

文章编号: 1000-8055(2024)11-20220322-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220322

Blok 闪温法的改进及在弧齿锥齿轮齿面温度预测中的应用

肖 扬, 王三民, 李 飞, 任鸿飞, 乔喆烨
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 为准确预测弧齿锥齿轮齿面的瞬时最高温度, 提出了一种新型齿轮闪温计算方法。通过考虑润滑油膜对齿轮闪温的影响, 对传统 Blok 闪温法进行改进, 获得了弹流润滑下的齿轮闪温计算公式, 弥补了传统 Blok 闪温法未考虑润滑油膜的缺陷。并通过此公式对某型直升机传动系统内的一对弧齿锥齿轮进行了齿面闪温计算, 将该方法和 Joselito 闪温法计算的数值结果分别与有限元仿真获得的结果进行了对比分析。结果表明: Joselito 闪温法与有限元法的结果相差 12%, 改进 Blok 闪温法与有限元法的结果相差 4%, 说明改进 Blok 闪温法更接近有限元法的结果, 并从多角度验证了该公式的准确性与优越性, 为进一步完善齿轮胶合承载能力计算提供了理论依据。

关 键 词: 闪温; 本体温度场; 瞬态温度场; 弧齿锥齿轮; 有限元分析

中图分类号: V232.8

文献标志码: A

Improvement of Blok flash temperature method and its application in prediction of tooth surface temperature of spiral bevel gears

XIAO Yang, WANG Sanmin, LI Fei, REN Hongfei, QIAO Zheye

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to accurately predict the instantaneous maximum temperature of spiral bevel gears tooth surface, a new method for calculating gear flash temperature was proposed. By considering the influence of lubricating oil film on gear flash temperature, the traditional Blok flash temperature method was improved and the calculation formula of gear flash temperature under elastohydrodynamic lubrication was obtained, which made up for the defect that the traditional Blok flash temperature method did not consider lubricating oil film. Then the proposed method was used to calculate the tooth surface flash temperature of a pair of spiral bevel gears in a helicopter transmission system. The numerical results calculated by the proposed method and Joselito's method were respectively compared with those obtained by finite element simulation. The results showed that the difference between Joselito's flash temperature method and finite element method was 12%, and the difference between the proposed method and finite element method was 4%, which verified the accuracy and superiority of the proposed method from various angles, thus providing a theoretical basis for further improving the calculation of gear tooth bonding load capacity.

Keywords: flash temperature; body temperature field; transient temperature field; spiral bevel gear; finite element analysis

收稿日期: 2022-05-09

作者简介: 肖扬(1999—), 男, 硕士生, 主要从事弧齿锥齿轮温度场研究。

引用格式: 肖扬, 王三民, 李飞, 等. Blok 闪温法的改进及在弧齿锥齿轮齿面温度预测中的应用[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11): 20220322.

XIAO Yang, WANG Sanmin, LI Fei, et al. Improvement of Blok flash temperature method and its application in prediction of tooth surface temperature of spiral bevel gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11): 20220322.

随着汽车工业和航空工业的大力发展,弧齿锥齿轮由于其特殊的结构,传动效率高,工作稳定可靠,得到了广泛应用。在某型直升机的传动系统中,弧齿锥齿轮作为减速器内的关键零件,它能否正常运转对整体性能有着至关重要的影响。在轮齿正常啮合运转时,位于啮合区内的润滑油将同时受到高压与高速的组合作用,轮齿表面可能产生大量的摩擦热引起局部升温过高,最终造成齿面胶合的严重后果。

闪温代表轮齿齿面温度的最大上升值,是齿轮极限抗胶合能力设计中的重要参数。目前应用最为广泛的轮齿胶合承载能力计算方法是 Blok 闪温法^[1],但 Blok 闪温法只适用于对于干摩擦工况下的齿轮进行闪温预测,对于闭式齿轮,通常考虑添加润滑剂来提升工作的稳定性,只有极少数齿轮副才在干摩擦的工况下工作。魏永峭等^[2]利用 Blok 闪温法对混合弹流润滑下的某圆弧齿线圆柱齿轮进行了瞬时最高温预测,但其求解的闪温在啮合线上的大部分位置都高于轮齿本体温度,不尽合理;余国达等^[3]利用 Blok 闪温法对干运转下的 POM 齿轮进行了闪温预测,其数值结果与仿真结果相似。因此 Blok 闪温法的适用范围具有一定的局限性,出于实际情况考虑,润滑油膜内的热传递也不可忽视。我国在 2003 年发布的锥齿轮胶合承载能力计算方法指导性国标中所提及的闪温计算方法,以 Blok 闪温法为基础,通过考虑油膜的影响,乘以一定的工况系数进行计算^[4],但此方法依赖于选取系数的大小,具有较强的主观性。李威等^[5]采用国标法对齿轮抗胶合可靠性进行估计,计算了啮合线上的闪温数值解。此外, Blok 闪温法为了简化计算,认为在轮齿啮合时,主、从动轮齿面上的闪温是相等的^[6]。通过 Wang 和 Cheng 的研究^[7],证实了主、从动轮齿面的闪温确实是不相等的。

本文针对上述 Blok 闪温法的不足之处,充分考虑了润滑油膜对热传递的影响,并且在未基于主、从动轮齿面闪温相等的前提下推导了弹流润滑下的齿面闪温计算公式。并将该方法和 Joselito 闪温法^[8]计算的数值结果分别与有限元仿真获得的结果进行了对比分析,验证了该方法的可靠性,为进一步完善轮齿胶合承载能力计算提供了理论依据。

