

文章编号:1671-1637(2012)06-0041-07

高速轮轨水介质接触数值分析方法

吴 兵, 温泽峰, 王衡禹, 金学松

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要:将多重网格法引入水介质存在时高速轮轨黏着问题的数值求解中,研究了轮轨间存在水介质和不考虑轮轨表面粗糙度时,速度与载荷对水膜厚度的影响。数值分析结果表明:水膜厚度与轮轨表面粗糙度处于同一等级,粗糙度的影响不可忽略。基于数值分析结果,应用部分膜润滑理论研究了考虑表面粗糙度与轮轨间存在水介质时的接触机理,分析了轮轨黏着系数随速度变化的情况。计算结果表明:随着速度的提高,黏着系数急剧降低,其数值低于0.1。JD-1试验速度在60、90、120 km·h⁻¹时,黏着系数的试验结果与数值结果吻合较好,最大相对误差不超过8%,因此,利用数值方法可较好地预估黏着系数。

关键词:轮轨关系;水介质;弹性流体动力润滑;数值方法;黏着系数

中图分类号:U211.5

文献标志码:A

Numerical analysis method of wheel/rail adhesion under water lubrication for high-speed railway

WU Bing, WEN Ze-feng, WANG Heng-yu, JIN Xue-song

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China)

Abstract: Multigrid method was introduced into the calculation of wheel/rail adhesion under wet condition at high speed, and the influence of train speed and contact pressure on water film thickness was investigated under wet condition without thinking about surface roughness. Numerical analysis result shows that surface roughness and water film thickness have same order, and surface roughness is not ignored. Partial lubrication theory was applied to study the contact characteristics of wheel and rail under water lubrication based on the numerical analysis result, and the relationship between train speed and adhesion coefficient was investigated. Computation result indicates that with the increase of train speed, adhesion coefficient decreases rapidly, and its values are below 0.1. The comparison of experimental result obtained by JD-1 testing machine at the simulation speeds of 60, 90 and 120 km·h⁻¹ and numerical analysis result shows that the maximum relative error of adhesion coefficient is less than 8%, so the numerical analysis method is accurate to estimate adhesion coefficient. 3 tabs, 5 figs, 22 refs.

Key words: wheel/rail relationship; water lubrication; elastohydrodynamic lubrication; numerical method; adhesion coefficient

Author resumes: WU Bing(1987-), male, doctoral student, +86-28-86466051, jiaoda-wubing@163.com; JIN Xue-song(1956-), male, professor, PhD, +86-28-87634355, xsjin@home.swjtu.edu.cn.

收稿日期:2012-07-21

基金项目:国家自然科学基金项目(51175438, U1134202);国家973计划项目(2011CB711103);高等学校博士学科点专项科研基金项目(20110184130002);四川省应用基础研究项目(2011JY0129)

作者简介:吴 兵(1987-),男,江苏泰兴人,西南交通大学工学博士研究生,从事轮轨黏着研究。

导师简介:金学松(1956-),男,江苏扬州人,西南交通大学教授,工学博士。

0 引 言

中国幅员辽阔,高速线路基本裸露在外,钢轨表面不可避免地会受到雨水的侵袭,导致钢轨表面覆盖一层水膜。西南交通大学牵引动力国家重点实验室的黏着试验发现,轮轨接触面水膜的存在对轮轨黏着特性影响很大,降低了轮轨黏着力^[1],Ohyama 的试验也同时证明了这点^[2]。在铁路运输中,轮轨黏着是直接关系到铁路行车安全和正常运营的关键问题之一,列车的牵引和制动都是依靠黏着力。水介质存在时造成的低黏着会引起列车牵引能力不足而导致列车误点,直接影响铁路的正常运营。同时,低黏着会使车轮在钢轨上空转或滑行,造成车轮踏面或钢轨轨头的擦伤。轮轨表面擦伤将使列车运行时车辆/轨道产生强烈的振动和冲击,导致车轮轴承、车轴和轨道的损伤,增加车辆和线路的维修费用,因此,亟待研究轮轨间存在水介质时的黏着机理。

