

粗糙度对航空发动机高速斜齿轮 润滑特性的影响研究

侯岩崑¹, 刘振刚¹, 胡敦珂¹, 郭海龙², 刘振侠¹

(1.西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129; 2.中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要:针对航空发动机某型高速斜齿轮,基于有限长线接触热弹流润滑模型,考虑斜齿轮表面粗糙度的影响对啮合位置开展了润滑特性研究。获得了粗糙度波长、幅值、无量纲参数(材料参数 G 、速度参数 U 、载荷参数 W)对斜齿轮润滑特性的影响规律。引入油膜特征参数(压力、膜厚、温升)波动标准差,量化了不同输入参数对润滑油膜稳定性的影响程度。结果表明,齿轮表面的粗糙度显著影响润滑油膜的稳定性,当齿面粗糙度与油膜厚度处于同一量级时,油膜特征参数相较于光滑解的波动幅度达到50%,导致接触区局部油膜厚度显著低于中心区域,增加了干摩擦的风险。粗糙度幅值的增加与波长的减少会加剧油膜特征参数的波动,齿轮卷吸速度方向的粗糙度分布情况对润滑油流动的影响更为显著。随着 G 的增加,油膜压力与温升的波动更为剧烈,而参数 U 的增加会在一定程度上抑制粗糙度带来的压力波动, W 的增加则放大了粗糙度的影响。通过减小齿轮表面粗糙度峰值,避免粗糙度尖峰的密集分布,可以有效改善斜齿轮的润滑状态。

关键词:斜齿轮;有限长线接触;弹流润滑;粗糙度;无量纲参数

中图分类号:TH117.2

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2025)01-0001-12

先进航空发动机向着高转速高载荷的方向发展,这也对其传动齿轮提出了更高的要求,航空齿轮的转速与载荷也在进一步升高。斜齿轮因其传动平稳、噪声小、重合度高、单齿所受载荷小等优点适合在高速重载的工况下使用。在20世纪70年代,研究人员逐渐关注到齿轮乏油润滑以及齿轮表面粗糙度对润滑的影响^[1-3]。Lubrecht等^[4]采用数值求解的方法研究了2种不同润滑条件下粗糙度方向、幅值与波长对点接触弹流润滑的影响,研究发现润滑油压力的增加与粗糙度幅值呈正比,与粗糙度波长呈反比,且重载工况下对最小油膜厚度的影响小于轻载工况。Seabra与Berthe^[5]探究了粗糙度对等温线接触弹流润滑的影响,研究发现随着粗糙度波长的增加油膜压力振幅会有所增加,在一定波长情况下,粗糙度会使得压力峰向出口前移并造成出口区

长度减少。贺治成等^[6]探究了粗糙峰和粗糙谷对直齿轮润滑效果的影响,研究发现粗糙峰导致啮合区压力分布出现单峰,粗糙谷导致出现双峰,但二者均对润滑油膜厚影响较小。杨勇等^[7]探究了不同特征参数下表面粗糙度对齿轮接触区润滑特性的影响。Pei等^[8]提出了一种非高斯粗糙表面线接触的混合弹流润滑分析方法,并基于所得结果拟合了非高斯粗糙表面线接触润滑最小油膜厚度公式。丁华锋等^[9]通过建立斜齿轮乏油热弹流润滑模型探究了供油量、转速以及齿面粗糙度对润滑性能的影响。Wang等^[10]为了避免真实粗糙形貌对分析研究的影响,采用固定粗糙度开展了齿轮瞬态弹流润滑分析,发现粗糙度对最小油膜厚度影响较小,对中心油膜厚度影响较大。Zhao等^[11]针对一种低滑动比直齿轮,将真实表面粗糙度转换为均方根粗糙度,研究发现与纵向分布的粗糙表面相比,随机分布的粗糙表面对润滑特性的影响更大。Pu等^[12]建立针对点接触的混合弹流润滑模型,将表面三维粗糙度转换为一个固定的均方根粗糙度,并进一步探索了粗糙度

收稿日期:2024-02-07

基金项目:国家科技重大专项(J2019-III-0023-0067)资助

作者简介:侯岩崑(1997—),博士研究生

通信作者:刘振刚(1981—),副教授 e-mail:zgl@nwpu.edu.cn

对油膜厚度与压力的影响。Luo 等^[13]提出了一种椭圆接触的热弹流体动力润滑模型,分析了啮合期间光滑和粗糙齿面的弹流润滑数值结果,发现最小膜厚度、最大压力和最大温升偏移的位置比光滑齿面的相应位置更具随机性。李直等^[14]与沈锦龙等^[15]将一般粗糙表面分解为一组波长和幅值各异的正弦表面,讨论了粗糙度弹流润滑的影响规律,结果表明相对于光滑表面,表面粗糙度总体上提高了最大接触压力、降低了最小膜厚,不同速度下粗糙度的影响程度基本相同,呈现线性变化趋势。

目前直齿轮的微弹流润滑与混合润滑分析研究较为成熟,斜齿轮点接触和有限长线接触属于二维润滑问题,其数值求解较线接触复杂,尤其是有限长线接触计算极易发散。已有研究大多针对低速轻载或低速重载的工况进行润滑分析,表面速度往往不大于 10 m/s ^[10-15],而航空高速齿轮表面速度通常大于 30 m/s ,润滑油温升最高可达 $100 \text{ }^\circ\text{C}$,润滑油物性变化剧烈,在较高的速度与粗糙度的共同影响下,大大增加了数值求解难度。考虑粗糙度影响的相关研究仅定性分析了油膜各参数的变化规律并未考虑各输入参数对斜齿轮润滑特性的影响程度。有关无量纲参数对粗糙表面弹流润滑影响的研究还较少。因此,本文以航空发动机某型传动斜齿轮为研究对象,建立考虑粗糙度的有限长热弹流润滑模型,研究无量纲参数与粗糙度参数对齿轮啮合区域油膜压力、厚度、温升分布的影响规律与影响程度,为航空发动机齿轮润滑设计与改进提供理论依据。

1 几何分析

在斜齿轮啮合接触几何模型中^[16],可以通过齿面接触线扫描获得理论啮合面。理论啮合面与基圆轴线所呈夹角即为基圆螺旋角 β_b 。啮入时啮合线长度不断增加,啮合中段啮合线长度保持不变,啮出时啮合线长度不断减小。因此,斜齿轮啮合过程中接触线长度逐渐变化,并不会出现传动过程中载荷的突然出现或消失。如图 1 所示, l 为接触线长度, F 为接触载荷。

根据斜齿轮啮合特点可将任意啮合时刻单对啮合齿副等效为 1 对方向相反的圆锥滚子接触副,如图 2 所示。不同的接触位置会各自对应 1 个圆锥滚子半径,在这一接触时刻便可以将进一步等效为 2 个具有不同半径的圆柱滚子接触。两圆柱滚子的