1 Blok 闪温法

Blok 闪温法的适用模型如图 1 所示,轮齿间

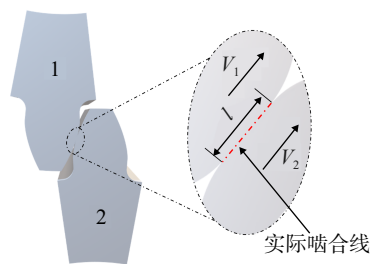


图 1 无油润滑轮齿模型

Fig. 1 Dry running gear tooth model

无润滑介质,主、从动轮齿面直接接触。

对于该模型的热传导,热量首先由两齿轮接触面相互摩擦产生,随后传导至齿轮本体。一般来说,主、从动轮的参数并不完全一致,导致齿轮的外形、物理性质等可能有所差异,因此 Blok 认为热量并不均等分散传递至主、从动轮。通过考虑主、从动轮各自的热物性参数,其获得的闪温公式如下:

$$\begin{cases} t_{s1} - t_{b1} = -\frac{1.11\varphi q_l}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 V_1 l}} \\ t_{s2} - t_{b2} = -\frac{1.11(1-\varphi) q_l}{\sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2 V_2 l}} \end{cases} \quad (1)$$

式中下标 1、2 分别代表主、从动轮; t_s 、 t_b 分别为齿面瞬时温度与齿面本体温度; φ 为热分配系数; λ 为导热系数; ρ 为密度; c 为比热容; V 为切向速度; l 为接触区宽度; q_l 为单位接触线上的摩擦生热量。

由于 Blok 认为主、从动轮齿面闪温相等,即 $t_{s1} - t_{b1} = t_{s2} - t_{b2}$,通过消去式(1)左端,获得齿面干摩擦工况下的热分配系数 φ 的计算公式如下:

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_2 \rho_2 c_2 V_2}{\lambda_1 \rho_1 c_1 V_1}} \quad (2)$$

通过将该系数回代式(1),即可计算出齿面闪温。但此闪温计算方法以主、从动轮齿面闪温相等为前提条件,还忽略了实际齿轮运转时润滑介质的影响,所以该值并不可靠。在实际应用中,直接按照上述方法计算出的闪温通常不是十分理想,因此常按照工作情况对式(1)右端乘以适当的工况系数进行修改调整。

2 Blok 闪温法的改进

对于弹流润滑下的齿轮副,主、从动轮齿面未直接接触,其间覆有润滑油膜,参考 Blok 的假

设, 可将该模型简化为如图 2 所示。图中 h 为油膜厚度; 其他同上。

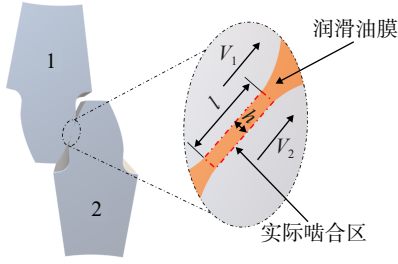


图 2 油润滑齿轮模型

Fig. 2 Oil lubricated gear tooth model

由于主、从动轮速度的差异, 将导致润滑油膜内部发生相互摩擦, 产生摩擦热。热量首先通过油膜传递至齿面, 随后再传至轮齿本体。因此, 实际在轮齿上传递的热量并不等于真实的摩擦热, 通过考虑热量在油膜-齿面间热传递的损失, 与 Blok 闪温公式相结合, 即可获得弹流润滑下齿面闪温计算公式。

2.1 层状物体导热

Rashid 和 Seireg 对层状物体上热量的传导进行了研究^[9], 采用的模型如图 3 所示。

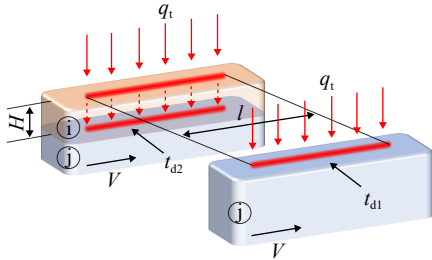


图 3 层状物体导热模型

Fig. 3 Layered object thermal conductivity model

在相同热源输入的情况下, 分析了双层物体的第一层本体温度与单层物体表层温度 (t_1 与 t_{d1}) 的温差关系, 以及单层物体表层温度与双层物体的第二表层温度 (t_{d1} 与 t_{d2}) 的温差关系。他们通过大量的数值模拟计算, 获得了这两种温差关系的无量纲表达式如下:

$$B_1 = \frac{1.14}{\lambda_o} e^{-900 \times 10^{-6} \left(\frac{V_1 \rho_1 c_1 h}{2 \lambda_o} \right)} \left(\frac{V_1 \rho_1 c_1 h}{2 \lambda_o} \right)^{0.013} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_o} \right)^{0.013} \left(\frac{2l}{h} \right)^{-1.003}$$

$$B_2 = \frac{1.14}{\lambda_o} e^{-900 \times 10^{-6} \left(\frac{V_2 \rho_2 c_2 h}{2 \lambda_o} \right)} \left(\frac{V_2 \rho_2 c_2 h}{2 \lambda_o} \right)^{0.013} \cdot \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_o} \right)^{0.013} \left(\frac{2l}{h} \right)^{-1.003}$$

式中下标 o 代表润滑油, 其他同上。

同理将 Blok 闪温法改写为与式 (6) 一致的形式:

$$\frac{(t_i - t_{d1}) \lambda_i}{q_i} = 1.14 e^{-900 \times 10^{-6} \left(\frac{V \rho_i c_i H}{K_i} \right)} \cdot \left(\frac{V \rho_i c_i H}{K_i} \right)^{0.013} \left(\frac{l}{H} \right)^{-1.003} \left(\frac{K_j}{K_i} \right)^{0.013} \quad (3)$$

$$\frac{(t_{d1} - t_{d2}) \lambda_i}{q_i} = \left(\frac{l}{H} \right)^{-1.17} \left(\frac{K_j}{K_i} \right)^{-0.7} \cdot \left(\frac{V \rho_j c_j H}{K_j} \right)^{-0.7} \left(\frac{V \rho_i c_i H}{K_i} \right)^{0.78} \quad (4)$$