目前,国内外对于轮轨间存在水介质的黏着机理的研究主要采用试验和数值两种方法。在试验方面,Ohyama 等研究了在干态接触与水介质情况下的高速滚动副的牵引力与摩擦因数、表面污物和润滑膜对轮轨黏着特性的影响^[2-5];Kumar 等研究了轮轨冲角、蛇形运动、油水污染对黏着-蠕滑特性的影响^[6];Arias-Cuevas 通过小比例模型对轮轨间存在“第三介质”时的黏着特性进行了系统的试验研究^[7];Wang 等通过 JD-1 试验机对轮轨间存在水、油、砂以及水混合砂、砂混合水等进行了研究^[8]。在数值模拟方面,Tadao 等基于膜厚的经验公式,研究了轮轨粗糙表面的介质黏着特性^[9];Chen 等以小比例试验机的参数对水介质下的接触特性进行了数值求解^[10-11];杨翊仁等通过探寻最优化方法也获得了水介质工况下的完全数值解^[12-13];裴有福通过弹流润滑理论对高速轮轨条件下的水润滑进行了全膜润滑计算^[14]。然而目前还没有一种针对实际的高速列车参数的数值研究,已有的研究也只是基于试验研究与中低速列车和试验机的参数。本文将基于 CRH2 的参数,从数值研究的角度揭示了水介质存在时轮轨表面光滑和粗糙时的接触机理,得到了在研究水介质轮轨黏着特性时必须考虑轮轨表面粗糙度的结论,通过数值计算掌握了列车运行速度对轮轨黏着特性的影响规律,并与 JD-1 的试验结果进行了对比。

1 数值解析方法

轮轨间存在水介质时的黏着特性,可以简化为

水润滑来研究。考虑到轮轨接触以及水介质的物理特性,传统的迭代方法已无法适应数值计算的需要。本文在 Venner 等对多重网格技术研究的基础上^[15-17],以多重网格方法作为数值分析的工具。

1.1 基本假设

- (1) 轮轨间的粗糙度高度服从高斯分布。
- (2) 液体为等温不可压缩牛顿流体。
- (3) 将轮轨间的椭圆接触简化为二维线接触。

1.2 量纲为 1 基本方程

量纲为 1 参数组^[18]为

$$X = \frac{x}{b}$$

$$H = \frac{hb}{R^2}$$

$$W = \frac{w}{ER}$$

$$P = \frac{p}{p_H}$$

$$U = \frac{u\eta_0}{ER}$$

$$\bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}$$

借助于 Patir 和 Cheng 提出的平均流量模型^[19],量纲为 1 的雷诺方程可以表达为

$$\frac{d}{dX} \left(\epsilon \frac{dP}{dX} \right) = U \frac{dH_T}{dX} + \Delta U \sigma \frac{d\varphi_s}{dX} \quad (1)$$

通过向后和中心差分将式(1)离散成如下形式

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\Delta^2} [\epsilon_{i-\frac{1}{2}} P_{i-1} - (\epsilon_{i-\frac{1}{2}} + \epsilon_{i+\frac{1}{2}}) P_i + \epsilon_{i+\frac{1}{2}} P_{i+1}] - \\ & \frac{1}{\Delta} [U(H_{T,i} - H_{T,i-1}) + \Delta U \sigma (\varphi_{s,i} - \\ & \varphi_{s,i-1})] = 0 \quad i=1,2,\dots,n-1 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \epsilon &= \varphi_x \frac{4W^2 H^3}{3\pi^2 \bar{\eta}} \\ \epsilon_i &= \varphi_{x,i} \frac{4W^2 H_i^3}{3\pi^2 \bar{\eta}_i} \\ \epsilon_{i-\frac{1}{2}} &= (\epsilon_i + \epsilon_{i-1})/2 \\ \epsilon_{i+\frac{1}{2}} &= (\epsilon_i + \epsilon_{i+1})/2 \\ H_T &= \int_{-H}^{+\infty} (H + \delta) f(\delta) d\delta = \frac{H}{2} \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{H}{\sqrt{2}\sigma} \right) \right] + \\ & \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{H^2}{2\sigma^2} \right) \\ \sigma &= \sqrt{\sigma_1 + \sigma_2} \\ f(\delta) &= \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{\delta^2}{2\sigma^2} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

式中: x 为滚动方向坐标; X 为量纲为 1 的坐标; b

为接触斑半宽; h 为名义膜厚; H 为量纲为 1 的膜厚; H_i 为第 i 个节点处的量纲为 1 的膜厚; H_T 为局部膜厚; $H_{T,i}$ 为第 i 个节点处的局部膜厚; R 为车轮当量半径; E 为弹性模量; w 为轴重; W 为量纲为 1 的轴重; u 为平均速度; U 为量纲为 1 的平均速度; ΔU 为量纲为 1 的平均速度差; η_0 为常温常压下液体的粘度; η 为液体的粘度; $\bar{\eta}$ 为量纲为 1 的粘度; $\bar{\eta}_i$ 为第 i 个节点处量纲为 1 的粘度; p_H 为最大赫兹应力; p 为流体压力; P 为量纲为 1 的流体压力; P_i 为第 i 个节点处量纲为 1 的流体压力; n 为节点数; Δ 为网格间距; δ 为轮轨表面粗糙度幅值; σ 为轮轨表

