

DOI:10.16356/j.1005-2615.2016.06.001

弹流润滑对齿轮接触疲劳寿命影响研究

朱才朝 周 焯 刘怀举 顾宗琳

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆,400030)

摘要:现有齿轮传动接触疲劳强度校核主要以干接触下最大赫兹应力为指标,而齿轮往往是在润滑条件下工作,且受时变次表面应力场的作用。本文结合齿轮几何学、运动学参数及润滑特性,考虑接触曲率半径、卷吸速度、齿间啮合力等时变量,建立齿轮弹流润滑接触分析模型;利用 DC-FFT 算法求解次表面应力场,结合临界平面疲劳准则,研究齿轮接触过程中的疲劳寿命和裂纹萌生机理,讨论工况变化对疲劳寿命影响规律。结果表明:弹流润滑条件下齿轮疲劳寿命相对于赫兹干接触有明显提升,这是由于齿面压力变化导致的次表面应力场变化改变了临界平面角,使等效疲劳参数减小,齿轮接触疲劳寿命增加;输入扭矩的增加将大幅降低疲劳寿命,二者变化呈现非线性关系,且会使裂纹萌生位置远离齿面,在等温牛顿流体情况下,转速变化对疲劳寿命的影响相对较小。

关键词:齿轮;弹流润滑;应力场;疲劳寿命

中图分类号:TH114

文献标志码:A

文章编号:1005-2615(2016)06-0781-08

Gear Contact Fatigue Under Elastohydrodynamic Lubrication

Zhu Caichao, Zhou Ye, Liu Huaiju, Gu Zonglin

(State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing, 400030, China)

Abstract: The existing method of the fatigue strength check of gear is mainly based on the maximum Hertz stress under dry contact conditions. However, gears always operate under lubricant conditions, and meanwhile subject to the time-dependent stress which below the tooth surface. Combining the geometry and kinematics parameters of gear as well as the lubricant characteristics, a gear contact analysis model of elasto-hydrodynamic lubrication (EHL) is established considering the transient variables, i. e., the curvature radius, the entrainment velocity and the mesh force. The sub-surface stress field solved by DC-FFT algorithm is combined with the critical plane criterion to study the fatigue life and crack initiation during the gear engagement, and to discuss the influence of work condition on the fatigue life. The results show that the fatigue life under EHL is higher than that in the Hertz dry contact. This is due to the change of critical plane angle affected by stress field and pressure, which influences the fatigue parameter and fatigue life. And the fatigue life significantly decreases in nonlinear with the increasing in-

基金项目:国家自然科学基金(51405042,51575061,51175523)资助项目。

收稿日期:2016-09-18;**修订日期:**2016-11-28

作者简介:朱才朝,男,教授,博士生导师,国家白千万人才工程国家级人选、国家有突出贡献中青年专家、教育部新世纪优秀人才、重庆市首批学术学科领军人才、重庆市首批科技创新领军人才。长期从事齿轮传动应用基础和创新研究,先后获国家科技进步二等奖 2 项,教育部、重庆市等省部级一等奖 4 项,其他省部级技术发明和科技进步二等奖 4 项;发表学术论文 200 余篇,被 SCI/EI 收录 160 余篇。

通信作者:朱才朝,E-mail:czhu@cqu.edu.cn。

引用格式:朱才朝,周焯,刘怀举,等. 弹流润滑对齿轮接触疲劳寿命影响研究[J]. 南京航空航天大学学报,2016,48(6):781-788. Zhu Caichao, Zhou Ye, Liu Huaiju, et al. Gear contact fatigue under elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2016,48(6):781-788.

put-torque, thus keeping the position of crack initiation away from the tooth surface. The fatigue life hardly changes with the increasing speed under Newtonian isothermal fluid.

Key words: gear; elastohydrodynamic lubrication; subsurface stress field; fatigue life

随着齿轮传动功率密度、可靠性等要求的提高以及新型材料、齿面硬化等技术的应用,齿轮接触疲劳问题愈加突出。传统齿轮接触疲劳寿命基于赫兹接触理论求解齿面压力,采用经验公式计算,没有专门考虑润滑因素的影响。而齿轮在高速重载下的弹流润滑效应十分明显,在全膜润滑下油膜压力分布与赫兹压力不同,表层应力场也不同;尤其二次压力峰的大小、位置以及颈缩造成的应力集中直接影响接触疲劳寿命。开展弹流润滑情况下齿轮接触疲劳研究,对提高齿轮疲劳寿命具有重要意义。

针对弹流润滑状态下的齿轮接触疲劳寿命,朱东等人构建三维线接触混合润滑模型,采用 Von Mises 应力和 Zaretsky 疲劳寿命模型预测点蚀疲劳寿命^[1];Li 等人用特征面法多轴疲劳模型预测齿轮裂纹萌生寿命^[2];Evans 等人基于微弹流分析和疲劳损伤累积理论研究了斜齿轮点蚀疲劳问题^[3];Seabra 等人研究齿轮微点蚀问题时考虑了齿面接触疲劳与齿面磨损的综合作用^[4];王文中等人采用 Von Mises 等效应力和 Zaretsky 寿命模型预测了弹流润滑状态下斜齿轮的接触疲劳寿命^[5]。朱才朝等人研究了斜齿轮的有限长热弹流润滑问题^[6-7];刘怀举等人研究了直齿轮动载荷下的弹流润滑问题^[8];孙章栋等人研究了摆线针轮热弹流润滑及乏油问题^[9]。本文基于渐开线直齿轮弹流润滑接触分析模型,利用 DC-FFT 算法求解次表面应力场,结合临界平面法研究接触疲劳问题,探讨弹流润滑下次表面应力与疲劳寿命关联规律。

