

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.02.001

双渐开线齿轮分阶参数对弹 流润滑特性的影响研究*

樊智敏,王明凯,尹兆明,哈振骞
(青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061)

摘要:针对双渐开线齿轮分阶参数对弹流润滑特性影响的问题,根据双渐开线齿轮齿廓啮合特点及弹流润滑理论,推导出了双渐开线齿轮接触线长度及当量曲率半径计算公式。建立了双渐开线齿轮弹流润滑模型,研究了双渐开线齿轮分阶参数对弹流润滑特性的影响;通过数值计算,得出了最小油膜厚度及摩擦系数在啮合周期内的分布情况。研究结果表明:采用该模型得出的最小油膜厚度与已有算例及经验公式得出的数值结果偏差较小;与双渐开线齿轮齿腰高度系数相比,齿腰切向变位系数对最小油膜厚度的影响较小,最小油膜厚度随高度系数的增大而减小;摩擦系数随齿腰高度系数的增大而增大,随齿腰切向变位系数的增大而减小。

关键词:双渐开线齿轮;弹流润滑;分阶参数;油膜厚度;摩擦系数

中图分类号:TH132;TH117.2

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)02-0113-07

Effects of ladder-shaped parameters for double involute gears on elastohydrodynamic lubrication

FAN Zhi-min, WANG Ming-kai, YIN Zhao-ming, HA Zhen-qian

(School of Mechano-electrical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: Aiming at the effects of ladder-shaped parameters for double involute gears on elastohydrodynamic lubrication, the formulas of the contact line and the radius of equivalent curvature were proposed based on the tooth profile and elastohydrodynamic lubrication theory. The variation of the minimum oil film thickness and friction coefficient in the meshing period was obtained by numerical calculation. The elastohydrodynamic lubrication model of double involute gears was established, and the influence of step parameters of double involute gear on elastohydrodynamic lubrication characteristics was studied. The results indicate that the minimum film thickness obtained by the model is slightly different from the numerical results obtained by the example and empirical formulas. Compared with the height coefficient, the tangential displacement coefficient has less effect on the minimum oil film thickness, and the minimum film thickness decreases with the increase in the height coefficient. The friction coefficient increases with the increase in height coefficient and decreases with the increase in tangential displacement coefficient.

Key words: double involute gear; elastohydrodynamic lubrication; ladder-shaped parameters; oil film thickness; friction coefficient

0 引 言

目前,齿轮传动接触应力的计算主要依靠的是赫兹接触理论,即在理想状态下,对光滑表面干接触进行研究。然而,在齿轮传动过程中,由于弹性变形引起的弹性流体动压润滑油膜会对齿轮啮合效率及接触应力

产生重要的影响。

自从 20 世纪中期,DOWSON 和 HIGGINON^[1]开始对线接触弹流的润滑问题研究以来,国内外学者对弹流润滑问题进行了大量理论与实验验证。杨萍等^[2]将斜齿轮传动等效为两个反向圆锥接触,建立了斜齿轮有限长热弹流润滑分析模型,研究了润滑油膜压力、膜

收稿日期:2019-04-16

基金项目:山东省自然科学基金资助项目(ZR2018MEE014)

作者简介:樊智敏(1963-)男,山东青岛人,博士,教授,博士生导师,主要从事机械传动设计理论与方法等方面的研究。E-mail:zmfan@163.com

厚及温度变化规律;王优强等^[3]建立了渐开线直齿轮瞬态微观热弹流润滑模型,研究了粗糙峰对油膜压力、温升以及摩擦系数的影响;刘明勇等^[4]建立了有限长圆柱滚子非牛顿流体热弹流润滑模型,研究了接触线长度、流体特征剪切力等参数对润滑特性的影响;LIU 等^[5]建立了倾斜圆柱滚子非牛顿流体热弹流润滑模型,研究了倾斜角、转速及外加载荷等对润滑特性的影响;欧阳天成等^[6]考虑了不同粗糙面对渐开线直齿轮的影响,建立了直齿轮有限长弹流润滑模型,研究了轴向速度与粗糙面类型对摩擦系数的影响;HULTQVIST 等^[7]建立了有限长瞬态热弹流润滑,研究结果表明,瞬态载荷会引起系统的振荡,影响整个接触面上的压力和膜厚;ZAPLETAL 等^[8]研究了表面粗糙度对混合润滑过渡过程中摩擦与膜厚的影响,研究结果表明,基于直接接触面积的标准混合摩擦模型具有明显的局限性。