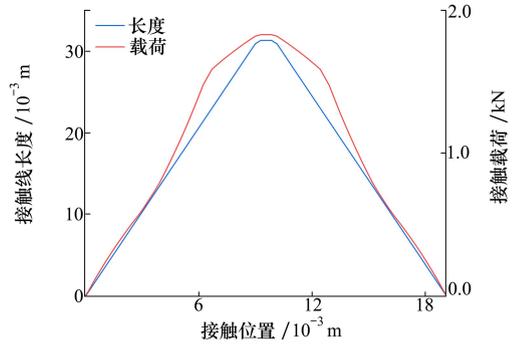


图 1 单齿接触线长度、单个齿面载荷

接触便可以进一步等效为 1 个圆柱与刚性平面的接触问题。

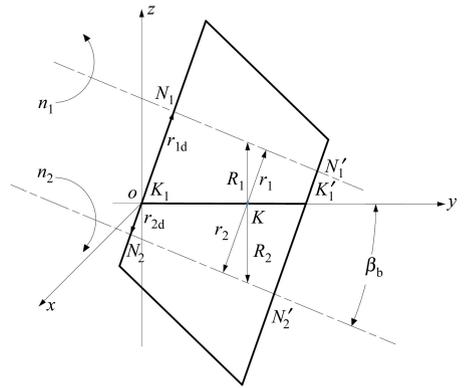


图 2 等效圆锥接触模型

两圆锥体轴线分别为 N_1N_1' 、 N_2N_2' , 接触线 K_1K_1' 为两圆锥体的母线。 R_1 、 R_2 为垂直于接触线 K_1K_1' 的半径。 r_1 、 r_2 为过接触线 K_1K_1' 上任一点 K 的垂直圆锥体轴线半径。 r_{1d} 、 r_{2d} 为啮入点两圆锥滚子接触面半径。

点 K 位置 z 向啮合等效曲率半径为

$$r_K = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad (1)$$

式中, $R_1 = r_1 / \cos\beta_b$, $R_2 = r_2 / \cos\beta_b$ 。

Hertz 接触的宽度较小,与对应接触位置的曲率半径相差较大,因此在计算几何间隙时可采取高阶近似的处理方式,则两等效圆柱体之间的间隙可由 (2) 式计算

$$h_i = R_i - \sqrt{R_i^2 - x^2} = R_i \left(1 - \sqrt{1 - \frac{x^2}{R_i^2}} \right)$$

$$h_i \approx \frac{x^2}{2R_i}, \quad x \ll R_i$$

$$h = h_0 + h_1 + h_2 = h_0 + \frac{x^2 \cos \beta_b}{2r_1} + \frac{x^2 \cos \beta_b}{2r_2} = h_0 + \frac{x^2}{2r_k} \quad (2)$$

式中: h_i 为圆柱因弹性变形导致的几何间隙; x 为沿运动方向的坐标; h_0 为初始间隙; h 为两圆柱体之间的总间隙。

2 基本方程与数值解法

2.1 基本方程

Reynolds 方程可用于分析狭小间隙黏性流体的流动润滑问题,是 N-S 方程的一种特殊形式。齿轮接触面往往会承受吉帕量级高压而发生弹性变形,故采用 Hertz 接触理论进行求解。同时,高压使得润滑油黏度和密度产生改变,因此需选用相应黏-密的方程进行求解。齿轮啮合过程中产生较多热量导致润滑油温度升高,选用相对应的能量方程进行温度求解。

1) 膜厚方程

粗糙表面斜齿轮弹流润滑膜厚方程为

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r_k} - \frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p'(x, y)}{\sqrt{x^2 + y^2}} dx dy - s_{12}(x, y, t) \quad (3)$$

式中: h_0 为接触区域中心油膜厚度 /m; E' 为接触面综合弹性模量 /Pa; x, y 分别为接触面坐标 /m; $p'(x, y)$ 为离散点压力 /Pa; $s_{12}(x, y, t)$ 为两接触齿面综合表面粗糙度。

根据齿面加工的特点,啮合齿面粗糙度近似呈余弦分布,余弦分布中的幅值与波长考虑到了粗糙度最为重要的峰值与空间分布属性,同时考虑两端修形,其粗糙度函数为

$$s_{12}(x, y, t) = \begin{cases} \left\{ \begin{array}{l} A_{xy} - A_{xy} \cos \left[\frac{2\pi}{\lambda_x} (x - u_e t) \right] \\ y < -\frac{l}{2} + l_x \text{ or } y > \frac{l}{2} - l_x \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{l} A_{xy} - A_{xy} \cos \left(\frac{2\pi x}{\lambda_x} \right) \cos \left[\frac{2\pi}{\lambda_y} (y + l_x) \right] \\ -\frac{l}{2} + l_x \leq y \leq \frac{l}{2} - l_x \end{array} \right\} \end{cases} \quad (4)$$

式中: A_{xy} 为综合粗糙度幅值; λ_x, λ_y 分别为 x, y 方向综合粗糙度波长; l_x 为接触线两端修形长度; u_e 为 x

方向卷吸速度 /($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); 由于考虑时变效应引入时间项 t/s 。

2) Reynolds 方程

由于油膜厚度远小于油膜相邻的固体表面曲率半径,假设油膜压力沿厚度方向保持不变。润滑油受到的惯性力与其体积作用力远低于黏性剪切力,可忽略不计。油膜与固体在界面上不存在相对滑动,除油膜在厚度方向上的速度梯度 $\partial u/\partial z$ 与 $\partial v/\partial z$, 其他的速度梯度均可忽略。因圆柱滚子 y 方向运动的影响远小于 x 方向,故可忽略不计。基于以上假设推导出稳态工况下有限长线接触热弹流润滑 Reynolds 方程

$$\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e \frac{h^3}{12} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \right] = \frac{\partial (\rho_x^* u_e h)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_e h)}{\partial t} \quad (5)$$

式中: h 表示对应位置的油膜厚度 /m; p 表示对应位置的油膜压力 /Pa; u_e 为 x 方向卷吸速度 /($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); ρ 为润滑油密度 /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)。

Reynolds 方程的边界条件为

$$p(x_{\text{in}}, y) = p(x_{\text{out}}, y) = p(x, y_{-l/2}) = p(x, y_{l/2}) = 0 \\ p(x, y) \geq 0 \quad (x, y) \in \Omega \quad (6)$$

式中: x_{in} 为润滑油入口位置; x_{out} 为润滑油出口位置; $y_{-l/2}, y_{l/2}$ 为圆柱滚子接触线两端; Ω 为求解域。

3) 黏-温-压方程

黏度方程需同时考虑润滑油压力和温度对黏度影响。在弹流润滑研究过程中,通常采用 Roelands^[17] 提出的黏-温-压方程。

$$\eta = \eta_0 \exp \{ A_1 [(1 + A_2 p)^Z (A_3 T - A_4)^{-S} - 1] \} \quad (7)$$

式中, $A_1 = \ln \eta_0 + 9.67$, $A_2 = 5.1 \times 10^{-9} \text{Pa}^{-1}$, $A_3 = 1/(T_0 - 138)$, $Z = \alpha/(A_1 A_2)$, $S = \beta_T/(A_1 A_3)$, η_0 为润滑油初始黏度 /($\text{Pa} \cdot \text{s}$); T 为润滑油实际热力学温度 /K; T_0 为环境热力学温度 /K; p 为润滑油实际压力 /Pa; α 为黏-压系数; β_T 为黏-温系数。