1 弹流润滑接触建模

1.1 直齿轮啮合过程分析

渐开线直齿轮副在啮合过程中会经历单双齿交替啮合的过程,如图 1 所示。 N_1N_2 为理论啮合线,一对轮齿由实际啮合线起点 S 啮入,在 L 点进入单齿啮合区,经过节点 P 从 H 点脱离单齿啮合区,在 T 点啮出。其中 SL 和 HT 为双齿啮合区, $SH=LT=p_b$, p_b 为基圆齿距。在 L 和 H 点经历单双齿啮合的变化,将瞬变前后分别记为 AL 、 BL 和 AH 、 BH 。将啮合过程投影到小齿轮(主动轮)一个齿廓上,以节点 P 为原点,沿啮合线方向为 x 轴、垂直齿面方向为 z 轴建立坐标系,如图 2 所示,

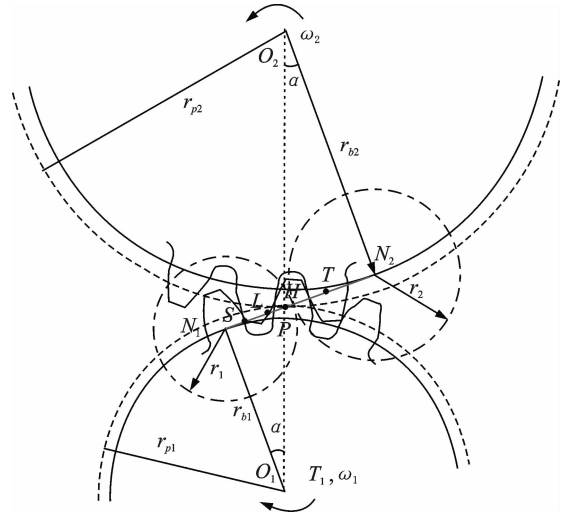


图 1 直齿轮副啮合过程

Fig. 1 Meshing process of spur gear

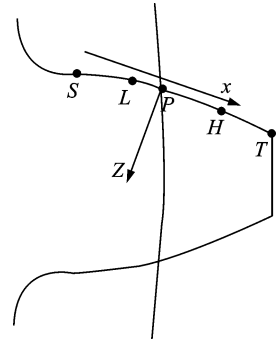


图 2 主动齿轮坐标系

Fig. 2 Coordinate system of driving gear

啮合线上 5 个特殊点的横坐标如下

$$\begin{cases} x_S = -(\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - r_{p2} \sin \alpha) \\ x_L = -(r_{p1} \sin \alpha + p_b - \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}) \\ x_P = 0 \\ x_H = r_{p2} \sin \alpha + p_b - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \\ x_T = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r_{p1} \sin \alpha \end{cases}$$

其中: r_{ai} 、 r_{bi} 、 r_{pi} 分别为齿轮 i ($i=1,2$) 的齿顶圆、齿根圆和节圆半径; α 为节圆压力角。

在啮合过程中,齿轮接触曲率半径、卷吸速度、齿间啮合力均是时变量。当接触宽度远小于啮合点处的曲率半径时,在每个啮合点处都可用两个当量圆柱来代替齿轮副的接触^[10],渐开线直齿轮啮合过程中的时变接触曲率半径和滚动速度为^[11]

$$\begin{cases} r = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \\ u_{1,2} = \omega_{1,2} \times r_{1,2} \\ u_r = \frac{u_1 + u_2}{2} \\ SR = \frac{u_1 - u_2}{u_r} \end{cases} \quad (1)$$

式中: r_i 、 u_i 和 ω_i 分别为齿轮 i ($i=1,2$) 在啮合点处的接触曲率半径、表面速度和转速; r 为齿轮副当量曲率半径; u_r 为齿面平均速度; SR 为滑滚比。单位齿宽载荷由载荷分配系数计算^[12],单位齿宽载荷 F 由载荷分配系数 $S(\xi)$ 表示

$$F = \frac{T_1}{b_w} S(\xi) \quad (2)$$

式中: ξ 为啮合点坐标; b_w 为齿宽。

$$S(\xi) = \begin{cases} \frac{1}{3} \left(1 + \frac{\xi - x_S}{x_L - x_S} \right) & x_S \leq \xi \leq x_L \\ 1 & x_L \leq \xi \leq x_H \\ \frac{1}{3} \left(1 - \frac{\xi - x_T}{x_T - x_H} \right) & x_H \leq \xi \leq x_T \end{cases} \quad (3)$$