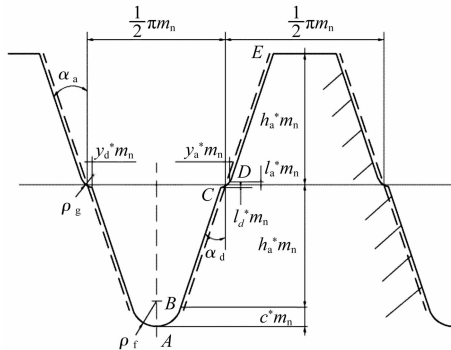
分阶式双渐开线齿轮(简称双渐开线齿轮),综合了普通渐开线齿轮和双圆弧齿轮的优点,具有较高的弯曲强度和接触强度,其齿廓由两段相错的渐开线组成,两段渐开线之间以一段过渡曲线连接,齿顶与齿根两段渐开线呈分阶式布置^[9]。目前,针对双渐开线齿轮传动弹流润滑的研究,主要集中在工况参数对油膜压力与膜厚的影响^[10],研究分阶参数对润滑特性的影响较少。

本文根据双渐开线齿轮齿廓啮合特点建立弹流润滑模型,并采用数值方法进行求解,研究双渐开线齿轮分阶参数对润滑特性的影响。

1 双渐开线齿轮啮合模型

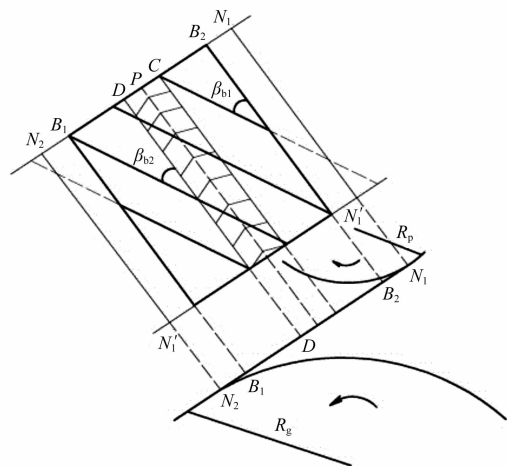
假想的,且与齿轮共轭啮合的齿条,被称为该齿轮的基本齿条。双渐开线圆柱齿轮的基本齿廓定义为其基本齿条的法向齿廓^[11]。

双渐开线齿轮的啮合模型如图 1 所示。



(a) 双渐开线齿轮基本齿廓

α_a, α_d —齿顶、齿根部分的齿形角; y_a^*, y_d^* —齿顶、齿根切向变位系数; l_a^*, l_d^* —齿腰过渡圆弧齿顶、齿根高度系数; ρ_g, ρ_f —齿腰、齿根过渡圆弧半径; h_a^*, c^* —齿顶高度系数、顶系系数



(b) 双渐开线齿轮接触线展开图

图 1 双渐开线齿轮啮合模型

$N_1 N_2$ —双渐开线齿轮啮合线; R_p, R_g —主、从动轮基圆半径; β_{b1}, β_{b2} —齿根、齿顶啮合区基圆螺旋角;阴影区域—齿面在分阶区域不参与啮合

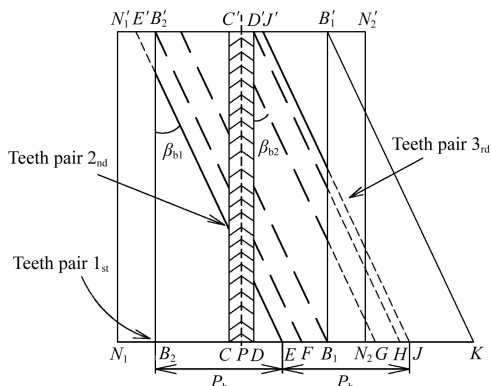
由图 1 可知:双渐开线齿轮的基本齿廓由齿根圆弧 AB 、齿根直线 BC 、半径为 ρ_g 的齿腰过渡圆弧 CD 及齿顶直线 DE 组成。其中,半径为 ρ_f 的齿根圆弧与齿根直线 BC 相切于 B 点,齿腰过渡圆弧 CD 与直线 DE 相切于 D 点、与直线 BC 相交于 C 点。

