

轮轨接触几何参数匹配 对应力值影响的探讨

刘启跃 王夏鳌

(机械工程二系)

【摘要】 轮轨接触几何参数的匹配优劣直接影响着轮轨接触应力值的大小。文中探讨了货车不同车轮踏面、不同轨底坡的轮轨匹配问题,分析了轮对横移对轮轨接触应力值的影响。提出了推广使用轮轨接触应力的数值计算方法。

【关键词】 轮轨接触, 接触应力, 车轮踏面

前 言

轮轨接触几何参数的匹配问题是轮轨系统最基本问题之一,它直接或间接地影响着车轮在轨道上的直线运行、曲线通过、车轮和钢轨损伤以及列车运行稳定性等方面的性能。近年来,随着我国铁路运输向高速、重载方向发展,车轮、钢轨出现的接触疲劳损伤、表面剥离、表面塑性压溃、钢轨波磨等病害愈加严重,阻碍了铁路运输能力和经济效益的提高。究其原因,主要是由于过大的轮轨接触应力所导致的。为降低轮轨接触应力、减小轮轨的磨损损伤,在给定的轮轨系统结构情况下,选择最优的轮轨几何接触参数匹配可能是最为经济、有效的方法。

对轮轨接触应力值影响较大的几何接触参数主要为车轮轮径、车轮和钢轨踏面廓形、钢轨轨底坡、轮轨间隙、曲线超高等因素。此外还与轮轨接触点位置密切相关,这是因为实际的轮轨踏面外形并非是一个单一曲率的圆弧,当轮对偏离平衡位置时,轮轨接触点的踏面曲率半径和钢轨曲率半径与平衡位置时就不同,因而造成了轮轨几何接触参数的变化^{[1][2]}。本文通过理论计算主要探讨了车轮踏面廓形、轨底坡和轮轨接触点位置改变对轮轨接触应力值的影响。

1 轮轨接触位置的确定

确定车轮轮对与轨面的接触位置是一个比较复杂的几何关系问题。由于轮对是整体的,它在轨面上横移时,二个车轮踏面与轨面的接触是相互约束的,要根据轮轨表面的几何参数、轨距、轮对尺寸及轮半径才能确定轮轨接触点的位置。

轮轨不同接触位置的计算是根据轮轨横移量的变化来求算的。如图 1 所示,轮对横移量 ΔY 是轮对中心线相对于轨道中心线的横向位移,设左、右车轮、轨面的外形函数分别为 $WL(y)$ 、 $WR(y)$ 、 $RL(y)$ 和 $RR(y)$,当轮对的横移量 ΔY 确定时,左、右轮轨表面在垂

向距离最小且相等处接触, 即有:

$$\begin{aligned} [WL(y) - RL(y)]_{\min} \\ = [WR(y) - RR(y)]_{\min} \end{aligned}$$

计算时先分别求出左、右轮轨表面的最小距离, 通过车轴与轨面水平线旋转一定的角度, 调整修正使左、右轮轨表面某点在垂向距离最小而且相等, 则该点即为左、右轮轨表面的接触点位置。

改变横移量 ΔY 值, 重复上述计算, 就能得到轮对不同横移量时的轮轨接触点位置。

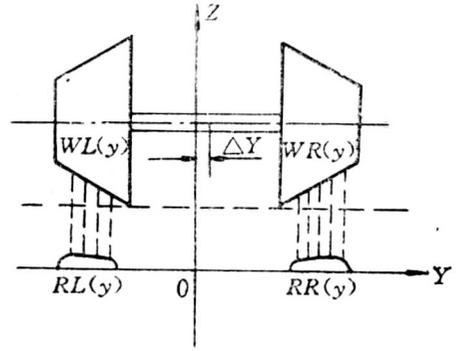


图 1

2 轮轨接触应力的数值计算方法

根据轮轨接触点位置的表面几何参数及轴重, 即可计算轮轨表面的接触面积、压力分布和轮轨的应力状态。以往计算采用的是赫兹理论方法, 特点是计算简便, 但缺陷是对非二次多项式表示的曲面形状接触无法计算。本文计算采用弹性理论的数值计算方法, 它可对任意形面接触进行计算, 而结果更符合实际情况。