面合成粗糙度均方差; σ_1 、 σ_2 分别为轮、轨表面粗糙度的均方差; φ_x 为 x 方向的压力流量因子; $\varphi_{x,i}$ 为第 i 个节点处的压力流量因子; φ_s 为剪切流量因子; $\varphi_{s,i}$ 为第 i 个节点处的剪切流量因子。

x 和 y 方向的压力流量因子 φ_x 、 φ_y 与 H/σ 和粗糙表面纹理参数 γ 有关, 定义表面纹理方向(图 1)为

$$\gamma = \frac{\lambda_{0.5x}}{\lambda_{0.5y}}$$

式中: $\lambda_{0.5x}$ 、 $\lambda_{0.5y}$ 分别为微凸体接触轮廓在液体流动方向和垂直方向的相关长度, 在此 λ 下, 它们的自相关函数值等于在起点处的值的 50%^[19]。

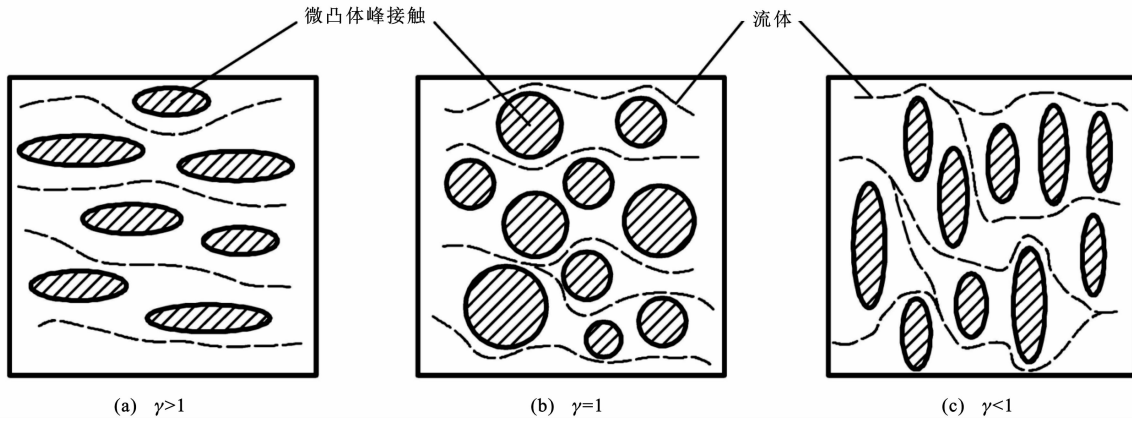


图 1 三种典型纹理方向

Fig. 1 Three typical orientations

根据 Patir 和 Cheng 的经验公式^[19], 压力流量因子 φ_x 可描述为

$$\varphi_x = \begin{cases} 1 - c \exp\left(-\frac{rH}{\sigma}\right) & \gamma \leq 1 \\ 1 + c \left(\frac{H}{\sigma}\right)^{-r} & \gamma > 1 \end{cases} \quad (4)$$

式中: c 、 r 为由 γ 确定的常数^[20]。

剪切流量因子为

$$\varphi_s = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma}\right)^2 \Phi_s\left(\frac{H}{\sigma}, \gamma_1\right) - \left(\frac{\sigma_2}{\sigma}\right)^2 \Phi_s\left(\frac{H}{\sigma}, \gamma_2\right) \quad (5)$$

$$\Phi_s\left(\frac{H}{\sigma}, \gamma\right) = \begin{cases} A_1 \left(\frac{H}{\sigma}\right)^{\alpha_1} \exp\left[-\alpha_2 \frac{H}{\sigma} + \alpha_3 \left(\frac{H}{\sigma}\right)^2\right] & \frac{H}{\sigma} \leq 5 \\ A_2 \exp\left(-0.25 \frac{H}{\sigma}\right) & \frac{H}{\sigma} > 5 \end{cases} \quad (6)$$

式中: $\Phi_s(\cdot)$ 为假设 2 个表面中有一个为光滑面时的剪切流量因子, 而 φ_s 表示 2 个表面都是粗糙的; γ_1 、 γ_2 分别为轮、轨表面粗糙度的纹理参数; A_1 、 A_2 、 α_1 、 α_2 、 α_3 为由 γ_1 、 γ_2 确定的常数^[19-20]。