由于齿腰分阶的影响,为了保证双渐开线齿轮的连续传动,必须将其做成斜齿轮。

双渐开线齿轮的总重合度 $2 < \varepsilon < 3$ 。在其啮合过程中,两齿与三齿交替啮合;同时,啮合的第二对轮齿能够较好地反映双渐开线齿轮的啮合特性。考虑到篇幅的限制,在文中只给出第 2 对轮齿所对应的接触线长度,及当量曲率半径计算公式。

为便于计算,本文分别取 $l_a^* = l_d^* = l^*$; $y_a^* = y_d^* = y^*$; $\alpha_a = \alpha_d = \alpha$ ^[12]。

双渐开线齿轮的接触线及主动轮曲率半径如图 2 所示。



(a) 接触线变化规律

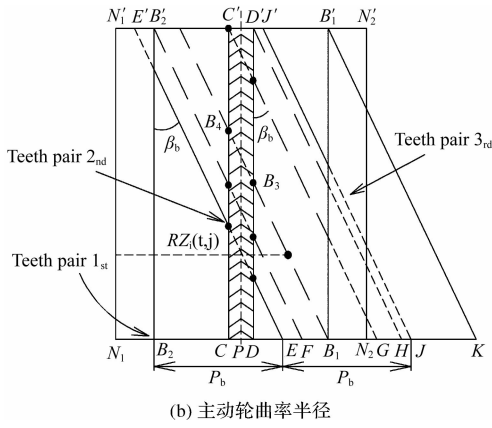


图2 双渐开线齿轮接触线及主动轮曲率半径

由图2可知,接触线长度的计算公式为:

$$L_2(t) = L_{G2}(t) + L_{D2}(t) \quad (1)$$

$$L_{G2}(t) = \begin{cases} \frac{B_2C}{\sin\beta_{b1}} & 0 < t \leq t_{G21} \\ \frac{[B_2C - (v \cdot t - E'B'_2)]}{\sin\beta_{b1}} & t_{G21} < t \leq t_{G22} \\ 0 & t_{G22} < t \leq T \end{cases} \quad (2)$$

$$L_{D2}(t) = \begin{cases} \frac{v \cdot t + DE}{\sin\beta_{b2}} & 0 < t \leq t_{D21} \\ \frac{DB_1}{\sin\beta_{b2}} & t_{D21} < t \leq t_{D22} \\ \frac{B_2B_1 - (v \cdot t - EF)}{\sin\beta_{b2}} & t_{D22} < t \leq T \end{cases} \quad (3)$$

式中: ω —小齿轮转速; P_b —端面齿距。

其中: $v = \omega \cdot r_{b1}$, $E'B'_2 = b \cdot \tan\beta_{b1} - P_b$, $E'C' = E'B'_2 + B_2C$, $t_{G21} = E'B'_2/v$, $t_{G22} = E'C'/v$, $t_{D21} =$

$$RZ_2(t, j) = \begin{cases} N_1B_2 + P_b + v \cdot t - y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & 1 \leq j \leq a \\ \text{NaN} & a < j \leq (a+b) \\ B_2C + N_1B_2 + y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1-a-b) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & (a+b) < j \leq m \end{cases} \quad 0 \leq t \leq t_{R21}$$

$$RZ_2(t, j) = \begin{cases} N_1B_2 + B_2B_1 - y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & 1 \leq j \leq a \\ \text{NaN} & a < j \leq (a+b) \\ B_2C + N_1B_2 + y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1-a-b) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & (a+b) < j \leq m \end{cases} \quad t_{R21} < t \leq t_{R22}$$

$$RZ_2(t, j) = \begin{cases} N_1B_2 + B_2B_1 - y^* \cdot m_n \cdot \cos\alpha - (j-1) \cdot \Delta x_2 \cdot \sin\beta_b & 1 \leq j \leq a \\ \text{NaN} & a < j \leq (a+b) \\ 0 & (a+b) < j \leq m \end{cases} \quad t_{R22} < t \leq T \quad (5)$$

式中:NaN—轮齿不参与啮合。

从动轮曲率半径 $RC_2(t, j)$ 为:

$$RC_2(t, j) = N_1N_2 - RZ_2(t, j) \quad (6)$$

$(B_2B_1 - P_b)/v$, $t_{D22} = [P_b - (D'B'_1 - JK)]/v$, 其他参数详见文献[13]所述。

在齿腰分阶区域,双渐开线齿轮不参与啮合。为了研究双渐开线齿轮分阶区域两侧(即齿顶啮合区域 DB_1 ,以及齿根啮合区域 B_2C)的润滑特性,笔者将阴影区域两侧接触线上 B_3 、 B_4 点连接,构成一条虚线 $X_i(t)$ 。