式中下标 i、j 分别代表第一层、第二层物体; t 为温度; H 为第一层物体的厚度; 其他同上。

当轮齿啮合时, 位于啮合区的润滑油膜将承受极高的压力和切应力, 并且这些压力和切应力的作用时间极为短暂, 因此在轮齿啮合周期内的润滑油不能视为牛顿液体^[10]。实验表明, 润滑油在弹性流体动力学接触中会表现出液固转变, 这种转变取决于压力和温度的大小^[11]。在直升机的传动系统中, 为了传递飞行的动力, 轮齿所承受的扭矩一般都较大, 因此啮合区的压力和温度也远大于常压常温。综上所述, 在轮齿啮合周期内, 齿面的润滑油可以视为附着于齿面的一稳定层状导热介质。

2.2 热分配系数

由于主、从动轮齿面间的润滑油膜受到切应力的作用, 将产生分层并相互摩擦生热, 故分别吸附在主、从动轮齿面的润滑油膜可视为总油膜厚度 h 的一半, 即:

$$h_1 = h_2 = h/2 \quad (5)$$

设弹流润滑工况下总摩擦热为 q_t , 首次热分配系数为 ϕ , 则主动轮一侧分配到 ϕq_t 的热量, 则从动轮一侧分配到 $(1 - \phi) q_t$ 的热量。利用式 (3), 获得主、从动轮啮合区油膜温度与干摩擦工况齿面瞬时温度之差分别为

$$\begin{cases} t_{o1} - t_{s1} = \phi q_t B_1 \\ t_{o2} - t_{s2} = (1 - \phi) q_t B_2 \end{cases} \quad (6)$$

式中

$$\begin{cases} t_{s1} - t_{b1} = \phi q_t A_1 \\ t_{s2} - t_{b2} = (1 - \phi) q_t A_2 \end{cases} \quad (7)$$

式中 $A_1 = \frac{1.11}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 V_1 l}}$, $A_2 = \frac{1.11}{\sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2 V_2 l}}$; 其他同上。

油膜分层处摩擦产生的热量将导致油膜升温, 相对于齿轮尺寸, 润滑油膜的厚度极小, 故油膜内的温度分布差异较小, 可视为恒温均匀分布, 即:

$$t_{o1} = t_{o2} \quad (8)$$

结合式(6)与式(7), 消去油膜的温度, 获得弹流润滑下摩擦热分配给两侧油膜的比例系数 ϕ 如下:

$$\phi = \frac{1}{A_1 + B_1 + A_2 + B_2} \cdot \left(\frac{T_{b2} - T_{b1}}{q_t} + A_2 + B_2 \right) \quad (9)$$

再利用式(4), 获得主、从动轮齿面在不同润滑情况下的温差关系为:

$$\begin{cases} t_{s1} - t_{so1} = \phi q_t C_1 \\ t_{s2} - t_{so2} = (1 - \phi) q_t C_2 \end{cases} \quad (10)$$

式中

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{1}{\lambda_o} \left(\frac{2l}{h} \right)^{-1.17} \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_o} \right)^{-0.7} \left(\frac{V_1 \rho_1 c_1 h}{2\lambda_o} \right)^{-0.7} \cdot \left(\frac{V_1 \rho_o c_o h}{2\lambda_o} \right)^{0.78} \\ C_2 &= \frac{1}{\lambda_o} \left(\frac{2l}{h} \right)^{-1.17} \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_o} \right)^{-0.7} \left(\frac{V_2 \rho_2 c_2 h}{2\lambda_o} \right)^{-0.7} \cdot \left(\frac{V_2 \rho_o c_o h}{2\lambda_o} \right)^{0.78} \end{aligned}$$

其中 t_{so} 、 t_s 分别为有、无润滑油膜时的齿面瞬时温度; 其他同上。

结合式(7)与式(10), 消去 t_s , 求解齿面温度 t_{so} 与本体温度 t_b 之差, 即弹流润滑下齿面闪温的计算公式为

$$\begin{cases} t_{so1} - t_{b1} = \phi q_t (A_1 - C_1) \\ t_{so2} - t_{b2} = (1 - \phi) q_t (A_2 - C_2) \end{cases} \quad (11)$$

将式(11)改写为与 Blok 闪温法一致的形式, 令

$$\begin{cases} \gamma_1 = \phi \frac{A_1 - C_1}{A_1} \\ \gamma_2 = (1 - \phi) \frac{A_2 - C_2}{A_2} \end{cases} \quad (12)$$

式中 γ 为传递至轮齿本体的摩擦热占总摩擦热的比例系数; 其他同上。

该热分配系数充分考虑了主、从动轮与润滑油的热物性质, 接触齿面的本体温度之差与油膜厚度等参数, 而 Blok 仅考虑了主、从动轮的热物性质。相对而言, 本文推导的热分配系数更为合理。

2.3 改进闪温公式

结合式(11)与式(12), 则改进的闪温公式为:

$$\begin{cases} t_{so1} - t_{b1} = \gamma_1 q_t A_1 \\ t_{so2} - t_{b2} = \gamma_2 q_t A_2 \end{cases} \quad (13)$$

3 Joselito 闪温法

Joselito 开发了一个基于热应力和机械应力的齿轮点蚀、磨损和划痕的预测程序。在其内的划痕部分, 他采用了无量纲形式的公式对轮齿齿面上接触条件最为恶劣的啮合位置进行了闪温的数值预测。