φ_x 、 φ_s 是膜厚比 H/σ 的函数, 当 H/σ 很大时, φ_x 接近于 1, 而 φ_s 接近于 0。在轮轨表面, 当不考虑

粗糙度时, H/σ 无穷大, 则可认为 φ_x 为 1, φ_s 为 0。此时考虑粗糙度的平均雷诺方程为

$$\frac{d}{dX} \left(\epsilon \frac{dP}{dX} \right) = U \frac{dH}{dX}$$

离散的形式为

$$\frac{1}{\Delta^2} [\epsilon_{i-1/2} P_{i-1} - (\epsilon_{i-1/2} + \epsilon_{i+1/2}) P_i + \epsilon_{i+1/2} P_{i+1}] -$$

$$\frac{1}{\Delta} U (H_i - H_{i-1}) = 0$$

简化后得

$$\epsilon_i = \frac{4W^2 H_i^3}{3\pi^2 \bar{\eta}_i}$$

粘压方程(Roelands 关系式)为

$$\bar{\eta}_i = \exp \left\{ [\ln(\eta_0) + 9.67] \left[-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_i p_H)^{z_0} \right] \right\} \quad (7)$$

式中: z_0 为参数, 按照经验一般取为 0.6^[15]。

膜厚方程为

$$H_i = H_c + \frac{X_i^2}{2} - \frac{1}{\pi} \sum_{j=0}^n K_{i,j} (P_j + P_{a,j}) \quad (8)$$

$$P_a = k_a E F_{\frac{5}{2}} \left(\frac{H}{\sigma} \right) / p_H \quad (9)$$

$$k_a = \left(\frac{8\sqrt{2}}{15} \right) \pi (N\beta\sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}}$$

$$F_{\frac{5}{2}} \left(\frac{H}{\sigma} \right) = \int_{H/\sigma}^{+\infty} \left(\delta - \frac{H}{\sigma} \right)^{5/2} f(\delta) d\delta$$

式中: H_c 为中心膜厚; $K_{i,j}$ 为影响系数; X_i 为第 i 节点处量纲为 1 的坐标; P_a 为固体压力; $P_{a,j}$ 为第 j 节点处固体粗糙峰承受的压力, 可采用 Greenwood 和 Tripp 给出的粗糙度接触压力方程^[21]求解; N 为单位面积上的粗糙峰数; β 为粗糙峰的平均曲率半径; 当 σ/β 在 0.010 0~0.000 1 之间变化时, 系数 k_a 的取值范围为 0.003 0~0.000 3^[12,21]。

本文采用的接触方程形式为^[21]

$$F_{\frac{5}{2}} \left(\frac{H}{\sigma} \right) = \begin{cases} 4.408\ 6 \times 10^{-5} \left(4 - \frac{H}{\sigma} \right)^{6.804} & \frac{H}{\sigma} < 4 \\ 0 & \frac{H}{\sigma} \geq 4 \end{cases} \quad (10)$$

载荷方程为

$$W = W_e + W_a = \int_A P dA + \int_A P_a dA = 0.5 \Delta^k \sum_{i=1}^n (P_i + P_{a,i}) \quad (11)$$

式中: W_e 与 W_a 分别为量纲为 1 的流体与固体总荷载; A 为接触区域; Δ^k 为第 k 层网格的间距。

当轮轨表面光滑时, 即全膜润滑状态, 载荷完全由液体承载, W_a 为 0; 当考虑轮轨表面粗糙度时, 接触处于部分膜润滑状态, 载荷由固体粗糙峰和液体共同承载。

1.3 数值解析方法

雷诺方程为非线性偏分方程, 传统的求解方法是针对给定网格划分下得到的差分方程组, 选择某种迭代过程来不断逼近精确解。但理论和计算实践都表明, 这种方法随着迭代次数的增加, 近似解的精度提高得很慢。并且其逼近精度及速度和网格的大小直接关系, 事先难以给出合适的网格划分使之兼顾计算精度和计算量的要求。多重网格法充分利用了迭代误差的收敛特性, 避免了传统的固定网格上迭代的不足。它是把在细网格上松弛, 使误差光滑与在粗网格上低频误差容易收敛的优点相结合, 使求解稳定, 收敛快。