4) 密-温-压方程

由于齿轮啮合过程中润滑油密度不断发生变化,且其对弹流润滑的影响难以忽略,常采用如(8)式所示的 Dowson-Higginson^[18] 关系式。

$$\rho = \rho_0 \left[\frac{A \cdot p}{1 + B \cdot p} + D(T - T_0) + 1 \right] \quad (8)$$

式中, $A = 0.6 \times 10^{-9} \text{m}^2/\text{N}$, $B = 1.7 \times 10^{-9} \text{m}^2/\text{N}$, $D = -0.00065/\text{K}$, ρ_0 为初始密度 /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)。

5) 载荷平衡方程

在求解圆柱体接触区压力之前,接触区所受总载荷已固定,故接触区所受压力应与外载荷平衡。若是没有载荷平衡方程限制压力,仅靠 Reynold 方程自身得到的收敛解,只是一个形似的压力分布,并不是最后的真解。载荷平衡方程为

$$w - \iint_{\Omega} p(x,y) dx dy = 0 \quad (9)$$

式中: $p(x,y)$ 为啮合区压力分布函数; w 圆柱体啮合区单位长度所受载荷 $/(N \cdot m^{-1})$ 。

6) 油膜能量方程

忽略油膜的惯性力、体积力与热辐射的影响,不考虑沿 x 和 y 方向的热传导,且接触区域在 x 方向与 y 方向的尺度远大于油膜厚度,可认为 $\partial p/\partial z = 0$,因此油膜的能量方程为

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left[u \frac{\partial p}{\partial u} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right] + \eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (10)$$

式中: c_p 为润滑油质量热容 $/(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$; k 为润滑油导热系数 $/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$ 。

7) 运动方程

油膜能量方程(10)式中沿油膜厚度方向的流速 w 会给分析造成一定的困难,因此使用连续方程对其进行替换。

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$

$$\rho w = - \frac{\partial}{\partial x} \int_0^z \rho u dz' - \frac{\partial}{\partial y} \int_0^z \rho v dz' \quad (11)$$

考虑黏度沿 z 轴变化的 x 和 y 方向的流速 u 与 v , 可由(12)式计算:

$$u = u_1 + \frac{\partial p}{\partial x} \left[\int_0^z \frac{z}{\eta^*} dz - \frac{\eta_e}{\eta_e'} \int_0^z \frac{1}{\eta^*} dz \right] + \frac{u_2 - u_1}{\int_0^h \frac{1}{\eta^*} dz} \int_0^z \frac{1}{\eta^*} dz$$

$$v = \frac{\partial p}{\partial y} \left[\int_0^z \frac{z}{\eta^*} dz - \frac{\eta_e}{\eta_e'} \int_0^z \frac{1}{\eta^*} dz \right] \quad (12)$$

8) 固体区域能量方程

工程实际中往往可以将三维传热问题进行简化降维处理^[19-20],对于齿轮接触的传热问题,常忽略 x, y 方向的固体导热,因此选择垂直于接触面(z 方向)的上下固体接触表面热作为边界条件进行求解油膜能量方程,固体区域热界面方程为

$$\begin{cases} T_1 = \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_{s,1} c_{s,1} k_{s,1} u_1}} \int_{-\infty}^x k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} \frac{ds}{\sqrt{x-s}} + T_{1,0} \\ T_2 = \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_{s,2} c_{s,2} k_{s,2} u_2}} \int_{-\infty}^x k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=h} \frac{ds}{\sqrt{x-s}} + T_{2,0} \end{cases} \quad (13)$$

式中:角标 1,2 分别代表接触区域的上下表面; $\rho, c, k, u, T_{i,0}$ 分别代表齿轮材料的密度 $/(kg \cdot m^{-3})$ 、比热容 $/(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$ 、导热率 $/(W \cdot m^{-1} \cdot K)$,沿 x 方向的切向速度 $/(m \cdot s^{-1})$ 、初始温度 $/K$ 。

2.2 方程无量纲化及数值求解过程

在开始数值计算前,需要对上述理论方程进行无量纲化与离散,如表 1 所示。由于圆锥滚子接触区内几何和运动学参数在接触线上各不相同,选择接触线端点 K_1 参数进行无量纲化

$$\begin{cases} \frac{1}{R_d} = \frac{1}{r_{1d}} + \frac{1}{r_{2d}} \\ b = \sqrt{\frac{8wR_d}{\pi E'}} \end{cases} \quad (14)$$

表 1 弹流润滑各参数及其无量纲形式

参数	无量纲参数
x 方向/m	$X = x/b$
y 方向/m	$Y = y/b$
z 方向/m	$Z = zR_d/b^2$
滚子长度/m	$L = l/b$
动力黏度 $/(Pa \cdot s)$	$\bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}$
密度 $/(kg \cdot m^{-3})$	$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$
压力/Pa	$P = \frac{P}{P_H}$
温度/K	$\bar{T} = \frac{T}{T_0}$
油膜厚度/m	$H = hR/b^2$
线接触载荷/N	$\bar{w} = \frac{\pi}{2}$
时间/s	$T = u_{dc} t/b$

注:角标 0 代表各物理量的初始值。

如图 3 所示,数值求解区域为: $-4 \leq x \leq -2.4$, $-\frac{L}{2} \leq Y \leq \frac{L}{2}$ 。

考虑到收敛精度过高会导致计算时间过长的问

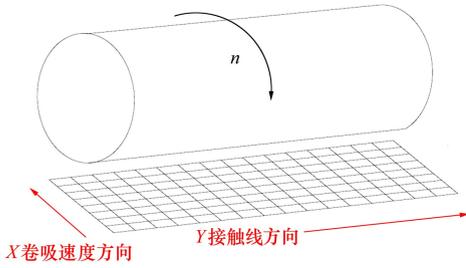


图 3 数值计算区域

题,以一个量级的收敛精度对数值计算结果的影响小于 1% 为界限,确定压力与载荷收敛精度为 10^{-3} ,温度收敛精度为 10^{-4} ,故收敛判定准则为

$$\frac{\left(\sum_{i,j} |\bar{P}_{i,j} - (\bar{P}_{i,j})_{last}| \right)}{\sum_{i,j} \bar{P}_{i,j}} \leq \varepsilon_p = 1 \times 10^{-3}$$

$$\frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |P_{i,j}| \Delta X \Delta Y}{\frac{\pi}{2} L} \leq \varepsilon_w = 1 \times 10^{-3}$$

$$\frac{\left(\sum_{i,j,k} |\bar{T}_{i,j,k} - (\bar{T}_{i,j,k})_{last}| \right)}{\sum_{i,j,k} \bar{T}_{i,j,k}} \leq \varepsilon_T = 1 \times 10^{-4} \quad (15)$$

有限长热弹流润滑数值计算的基本过程与无限长线接触计算过程基本一致,可以参考前期研究的计算流程图^[21],此处不再赘述。

3 数值计算结果分析

3.1 数值验证

由于斜齿轮油膜厚度无法直接测量,只能选择有限长接触圆柱滚子试验进行数值方法准确性验证。表 2 为文献[22]中外加载荷 $w=1\ 169\ \text{N}$ 与外加载荷 $w=1\ 551\ \text{N}$ 的情况下,不同速度参数条件下数值计算结果与试验结果的对比。