二个表面为曲面的弹性物体接触时, 接触点会有少量的弹性变形, 接触点为面接触, 由弹性力学理论可得^[3]:

$$D = W_1 + W_2 + Z_1 + Z_2 \quad (1)$$

式中, D 为二物体曲率中心的接近距离; Z_1 、 Z_2 为二物体接触几何尺寸变化引起的物体法向接近量, 由物体曲面方程决定, 常用外形函数 $F(x, y)$ 表示, 即有

$$Z_1 + Z_2 = F(x, y) \quad (2)$$

W_1 、 W_2 为二物体表面受法向载荷后沿 Z 轴的弹性变形量, 即垂向的弹性变形量, 当表面压力分布为 $P(x, y)$ 时, W_1 、 W_2 的表达式为

$$W_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} \iint_{\phi} P(x, y) \frac{1}{r} dx \cdot dy \quad (3)$$

$$W_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \iint_{\phi} P(x, y) \frac{1}{r} dx \cdot dy \quad (4)$$

式中 E_1 、 E_2 分别为二物体的弹性模量, ν_1 、 ν_2 为泊桑比。 r 为作用力距计算位置的距离。令常数 k 值为:

$$k = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \quad (5)$$

将(2)、(3)、(4)、(5)式代入方程(1)中可得:

$$k \iint_{\phi} P(x, y) \frac{1}{r} dx \cdot dy = D - F(x, y) \quad (6)$$

当二物体接触表面可用二次多项式表示时, 外形函数 $F(x, y)$ 为二次多项式, 压力分布 $P(x, y)$ 是二次多项式形式, 方程(6)可应用椭圆积分推导求出完整的解析解, 这一工作为

赫兹所做，通常称为赫兹解或赫兹理论。但当接触表面为非二次型曲面时，方程(6)不能获得解析解。现今人们已可借助计算机对方程进行数值方法求解。

数值计算方法是先对接触区域进行网络单元划分，网络单元足够小时，各单元内的压力分布可视为均匀分布，这时面积为 S_i 的第 i 单元作用力为 $P_i \cdot S_i$ ，根据弹性力学公式，各单元力对接触区域产生弹性变形量表达式为：

$$W = k \sum_{i=1}^n P_i \cdot S_i \cdot \frac{1}{r_{ij}} \quad (7)$$

式中 r_{ij} 为各 j 点与 i 点单元之间的距离。用方程式表达为：

$$r_{ij} = \sum_{j=1}^n [(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2]^{0.5} \quad (8)$$

(7)、(8)式代入方程(6)中可得数值解方程：

$$k \sum_{i=1}^n P_i \cdot S_i \sum_{j=1}^n [(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2]^{-0.5} = D - F(x_i, y_i) \quad (9)$$

方程(9)中， $F(x_i, y_i)$ 由轮轨外形参数确定。 D 是与轴重相关的参数，计算时先给定一个初值 D_0 估算接触区，接触区进行网络单元划分计算后可求得未知数 P_i ，对求得的各项单元压力 P_i 值进行判断：

$$P_i = \begin{cases} > 0 & \text{计算单元在真实接触区内} \\ = 0 & \text{计算单元在真实接触边界} \\ < 0 & \text{计算单元在真实接触区外} \end{cases}$$