就齿轮模型而言, Blok 闪温法是基于金属与金属直接接触的情形, 有一定的局限性; 而 Joselito 充分考虑了润滑剂与金属的相互作用, 其推导的闪温公式如下:

$$\begin{cases} t_{so1} - t_{b1} = \frac{q_t D_1}{\lambda_o} \\ t_{so2} - t_{b2} = \frac{q_t D_2}{\lambda_o} \end{cases} \quad (14)$$

式中

$$\begin{aligned} D_1 &= 0.39 e^{-824 \times 10^{-7} \left(\frac{\rho_o c_o V_r h}{\lambda_o} \right)} - 1 \quad 400 \lambda_o \frac{t_{b1} - t_{b2}}{q_t} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_o} \right)^{-0.9} \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_o} \right)^{-0.09} \left(\frac{\rho_1 c_1 V_1 l}{\lambda_1} \right)^{-0.45} \cdot \left(\frac{\rho_2 c_2 V_2 l}{\lambda_2} \right)^{-0.45} \\ D_2 &= 0.39 e^{-824 \times 10^{-7} \left(\frac{\rho_o c_o V_r h}{\lambda_o} \right)} - 1 \quad 400 \lambda_o \frac{t_{b1} - t_{b2}}{q_t} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_o} \right)^{-0.09} \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_o} \right)^{-0.9} \left(\frac{\rho_1 c_1 V_1 l}{\lambda_1} \right)^{-0.45} \cdot \left(\frac{\rho_2 c_2 V_2 l}{\lambda_2} \right)^{-0.45} \end{aligned}$$

式中 V_r 为齿轮啮合副的卷吸速度, 其他同上。

4 有限元仿真法

在齿轮运转时, 每个齿的工作情况完全一致, 故可认为轮齿上各齿温度分布情况相同, 所以本文以弧齿锥齿轮的单齿模型进行仿真分析^[12]。

4.1 热分析边界条件

对于单齿模型, 本文将轮齿表面按图 4 划分为以下 3 种类型^[13], 并对各面求解换热系数。

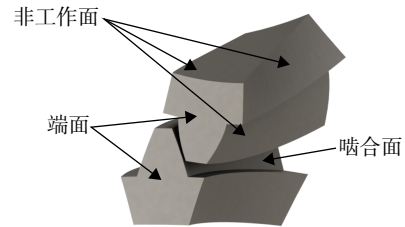


图 4 单齿啮合模型

Fig. 4 Single tooth meshing model

4.1.1 啮合面

轮齿啮合面的表面传热系数一般采用如下经验公式确定:

$$\alpha = 0.228 Re Pr \lambda_0 / L \quad (15)$$

式中 Re 、 Pr 、 λ_0 分别为润滑油的雷诺数、普朗特数和导热系数; L 为特征长度, 可取锥齿轮分度圆直径。

4.1.2 端面

轮齿端面的润滑油, 依据其雷诺数的大小, 可分为层流、过渡层流和湍流这 3 种状态^[14]。

$$\begin{cases} R_a = \left(2 \times 10^5 \frac{\nu}{\omega}\right)^{0.5} \\ R_b = \left(2.5 \times 10^5 \frac{\nu}{\omega}\right)^{0.5} \end{cases} \quad (16)$$

式中 R_a 、 R_b 分别代表层流状态对应的最大圆盘半径与湍流状态对应的最小圆盘半径; ν 为润滑油的运动黏度; ω 为圆盘的旋转角速度。

将齿轮端面简化为圆盘进行分析, 通过将圆盘上任意一点的半径与 R_a 、 R_b 进行比较, 即可判断该位置上润滑油的流动状态, 进而选取合适的换热公式计算, 公式如下:

$$\alpha_{lf} = 0.308 (m+2)^{0.5} Pr^{0.5} \lambda_0 \left(\frac{\omega}{\nu}\right)^{0.5} \quad (17)$$

$$\alpha_{tlf} = 10^{-19} \lambda_0 \left(\frac{\omega}{\nu}\right)^4 x^7 \quad (18)$$

$$\alpha_{tf} = 0.0197 (m+2.6)^{0.2} Pr^{0.6} \lambda_0 \cdot \left(\frac{\omega}{\nu}\right)^{0.8} x^{0.6} \quad (19)$$

式中下标 lf、tlf、tf 代表层流、过渡层流和湍流这 3 种状态; m 为指数常数, 用于定义圆盘表面温度的径向分布, 本文假设温度为二次分布, m 取值 2; x 为圆盘上选取位置的半径; 其他同上。

4.1.3 非工作面

齿根、齿顶、非啮合面及分齿截面的表面传热系数可近似取端面表面传热系数均值的 $1/3 \sim 1/2$ 。

4.2 仿真流程

轮齿的本体温度采用 ANSYS 中的 Steady-State Thermal 模块计算。首先对啮合节点进行平均生热量加载, 再对单齿模型的各面加载表面传热系数, 进行求解即得啮合节点处的本体温度^[14]。

轮齿的瞬时温度采用 ANSYS 中的 Transient Thermal 模块计算。以本体温度为初始条件, 对啮合节点进行瞬时生热量加载, 步长设置为一个啮合周期, 加载相同的表面传热系数, 进行求解即得啮合节点处的瞬时温度^[15]。