表 2 试验数据与数值计算结果对比

载荷/N	类型	$U/10^{-11}$	$h_c/\mu\text{m}$	$h_{min}/\mu\text{m}$
1 169	试验	4.9	0.225	0.163
	数值计算		0.214	0.148
1 551	试验	5.4	0.203	0.130
	数值计算		0.213	0.138

表 2 中, h_c 与 h_{min} 分别为接触区中心油膜厚度与最小油膜厚度,从表 2 中可以发现最大绝对误差为 $0.015\ \mu\text{m}$,最大相对误差约为 9.2%。综上可以认为所采用的有限长接触热弹流润滑数值方法的计算结果可信。

以某型航空发动机传动斜齿轮为例,当航空发动机达到设计点工况时,对其进行弹流润滑特性分析。选取斜齿轮几何参数见表 3,材料物性参数见表 4,润滑油物性参数见表 5。

表 3 斜齿轮几何参数

参数	数值	参数	数值
z_1/z_2	40/57	$\beta/(\circ)$	18
m_n/mm	2.0	B/mm	30
$\alpha_n/(\circ)$	20	l_x/mm	1.5

表 4 120°C 下斜齿轮材料物性参数

参数	数值
材料	16Cr3NiWMoVNbE
$\lambda/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K})$	29.82
$c_p/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K})$	726.3
$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7 980
E/GPa	209

表 5 120°C 下 4106# 润滑油物性参数

参数	数值	参数	数值
$\lambda/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K})$	0.143	$\eta_0/(\text{mPa} \cdot \text{s})$	3.191
$c_p/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K})$	2 108	$\alpha/(\text{GPa}^{-1})$	13.6
$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	896.9	$\beta_T/(\text{K}^{-1})$	0.016 9

选取如表 6 所示粗糙度对斜齿轮节圆位置进行弹流润滑数值计算,计算工况为航空发动机设计点工况:齿轮 1 转速 24 000 r/min,传递功率 300 kW,供油温度为 120 °C,齿轮接触区油膜压力、温升、膜厚的三维分布如图 4 所示。

表 6 粗糙度参数

参数	数值	参数	数值
$A_{xy}/\mu\text{m}$	0.05	λ_y/mm	2.0
$\lambda_x/\mu\text{m}$	22.5	l_x/mm	1.5

从图 4 中可以发现,油膜压力、温升、厚度均呈

现中间($y=0$)平坦,两端较高的现象,这主要是由于有限长接触中接触线两端会存在端泄效应^[23],导致

了油膜各特征参数突增。

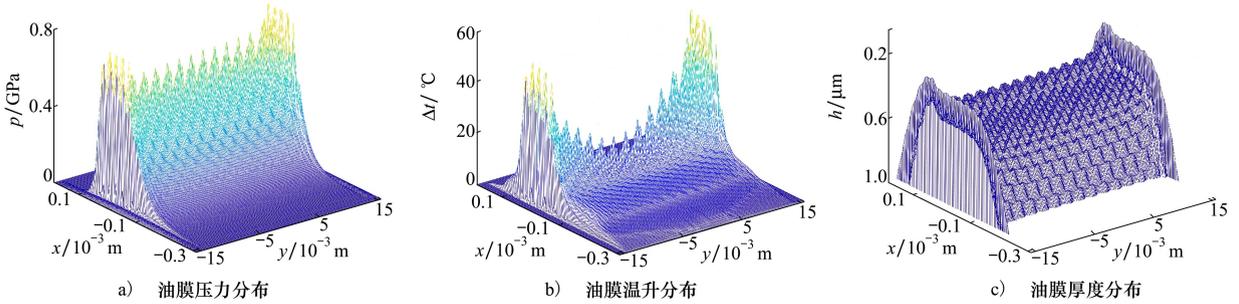


图4 粗糙表面斜齿轮节圆位置油膜压力、温升、厚度的三维分布

选取2个特征截面($y=0$ 与 $x=0$)的油膜压力、温升以及厚度与光滑解进行对比,如图5所示。从图4与图5中可以发现,与光滑表面相比,粗糙的齿

轮表面会导致油膜厚度出现规律性波动,从而引起油膜压力与温升的剧烈波动。

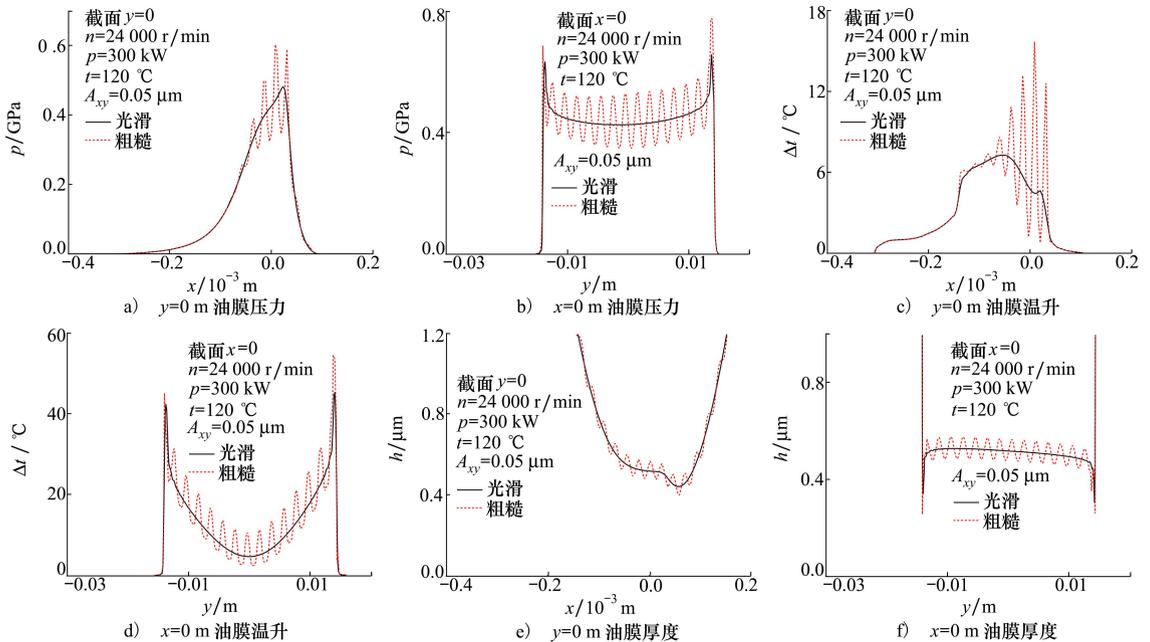


图5 粗糙表面油膜压力、温升、厚度与光滑表面对比

可以发现粗糙表面油膜压力、温升以及厚度分布显著异于光滑解,粗糙表面油膜各参数沿光滑解上下剧烈波动,且在啮合区某些位置出现油膜压力与温升相较于光滑表面超过50%。从图5e)~5f)中可以发现,光滑解与考虑粗糙度影响的最大温升点出现在不同位置。这是因在光滑解中,接触区中心载荷通常最大,并且剪切速率最高,因而产量也最大。当考虑表面粗糙度影响时,表面粗糙度会导致微观尺度上的接触点分布不均匀,产生局部应力集中和热量集中生成。啮合出口处会有更多的峰被挤压并且