齿轮参数如表 1 所示,齿轮材料采用 20MnCr5。小齿轮 1 为主动轮,齿面速度与滑滚比如图 3 所示。在节点处 $u_1 = u_2 = u_r$,此时滑滚比为 0,在节点前后由负值变为正值。齿轮副在啮合点处的曲率半径沿啮合线分布如图 4 所示, r_1 、 r_2 随时间呈线性变化,当量曲率半径 r 先逐渐增大,在 $r_1 = r_2 = 2r$ 达到最大值。

表 1 齿轮参数

Tab. 1 Gear parameters

主动轮齿数	$z_1 = 25$
从动轮齿数	$z_2 = 31$
模数/mm	$m = 3.25$
齿宽/mm	$b_w = 40$
压力角/(°)	$\alpha = 20$
泊松比	$\nu = 0.28$
弹性模量/MPa	$E = 2.09 \times 10^5$
抗拉强度/MPa	$\sigma_b = 1\ 482$
屈服强度/MPa	$\sigma_s = 1\ 232$
主动轮转速/($r \cdot \min^{-1}$)	$n_1 = 1\ 800$
主动轮扭矩/($N \cdot m$)	$T_1 = 320$

图 5 为单位齿宽载荷沿啮合线的分布,由于在双齿啮合区由两对轮齿共同分担载荷,在此区域起止点处单位齿宽载荷分别约为单齿区的 1/3 和 2/3。图 6 为最大赫兹接触压力和接触半宽沿啮合线的变化,与单位齿宽载荷对应,在单双齿交替时经历突变,啮合线上的特殊点位置如图 6 所示。最大赫兹接触应力在单齿啮合最低点(即 BL 点)达

到最大,且节点以下部分大于节点以上部分,符合齿轮接触疲劳最先发生在节线以下靠近齿根区域的结论。

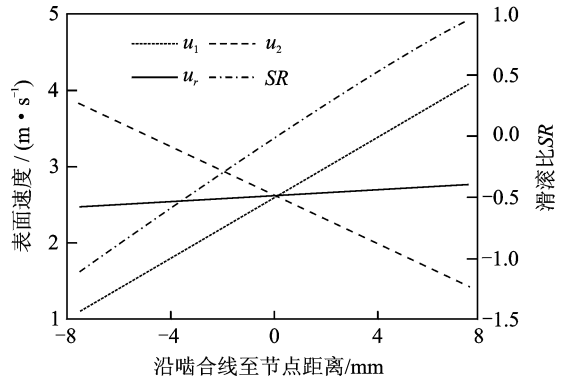


图 3 滚动速度沿啮合线变化

Fig. 3 Change of rolling velocity along line of action

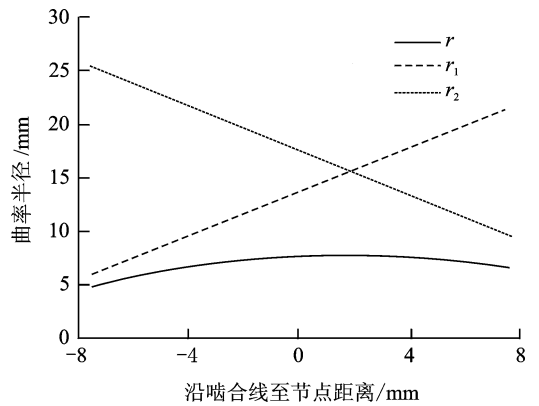


图 4 曲率半径沿啮合线变化

Fig. 4 Change of curvature radius along line of action

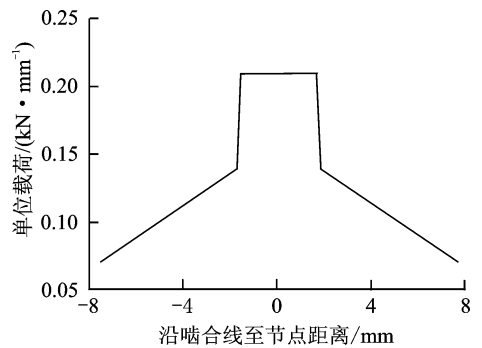


图 5 单位线宽载荷沿啮合线变化

Fig. 5 Change of meshing force along line of action

1.2 弹流润滑分析

直齿轮润滑模型可简化为一维线接触等温弹流润滑问题的求解,简化后的一维 Reynolds 方程为

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 12u_e \frac{d\rho}{dx} \quad (4)$$

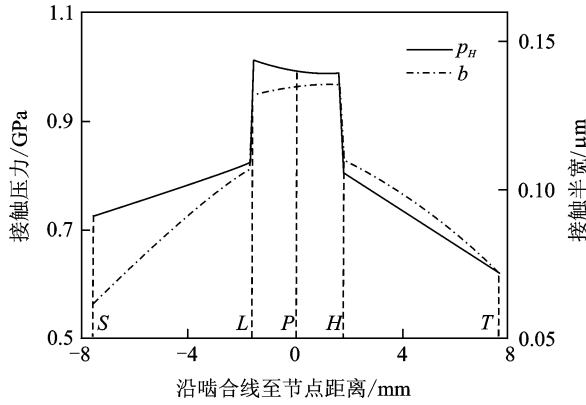


图6 赫兹压力和赫兹半宽沿啮合线变化

Fig. 6 Change of Hertz stress and half-width along line of action

式中: ρ 和 η 分别为润滑油密度和黏度; u_c 为齿面平均速度; x 为沿接触方向的坐标; p 和 h 分别为压力和膜厚。

膜厚方程

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2r} + def(x) \quad (5)$$

式中: h_0 为光滑表面中央膜厚; $def(x)$ 为表面弹性变形, 由式(6)计算

$$def(x) = -\frac{2}{\pi E} \int_{-\infty}^{x^*} p(s) \ln(x-s)^2 ds \quad (6)$$

载荷平衡方程

$$w = \int_{-\infty}^{x^*} p dx \quad (7)$$

密压方程

$$\rho = \rho_0 \frac{0.59 \times 10^9 + 1.34p}{0.59 \times 10^9 + p} \quad (8)$$