多重网格法实际上求解的是缺陷方程, 第 i 节点处第 k 层网格上 Reynolds 方程^[17]的缺陷方程 F_i^k 为

$$F_i^k = \frac{1}{(\Delta^k)^2} \left[\epsilon_{i-\frac{1}{2}}^k P_{i-1}^k - (\epsilon_{i-\frac{1}{2}}^k + \epsilon_{i+\frac{1}{2}}^k) P_i^k + \epsilon_{i+\frac{1}{2}}^k P_{i+1}^k \right] - \frac{1}{\Delta^k} \left[U(H_{T,i}^k - H_{T,i-1}^k) + \Delta U \sigma (\varphi_{s,i}^k - \varphi_{s,i-1}^k) \right]$$

$$\epsilon_{i+\frac{1}{2}}^k P_{i+1}^k \left] - \frac{1}{\Delta^k} \left[U(H_{T,i}^k - H_{T,i-1}^k) + \Delta U \sigma (\varphi_{s,i}^k - \varphi_{s,i-1}^k) \right] \quad (12)$$

各层网格上的载荷的缺陷方程 g^k 为

$$g^k = \Delta^k \sum_{i=0}^{n_k-1} \frac{P_i^k + P_{i+1}^k + P_{a,i}^k + P_{a,i+1}^k}{2} \quad (13)$$

g^k 在最高层等于 $\pi/2$ ($k=m$), 在其他网格层上是由上一层网格上压力的近似解决定的 ($k \neq m$), 与本层网格上压力的计算过程或计算结果无关, 即

$$g^{k-1} = \Delta^{k-1} \sum_{i=0}^{n_{k-1}-1} \left[I_k^{k-1} (\tilde{P}_i^k + \tilde{P}_{i+1}^k + \tilde{P}_{a,i}^k + \tilde{P}_{a,i+1}^k) \right] / 2 + g^k - \Delta^k \sum_{i=0}^{n_k-1} \frac{\tilde{P}_i^k + \tilde{P}_{i+1}^k + \tilde{P}_{a,i}^k + \tilde{P}_{a,i+1}^k}{2} \quad (14)$$

式中: I_k^{k-1} 为限制算子, 表示将第 k 层的目标值转移到第 $k-1$ 层的插值算子; n_{k-1} 为第 $k-1$ 层的节点数; 上标带“ k ”的变量为相应变量在第 k 层的值; 上标带“ \sim ”的变量为相应变量的近似解。

获得了缺陷方程后, 采用六层网格, 最高层网格数为 1 921, 选取 Hertz 压力为全膜计算初始压力值, 选取全膜计算的压力和膜厚计算值为部分膜计算初值, 采用杨沛然拟合公式^[17]计算中心膜厚 ($X=0$)。在每层上通过 Gauss-Seidel 迭代法对雷诺方程进行迭代, 采用数值稳定性较好的 W 循环求解, 经验表明^[15]只需要在最底层网格上调整中心膜厚。

2 计算结果分析

2.1 轮轨表面光滑

CRH2 计算参数见表 1, ν 为轮轨泊松比。图 2 为表 1 参数下的轮轨接触压力和水膜厚度分布, 可以看出液体压力分布和 Hertz 压力分布类似, 只是在出口附近不同; 在接触区, 膜厚分布基本保持一条直线, 膜厚很小。

表 1 计算参数

Tab. 1 Computation parameters

参数	取值
R/m	0.43
E/Pa	2.06×10^{11}
ν	0.3
ω/t	14
$u/(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	145
σ_1, σ_2	0.114 7, 0.104 0
γ	1
k_a	0.001
$\eta_0/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.001 3

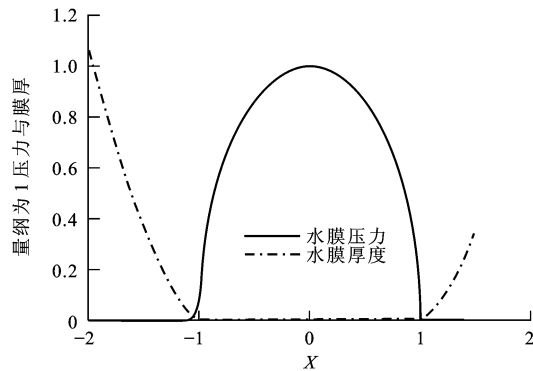


图 2 光滑接触面流体压力与膜厚分布

Fig. 2 Distributions of hydrodynamic pressure and film thickness on smooth interface

2.1.1 速度的影响

速度是衡量高速铁路的一项重要指标,必须考虑其对轮轨黏着特性的影响。表 2 为水润滑状态下速度与流体膜厚之间的关系,从实际中心膜厚和实际最小膜厚来看,其随着速度的增大而增大,同时其数量级是微米级,与轮轨表面粗糙度处于同一个数量级^[2,14]。

表 2 水润滑状态下的速度与接触流体膜厚关系

Tab. 2 Relationship between train speed and film thickness under water lubrication