将 $X_i(t)$ 与双渐开线齿轮接触线 $L_i(t)$ 连接,构成一条假想的接触线 $L_{ix}(t)$,称之为“名义接触线”: $L_{ix}(t) = L_i(t) + X_i(t)$ 。其中,下标 i 代表轮齿对标号, $i = 1, 2, 3$,下同。

将名义接触线 $L_{ix}(t)$ 等分为 m 段,则每段名义接触线的长度 $\Delta x_i(t)$ 为: $\Delta x_i(t) = L_{ix}(t)/m$ 。

在齿根啮合区域内,名义接触线分段的数目为: $a = \text{round}(L_{Gi}/\Delta x_i(t))$;

在齿顶啮合区域内,名义接触线分段的数目为: $b = \text{round}(L_{Di}/\Delta x_i(t))$;

在分阶区域内,名义接触线分段的数目为: $c = \text{round}(X_i(t)/\Delta x_i(t))$ 。

当 m 足够大时,取整函数 round 可以去掉,且 $m = a + b + c$ 。

虚线 $X_2(t)$ 为:

$$X_2(t) = \begin{cases} \frac{CD}{\sin\beta_b} & 0 \leq t \leq t_{X21} \\ \frac{v \cdot t - E'C'}{\sin\beta_b} & t_{X21} < t \leq t_{X22} \\ 0 & t_{X22} < t \leq T \end{cases} \quad (4)$$

式中: $t_{X21} = t_{G22}$; $t_{X22} = E'D'/v$ 。

由数值计算可知 $\beta_{b1} = \beta_{b2} = \beta_b$, 主动轮曲率半径 $RZ_2(t, j)$ 为:

当量曲率半径 $R_2(t, j)$ 为:

$$R_2(t, j) = \frac{RZ_2(t, j) \cdot RC_2(t, j)}{RZ_2(t, j) + RC_2(t, j)} \quad (7)$$

本文采用接触线百分比法,计算任意时刻单个轮齿所受到的载荷 F_n ,可表示为:

$$F_n = \frac{L_n(t)}{L_z(t)} \cdot F_z \quad n = 1, 2, 3 \quad (8)$$

式中: F_z —齿轮承受的外载荷; L_n —第 n 对轮齿某时刻的接触线长度; L_z —某时刻接触线总长度。

2 弹流润滑模型的建立与求解

2.1 弹流润滑控制方程

假设润滑油为非牛顿流体,采用文献[14]中的非牛顿流体广义 Reynolds 方程,忽略其时变效应,则有:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12u \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial x} \quad (9)$$

式中: ρ —润滑油密度; η^* —润滑油等效粘度; h —油膜厚度; p —油膜压力; u —润滑油卷吸速度, $u = (u_a + u_b)/2$; u_a, u_b —两齿面的切向速度;其他参数参见文献[15]所述。

润滑油粘度和密度分别采用 Roelands 粘压关系式和 Dowson-Higginson 密压关系式,即:

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp \{ (\ln \eta + 9.67) \cdot [(1 + 5.1 \times 10^{-9} \cdot p)^z - 1] \} \quad (10)$$

$$\rho = \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} \cdot p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} \cdot p} \right) \quad (11)$$

式中: η_0 —润滑油环境粘度; ρ_0 —润滑油环境密度; z —粘度-压力指数,取 $z = 0.68$ 。

润滑油的等效粘度为:

$$\eta^* = \eta \frac{\tau}{\tau_0} \sinh \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right) \quad (12)$$

Ree-Eyring 非牛顿流体模型为:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\tau}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right) \quad (13)$$

式中: τ_0 —润滑油特征剪切力。

载荷平衡方程为:

$$w = \int_{x_0}^{x_e} p dx \quad (14)$$

式中: w —单位线载荷, $w = F_n/L_n$; x_0, x_e —计算域起点、终点坐标。

油膜厚度 h 为:

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + v(x) \quad (15)$$

$$v(x) = -\frac{2}{\pi \cdot E} \cdot \int_{x_0}^{x_e} p(s) \ln(s-x)^2 ds \quad (16)$$