黏压方程

$$\eta = \eta_0 \exp\left\{(\ln \eta_0 + 9.67) \left[-1 + \left(1 + \frac{p}{p_0}\right)^{-\alpha}\right]\right\} \quad (9)$$

将以上方程量纲一化, 用线松弛迭代法求解压力和膜厚, 量纲一量和量纲一参数如下

$$X = \frac{x}{b}, P = \frac{p}{p_H}, H = \frac{hr}{b^2}, \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$$

其中: η_0 为大气压下的黏度系数; p_0 为压力系数; b 为赫兹接触半宽; p_H 为最大赫兹压力。

2 次表面应力场

齿轮接触区尺寸远小于接触体表面曲率半径, 用弹性半空间理论求解在齿面压力和剪切力作用下产生的次表面应力场^[13]。假设流体为牛顿流体, 齿面剪切力按库伦摩擦力计算, 摩擦因数 $\mu =$

0.1, 则剪切力由式(10)求解为

$$q(x, t) = \mu \times p(x, t) \quad (10)$$

次表面应力分量 $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$ 可由式(11)计算, 计算区域为 $-2.0b_{\max} \leq x \leq 2.0b_{\max}, 0 \leq z \leq 2.0b_{\max}$, 将其划分为 $N_x \times N_z$ 个节点, 如图7所示。将方程离散为影响系数函数和压力相乘的形式, 采用 DC-FFT 快速算法求解^[14]。

$$\begin{cases} \sigma_x(x, z, t) = -\frac{2z}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{p(s, t)(x-s)^2 ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} - \\ \frac{2}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{q(s, t)(x-s)^3 ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} \\ \sigma_z(x, z, t) = -\frac{2z^3}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{p(s, t) ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} - \\ \frac{2z^2}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{q(s, t)(x-s) ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} \\ \tau_{xz}(x, z, t) = -\frac{2z^2}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{p(s, t)(x-s) ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} - \\ \frac{2z}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{q(s, t)(x-s)^2 ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} \end{cases} \quad (11)$$

为探讨齿轮副啮合过程中应力场的时变特征, 建立应力场时间序列^[15], 以实际啮合线起始点为原点建立 oxz 坐标系, 其与 oxz 坐标系有如下转换关系

$$X = x_{\text{offset}} + x - ut, Z = z \quad (12)$$

式中: x_{offset} 为 $t=0$ 时 oxz 坐标系的位置; u 为齿轮表面速度; 通过坐标变换可以得到 oxz 坐标系中的应力场时间序列。

齿轮在 BL 点 ($x = -1.57$ mm) 单位齿宽载荷为 $F = 0.21$ kN/mm, 最大赫兹压力为 $p_H = 1.01$

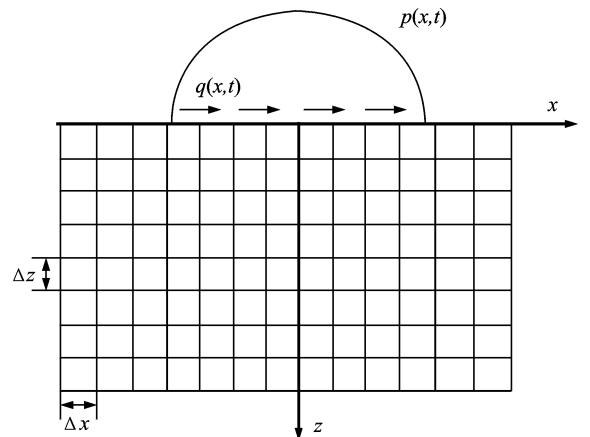


图7 应力场计算域

Fig. 7 Calculation regions of stress field

GPa。弹流润滑齿面压力及次表面应力场如图 8 所示,图 8(a)为弹流润滑下齿面压力和膜厚,出口区有明显的颈缩现象及二次压力峰,正交剪应力明显上移,且在表面附近开始产生应力集中。由图 8(b,c)可见齿轮次表面法向力为压应力,且在靠近