速度/ (km · h ⁻¹)	量纲为 1 的 中心膜厚	中心膜厚/ μm	量纲为 1 的 最小膜厚	最小膜厚/ μm
145	0.012 41	0.790 0	0.011 42	0.726 9
260	0.018 46	1.175 1	0.016 52	1.050 0
380	0.023 93	1.523 3	0.021 01	1.337 4

2.1.2 载荷的影响

接触压力对轮轨黏着的影响是试验中非常关注的问题。表 3 为水润滑状态下接触压力与膜厚的关系,可以看出随着接触压力的增大实际最小膜厚和中心膜厚减小,膜厚的数量级与粗糙度也是处于同一等级的。

表 3 水润滑状态下接触压力与膜厚的关系

Tab. 3 Relationship between contact pressure and film thickness under water lubrication

接触压力/ MPa	量纲为 1 的 中心膜厚	中心膜厚/ μm	量纲为 1 的 最小膜厚	最小膜厚/ μm
760	0.038 07	1.5	0.004 06	1.288
2 000	0.004 06	1.1	0.003 59	0.970

由速度和接触压力对膜厚的影响来看,增大接触压力会使膜厚减小,增大速度会使膜厚增大。通过计算发现,实际膜厚等级与粗糙度处于同一等级^[14],使用全膜润滑理论是不合理的,在研究轮

轨间存在水介质的黏着特性时必须考虑粗糙度的影响。

2.2 轮轨表面粗糙

轮轨表面实际是存在粗糙度的,而且粗糙度等级和水膜厚度相同。现选取 CRH2 为研究对象,速度为 180 km · h⁻¹,采用表 1 中的参数计算得到压力与膜厚的分布见图 3,可知轮轨间存在水介质时的接触压力分布和干态接触时的压力分布完全不同。由于载荷由液体和固体一同承载,因此,压力分布由两部分组成:一部分为流体压力,另一部分为固体压力。液体压力分布和 Hertz 压力分布类似,在出口附近没有出现二次压力峰;在接触区内固体压力基本为一直线,在出口附近有一个微小突起,与膜厚形成倒影关系。

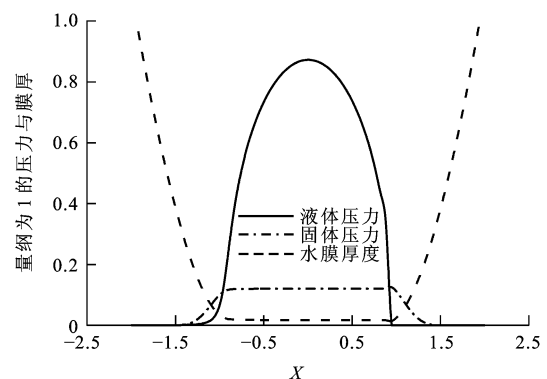


图 3 粗糙接触面流体压力与膜厚分布

Fig. 3 Distributions of hydrodynamic pressure and film thickness on rough interface

2.2.1 黏着系数的定义

在前面已经求出了流体动压力分布、固体粗糙峰压力分布和膜厚分布,液体和固体承载分别为

$$W_e = \sum_{i=1}^n \Delta_i P_i$$

$$W_a = \sum_{i=1}^n \Delta_i P_{a,i}$$

轮轨牵引力为

$$F_T = \mu_e W_e + \mu_a W_a = F_e + F_a$$

式中: Δ_i 为第 i 节点处的网格间距; μ_e 为流体的摩擦因数; μ_a 为固体粗糙峰的摩擦因数; F_e 与 F_a 分别为液体与固体传递的切向力。

由于轮轨间有部分水膜的存在,所以一般处于边界润滑状态,很难用理论方法确定摩擦因数,一般只能通过实测得到,因此,可以通过干态接触情况下 Carter 理论中蠕滑率和牵引系数的关系近似获得 μ_a ^[10],本文参考文献[12],选取 μ_a 为 0.2。

μ_e 定义为^[10]

$$\mu_e = \frac{\eta \Delta u}{p_m h_0}$$

式中: h_0 为中心名义膜厚; p_m 为液体的平均压力; Δu 为平均速度差。

轮轨牵引系数 f 定义为

$$f = \frac{F_T}{W} = \frac{\mu_e W_e + \mu_a W_a}{W}$$

当牵引系数达到最大值时将其定义为轮轨的黏着系数,其值一般在微滑范围内取得。在轮轨滚动接触中,黏着系数或者最大牵引系数通常是在蠕滑率为 0.1%~0.3%中取得^[13],本文的工况都是在蠕滑率为 0.3%时取得的。