剪切速率增大,这会进一步强化啮合出口的油膜颈缩现象,导致二次压力峰迅速升高。使得接触区最大油膜温升点偏离中心,向啮出侧移动。从图5e)~5f)中可以发现齿轮啮合出口区域以及接触线两端的油膜厚度显著低于中心区域,此处更容易出现干摩擦的情况。因此,当油膜厚度与粗糙度达到了同一数量级时,粗糙度对齿轮弹流润滑的影响不可忽略。

当输入参数在一定范围发生变化时,粗糙度的存在会使得油膜各参数产生不同剧烈程度的波动,

可以通过计算波动标准差评判不同参数对于油膜各参数波动的影响程度,波动标准差越大,则该齿轮参数对油膜参数的波动影响越大,波动标准差可以通过(16)式计算

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (m_i - l_i)^2}{n}} \quad (16)$$

式中: n 为油膜参数产生波动时所有点的个数; m_i 为

考虑粗糙度时的油膜参数值; l_i 为光滑时的油膜参数值。

3.2 粗糙度参数的影响

3.2.1 x 方向粗糙度波长

选择设计点工况,仅考虑沿 x 轴方向粗糙度纹理,选取 $y=0$ 截面, x 方向粗糙度波长变化对油膜压力、温升、厚度的二维轮廓线的变化影响趋势如图 6 所示。

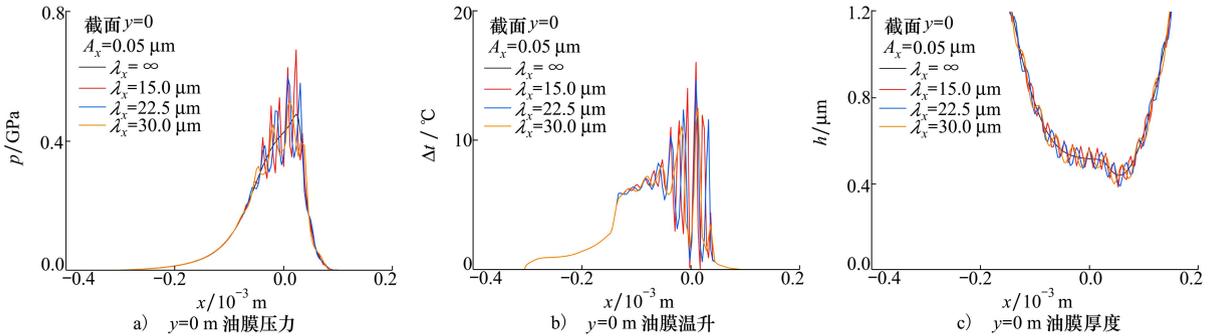


图 6 x 方向粗糙度波长对油膜特征参数的影响

从图 6 可以发现, x 方向粗糙度波长的增加将导致油膜各参数的波动逐渐平缓,变化频率减小,压力与温升峰值降低,对应位置的膜厚增加。 x 方向粗糙度波长对油膜各参数波动标准差的影响如表 7 所示。粗糙度波长从 $15.0 \mu\text{m}$ 增加到 $30.0 \mu\text{m}$,压力波动标准差 $\sigma_x(p)$ 减小了 37.2%;温升波动标准差 $\sigma_x(\Delta T)$ 减小了 29.%,膜厚波动标准差 $\sigma_x(h)$ 减小了 5.9%。粗糙度波长增加意味着表面粗糙峰谷的间距变大,从而在齿轮接触界面形成更大的平坦区域,导致单位面积上载荷减少,从而减小了局部压力波动。当粗糙度波长增加时,油膜覆盖在较大面积上,这样油膜更加连续,并且能够更好地吸收和分散因表粗糙度引起的压力波动。因此,油膜厚度的波动系数降低。如果粗糙度峰谷的高度保持不变,波长增加将使得油膜的平均厚度与粗糙度峰谷高度

之比增加,从而减少因粗糙度引起的油膜厚度波动。综上所述,粗糙度波长的增加导致润滑油膜更加均匀和稳定,对表面粗糙度的敏感度降低,从而减少了压力、温升与油膜厚度的波动。

表 7 x 方向粗糙度波长对油膜各参数波动标准差的影响

$\lambda_x/\mu\text{m}$	$\sigma_x(p)/\text{GPa}$	$\sigma_x(\Delta T)/^\circ\text{C}$	$\sigma_x(h)/\mu\text{m}$
15.0	0.068 2	3.37	0.037 4
22.5	0.057 8	2.66	0.036 1
30.0	0.042 8	2.37	0.035 2

3.2.2 y 方向粗糙度波长

选择设计点工况,仅考虑沿 y 轴方向粗糙度纹理,选取 $x=0$ m 截面,粗糙度幅值为 $0.05 \mu\text{m}$, y 方向粗糙度波长变化对油膜压力、温升、厚度的二维轮廓线的变化趋势如图 7 所示。

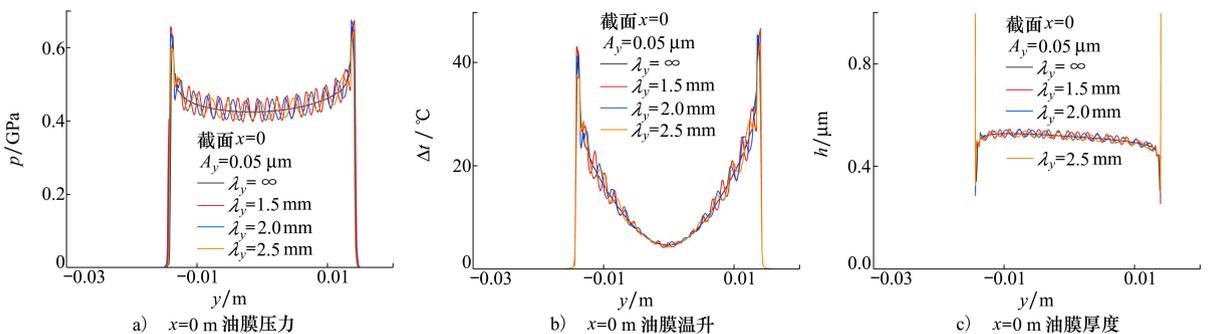


图 7 y 方向粗糙度波长对油膜特征参数的影响

从图7中可以发现, y 方向粗糙度波长的增加将导致油膜各参数的波动逐渐平缓, 接触线两端油膜颈缩效应减弱, 压力与温升峰值降低, 对应位置的膜厚增加。

y 方向粗糙度波长对油膜各参数波动标准差如表8所示。随着粗糙度波长从1.5 mm增加至2.5 mm, 压力波动标准差减小了37.1%, 温升波动标准差减小了26.8%, 膜厚波动标准差减小了23.2%。

表8 y 方向粗糙度波长对油膜各参数的波动标准差的影响

$\lambda_y/\mu\text{m}$	$\sigma_y(p)/\text{GPa}$	$\sigma_y(\Delta T)/^\circ\text{C}$	$\sigma_y(h)/\mu\text{m}$
1.5	0.057 4	2.31	0.034 1
2.0	0.037 0	1.84	0.027 0
2.5	0.036 1	1.69	0.026 2