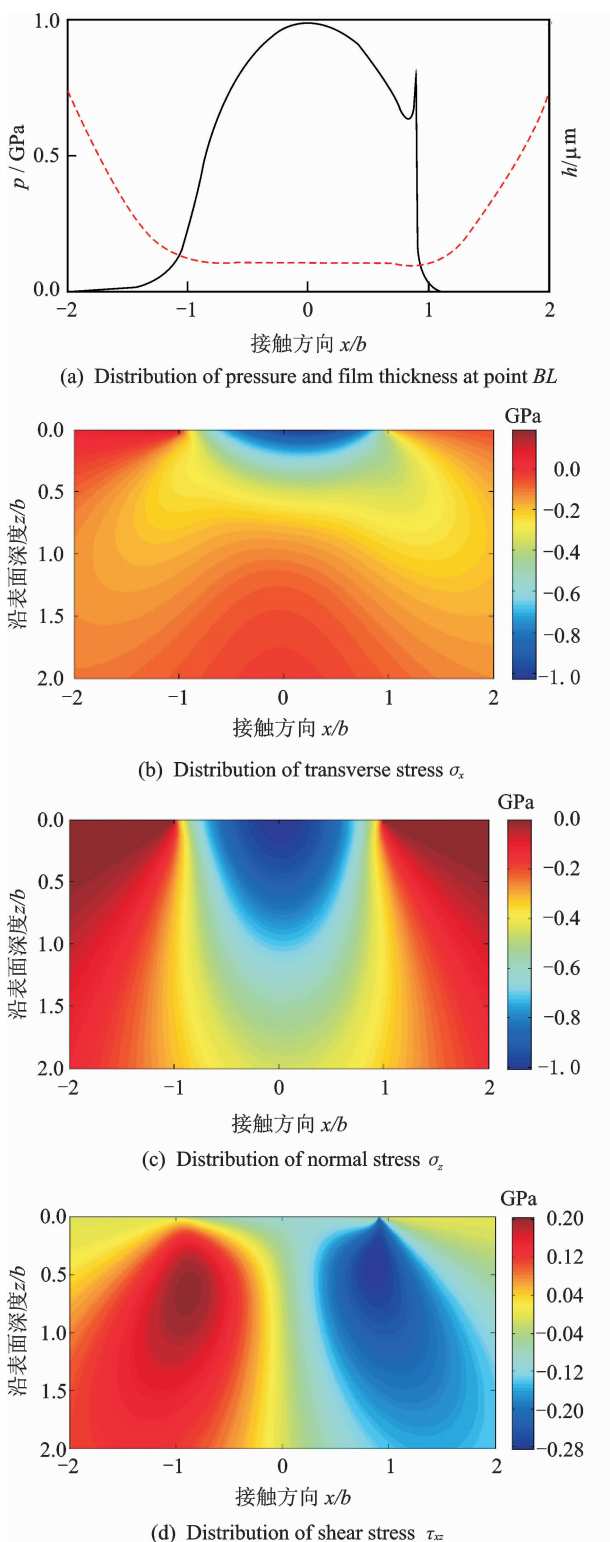


图 8 弹流润滑齿面压力及次表面应力场
Fig. 8 Distribution of pressure and stress

表面位置取得最大值;图 8(d)显示次表面剪应力为交变应力,在光滑表面赫兹干接触情况下,剪应力在 $x = \pm 0.85b, z = 0.5b$ 处取得极值 $\tau_{xz} = 0.25p_H$,由于二次压力峰和表面摩擦力的影响,极值位置上移且高于 $0.25p_H$ 。

图 9 为 BL 点 $z = 0.5b$ 处应力时间历程对比。在一个啮合过程中啮合点位于 BL 点时其次表面承受最大正应力,远离 BL 点时正应力接近于 0,压应力为脉动循环应力;次表面剪应力为正交循环应力,其幅值为 $2\tau_{xz}$ 大于最大主剪应力。

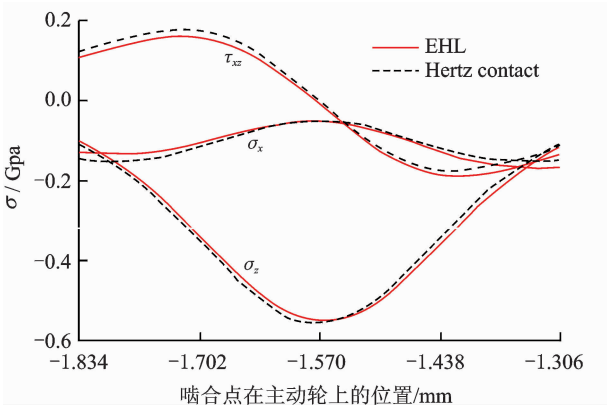


图 9 BL 点弹流润滑和赫兹干接触在 $z = 0.5b$ 处应力场时间历程

Fig. 9 Stress history under EHL and Hertz dry contact at point BL in depth of $z = 0.5b$

3 接触疲劳分析

3.1 临界平面准则

齿轮表面和次表面呈现复杂应力状态,且接触疲劳寿命通常能达到 10^6 以上,可采用多轴高周疲劳模型对齿轮接触疲劳寿命进行分析。本文采用临界平面疲劳分析模型研究齿轮接触疲劳寿命,其参数是临界平面夹角 θ 的函数^[16],如图 10 所示。

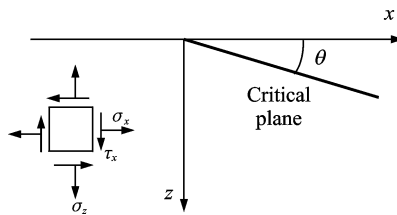


图 10 临界平面位置

Fig. 10 Location of critical plane

目前应用较广的临界平面准则有 Mataka 准则和 DangVan 准则。Mataka^[17] 准则假设临界平面是最大交变剪应力幅的平面,其疲劳参数为

$$FP(\theta, t) = \frac{\tau_a(\theta_c, t) + \rho \cdot \sigma_{\max}(\theta_c, t)}{\lambda} \quad (13)$$