式中: s —计算域方向坐标。

摩擦系数 f 的计算公式为:

$$f = \frac{\Delta x_i \cdot \int \tau dx}{F_{\Delta x_i}} \quad (17)$$

式中: $F_{\Delta x_i}$ —某时刻第 i 段名义接触线上承载力, $F_{\Delta x_i} = F_n \cdot \Delta x_i/L_n$ 。

2.2 控制方程无量纲化处理

在弹流润滑计算中,为使方程得到简化,通常要将控制方程进行无量纲化处理。

其具体的处理方法^[16]为:

$$\bar{X} = x/b, \bar{P} = p/p_h, \bar{\eta}^* = \eta^*/\eta_0, \bar{\eta} = \eta/\eta_0, \bar{\rho} = \rho/\rho_0, \bar{\tau} = \tau/p_h, \bar{U}_a = u_a/u, \bar{U}_b = u_b/u, \bar{Z} = z/h, \bar{\tau} = \tau/p_h。$$

以上各式中: p_h —最大赫兹接触力; z —膜厚方向坐标。

本文采用中心差分法和一阶向后差分法,对量纲一化的 Reynolds 方程、膜厚方程等进行离散,并选取无量纲计算域为 $(-2, 1.5)$,其数值结果收敛精度为 10^{-5} 。

2.3 数值求解方法

本文采用混合迭代法^[17]对弹流润滑模型进行求解。在求解过程中,将求解域划分为高压区和低压区。在高压区采用 Jacobi 迭代法,在低压区采用 G-S 迭代法,容易得到收敛、精确解。

求解过程如图 3 所示。

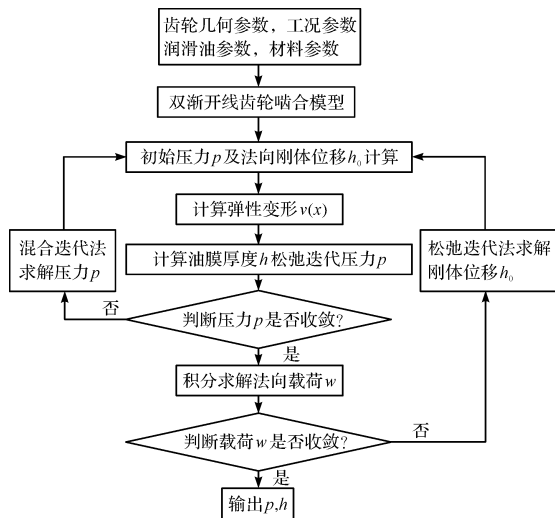


图 3 弹流润滑模型求解过程

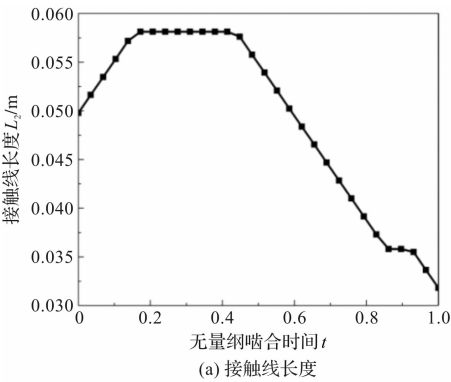
3 结果与分析

本文选取一对双渐开线齿轮副为研究对象,其相关参数分别为:

法面模数 $m_n = 4$ mm; 齿数 $Z_1 = 23, Z_2 = 32$; 转速 $n = 1\,000$ r/min; 综合弹性模量 $E = 2.2 \times 10^{11}$ Pa; 螺旋角 $\beta = 15^\circ$; 法面压力角 $\alpha = 20^\circ$; 齿宽 $B = 60$ mm; 齿轮所受外载荷 $F_z = 5\,000$ N; 润滑油环境粘度为 $\eta_0 = 0.08$ Pa·s; 润滑油特征剪切力 $\tau_0 = 6 \times 10^6$ Pa。