2.2.2 速度的影响

影响轮轨黏着的因素很多,但速度是影响轮轨黏着特性的关键因素,也是制约高速铁路发展的一个重要瓶颈。本文在计算了考虑粗糙度时的接触机理后,讨论了速度对轮轨黏着特性的影响。图 4 为数值计算后获得的黏着系数随速度变化的曲线,可以看出随着速度的增大,黏着系数是下降的,这主要是由于随着速度的增大,轮轨间的膜厚变大,使得固体粗糙峰接触的压力变小,所以导致轮轨间的黏着系数变小。

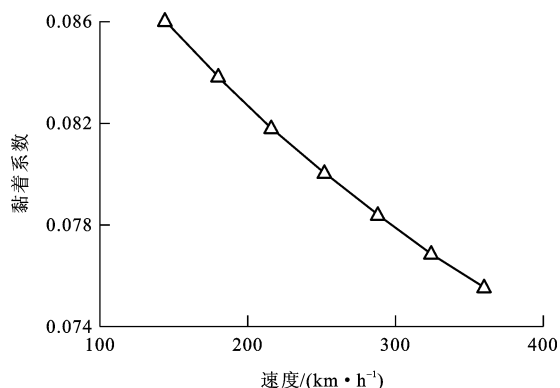


图 4 速度与黏着系数的关系

Fig. 4 Relationship between train speed and adhesion coefficient

2.3 结果对比

通过上述数值计算可以看出速度对高速轮轨存在水介质时的黏着特性影响很大,为此通过 JD-1 试验机^[8,22]对水介质下黏着系数随速度的变化规律进行了试验,并将试验结果与数值结果进行了对比。试验速度等级分别为 60、90、120 km·h⁻¹。图 5 为 JD-1 试验结果与数值计算结果的对比,可以看出两者趋势一样,数值相差不大,因此,通过两者对比可以在一定程度上验证数值模型和算法的合理性。由

于目前 300 km·h⁻¹ 以上速度的试验机正在建设中,模拟速度高于 200 km·h⁻¹ 的黏着试验需待后续研究。

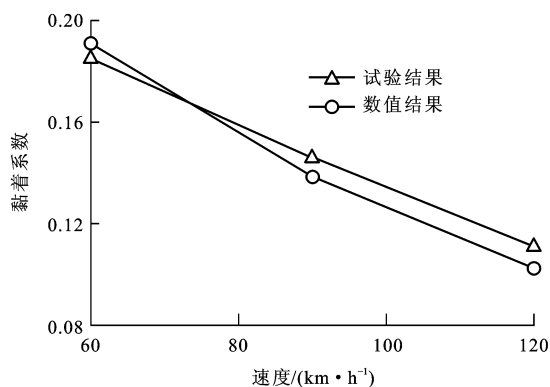


图 5 试验结果与数值结果的对比

Fig. 5 Comparison between testing result and numerical result

3 结 语

本文应用数值方法对轮轨间存在水介质时的黏着特性进行了数值分析,发现轮轨间的黏着系数随着列车速度的增加而降低,并将数值结果与试验结果进行了对比,验证了数值模型的合理性。然而本文的研究是假设轮轨间的接触为二维线接触,实际工况为椭圆接触,研究的最高模拟速度为 120 km·h⁻¹,不能满足高速黏着研究的要求。下一步研究将二维模型推广到三维,使其更接近现实工况,并将进行高速工况下的试验研究与数值模型验证。

参考文献:

References:

- [1] 沈志云,张卫华,金学松,等. 轮轨接触力学研究的最新进展[J]. 中国铁道科学, 2001, 22(2): 1-14.
SHEN Zhi-yun, ZHANG Wei-hua, JIN Xue-song, et al. Advances in wheel/rail contact mechanics[J]. China Railway Science, 2001, 22(2): 1-14. (in Chinese)
- [2] OHYAMA T. Tribological studies on adhesion phenomena between wheel and rail at high speeds[J]. Wear, 1991, 144(1/2): 263-275.
- [3] 大山忠夫. 高速域における車輪/レール間の粘着力に及ぼす表面汚染の影響(第2報)——接觸領域における摩擦係数と接觸剛性が粘着力に及ぼす影響[J]. 潤滑, 1987, 33(7): 548-554.
TADAO O. Influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at high speeds(2nd report)—effects of friction coefficients and tangential contact rigidity on adhesion force[J]. Japan Society of Lubrication Engineers, 1987, 33(7): 548-554.