根据 P_i 值修正初始接触区，经迭代计算可求出不同轴重下的轮轨接触表面面积、形状以及接触压力分布和应力状态。计算流程如图2所示。

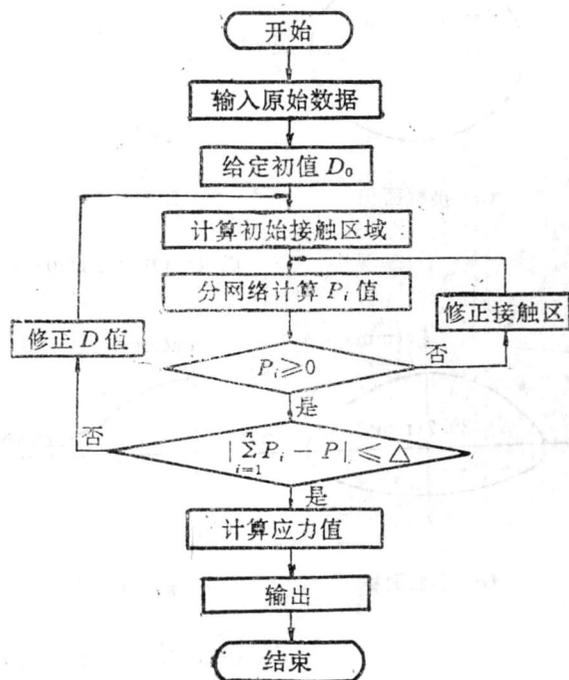


图2 计算流程图

3 计算分析

为分析轮轨接触几何参数对轮轨接触应力值的影响，文中就货车车轮的TB型锥形踏面轮和LM型凹形踏面轮与60kg/m的新轨接触进行了计算，轨底坡选取我国目前普遍采用的1/20和1/40，接触工况是静态单点接触直线工况，计算点选择在轮轨平衡位置，此时轮对横移量为零，轴重为21t，计算结果如图3~6所示。

对计算结果进行分析可得下面结论：

(1) 现行货车使用的车轮踏面与60kg/m轨接触，在平衡位置处，对减小轮轨接触应力而言，轨底坡1/20的优于1/40。以锥形踏面为例，车轮踏面锥度为1/20，当轨底坡为

