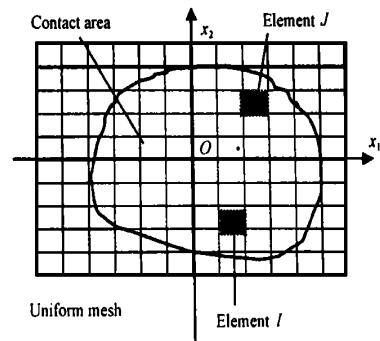


Fig 3 Rectangular mesh covering contact area

图 3 矩形网格覆盖可能的接触区

的坐标轴 x_1, x_2 和 x_3 的方向, x_3 轴垂直于纸面朝外; $\tau = 1, 2$ 分别表示 x_1 和 x_2 的 2 个方向; p_{jn} 表示接触斑内 J 单元上沿 n 方向的作用力; h_j 表示 J 单元中心处两个未变形滚动接触物体的法向间隙; b_j 是 J 单元上极限摩擦力,由 Coulomb 摩擦定律确定; q 是两接触物体的弹性接近量; F 是接触斑处的总法向载荷; $u'_{j\tau}$ 为前一时间步 t 时刻 J 单元中心处的弹性位移差, $W_{j\tau}$ 是刚性滑动差:

$$W_{j\tau} = \int [\xi_{j\tau} + (-1)^{\tau} x_{j3} - \tau \xi_{j3}] v d\eta, \quad (\tau = 1, 2). \quad (5)$$

在轮轨蠕滑力分析计算中,用 441 个均匀的矩形单元覆盖可能的接触区,单元面积 $A_0 = D_{x1} \times D_{x2}$ 分别为 $0.75 \text{ mm} \times 0.65 \text{ mm}$ (锥型轮轨接触) 和 $0.85 \text{ mm} \times 1.05 \text{ mm}$ (磨耗型轮轨接触)。 D_{x1} 和 D_{x2} 分别表示接触单元长度和宽度。在式 (4) 中, A_{lmjn} 是 J 单元沿 n 方向作用密度为 1 的面力 ($p_{jn} = 1$) 引起 I 单元中心处沿 m 方向的弹性位移。由于两个滚动接触物体被处理成弹性半空间,则 A_{lmjn} 可写^[7]:

$$A_{lmjn} = \int_{\text{Element } J} A_{mn}(y_{j\alpha} - x_{l\alpha}) dy_{j1} dy_{j2} \quad (6)$$

式中: $y_{J\alpha}$ 和 $x_{I\alpha}$ 分别是 J 单元和 I 单元中心坐标值, A_{mn} 为弹性半空间理论中力和位移公式(或Bossinesq和Cerruti公式). 显然 A_{lmJn} 具有对称性, 即 $A_{lmJm} = A_{JnJn}, A_{lmJn} = A_{JnIm}, I, J = 1, 2, \dots, M, m, n = 1, 2, 3$ 对于轮轨滚动接触, 其接触刚度远低于弹性半空间的接触刚度, 也就是说, 接触斑上单位密度切向力引起轮轨接触斑处的弹性位移差远大于 A_{lmJn} . 由于轨道下沉对接触影响很小, 且在式(4)中, $p_{lm} A_{lm} p_{Jm} (m = 1, 2, 3)$ 占优, 故仅修正 A_{Iii} , 利用 $\bar{A}_{11}$ 和 $\bar{A}_{22}$ 修正 $A_{lmJm} (m = 1, 2)$, 则修正影响系数 A_{Iii}^* 可写成:

$$A_{lmJm}^* = \frac{\bar{A}_{mm}}{A_{lmJm}} \cdot A_{lmJm}, \quad (I, J = 1, 2, \dots, M, m = 1, 2). \quad (7)$$

这样, 在轮轨滚动接触分析中可以用 A_{Iii}^* 代替 A_{lmJm} . 用数学规划法求得满足式(4) p_{lm} 和 q 的解. 再由影响系数 A_{lmJn} 和 p_{lm} 确定 J 单元中心处 t 和 t' 时刻弹性位移差 u_{Jm} 和 u'_{Jm} . 当 $m = n$ 时, 则可用 A_{lmJm}^* 代替 A_{lmJn} . 在分析中, 设接触斑内质点流从 t 到 t' 时间段内通过一个单元间距, 即由点 (x_{J1}, x_{J2}) 到 $(x_{J1} + D x_1, x_{J2} + D x_2)$, 则对于稳态滚动接触情形, u_{Jm} 和 u'_{Jm} 可分别写成:

$$u'_{Jm} = u_m(x_{J1}, x_{J2}). \quad (8)$$

$$u_{Jm} = u_m(x_{J1} + D x_1, x_{J2} + D x_2). \quad (9)$$

4 摩擦功的计算

接触斑所消耗的摩擦功是衡量接触表面磨损的重要指标. 滚动接触物体之间接触斑摩擦功不仅与接触斑切向作用力 p_{lm} 及质点对滑动量 s_m 有关, 同时还与滚动距离有关. 在稳态情况下, 相等时间内所做的摩擦功是相等的. Δt 时间内接触斑质点对之间所做的摩擦总功, 也就是介质移动一个单元尺寸时接触斑所做的总功可以按下式求得:

$$FW = \sum_{n=1}^2 \sum_{J=1}^{441} \frac{1}{2} [p_{Jn}(x_{J1}, x_{J2}) + p_{Jn}(x_{J1} + D x_1, x_{J2} + D x_2)] S_{Jn}(x_{J1}, x_{J2}). \quad (10)$$

式中: S_{Jn} 为 J 单元中心处质点对滑动量, 可写成:

$$\begin{aligned} S_{Jn}(x_{J1}, x_{J2}) &= W_{Jn}(x_{J1}, x_{J2}) + \\ &u_n(x_{J1}, x_{J2}) - u_n(x_{J1} + D x_1, x_{J2} + D x_2) \\ &= W_{Jn}(x_{J1}, x_{J2}) + \sum_{m=1}^2 \sum_{I=1}^{441} A_{lmJn} \\ &\quad (x_{I1}, x_{I2}) p_{Im}(x_{I1}, x_{I2}) \\ &- \sum_{m=1}^2 \sum_{I=1}^{441} A_{lmJn}(x_{I1} + D x_1, x_{I2} + D x_2) \\ &\quad p_{Im}(x_{I1} + D x_1, x_{I2} + D x_2). \end{aligned} \quad (11)$$

当 $n = m$ 时, 可用 A_{InJn}^* 来代替 A_{lmJn} .

图4示出了 $\Psi = 0^\circ, 0.6^\circ$ 和 $y/v = 0.005, r_0\Psi/v =$

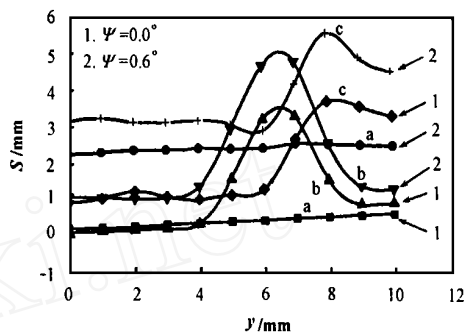


Fig 4 Total slip of the contact patch of the left wheel/rail

图4 左轮轨接触斑总滑动量

0.001 时, 左轮轨接触斑质点对总滑动量随 y 的变化, 其中总滑动量由下式求得:

$$S = \sum_j^{441} (S_{j1}^2 + S_{j2}^2)^{\frac{1}{2}}. \quad (12)$$

图中的 a 和 b 分别表示锥型轮轨滚动接触和磨耗型轮轨滚动接触情形, 轨底坡为 1:40; 而 c 表示磨耗型轮对与轨底坡为 1:20 的钢轨滚动接触. 从图4可以看出, Ψ 对接触斑质点对之间滑动量的影响较大, Ψ 越大, 滑动量也越大, 这是由于 Ψ 的增大导致轮轨接触斑处横向蠕滑率增大. 对轨底坡为 1:40 的情形, 当 $4.5 \text{ mm} \leq y \leq 8 \text{ mm}$ 时, 磨耗型左轮轨接触斑的总滑动量大于锥型轮轨接触斑的总滑动量; 当 $y \leq 4.5 \text{ mm}$ 时则情况相反. 若将钢轨的轨底坡改成 1:20, 显然 S 没有明显的降低. 因此, 磨耗型轮对和钢轨滚动接触时, 接触斑上总滑动量得不到改善. 但是, 接触斑上总滑动量的大小还不能确定接触表面的磨损程度, 因为接触斑上的切向力是关键因素.