表9 二维粗糙度幅值对油膜各参数波动标准差的影响

$A_{xy}/\mu\text{m}$	$\sigma_x(p)/\text{GPa}$	$\sigma_y(p)/\text{GPa}$	$\sigma_x(\Delta T)/^\circ\text{C}$	$\sigma_y(\Delta T)/^\circ\text{C}$	$\sigma_x(h)/\mu\text{m}$	$\sigma_y(h)/\mu\text{m}$
0.025	0.033 7	0.048 3	1.590 0	2.600 0	0.017 3	0.025 8
0.05	0.062 5	0.073 5	3.120 0	4.360 0	0.034 8	0.037 0
0.10	0.104	0.118	6.710	8.090	0.070	0.067

对比表7~9可以发现, 由于 x 方向为齿轮卷吸速度方向, 也是润滑油主要流动方向, 因此 x 方向的粗糙度对润滑油流动的阻碍会比 y 方向粗糙度的影响更大。这也导致了油膜压力、温升、厚度相较光滑平面出现显著变化。粗糙度幅值增加会使得油膜产生更大压力、厚度以及温升波动, 从而导致在齿轮运行过程中更易产生润滑失效。

3.3 无量纲参数的影响

由于齿轮传动过程中存在大量材料参数、结构参数、工况参数, 这会对润滑特性的分析带来困难。采用 Dowson 提出的无量纲参数 G, U, W (材料参数、速度参数、载荷参数) 来讨论各无量纲参数对光滑表面润滑特性的影响。从3.2节的研究中可以发现, 粗糙度对油膜厚度的影响与粗糙度对压力分布的影响保持一致。在之后的研究中仅展示压力分布与温升分布。由于斜齿轮沿接触线方向无量纲参数不断发生变化, 且工况改变时接触线各点无量纲参数等比例发生变化, 故采用接触线端点 K_1 无量纲参数来进行分析。端点 K_1 无量纲参数计算公式为

3.2.3 二维粗糙度幅值的影响

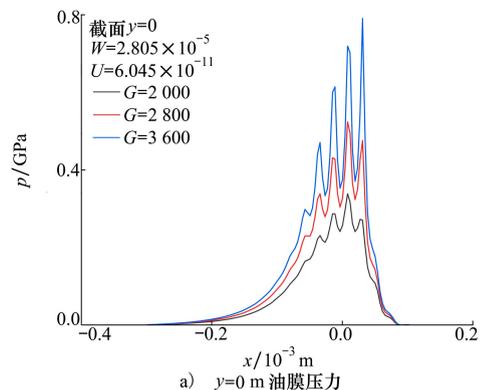
当齿轮工作在设计点工况, 同时考 x 轴与 y 轴方向粗糙度纹理, x 方向粗糙度波长为 $22.5 \mu\text{m}$, y 方向粗糙度波长为 2.0 mm , 二维粗糙度幅值分别为 $0, 0.025, 0.05, 0.10 \mu\text{m}$ 。二维粗糙度幅值的增加对油膜压力、温升以及厚度影响与单向粗糙度相同, 幅值的增加使得油膜压力、温升以及厚度上下振动更加剧烈, 二维粗糙度幅值对油膜各参数波动标准差的影响如表9所示, 随着粗糙度幅值从 $0.025 \mu\text{m}$ 增加至 $0.10 \mu\text{m}$, x 方向压力波动标准差 $\sigma_x(p)$ 增加了209%, y 方向压力波动标准差 $\sigma_y(p)$ 增加了144%, x 方向温升波动标准差 $\sigma_x(\Delta T)$ 增加了322%, y 方向温升波动标准 $\sigma_y(\Delta T)$ 差增加了211%, x 方向膜厚波动标准差 $\sigma_x(h)$ 增加了305%, y 方向膜厚波动标准差 $\sigma_y(h)$ 增加了160%。

$$G = \alpha E' \quad U = \frac{\eta_0 u_{de}}{E' R_d} \quad W = \frac{F}{E' R_d L} \quad (17)$$

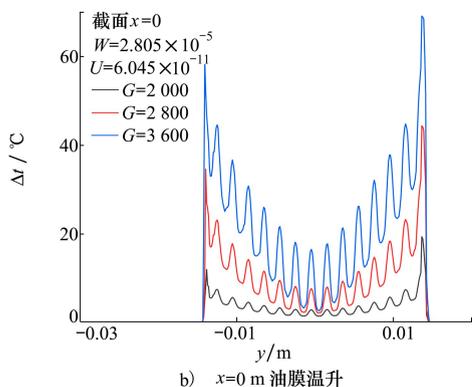
式中: α 为黏压系数; E' 为两接触面材料的综合弹性模量; η_0 为润滑油初始黏度 $(\text{Pa} \cdot \text{s})$; u_{de} 为端点 K_1 的卷吸速度 $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$; R_d 为端点 K_1 的综合曲率半径 $/\text{m}$; F 为单齿所受载荷; L 为接触线长度 $/\text{m}$ 。

3.3.1 材料参数 G 对斜齿轮润滑特性的影响规律

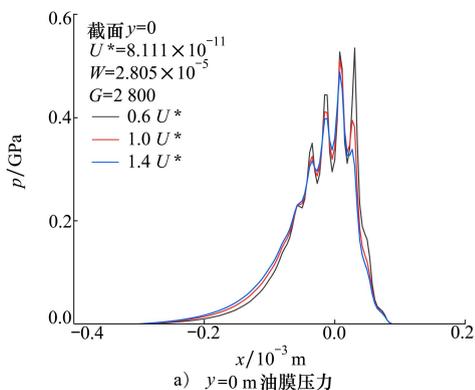
保持 W 与 U 不变的情况下, G 的变化对斜齿轮接触区域油膜压力与温升分布的影响如图8所示。



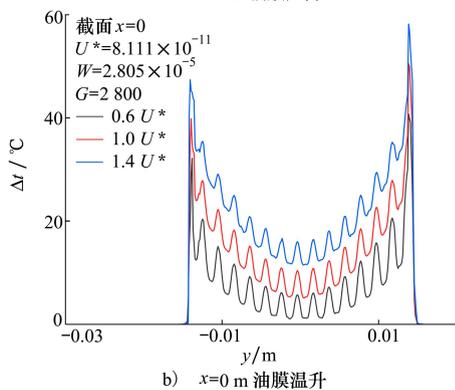
a) $y=0$ 油膜压力



b) $x=0$ m 油膜温升



a) $y=0$ m 油膜压力



b) $x=0$ m 油膜温升

图 8 G 的变化对油膜压力与温升二维轮廓线的影响

由图 8 可知,随着 G 的增加,油膜压力、温升以及厚度整体增加,且油膜压力与温升的增加更为明显。从图 8a)~8b)中可以发现,粗糙峰的存在使得油膜压力与温升上下波动明显,且 G 越大波动越剧烈,而膜厚波动变化较小。