式中: $\tau_a(\theta_c, t)$ 为临界面上交变剪应力幅值; $\sigma_{\max}(\theta_c, t)$ 为次表面上的最大正应力; ρ 和 λ 为材料参数, 在 Matake 准则中取值为

$$\rho = \frac{2\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - 1, \lambda = \tau_{-1} \quad (14)$$

式中 σ_{-1} 和 τ_{-1} 分别为材料的拉压对称循环极限和扭转对称循环极限。DangVan^[18] 准则认为疲劳裂纹的萌生是由于材料内部的临界体积内特征滑移带上晶粒所受的塑形应变引起, 其疲劳参数为

$$FP(\theta, t) = \frac{\tau_m(\theta_c, t) + \rho \cdot \sigma_H(t)}{\lambda} \quad (15)$$

式中: $\tau_m(\theta_c, t)$ 为临界面上最大剪应力值; $\sigma_H(t)$ 为静水应力。材料参数 ρ 和 λ 的取值为

$$\rho = \frac{3\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{3}{2}, \lambda = \tau_{-1} \quad (16)$$

对于齿轮材料, 扭转对称循环极限与拉压对称循环极限的比值 $s = \tau_{-1}/\sigma_{-1}$ 为一个常数, 取 s 值为 0.64^[19]。将材料参数代入临界平面准则中, 此时的扭转对称循环疲劳极限变为循环次数为 N_f 时对应的等效切应力^[20]。

$$\max_t(\tau_m(\theta_c, t) + (3s - 3/2)\sigma_H(t)) = \tau_{-1} \cdot FP = \tau_{N_f} \quad (17)$$

3.2 接触疲劳寿命

根据求解出齿轮次表面的多轴应力场, 结合临界平面准则以及材料参数, 计算疲劳参数 FP 以及对应的接触疲劳寿命。图 11 为 BL 点疲劳参数沿齿面深度的分布, FP 值超过 1 的位置最可能发生疲劳破坏, 取得最大值处即为裂纹萌生位置。图中显示疲劳破坏最可能发生在表面以下 $0.2b \sim 0.5b$ 之间。虽然正交剪应力是导致裂纹萌生的主要因素, 但由于脉动循环正应力的作用, FP 值并未出现在最大正交剪应力的位置。

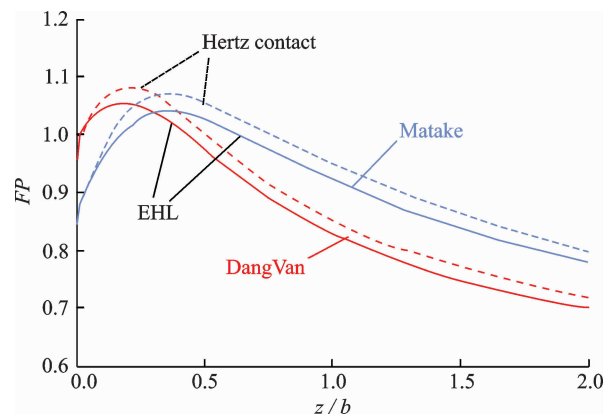


图 11 沿齿面不同深度处 FP 值
Fig. 11 Value of FP along depth

表 2 列出了干赫兹接触与弹流润滑下 BL 点疲劳寿命以及裂纹萌生位置, DangVan 准则预测的疲劳寿命相对于 Matake 准则更加保守, 且萌生位置更靠近表面。在相同准则下, 弹流润滑下的疲劳寿命相对于干赫兹接触有明显提高, 对于 DangVan 准则, 弹流润滑下的疲劳寿命比干赫兹接触高出 18.52%, 在 Matake 准则中高出 21.82%。

表 2 不同条件下疲劳寿命和裂纹萌生位置

Tab. 2 Fatigue life and creak initiation location under different conditions

临界平面 准则	接触 状态	循环次数/ 10^7 次	裂纹萌生 位置
DangVan	赫兹 干接触	2.938 3	0.22b
	弹流 润滑	3.482 6	0.20b
Matake	赫兹 干接触	3.093 1	0.38b
	弹流 润滑	3.767 9	0.37b

3.3 工况变化对寿命的影响

为研究不同工况对疲劳寿命的影响, 考察一定转速下不同扭矩和一定扭矩下不同转速对齿面压力和次表面应力的影响。图 12~14 为 $N=1800$ r/min 时不同扭矩对齿面压力和次表面应力的影响。随着输入扭矩增大, 齿面压力增加, 接触区变宽, 二次压力峰的影响逐渐减小。图 13 为 $z=0.05$ mm 处的交变剪应力时间历程, 图 14 为啮合点处沿齿面深度方向的最大剪应力分布, 随着输入扭矩增大, 在平行于齿面方向交变剪应力幅值增加, 在沿深度方向最大剪应力增大, 其极值位置所在深度增大。