图5示出了 $\Psi = 0^\circ, 0.6^\circ$ 和 $y/v = 0.005, r_0\Psi/v =$

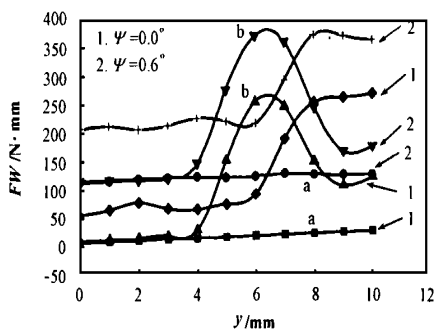


Fig 5 Friction work of the contact patch of left wheel/rail

图5 左轮轨接触斑摩擦功

0.001 时, 左轮轨接触斑摩擦功随 y 的变化, 图中符号的意义同图4. 显然, 接触斑的摩擦功情形基本同

于接触总滑动情形 当 $y \leq 4 \text{ mm}$ 时, 无论采用 1 40 轨底坡还是 1 20 轨底坡, 磨耗型轮对都不能降低轮轨之间的磨损; 当 $y \geq 4 \text{ mm}$ 时, 使用 1 20 轨底坡, 磨耗型轮对左轮接触斑的摩擦功随 y 的增长而迅速增长[见图 5 曲线] 由此可知, 现有的磨耗型轮对的型面、钢轨型面和轨底坡需要进一步改进和优化, 以达到最佳匹配状态, 从而真正达到降低轮轨接触表面的磨损、滚动接触疲劳和延长其使用寿命的目的

5 结论

a 就轮轨滚动接触而言, y/v 对锥型轮对和轨道滚动接触蠕滑率几乎没有影响, 对磨耗型轮轨接触的纵向和自旋蠕滑率也没有影响, 但对其横向蠕滑率影响较大 磨耗型轮轨接触蠕滑率随 y 的变化比锥型轮对的更明显

b 磨耗型轮对踏面的锥度比锥型轮对的大 当轮对偏移轨道时, 前者左右车轮瞬时滚动半径之差亦较大, 因而左右车轮的纵向蠕滑率增长较大 故磨耗型轮对能迅速恢复轮对对中, 但其蛇行失稳临界速度较低

c 无论采用 1 40 轨底坡还是 1 20 轨底坡, 磨耗型轮对和钢轨接触斑的摩擦功在多数接触位置上均比锥型轮对的大 目前所推广使用的磨耗型轮对

不能降低轮轨之间的磨损, 因此现有的磨耗型轮对的型面、钢轨型面和轨底坡需要进一步改进和优化, 以达到最佳匹配状态

参考文献:

- [1] Oskwald J R, Klauser P E. Turnout geometry optimization dynamic simulation of trucks and track [J]. Proc IHHA '99 STS-Conference, 1999, 14-17: 149-152
- [2] 刘启跃. 轮轨接触应力数值计算分析[J]. 铁道学报, 1998, 20 (2): 45-49
- [3] 王福天. 车辆系统动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1994, 25-27.
- [4] Jin X, Weihua Z. Analysis of creepages and their sensitivities for a single wheelset moving on a tangent track[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1996, 20 (2): 128-136
- [5] 金学松. 轮轨蠕滑理论及其试验研究[D]. 成都: 西南交通大学, 1999, 116-118
- [6] Jin X, Wu P, Wen Z. Effect of structure elastic deformation of wheelset/rail on creepages and creep forces of in rolling contact [C]. In: 5th International conference on contact mechanics and wear of railwheel systems, Tokyo, Japan, July 25-27, 2000
- [7] Kalker J J. Three-dimensional Elastic Bodies in rolling contact [M]. The Netherlands, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1990

Creepages and Friction Work of Wheelset and Track with Two Type Profiles in Rolling Contact

WEN Ze-feng¹, JIN Xue-song¹, LIU Xing-qi²

(1. National Traction Power Laboratory, Southwest Jiaotong University;

2. Engineering Affair Office, Chengdu Railway Bureau, Chengdu 610031, China)

Abstract: The contact geometry, creepages and friction work of wheelset/track with two type profiles in rolling contact are investigated with numerical methods. In the analysis of the friction work, Kalker theory of three-dimensional elastic bodies in rolling contact with non-Hertzian form is employed and the effects of structure elastic deformations of wheelset/track on the friction work are also taken into consideration. According to the numerical results, the creepages and friction work of the wheelset with worn profile and track are greatly different from those of the wheelset with cone profile and track in the same situation of motion. It has also been found that the currently widely used wheelset with worn profile in the railway field of China cannot effectively reduce the wear of the contact surfaces of wheelset and track. Thus further work is urgently needed to realize optimal matching of the profiles of wheel/rail systems.

Key words: wheelset/rail; rolling contact; creepage; friction work; wear