3.1 双渐开线齿轮啮合特点及润滑特性分析

当 $l^* = 0.04, y^* = 0.04$ 时,同时啮合的第二对轮



齿接触线长度、当量曲率半径、最小油膜厚度及摩擦系数随时间的变化规律,如图 4 所示。

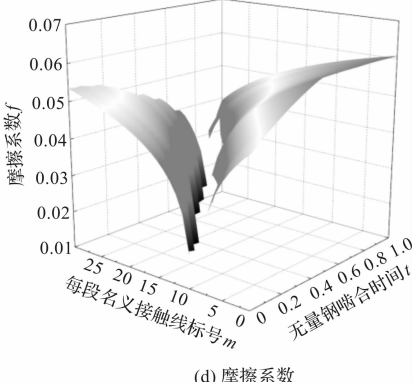
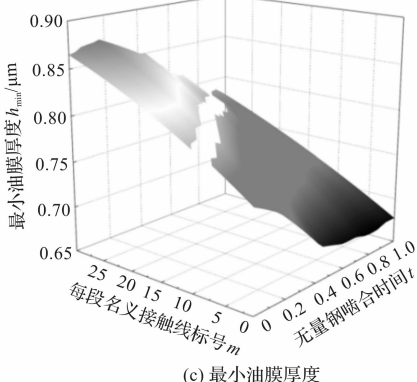
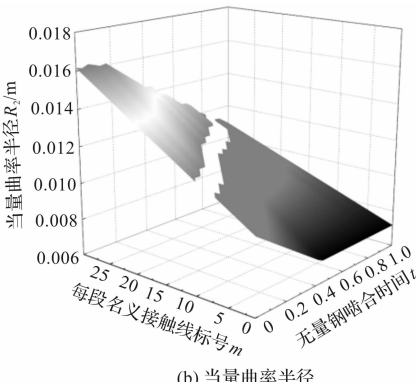


图 4 接触线长度、当量曲率半径、最小油膜厚度及摩擦系数变化规律

从图 4 可以看出:

- (1) 由于双渐开线齿轮轮齿分阶的影响,接触线长度变化较复杂;
- (2) 当量曲率半径、最小油膜厚度及摩擦系数图像出现明显的分阶现象;
- (3) 在数值方面,当量曲率半径及最小油膜厚度由齿根啮合区过渡至齿顶啮合区时,呈逐渐减小趋势;
- (4) 摩擦系数在靠近分阶区域处达到最小值。

3.2 双渐开线齿轮弹流润滑模型验证

笔者采用经验公式^[18] 计算出的最小油膜厚度,及分别采用经验公式与本文所建模型求出的最小油膜厚度的偏差,如图 5 所示。

从图 5 可以看出:两种模型所求油膜厚度的最大偏差小于 3.5%,由此可以证明两种方法数值吻合较好。

根据文献[19]所述的工况条件(即 $\eta = 0.04 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $R = 0.013 \text{ 3 m}$, $F = 1 \text{ 000 N}$, $p_h = 1.16 \times 10^9 \text{ Pa}$, $E = 2.26 \times 10^{11} \text{ Pa}$),采用本文所建弹流润滑模型,计算得出的最小油膜厚度为 $h_{\min} = 0.271 \text{ 3 } \mu\text{m}$;该文献给出的最小油膜厚度为 $h_{\min} = 0.259 \text{ 5 } \mu\text{m}$ 。

由此可见,本文计算得出的最小油膜厚度值与该文献中的值基本一致。

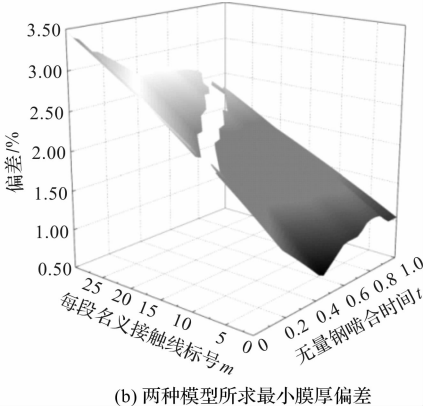
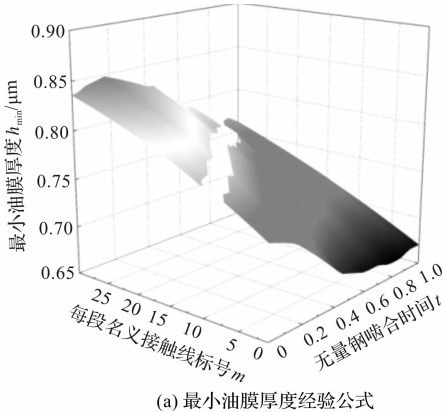