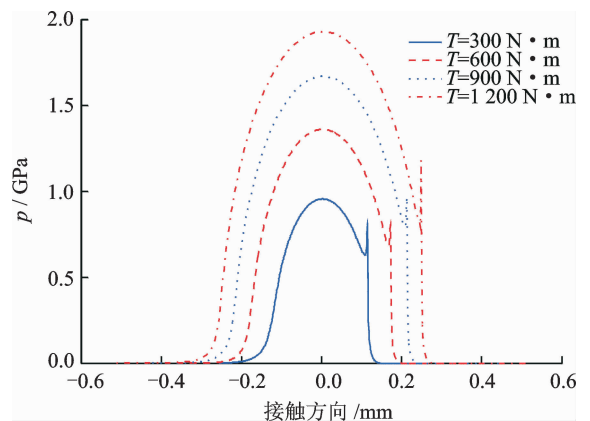


图 12 不同扭矩下压力分布

Fig. 12 Distribution of pressure under different torque

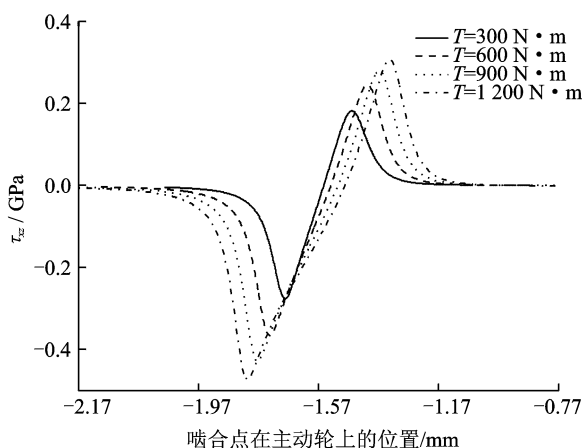


图 13 不同扭矩下 $z=0.05$ mm 处的剪应力分布
Fig. 13 Distribution of shear stress in depth of $z=0.05$ mm under different torque

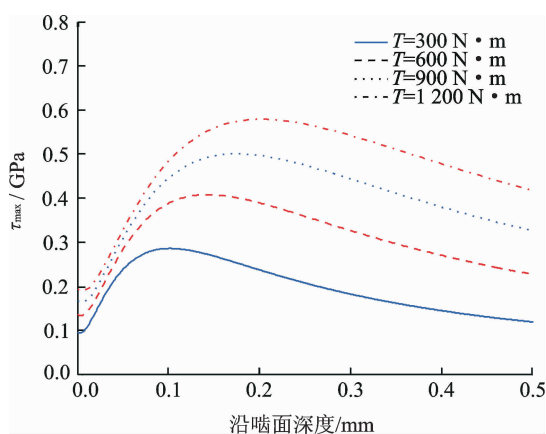


图 14 不同扭矩下沿齿面深度主剪应力分布
Fig. 14 Distribution of principal shear stress along depth under different torque

图 15 为扭矩从 300 N·m 增至 1 800 N·m 的疲劳寿命分布,当扭矩增大至 1 800 N·m 时,疲劳寿命明显减小。在 $T=300$ N·m 时疲劳寿命为 4.26×10^7 ,在 $T=1 800$ N·m 时疲劳寿命为 6.39×10^4 ,扭矩和寿命的变化呈现非线性关系。扭矩对裂纹萌生位置有重要影响,当扭矩增大时,裂纹萌生位置远离表面,二次压力峰的影响减小,油膜厚度降低,最大剪应力位置远离表面。图 16 是扭矩 $T=700$ N·m 输入转速从 1 500 r/min 增至 3 200 r/min 时疲劳寿命分布,可见在等温牛顿流体情况下,转速的改变对疲劳寿命的影响并不明显。

4 结 论

本文基于齿轮几何运动学特征以及润滑特性,

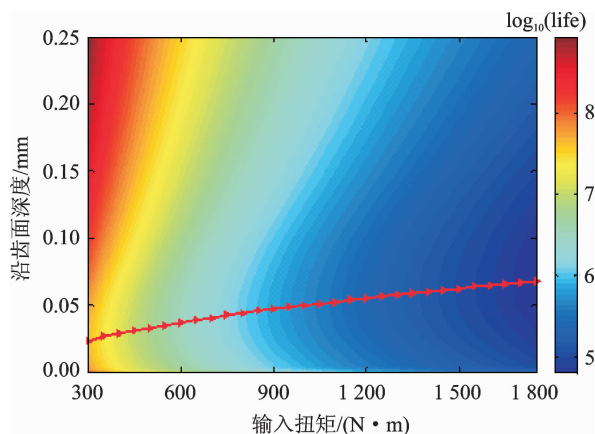


图 15 不同扭矩下沿齿面深度疲劳寿命分布
Fig. 15 Distribution of fatigue life along depth under different torque