通过计算瞬时温度与本体温度的差值, 即为闪温。

5 相关参数计算

5.1 啮合点速度分析

由于弧齿锥齿轮的速度分析较为困难, 对其进行当量直齿圆柱齿轮处理^[16]。作当量直齿轮副啮合点的速度分析图如图 5 所示。

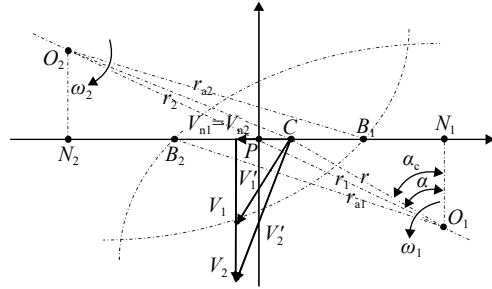


图 5 啮合点速度分析

Fig. 5 Velocity analysis of meshing points

图中 P 、 O_1 与 O_2 分别为节点、主动轮轴心与从动轮轴心; r 为主动轮轴心 O_1 至啮合点 C 的距离; r_1 、 r_2 和 r_{a1} 、 r_{a2} 分别为主、从动轮节圆半径与齿顶圆半径; α 为节圆压力角; α_c 为啮合点 C 处的压力角; N_1N_2 、 B_1B_2 分别为理论、实际啮合线^[17]。

将主、从动轮齿啮合点 C 的牵连速度 V' 沿法向 (图 5 中 V_n 方向) 和切向方向 (图 5 中 V 方向) 进行分解, 由几何关系得主、从动轮在啮合点的切向速度为

$$\begin{cases} V_1 = |N_1C| \omega_1 \\ V_2 = |N_2C| \omega_2 \end{cases} \quad (20)$$

式中 $|N_1C|$ 与 $|N_2C|$ 为图中线段距离。

相对滑动速度 V_s 与卷吸速度 V_r 分别为

$$V_s = |V_1 - V_2| \quad (21)$$

$$V_r = |V_1 + V_2| / 2 \quad (22)$$

5.2 摩擦生热量

对于滑动接触的两个表面, 热量通常由接触区之间的摩擦产生。单位接触线上的摩擦生热量为^[18]

$$q_t = f P_c V_s l \quad (23)$$

式中 f 为摩擦因数; P_c 为赫兹接触应力; 其他同上。

则主、从动轮各自所分配的生热量为

$$\begin{cases} q'_{t1} = \gamma_1 q_t \\ q'_{t2} = \gamma_2 q_t \end{cases} \quad (24)$$

在一个啮合周期内, 齿面只在其啮合时摩擦

生热,即齿面并不是每时每刻都在摩擦生热^[11]。因此,计算轮齿的本体温度场时,需要对轮齿的摩擦生热量取平均值来简化计算,平均生热量计算公式如下^[19]:

$$\begin{cases} Q_1 = \frac{q'_{t1}}{V_1 T_m z_1} \\ Q_2 = \frac{q'_{t2}}{V_2 T_m z_2} \end{cases} \quad (25)$$

式中 T_m 为单齿啮合周期; z 为齿数;其他同上。

6 数值算例

本文所采用的算例为某型直升机减速器内的一对油润滑弧齿锥齿轮,主要参数见表 1。

表 1 传动系统主要参数

Table 1 Main parameters of transmission system

参数	数值
齿数	27/74
齿宽/mm	38.5
模数/mm	3.85
输入转速/(rad/s)	20 900
输入功率/kW	1 000
齿轮密度/(kg/m ³)	7 850
润滑油密度/(kg/m ³)	970.2
齿轮导热系数/(W/(m·℃))	36
润滑油导热系数/(W/(m·℃))	0.147
齿轮比热容/(J/(kg·℃))	641
润滑油比热容/(J/(kg·℃))	2 131

按照曾韬的弧齿锥齿轮当量法^[20],对该齿轮副进行当量处理,使当量直齿圆柱齿轮副与弧齿锥齿轮齿宽中点处的轮齿参数相同。

$$\begin{cases} r'_1 = \frac{R_m \tan \delta_1}{\cos^2 \beta} \\ r'_2 = \frac{R_m \tan \delta_2}{\cos^2 \beta} \end{cases} \quad (26)$$

$$\begin{cases} z'_1 = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta} \\ z'_2 = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta} \end{cases} \quad (27)$$

式中 r' 、 R_m 分别为当量直齿圆柱齿轮的节圆半径与弧齿锥齿轮的锥距; z' 、 z 分别为当量直齿圆柱齿轮与弧齿锥齿轮的齿数; δ 、 β 分别为弧齿锥齿轮的锥角与螺旋角。

保持当量直齿圆柱齿轮分度圆线速度与弧齿锥齿轮齿宽中点分度圆线速度相同,按照真实比例绘制当量直齿圆柱齿轮啮合点的速度分析图,

由式(20)~式(22)计算出啮合区内各点的瞬时速度如图 6 所示。

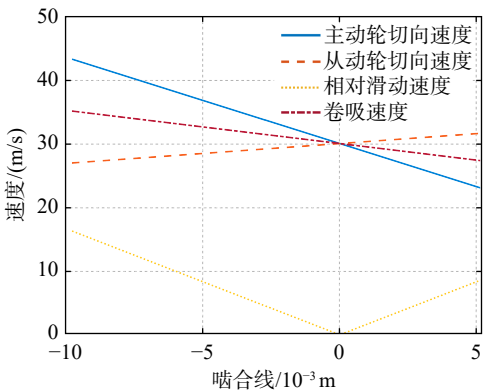


图 6 啮合点瞬时速度

Fig. 6 Instantaneous speed of meshing point

根据王伟等^[21]的研究,弧齿锥齿轮齿面温度的最高处为齿宽中点。由于 Joselito 闪温法仅适用于估计温升最大处的节点,为了方便对比分析,本文仅对齿宽中点处的节点进行闪温分析计算。

在 1 000 kW 的输入功率下,通过式(15)~式(19)计算出轮齿各面的表面传热系数,再结合瞬时速度图与式(24)、式(25)计算出主、从动轮齿宽中点处的瞬时生热量与平均生热量。加载至仿真软件内,计算出主、从动轮齿宽中点出的本体温度与瞬态温度云图如图 7~图 10 所示。