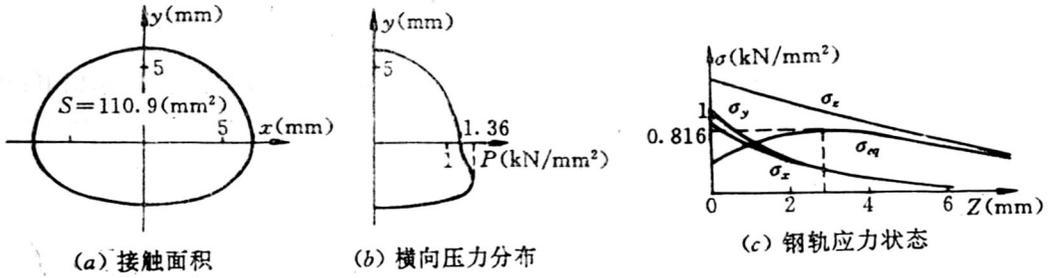


图 3 TB 轮与 1/40 轨底坡, 60 kg/m 轨接触

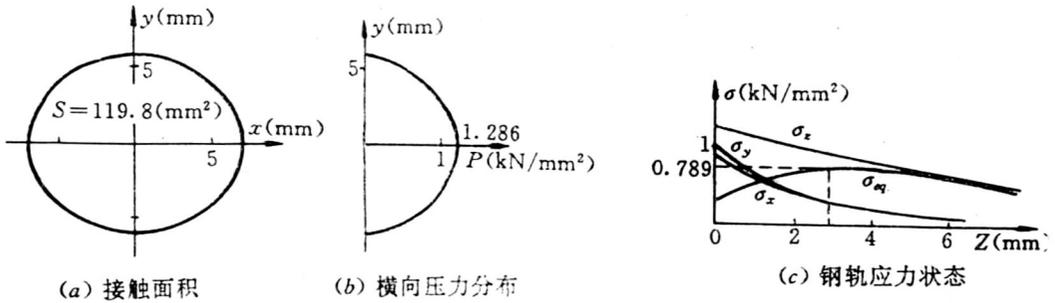


图 4 TB 轮与 1/20 轨底坡, 60 kg/m 轨接触

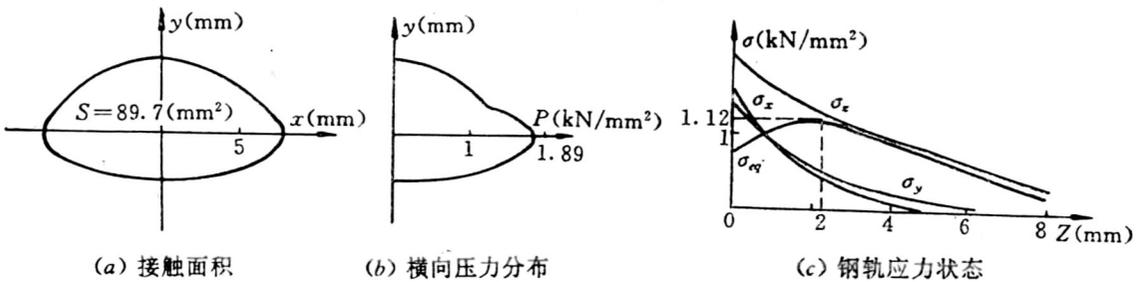


图 5 LM 轮与 1/40 轨底坡, 60 kg/m 轨接触

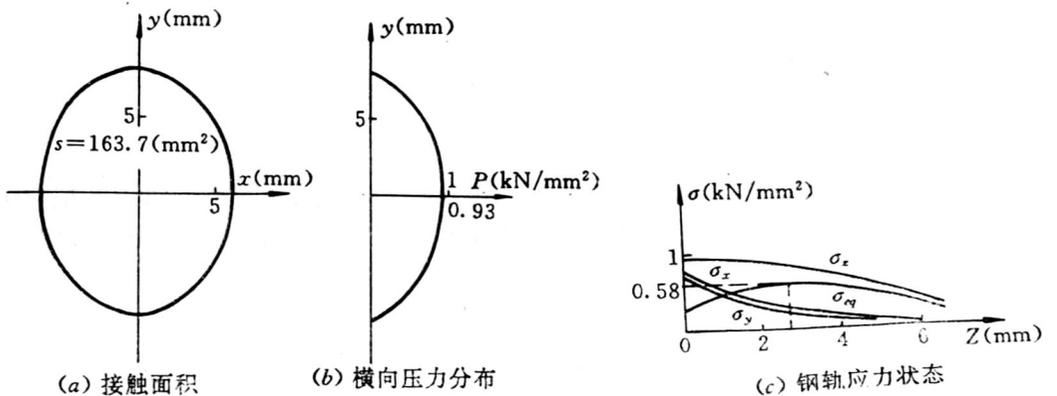


图 6 LM 轮与 1/20 轨底坡, 60 kg/m 轨接触

1/20 时, 轮轨接触曲率中心在同一直线上, 轮轨廓形为圆柱体相交叉接触时情形, 接触区域是椭圆形, 此时压力分布为规则的半椭圆球体。而当轨底坡为 1/40 时, 轮轨接触曲率中心相差一个夹角, 此时接触区域不规则, 造成了压力分布不规则, 有应力集中, 最大接触压力增大了 6%, 最大等效应力值增大 4% 左右, 降低了钢轨承载能力。

(2) 车轮踏面廓形对轮轨接触应力影响较大。LM 型凹形车轮与 60 kg/m 轨、1/20 轨底坡在平衡位置接触时, 同锥形轮与 60 kg/m 轨、1/20 轨底坡在平衡位置接触时比较, 最大接触压力减小了 26%, 这是因为凹型踏面的弧面增大了当量接触半径, 增加了轮轨接触区域的宽度, 接触面积迅速上升, 轮轨接触压力下降。

(3) 轮轨接触几何参数匹配优劣直接关系到轮轨接触应力值的大小。计算结果中可知, 在平衡位置时, LM 型轮与 60 kg/m、1/20 轨底坡钢轨接触时, 应力值最小, 最大等效应力值 σ_{eq} 为 0.58 kN/mm², 为 4 种算例中的最佳匹配。接触应力值最大的为 LM 型轮与 60 kg/m、1/40 轨底坡的钢轨接触, 其最大等效应力值 σ_{eq} 高达 1.12 kN/mm², 比 LM 型轮与 60 kg/m 轨、1/20 轨底坡接触情况应力增大近一倍。造成这种情况的原因是 1/40 轨底坡的钢轨与 LM 轮接触时接触点位置不在最大圆弧上, 轨面上是 R 80 处接触, 轮踏面上是 R 100 圆弧与 R 500 圆弧过渡区上。而 LM 轮与 1/20 轨底坡钢轨在平衡位置处, 轨面接触点是在 R 300 弧面上, 轮踏面是在 R 500 弧面上, 接触点曲率半径的不同, 造成了接触应力值的较大变化。

轮轨接触应力值除与轮轨廓形、轨底坡相关外, 还随轮对横移量 ΔY 的变化而改变, 尤其是对于凹形踏面的 LM 型车轮。由于横移量 ΔY 的变化, 改变了轮轨接触点位置, 使轮轨接触点在不同的轮、轨踏面的弧面上变化, 改变了轮轨当量接触半径, 使轮轨接触应力值发生变化^[4]。图 7 是 LM 型车轮与 60 kg/m、1/20 轨底坡的钢轨接触时, 最大等效应力值随横移量变化的情况。