G 变化对油膜各参数波动标准差的影响如表 10 所示。随着 G 从 2 000 增加至 3 600,压力波动标准差 $\sigma_c(p)$ 增加了 358%,温升波动标准差 $\sigma_c(\Delta T)$ 增加了 453%,膜厚波动标准差 $\sigma_c(h)$ 减小了 1.4%。综上可知, G 对最大温升和最大压力的影响要显著高于油膜厚度,同时 G 的增加会导致油膜压力与温升产生更加剧烈的波动。

表 10 G 变化对油膜各参数波动标准差的影响

G	$\sigma_c(p)/\text{GPa}$	$\sigma_c(\Delta T)/^\circ\text{C}$	$\sigma_c(h)/\mu\text{m}$
2 000	0.019 5	1.19	0.035 4
2 800	0.046 9	3.56	0.035 1
3 600	0.089 3	6.58	0.034 9

3.3.2 速度参数 U 对斜齿轮润滑特性的影响规律

保持 W 与 G 不变的情况下,令 $U^* = 8.111 \times 10^{-11}$ 为参考值, U 的变化对斜齿轮接触区域油膜压力与温升分布的影响如图 9 所示。从图 9 中可以发现,随着 U 的增加油膜厚度与温升大幅增加,而对油膜压力影响相对较小。从图 9a)中可以发现, U 的增加使得粗糙峰带来的啮合中心区压力峰略有下降。对比图 9b)可知, U 的增加使得油膜温升增加,且油膜温波动程度有所减弱。这是由于较高的 U 会使油膜厚度增加,同时油膜的承载压力升高,从而在一定程度上抑制了粗糙度带来的压力波动。

U 变化对油膜各参数波动标准差的影响如表

图 9 U 的变化对油膜压力与温升二维轮廓线的影响

11 所示。随着 U^* 从 $0.6U^*$ 增加至 $1.4U^*$,压力波动标准差减小了 51.1%,温升波动标准差减小了 36.9%,膜厚波动标准差减小了 5.2%。

表 11 U 变化对油膜各参数波动标准差的影响

U	$\sigma_v(p)/\text{GPa}$	$\sigma_v(\Delta T)/^\circ\text{C}$	$\sigma_v(h)/\mu\text{m}$
$0.6U^*$	0.051 7	3.39	0.034 9
$1.0U^*$	0.035 2	2.76	0.034 0
$1.4U^*$	0.025 3	2.14	0.033 1

3.3.3 载荷参数 W 对斜齿轮润滑特性的影响规律

保持 U 与 G 不变的情况下,令 $W^* = 2.301 \times 10^{-5}$ 为参考值, W 的变化对斜齿轮接触区域油膜压力与温升分布的影响如图 10 所示。从图 10 中可以发现,随着 W 的增加,油膜压力与温升大幅增加,啮合区宽度增加,油膜厚度略有减小。

从图 10a)~10b)中可以发现, W 的增大使得油膜压力与温升上下波动加剧。这是由于载荷的增加使得剪切生热迅速增加,导致油膜厚度有所下降放大了粗糙度的影响。当载荷较小时,接触面弹性变形量减小,中心平坦的区域会逐渐减小至消失,因此在载荷较小的情况下,最小油膜厚度更加靠近接触

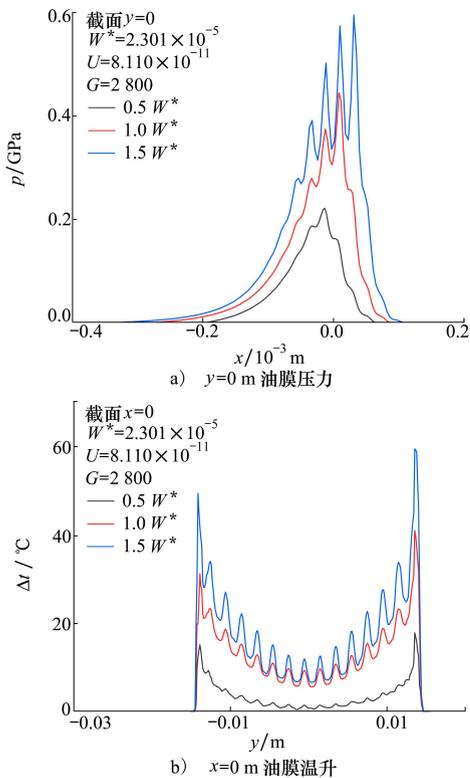


图 10 W 的变化对油膜压力与温升二维轮廓线的影响

区中心,随着载荷的增大,最小油膜厚度位置逐渐向啮出侧移动。 W 变化对油膜各参数波动标准差的影响如表 12 所示。随着 W 从 $0.5W^*$ 增加至 $1.5W^*$, 压力波动标准差 $\sigma_w(p)$ 增加了 478%, 温升波动标准差 $\sigma_w(\Delta T)$ 增加了 532%, 膜厚波动标准差 $\sigma_w(h)$ 减小了 7.6%。

表 12 W 变化对油膜各参数波动标准差的影响

W	$\sigma_w(p)/\text{GPa}$	$\sigma_w(\Delta T)/^\circ\text{C}$	$\sigma_w(h)/\mu\text{m}$
$0.5W^*$	0.008 3	0.66	0.038 3
$1.0 W^*$	0.024 0	2.02	0.035 2
$1.5 W^*$	0.048 0	4.17	0.035 4

4 结 论

本文针对某型航空高速斜齿轮,基于有限长线接触弹流润滑模型,开展了热弹流润滑特性分析。研究了粗糙度参数与无量纲参数对斜齿轮油膜各特征参数的影响规律。结果表明:

1) 当齿轮表面粗糙度与油膜厚度处于同一量级时,粗糙度对齿轮润滑特性影响明显。粗糙度会使得油膜压力、温升、厚度围绕光滑解上下波动,局部区域压力峰较光滑解增加 50%,同时加剧了出口区域与接触线两端的油膜颈缩现象。

2) 二维粗糙度幅值的增加对油膜压力、温升以及厚度影响与单向粗糙度相同,由于 x 方向为齿轮卷吸速度方向,也是润滑油主要流动方向,因此 x 方向的粗糙度对润滑油流动的阻碍会比 y 方向粗糙度的影响更大。

3) 粗糙度幅值的增加会使油膜各参数产生更剧烈波动,而粗糙度波长的增加则会使单位面积内粗糙度尖峰减少。因此,在齿轮加工过程中,应尽可能减小小齿轮表面粗糙度的峰值,并且避免粗糙度尖峰的密集分布,从而保证润滑油平稳流动,维持良好的润滑状态。

4) G 的增加会导致油膜压力与温升的波动更为剧烈, U 的增加会在一定程度上抑制粗糙度带来的压力波动, W 的增加则放大了粗糙度的影响。由于航空发动机设计点输入输出功率的限制,很难通过改变转速与载荷进行润滑状态的调整,虽然可以通过升高润滑油黏度获得更厚的油膜,但这也同时提高了 G 会令油膜特征参数波动的程度。因此,可以适当地增加齿轮综合曲率半径减小 W ,从而获得良好的润滑状态。

参考文献:

- [1] AKILZADEH V, GOHAR R. Oil-film starvation in elastohydrodynamic circular contacts[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1977, 19(1): 22-29
- [2] JOHNSON K L, GREENWOOD J A, POON S Y. A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication[J]. Wear, 1972, 19(1): 91-108
- [3] 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): 2-17
- [4] LUBRECHT A A, TEN NAPE W E, BOSMA R. The influence of longitudinal and transverse roughness on the elastohydrodynamic lubrication of circular contacts[J]. Journal of Tribology, 1988, 110(3): 421-426

- [5] SEABRA J, BERTHE D. Influence of surface waviness on elastohydrodynamic lubrication of line contacts[J]. *Tribology Transactions*, 2008, 30(4): 486-492
- [6] 贺治成, 杨萍, 王优强. 粗糙峰和粗糙谷对直齿圆柱齿轮热弹流润滑的影响[J]. *润滑与密封*, 2007, 32(7): 87-89
HE Zhicheng, YANG Ping, WANG Youqiang. The Influences of bump and groove on the thermal elastohydrodynamic lubrication of involute spur gear[J]. *Lubrication Engineering*, 2007, 32(7): 87-89 (in Chinese)
- [7] 杨勇, 王家序, 周青华, 等. 表面粗糙度特征对齿轮接触区润滑特性的影响[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(2): 248-256
YANG Yong, WANG Jiaxu, ZHOU Qinghua, et al. Influence of surface roughness on the mixed elastohydrodynamic lubrication performance of gear contact area[J]. *Tribology*, 2017, 37(2): 248-256 (in Chinese)
- [8] PEI J X, HAN X, TAO Y R. Mixed elastohydrodynamic lubrication analysis of line contact with non-Gaussian surface roughness [J]. *Tribology International*, 2020, 151: 106449-106474
- [9] 丁华锋, 刘明勇, 张晋熙, 等. 乏油工况下斜齿轮热弹流润滑特性研究[J]. *润滑与密封*, 2021, 46(3): 74-82
DING Huafeng, LIU Mingyong, ZHANG Jinxi, et al. Study on thermal elastohydrodynamic lubrication of helical gear under starved lubrication condition[J]. *Lubrication Engineering*, 2021, 46(3): 74-82 (in Chinese)
- [10] WANG Z Z, PUA W, HE T, et al. Numerical simulation of transient mixed elastohydrodynamic lubrication for spiral bevel gears [J]. *Tribology International*, 2019, 139: 67-77
- [11] ZHAO J, SHENG W, LI Z M Q, et al. Study on the lubrication characteristics of spur gear pairs with low sliding ratio under mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. *ASME Journal of Tribology*, 2022, 144, 071604
- [12] PU W, WANG J, YANG R, et al. Mixed elastohydrodynamic lubrication with three-dimensional machined roughness in spiral bevel and hypoid gears[J]. *ASME Journal of Tribology*, 2015, 137: 041503
- [13] LUO P, WU Y, HOU L, et al. TEHL analysis of VH-CATT cylindrical gear transmission in elliptical contact considering time-varying parameters[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2022, 14(2): 1-17
- [14] 李直, 陈剑, 沈锦龙, 等. 线接触滚/滑状态下表面形貌的弹性变形研究[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(5): 142-148
LI Zhi, CHEN Jian, SHEN Jinlong, et al. Elastic deformation of surface topography under line contact and sliding-rolling conditions[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(5): 142-148 (in Chinese)
- [15] 沈锦龙, 许吉敏, 焦云龙, 等. 考虑界面粗糙度动态变化的点接触弹流润滑特性研究[J]. *摩擦学学报*, 2021, 41(1): 47-55
SHEN Jinlong, XU Jimin, JIAO Yunlong, et al. Surface roughness effect on elastohydrodynamic lubrication point contact considering dynamic change of interface roughness[J]. *Tribology*, 2021, 41(1): 47-55 (in Chinese)
- [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, 2013
LIU Mingyong. Research on thermal finite line contact EHL for helical gears[D]. Chongqing: Chongqing University, 2013 (in Chinese)
- [17] ROELANDS C. Correlation aspects of viscosity-temperature-pressure relationship of lubrication oils[D]. Delft: Delft University of Technology, 1966
- [18] DOWSON D, HIGGINSON G R. *Elasto-hydrodynamic lubrication*[M]. Oxford: Pergamon Press, 1977
- [19] ZHANG Z Q, CHAI X M, WANG C L, et al. Numerical investigation on startup characteristics of high temperature heat pipe for nuclear reactor[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2021, 378: 111180
- [20] ZHANG Z Q, WANG C L, GUO K L, et al. HEART, a specific code for thermal-electrical analysis of heat pipe cooled nuclear reactor[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 179: 107666
- [21] 侯岩锬, 刘振刚, 刘振侠, 等. 线接触弹流润滑最小油膜厚度综合对比分析[J]. *推进技术*, 2023, 44(3): 41-49
HOU Yankun, LIU Zhengang, LIU Zhenxia, et al. General analysis of minimum film thickness in line contact elastohydrodynamic lubrication[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(3): 41-49 (in Chinese)
- [22] WYMER D G. *Elastohydrodynamic lubrication of a rolling line contact*[D]. London: University of London, 1972
- [23] TSUHA N A H, CAVALCA K L. Finite line contact stiffness under elastohydrodynamic lubrication considering linear and nonlinear force models[J]. *Tribology International*, 2020, 146: 106219

Influence of roughness on lubrication characteristics of high-speed helical gears in aviation engines

HOU Yankun¹, LIU Zhengang¹, HU Dunke¹, GUO Hailong², LIU Zhenxia¹

(1.School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;
2.AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: This study investigates the lubrication characteristics of a certain type of high-speed helical gear in aviation engines. Employing a thermo-elastohydrodynamic lubrication model based on finite line contact, it considers the influence of helical gear surface roughness at the meshing position. Findings reveal patterns in how roughness wavelength, amplitude, and dimensionless parameters (material parameter G , speed parameter U , load parameter W) affect lubrication. By introducing the standard deviation of oil film characteristic parameter fluctuations (pressure, thickness, temperature rise), the extent to which different input parameters impact film stability is quantified. Results show that gear surface roughness significantly destabilizes the lubricant film. With roughness on the same order as the film thickness, fluctuations of oil film parameters can reach 50% relative to the smooth case, significantly reducing local film thickness in the contact region compared to the central area and increasing the risk of dry friction. Increases in roughness amplitude and decreases in wavelength exacerbate fluctuations, while roughness distribution in the gear rolling direction more significantly affects lubricant flow. With rising G , oil film pressure and temperature fluctuations intensify, while increasing U suppresses pressure fluctuations caused by roughness to some extent. Greater W magnifies the impact of roughness. Improving lubrication conditions for helical gears can be achieved by minimizing surface roughness peaks and avoiding dense distributions of sharp roughness spikes.

Keywords: helical gears; finite line contact; elastohydrodynamic lubrication; roughness; dimensionless parameters

引用格式: 侯岩鲲, 刘振刚, 胡敦珂, 等. 粗糙度对航空发动机高速斜齿轮润滑特性的影响研究[J]. 西北工业大学学报, 2025, 43(1): 1-12

HOU Yankun, LIU Zhengang, HU Dunke, et al. Influence of roughness on lubrication characteristics of high-speed helical gears in aviation engines[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2025, 43(1): 1-12 (in Chinese)