再通过式(13)与式(14)依次采用改进 Blok 闪温法、Joselito 闪温法进行齿面闪温计算,3 种方法的计算结果如表 2 所示。

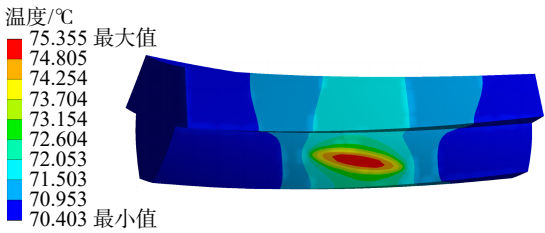


图 7 主动轮齿本体温度场

Fig. 7 Body temperature field of pinion tooth

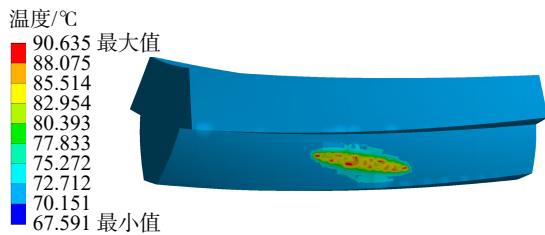


图 8 主动轮齿瞬态温度场

Fig. 8 Transient temperature field of pinion tooth

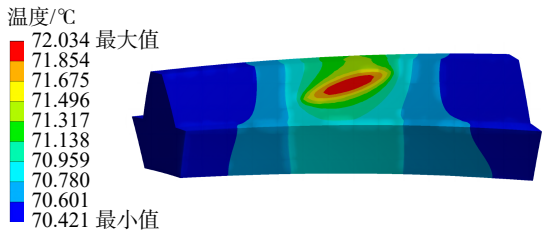


图 9 从动轮齿本体温度场
Fig. 9 Body temperature field of gear tooth

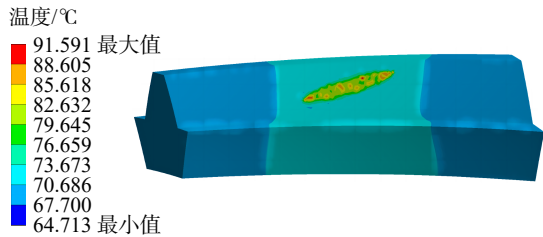


图 10 从动轮齿瞬态温度场
Fig. 10 Transient temperature field of gear tooth

表 2 闪温对比

Table 2 Flash temperature comparison			
方法	主、从动轮齿 本体温度/℃	主、从动轮齿 闪温/℃	主、从动轮齿 最高温度/℃
改进 Blok 闪温法		19.11/18.41	94.47/90.44
Joselito 闪温法	75.36/72.03	26.62/27.97	101.98/100.00
有限元仿真法		15.28/19.56	90.64/91.59

从轮齿抗胶合承载能力的角度出发,一般更为关注轮齿上的最高温。由表 2 可知,在以有限元仿真法的计算结果为基准的前提下, Joselito 闪温法的最高温与之相差 12% 左右,而改进 Blok 闪温法的最高温与之相差 4% 左右,说明改进 Blok 闪温法的数值解更为贴近有限元仿真的结果。由于有限元仿真法相对于 Joselito 闪温法的应用更为广泛,可暂且认为改进 Blok 闪温法的计算精度优于 Joselito 闪温法,在后续研究中将通过实验进行验证。影响齿面闪温的因素有很多,为测试该算法的稳定性,采用控制变量法,通过改变输入功率与替换不同型号的润滑油观察闪温计算结果的变化情况。

在输入功率为 800、1 200 kW 的情况下,分别利用上述 3 种方法进行计算,绘制出不同输入功率下的齿面闪温柱状图如图 11 与图 12 所示。

替换本文所采用的润滑油型号,采用表 3 所示的两种不同型号的润滑油分别利用上述 3 种方法进行计算,绘制出齿面闪温与润滑油种类的关系图如图 13 与图 14 所示。

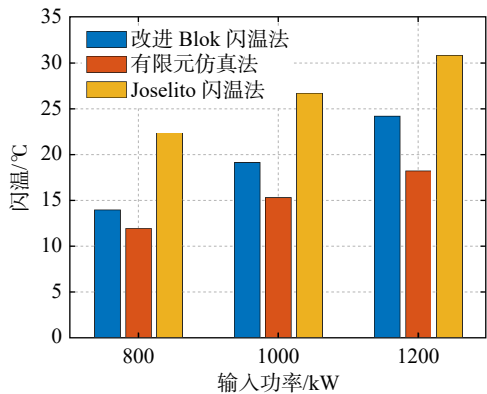


图 11 主动轮齿面闪温与输入功率的关系
Fig. 11 Relationship between pinion tooth surface flash temperature and input power

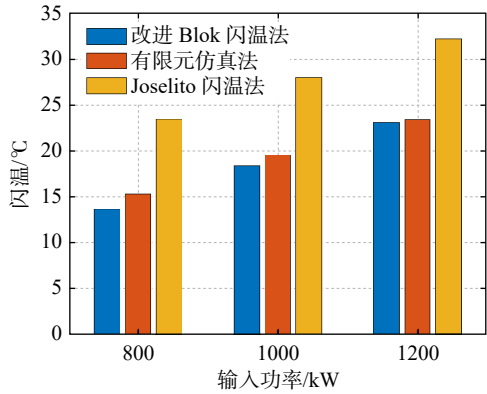


图 12 从动轮齿面闪温与输入功率的关系
Fig. 12 Relationship between gear tooth surface flash temperature and input power

表 3 对照组 1

Table 3 Control group 1			
润滑油 型号	密度/ (kg/m ³)	导热系数/ (W/(m·℃))	比热容/ (J/(kg·℃))
A	883	0.144	1 600
B	900	0.134	1960