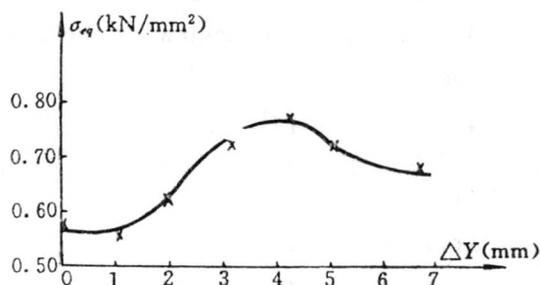


图 7

4 结 论

(1) 轮轨廓形对轮轨接触应力值影响较大, 对不同条件的线路情况进行轮轨廓形优化设计是减小轮轨接触应力的最佳手段。在选择轮轨廓形时要以可靠的计算方法为依据。目前国内推广使用的货车 LM 型凹形踏面车轮与 60 kg/m 钢轨匹配时, 对 1/20 轨底坡的钢轨比较适用, 能有效地降低轮轨接触应力, 而对于 1/40 轨底坡, 其效果不如锥形踏面车轮。

(2) 轨底坡对轮轨接触应力影响较大。在选择轨底坡时应考虑到对轮轨应力值的影响作用。此外, 轨距、曲线超高的选择也对轮轨应力值有较大影响, 应谨慎选择, 以免造成过大的轮轨接触应力值。

(3) 轮轨廓形的优化匹配是减轻轮缘磨损、改善列车曲线通性能的最佳途径。在澳大利

亚, 工程技术人员设计了曲线区段的轨头特殊形状截面, 使之与车轮踏面廓形匹配, 并发展了一种曲线区段钢轨轨头非对称磨削的技术。表 1 是对钢轨轨头磨削前、后的轮轨间横向力进行测量的结果^[5]。表中表明打磨后由于轮轨廓形匹配得到了改善, 轮缘力迅速下降, 大大减缓了曲线区段车轮轮缘与轨肩的磨损。

表 1 非对称性轨头打磨对轮缘力的影响

试验曲线半径	1220 m(冲角 1°30')		764 m(冲角 2°26')	
	磨削前	磨削后	磨削前	磨削后
钢轨面状况				
外轨横向力(kN)	35.03	3.06	38.95	17.49
内轨横向力(kN)	31.59	18.16	38.61	29.34
轮缘力(kN)	51.62	6.76	62.56	31.84

(4) 轮轨接触计算是对轮轨关系进行研究的最基本手段。随着轮轨伤损病害的日益增加, 人们对轮轨关系的研究也就更加重视。但过去使用的计算方法与理论多为半个世纪前所建立, 存在着一些不足与局限性。目前世界各国相应发展了数值计算方法对轮轨接触应力进行计算, 它是一种精确、可靠的计算方法, 计算结果更符合实际, 是选择轮轨廓形最佳匹配的有效计算方法, 值得进一步推广与应用。

参 考 文 献

- [1] Singh K P and Paul B. Numerical Solution of Non-Hertzian Elastic Contact Problems. *Journ of Applied Mechanics*, Trans, ASEM, 1974; 4(2)
- [2] Johnson K L. A Review of the Theory of Rolling Contact-stresses. *Wear*, 1966; 9
- [3] 黄 炎. 工程弹性力学. 北京: 清华大学出版社, 1982
- [4] 王开文. 车轮接触点迹线及轮轨接触几何参数的计算. *西南交通大学学报*, 1984; (1)
- [5] Longson B H and Lamson S T. Bevelment of Rail Profile Grinding at Hamersley Iron. *Proceedings of Second International Heavy Haul Railway Conference, USA*, 1982

Matching of Rail-Wheel Geometry Parameter

Liu Qiyue Wang Xiaqiu

(Dept. of Mech. Eng. II)

[Abstract] Rail-wheel contact stress depends to a large extent on the matching of rail-wheel geometry parameters. This paper studies the influence of wheel tread, rail base slope and transverse displacement of wheel set on contact stress, and recommends the numerical solution of non-Hertzian elastic contact.

[Keywords] wheel-rail contact, contact stress, wheel tread