- [4] 大山忠夫,大野薰,中野敏. 高速域における車輪/レール間の粘着力に及ぼす表面汚染の影響(第1報)——微量油付着状態における粘着力の挙動[J]. 潤滑, 1987, 33(7): 540-547.
TADAO O, KAORU O, SATOSHI N. Influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at high speeds (1st report)—behavior of adhesion force under the surfaces contaminated with a small amount of liquid paraffin[J]. Japan Society of Lubrication Engineers, 1987, 33(7): 540-547.
- [5] CHEN H, BAN T, ISHIDA M, et al. Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions[J]. Wear, 2008, 265(9/10): 1504-1511.
- [6] KUMAR S, 钱立新. 轮轨接触参数的实验室模拟及轮轨冲角、蛇形运动、油水污染、真实接触面积对黏着-蠕滑性能的影响[J]. 中国铁道科学, 1984, 5(1): 12-35.
KUMAR S, QIAN Li-xin. Laboratory simulation of wheel and rail contact related parameters and influence of contact area, angel of attack, kinematic oscillation and water, oil contamination on wheel and rail adhesion[J]. China Railway Science, 1984, 5(1): 12-35. (in Chinese)
- [7] ARIAS-CUEVAS O. Low adhesion in the wheel-rail contact[D]. Delft: Delft University, 2010.
- [8] WANG W J, ZHANG H F, WANG H Y, et al. Study on the adhesion behavior of wheel/rail under oil, water and sanding conditions[J]. Wear, 2011, 271(9/10): 2693-2698.
- [9] 大山忠夫,中野敏. 高速域における車輪/レール間の粘着力に及ぼす表面汚染の影響(第3報)——潤滑油膜が形成された場合の粘着力の挙動[J]. 潤滑, 1987, 33(10): 751-758.
TADAO O, SATOSHI N. Influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at high speeds (3rd report)—behavior of adhesion force under the formation of lubricant film[J]. Japan Society of Lubrication Engineers, 1987, 33(10): 751-758.
- [10] CHEN H, BAN T, ISHIDA M, et al. Adhesion between rail/wheel under water lubricated contact[J]. Wear, 2002, 253(1/2): 75-81.
- [11] CHEN H, ISHIDA M, NAKAHARA T. Analysis of adhesion under wet conditions for three-dimensional contact considering surface roughness [J]. Wear, 2005, 258(7/8): 1209-1216.
- [12] 杨翊仁,张继业,金学松. 轮轨水介质接触的完全数值分析方法[J]. 铁道学报, 1998, 20(4): 31-36.
YANG Yi-ren, ZHANG Ji-ye, JIN Xue-song. Numerical analysis on the contact of wheel and rail with water medium[J]. Journal of the China Railway Society, 1998, 20(4): 31-36. (in Chinese)
- [13] 杨翊仁,张继业,赵 华. 水介质对轮轨黏着特性的影响[J]. 铁道学报, 2000, 22(2): 31-34.
YANG Yi-ren, ZHANG Ji-ye, ZHAO Hua. Effects of water medium on adhesion of wheel and rail[J]. Journal of the China Railway Society, 2000, 22(2): 31-34. (in Chinese)
- [14] 裴有福. 高速铁路轮轨粘着机理的研究[D]. 北京:清华大学, 1996.
PEI You-fu. An investigation into the mechanisms of wheel/rail adhesion[D]. Beijing: Tsinghua University, 1996. (in Chinese)
- [15] VENNER C H, NAPEL W E, BOSMA R. Advanced multi-level solution of the EHL line contact problem[J]. Journal of Tribology, 1990, 112(3): 426-432.
- [16] 黄 平,温诗铸. 多重网格法求解线接触弹流问题[J]. 清华大学学报:自然科学版, 1992, 32(5): 26-34.
HUANG Ping, WEN Shi-zhu. Solution of the elastohydrodynamic lubrication line contact problems with multigrid method[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 1992, 32(5): 26-34. (in Chinese)
- [17] 杨沛然. 流体动力润滑数值分析[M]. 北京:国防工业出版社, 1999.
YANG Pei-ran. Numerical Analysis of Hydrodynamic Lubrication[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1999. (in Chinese)
- [18] 陈国定. 重载、部分弹性流体动力润滑研究[D]. 西安:西安交通大学, 1988.
CHEN Guo-ding. Study on heavy load and partial elastohydrodynamic lubrication[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 1988. (in Chinese)
- [19] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(2): 220-229.
- [20] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1): 12-17.
- [21] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, 1971, 185(1): 625-633.
- [22] 金学松,刘启跃. 轮轨摩擦学[M]. 北京:中国铁道出版社, 2004.
JIN Xue-song, LIU Qi-yue. Tribology of Wheel and Rail[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2004. (in Chinese)