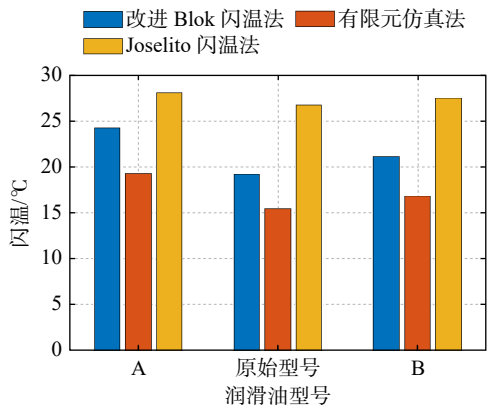


图 13 主动轮齿面闪温与润滑油型号的关系
Fig. 13 Relationship between pinion tooth surface flash temperature and lubricating oil type

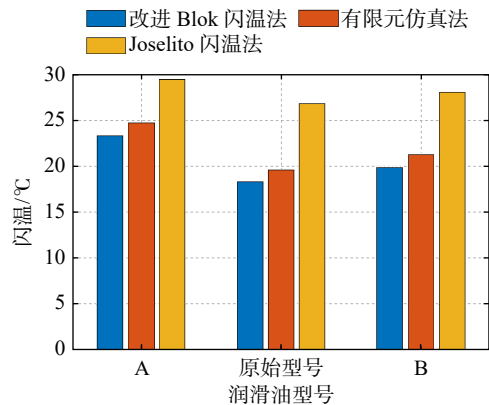


图 14 从动轮齿面闪温与润滑油型号的关系
Fig. 14 Relationship between gear tooth surface flash temperature and lubricating oil type

由图 11~图 14 可知,随着输入功率的增大,3 种算法计算的闪温也随之增大,并且改进 Blok 闪温法相较于 Joselito 闪温法,始终更为接近有限元仿真法的计算结果。采用不同型号的润滑油也并不影响改进 Blok 闪温法的准确性,3 种算法数值结果的比例关系也未发生显著变化。故可认为本文所推导的改进 Blok 闪温法有效可靠。

为进一步探究润滑油的热物性质对齿面闪温的影响,以表 1 中的润滑油参数为基准,采用控制变量法,依次等比例缩放该润滑油密度、导热系数与比热容的数值大小,缩放后的数据如表 4 所示。

表 4 对照组 2
Table 4 Control group 2

组号	密度/(kg/m ³)	导热系数/(W/(m·℃))	比热容/(J/(kg·℃))
原始	970.2	0.147	2 131
1	485.1	0.147	2 131
	1 455.3	0.147	2 131
2	970.2	0.073 5	2 131
	970.2	0.220 5	2 131
3	970.2	0.147	1 065.5
	970.2	0.147	3 196.5

以表 4 的 3 组对照数据分别采用改进 Blok 闪温法进行闪温计算,绘制出主、从动轮齿面闪温与润滑油参数关系图如图 15、图 16 所示。

由图 15 与图 16 可知,齿面闪温与润滑油导热系数成正比关系,与润滑油密度、比热容成反比关系;当参数的变化幅度相同时,润滑油密度与比热容对齿面闪温的影响显著大于导热系数的影响,并且密度与比热容对齿面闪温的影响效果一致,符合闪温数学表达式中密度与比热容的

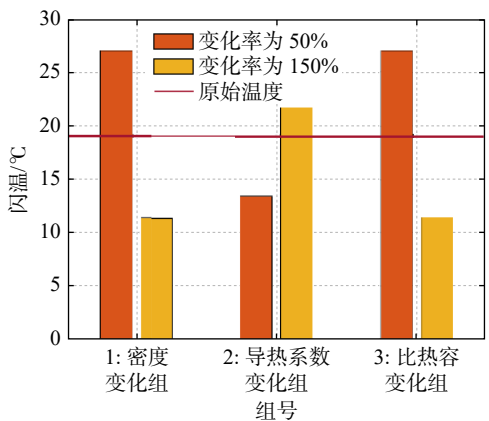


图 15 主动轮齿面闪温与润滑油参数的关系
Fig. 15 Relationship between pinion tooth surface flash temperature and lubricating oil parameters

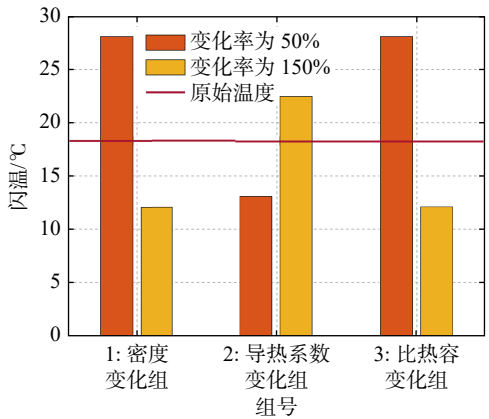


图 16 从动轮齿面闪温与润滑油参数的关系
Fig. 16 Relationship between gear tooth surface flash temperature and lubricating oil parameters

阶关系。

7 结 论

本文通过考虑润滑油膜对热量传递的影响,对传统 Blok 闪温公式进行改进,获得了弹流润滑下的齿面闪温计算公式,研究了润滑油各项热物性质对闪温的影响,并将该公式和 Joselito 闪温法的计算结果分别与有限元仿真的结果进行对比分析,得出以下结论:

1) 在 1 000 kW 输入功率工况下,本文采用的弧齿锥齿轮在弹流润滑下主、从动轮齿面最高温可分别达 90.64、91.56 °C,各自闪温分别为 15.28、19.56 °C。并且随着输入功率的增大,闪温温度也随之增大。