图 5 经验公式计算结果及两种模型计算偏差

通过以上计算模型与经验公式的对比,及计算模型与文献值的对比,大致可以说明本文所建立的双渐开线齿轮弹流润滑模型是有效的。

3.3 双渐开线齿轮分阶参数对最小膜厚及摩擦系数的影响

为了研究分阶参数对最小膜厚及摩擦系数的影

响,设齿轮啮合周期为 T ,本文取 $(1/2T)$ 时名义接触线上的最小油膜厚度及摩擦系数进行分析。

分阶参数对名义接触线上最小油膜厚度及摩擦系数的影响,如图 6 所示。

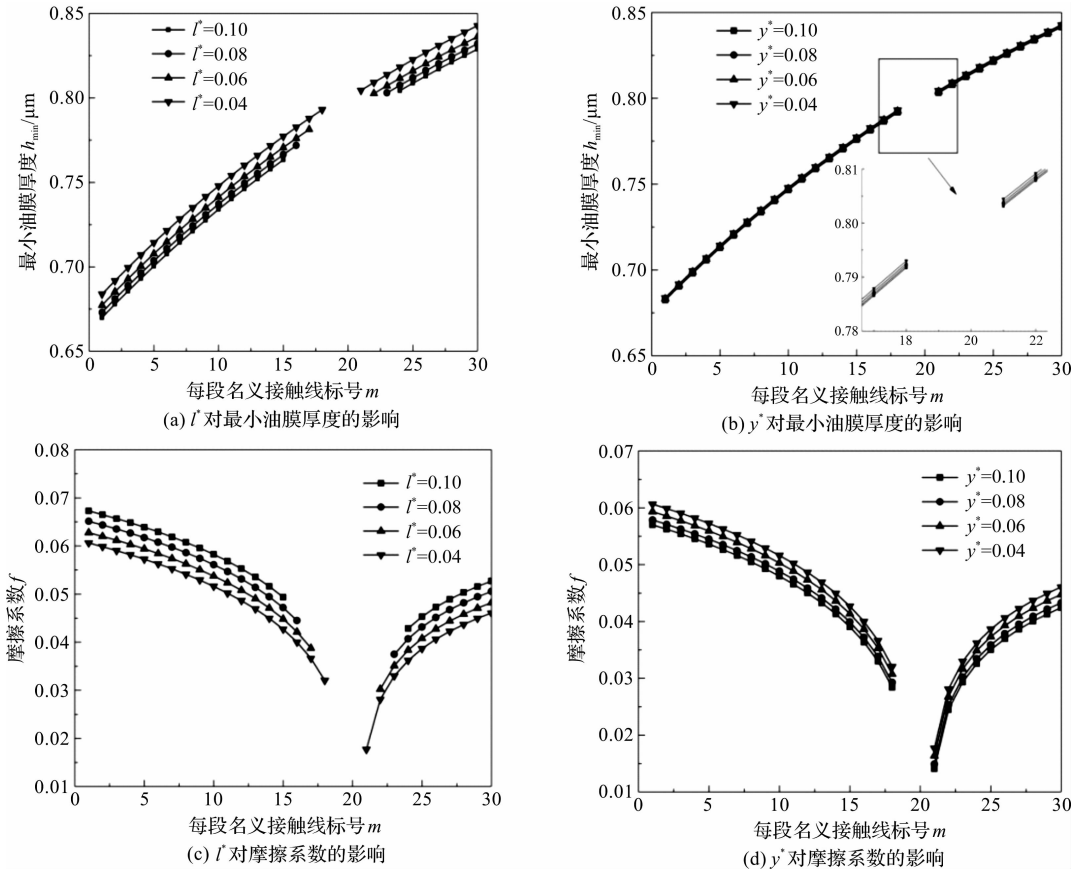


图 6 分阶参数对摩擦系数的影响

由图 6(a) 可知:当 $y^* = 0.04$ 时, l^* 增大,分阶区域扩大,最小油膜厚度减小。当 l^* 增大时,双渐开线齿轮接触线长度减小,单位线载荷增大,导致油膜厚度减小;

由图 6(b) 可知:当 $l^* = 0.04$ 时, y^* 变化时,最小油膜厚度基本不变。 y^* 对接触线长度及卷吸速度影响较小,油膜压力与膜厚变化较小;

由图 6(c) 可知:当 $y^* = 0.04$ 时,摩擦系数随 l^* 的增大而增大。当 l^* 增大时,会导致油膜厚度减小,油膜剪切力增大,摩擦系数也增大;

由图 6(d) 可知:当 $l^* = 0.04$ 时, y^* 增大,摩擦系数减小。当 y^* 增大时,油膜厚度基本不变,相对速度减小,从而导致油膜剪切力减小,摩擦系数也减小。