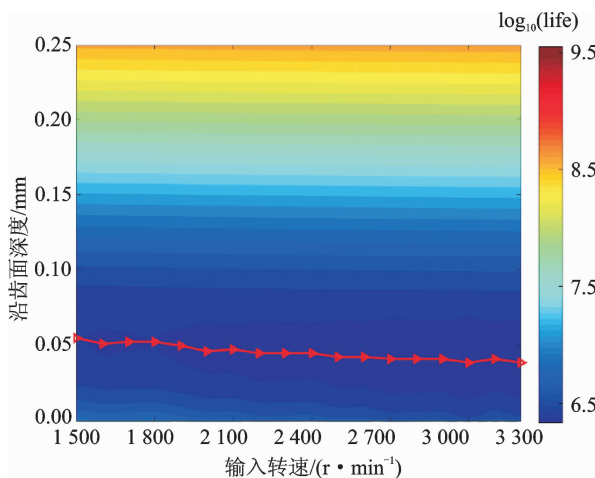


图 16 不同转速下沿齿面深度疲劳寿命分布
Fig. 16 Distribution of fatigue life along depth under different speed

建立直齿轮润滑接触分析模型,利用 DC-FFT 算法求解次表面应力场,结合临界平面准则计算接触疲劳寿命,对接触疲劳寿命和裂纹萌生位置进行预估,得到如下结论:

(1) Dang Van 准则比 Matake 准则预测结果更加保守,切应力分量是影响疲劳裂纹萌生的主要因素,但也要考虑正应力的影响。

(2) 由于润滑条件下齿面压力变化导致的次表面应力场变化改变了临界平面角,使等效疲劳参数减小,齿轮接触疲劳寿命增加;相对于赫兹干接触,弹流润滑下的接触疲劳寿命明显提高。

(3) 随着载荷增加,齿轮接触压力增大,二次压力峰的影响减弱,次表面应力最大值深度增加,疲劳寿命明显降低,裂纹萌生深度增加,且与工况的变化呈现非线性关系;在等温牛顿流体的情况下,

转速变化对疲劳寿命的影响并不明显。

参考文献:

- [1] Zhu D, Ren N, Wang Q J. Pitting life prediction based on a 3D line contact mixed EHL analysis and subsurface von Mises stress calculation[J]. *Journal of Tribology*, 2009,131(4):041501.
- [2] Li S, Kahraman A, Klein M. A fatigue model for spur gear contacts operating under mixed elasto-hydrodynamic lubrication conditions[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2012,134(4):041007.
- [3] Evans H P, Snidle R W, Sharif K J, et al. Analysis of micro-elastohydrodynamic lubrication and prediction of surface fatigue damage in micropitting tests on helical gears[J]. *Journal of Tribology*, 2012, 135(1):011501.
- [4] Brandão J A, Seabra J H O, Castro J. Surface initiated tooth flank damage[J]. *Wear*, 2010,268(1/2):1-12.
- [5] Zhang H, Wang W, Zhang S, et al. Modeling of finite-length line contact problem with consideration of two free-end surfaces [J]. *Journal of Tribology*, 2015,138(2):1-10.
- [6] Liu M, Zhu C, Liu H, et al. Effects of working conditions on TEHL performance of a helical gear pair with non-newtonian fluids[J]. *Journal of Tribology*, 2014;136(2):325.
- [7] Liu M, Zhu C, Liu H, et al. Parametric studies of lubrication performance of a helical gear pair with non-Newtonian fluids[J]. *Journal of Mechanical Science & Technology*, 2016,30(1):317-326.
- [8] Liu H, Mao K, Zhu C, et al. Spur gear lubrication analysis with dynamic loads[J]. *Tribology Transactions*, 2013,56(1):41-48.
- [9] Zhu C, Sun Z, Liu H, et al. Effect of tooth profile modification on lubrication performance of a cycloid drive[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology*, 2015,229(7):785-794.
- [10] Weck M, Kruse A, Gohritz A. Determination of surface fatigue of gear material by roller tests[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1978,100(3):112.
- [11] Aslantas K, Tasgetiren S. A study of spur gear pitting formation and life prediction[J]. *Wear*, 2004, 257(11):1167-1175.
- [12] Pedrero J I, Pleguezuelos M, Artés M, et al. Load distribution model along the line of contact for involute external gears[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2010,45(5):780-794.
- [13] Johnson K L. *Contact mechanics*[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [14] Liu S, Wang Q. Studying contact stress fields caused by surface tractions with a discrete convolution and fast fourier transform algorithm[J]. *Journal of Tribology*, 2002,124(1):36.
- [15] Snidle R W, Evans H P, Qiao H. Comparison of fatigue model results for rough surface elastohydrodynamic lubrication[J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2008,222(3):381-393.
- [16] Karolczuk A, Macha E. A review of critical plane orientations in multiaxial fatigue failure criteria of metallic materials[J]. *International Journal of Fracture*, 2005,134(3/4):267-304.
- [17] Mataka T. An explanation on fatigue limit under combined stress [J]. *Bulletin of JSME*, 1977, 20(14):257-263.
- [18] DangVan K, Griveau B, Message O. On a new multiaxial fatigue limit criterion; Theory and application [J]. *Biaxial and Multiaxial Fatigue*, EGF 3, 1989: 459-478.
- [19] Osman T, Velez P. A model for the simulation of the interactions between dynamic tooth loads and contact fatigue in spur gears[J]. *Tribology International*, 2012,46(1):84-96.
- [20] Liu Y, Mahadevan S. Multiaxial high-cycle fatigue criterion and life prediction for metals[J]. *International Journal of Fatigue*, 2005,27(7):790-800.