2) 改进的 Blok 闪温法的计算结果稳定性强,在不同输入功率与采用不同型号润滑油的工况下,其数值计算结果与有限元仿真的结果十分接近,

结果相差 4% 左右; Joselito 闪温法的数值计算结果相比于有限元仿真的结果相差 12% 左右。

3) 齿面闪温与润滑油导热系数成正比关系, 与润滑油密度、比热容成反比关系, 并且润滑油密度、比热容对闪温的影响显著大于导热系数的影响。

参考文献:

- [1] BLOK H. The postulate about the constancy of scoring temperature[J]. NASA Special Publication, 1970, 237: 153-248.
- [2] 魏永峭, 员贝贝, 刘永平, 等. 变双曲圆弧齿线圆柱齿轮温度预测模型构建[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2022, 50(2): 50-55.
WEI Yongqiao, YUAN Beibei, LIU Yongping, et al. Construction of temperature prediction model of cylindrical gear with variable hyperbolic circular-arc-tooth-trace[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2022, 50(2): 50-55. (in Chinese)
- [3] 余国达, 刘怀举, 朱才朝, 等. 基于摩擦热流-滞后热通量多热源的塑料齿轮啮合温度研究[J]. 机械传动, 2021, 45(2): 6-15.
YU Guoda, LIU Huaiju, ZHU Caichao, et al. Analysis of meshing temperature of plastic gear based on the multi heat source of frictional heat flux and hysteresis heat flux[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(2): 6-15. (in Chinese)
- [4] 国家质量监督检验检疫总局. 圆柱齿轮、锥齿轮和准双曲面齿轮 胶合承载能力计算方法 第 1 部分: 闪温法: GB/Z 6413.1—2003[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004: 5-10.
- [5] 李威, 于照, 王小群, 等. 基于闪温法的传动齿轮抗胶合可靠度分析与计算[J]. 机械传动, 2003, 27(3): 48-50, 66.
LI Wei, YU Zhao, WANG Xiaoqun, et al. Reliability analysis and calculation of scuffing load capacity for gear transmission by flash temperature method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2003, 27(3): 48-50, 66. (in Chinese)
- [6] BLOK H. Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating conditions[J]. Lubricating Conditions, 1937, 2: 223-235.
- [7] WANG K L, CHENG H S. A numerical solution to the dynamic load, film thickness, and surface temperatures in spur gears: Part II results[J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103(1): 188-194.
- [8] CARIAGA J D. A predictive procedure for wear, pitting, and scoring of gears based on combined thermal and mechanical stresses[M]. Madison: The University of Wisconsin-Madison, 1997.
- [9] RASHID M, SEIREG A. Heat partition and transient temperature distribution in layered concentrated contacts: Part I theoretical model[J]. Journal of Tribology, 1987, 109(3): 487-495.
- [10] RASHID M, SEIREG A. Heat partition and transient temperature distribution in layered concentrated contacts: Part II dimensionless relationships and numerical results[J]. Journal of Tribology, 1987, 109(3): 496-501.
- [11] ALSAAD M, BAIR S, SANBORN D M, et al. Glass transitions in lubricants: its relation to elastohydrodynamic lubrication (EHD)[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(3): 404-416.
- [12] 李飞, 王三民, 李志宾, 等. 乏油条件下直升机传动系统弧齿锥齿轮的瞬态温度场[J]. 航空动力学报, 2020, 35(7): 1489-1495.
LI Fei, WANG Sanmin, LI Zhibin, et al. Transient temperature field of spiral bevel gear in helicopter transmission system under starved lubrication[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(7): 1489-1495. (in Chinese)
- [13] 苏华, 张永红, 陈国定, 等. 弧齿锥齿轮热摩擦学行为研究的几个方面[J]. 机械科学与技术, 2000, 19(增刊 1): 130-132.
SU Hua, ZHANG Yonghong, CHEN Guoding, et al. Several aspects of research on thermal tribological behavior of spiral bevel gears[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2000, 19(Suppl.1): 130-132. (in Chinese)
- [14] 吉如桃. 人字齿轮喷油润滑温度场仿真分析研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017.
JI Ruguang. The simulation analysis of temperature field of heringbone gear with oil jet lubrication[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)
- [15] 甘来, 蒲伟, 肖科, 等. 混合润滑下螺旋锥齿轮抗胶合能力分析[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(4): 426-433.
GAN Lai, PU Wei, XIAO Ke, et al. Analysis of spiral bevel gears scuffing load capacity in mixed EHL regime[J]. Tribology, 2019, 39(4): 426-433. (in Chinese)
- [16] 林泽锦. 失去润滑条件下直升机弧齿锥齿轮传动系统温度场研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2012.
LIN Zejin. Study on temperature field of spiral bevel gear transmission system of a helicopter in case of loss of lubrication[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2012. (in Chinese)
- [17] 杨可桢, 程光蕴. 机械设计基础[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 1999: 45-60.
YANG Kezhen, CHENG Guangyun. Basics of mechanical design [M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 1999: 45-60. (in Chinese)
- [18] SHI Ying, YAO Yupeng, FEI Jiyu. Analysis of bulk temperature field and flash temperature for locomotive traction gear[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99: 528-536.
- [19] TOWNSEND D P, AKIN L S. Analytical and experimental spur gear tooth temperature as affected by operating variables[J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103(1): 219-226.
- [20] 曾韬. 螺旋锥齿轮设计与加工[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1989: 47-52.
ZENG Tao. Design and machining of spiral bevel gear[M]. Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 1989: 47-52. (in Chinese)
- [21] 王伟, 许彩云. 基于 ANSYS 的弧齿锥齿轮温度场分析[J]. 鞍山师范学院学报, 2017, 19(4): 25-29.
WANG Wei, XU Caiyun. Temperature analysis of spiral bevel gear based on ansys[J]. Journal of Anshan Normal University, 2017, 19(4): 25-29. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)