4 结束语

本文提出了一种基于双渐开线齿轮齿廓啮合特点的弹流润滑模型,推导出了双渐开线齿轮接触线长度及当量曲率半径的计算公式,并采用数值方法求解了啮合周期内双渐开线齿轮最小油膜厚度及摩擦系数的分布情况,得出以下结论:

(1) 由于轮齿分阶的影响,双渐开线齿轮接触线长度变化较复杂,当量曲率半径及最小油膜厚度由齿根啮合区过渡至齿顶啮合区时,呈逐渐减小趋势;摩擦系数在靠近分阶区域处达到最小值;

(2) 双渐开线齿轮切向变位系数 y^* 对最小膜厚影响较小,最小油膜厚度随高度系数的增大而减小;

(3) 摩擦系数随双渐开线齿轮高度系数 l^* 的增大而增大,且随切向变位系数的增大而减小。

参考文献(References):

- [1] DOWSON D, HIGGINSON G R. Elastohydrodynamic lubrication[M]. Oxford: Pergamon Press, 1966.
- [2] 杨 萍, 杨沛然. 斜齿圆柱齿轮的热弹流润滑理论[J]. 机械工程学报, 2006, 42(10): 43-48.
- [3] 王优强, 衣雪鹃, 杨沛然. 渐开线直齿轮瞬态微观热弹流润滑分析[J]. 机械工程学报, 2007, 43(11): 142-148.
- [4] 刘明勇, 朱才朝, 刘怀举. 有限长线接触非牛顿热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(2): 48-55.
- [5] LIU X L, BAI X R, CUI J L, et al. Thermal elastohydrodynamic lubrication analysis for tilted and skewed rollers in cylindrical roller bearings [J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology**, 2016, 230(4): 428-441.
- [6] 欧阳天成, 陈 南, 牛亚峰. 不同粗糙面渐开线齿轮混合弹流润滑[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2016, 46(6): 1933-1939.
- [7] HULTQVIST T, SHIRZADEGAN M, VRCEK A, et al. Elastohydrodynamic lubrication for the finite line contact under transient loading conditions [J]. **Tribology International**, 2018(127): 489-499.
- [8] ZAPLETAL T, SPERKA P, KRUPKA I, et al. The effect of surface roughness on friction and film thickness in transition from EHL to mixed lubrication [J]. **Tribology International**, 2018(128): 356-364.
- [9] 张光辉, 许洪斌, 龙 慧. 分阶式双渐开线齿轮[J]. 机械工程学报, 1995, 31(6): 47-52.
- [10] 张召强. 双渐开线齿轮弹流润滑研究及动力学接触分析[D]. 青岛: 青岛科技大学机电工程学院, 2014.
- [11] 樊智敏, 张汝琦. 双渐开线齿轮传动的啮合分析[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(5): 779-781.
- [12] 樊智敏, 王瑞雪, 周万峰. 双渐开线齿轮传动稳态温度场模拟分析[J]. 机械强度, 2017, 39(1): 198-203.
- [13] 樊智敏, 张光辉. 分阶式双渐开线齿轮啮合特性分析[J]. 机械工程学报, 2002, 38(9): 73-76.
- [14] 刘明勇, 吴晨辉, 刘亚东, 等. 基于不同流变模型的等温线接触弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2017, 42(9): 23-28.
- [15] 畅 通. 考虑热影响的渐开线齿轮非稳态混合润滑研究[D]. 青岛: 青岛理工大学机械工程学院, 2009.
- [16] 刘明勇. 基于有限长线接触斜齿轮热弹性流体动力润滑研究[D]. 重庆: 重庆大学机械工程学院, 2013.
- [17] 张园园. 直齿轮弹流润滑接触的刚度与阻尼研究[D]. 重庆: 重庆大学机械工程学院, 2016.
- [18] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- [19] 刘明勇, 刘怀举, 朱才朝, 等. 有限长线接触混合润滑特性研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(14): 96-100, 118.

[编辑: 程 浩]

本文引用格式:

樊智敏, 王明凯, 尹兆明, 等. 双渐开线齿轮分阶参数对弹流润滑特性的影响研究[J]. 机电工程, 2020, 37(2): 113-119.

FAN Zhi-min, WANG Ming-kai, YIN Zhao-ming, et al. Effects of ladder-shaped parameters for double involute gears on elastohydrodynamic lubrication[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2020, 37(2): 113-119.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>