

文章编号:1000-8055(2013)02-0439-06

航空直齿轮喷油润滑油气两相流分析

王延忠¹, 牛文韬¹, 唐 文¹, 郭 梅², 郭 霞², 李国权², 沈 蓉³

(1. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015;

3. 中国北方车辆研究所 车辆传动重点实验室, 北京 100072)

摘 要: 针对航空直齿轮喷油润滑的啮合瞬时流体状态进行研究, 首先对航空直齿轮在喷油润滑工况下一个轮齿的啮合过程与润滑状态作了分析, 然后建立了适合齿轮喷油润滑油气两相流分析的瞬态数学计算模型, 最后通过计算流体动力学软件对其进行了建模与仿真计算. 计算得到了齿轮啮合过程中啮合迹上每一个啮合点的油气率与入口压力数值及其在啮合过程中的变化规律. 计算结果为进行齿轮弹性流体动力润滑和混合润滑的计算与分析提供了准确的流体状态参数以及压力入口边界条件.

关 键 词: 直齿轮; 喷油润滑; 油气两相流; 计算流体动力学; 油气率; 入口压力

中图分类号: V232.8

文献标志码: A

Research on oil-air multiphase flow of spray lubrication
of aero spur gearsWANG Yan-zhong¹, NIU Wen-tao¹, TANG Wen¹, GUO Mei²,
GUO Xia², LI Guo-quan², SHEN Rong³(1. School of Mechanism Engineering and Automation,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;2. Shenyang Engine Design and Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;3. National Key Laboratory of Vehicle Transmission,
China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: Aiming at the transient flow state of the spray lubrication process to aero spur gears, the mesh process and lubrication state of aero spur gears with spray lubrication were firstly analyzed, and the math model of oil-air multiphase flow which was suitable for the spray lubrication of gears was established. Then the numerical model of the multiphase flow was established and the results were obtained, which included the oil-air ratio and the entrance pressure at every mesh point and their changes with the mesh process. The precise flow parameters and pressure boundary conditions to the elastohydrodynamic lubrication and mixed lubrication analysis of the aero spur gears are shown.

收稿日期: 2012-01-13

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130131.0829.201302.439_027.html

基金项目: 国家自然科学基金(51275020); 航空科学基金(20100451008, 20110451004);

国家高技术研究发展计划(SS2012AA040104)

作者简介: 王延忠(1963—), 男, 辽宁沈阳人, 教授, 博士, 主要从事传动摩擦学理论与应用技术、先进精密传动加工技术、空间啮合曲面数字加工理论和技术等方面的工作。

Key words: spur gear; spray lubrication; oil-air multiphase flow; computational fluid dynamics; oil-air ratio; entrance pressure

航空齿轮工作在高速工况下,主要采用喷油方式进行润滑.工作中的航空齿轮为重载高副啮合,在供油充分的条件下,处于弹性流体动力润滑状态.关于齿轮啮合的弹性流体动力润滑,国内外学者已经做了大量的研究,涉及点、线接触的弹流润滑理论与数值计算^[1-4]、弹流润滑与齿轮承载与接触的影响^[5-9]、齿轮传动的非稳态效应^[10-13]以及弹流润滑状态下齿轮的摩擦与热分析^[14-15]等方面,取得了丰硕的成果,在工程设计中得到了广泛应用.但对于齿轮啮合过程中每一个啮合点的润滑油状态,即齿轮啮合点的润滑边界条件,目前对其进行的研究较少.

计算流体力学(CFD)是流体力学的一个新兴分支,随着计算机硬件的发展以及计算算法与程序的不断创新与优化,采用计算流体力学的方法对流体问题进行模拟越来越显得高效与可信,在工程上被广泛应用并取得了很好的效果.

本文针对航空直齿轮在喷油润滑下的啮合全过程,运用计算流体力学的方法与软件,计算啮合迹上每一个啮合点的润滑油状态,即润滑入口边界条件,为齿轮啮合全过程的弹性流体动力润滑分析提供初始数据.

1 航空直齿轮喷油润滑过程分析

在喷油润滑状态下,随着齿轮的转动,同一个轮齿上不同啮合点的润滑入口初始条件是不同的,因而其润滑状态不同.在给定轮齿参数、齿轮转速以及工作载荷的条件下,啮合点的润滑状态主要由入口处的油气率决定,并受入口压力的影响.图 1 所示为啮入侧喷油的直齿轮喷油啮合过程示意图,喷油嘴位于齿轮正上方,左轮为主动轮,顺时针转动,右轮为从动轮,斜线为啮合迹.

在图 1(a)所示的时刻,主动轮上的轮齿 A 与从动轮上的轮齿 B 刚刚进入啮合,此时喷油嘴喷出的润滑油可以通过啮合点上方的两齿轮齿面所形成的间隙流至啮合点,喷至啮合点的润滑油能够具有相对较高的油气率与总压力,为啮合区形成弹性流体动力润滑提供了良好的条件;随着齿轮的转动,啮合点上方的齿面形成的间隙越来越小,如图 1(b)所示,导致润滑油在间隙内的流动越来越困难,到达啮合点的润滑油所具有的油气率和总压力变小,不利于弹性流体动力润滑状态

的形成,使得齿轮有可能处于乏油或边界润滑状态;直至齿轮转过一个轮齿,如图 1(c)所示,此时下一对轮齿 C、D 开始啮合,轮齿 A、B 仍未退出啮合,但由于轮齿 C 和轮齿 D 啮合的阻挡作用,从喷油嘴喷出的润滑油无法进入轮齿 A、B 的啮合点,啮合区只能依靠吸附在齿面上的润滑油膜或是环境中激荡的油雾颗粒形成边界润滑或混合润滑,甚至因为吸附油膜无法克服巨大的离心力而被甩离齿面以及齿面高温对润滑油的蒸发作用,使得轮齿 A、B 的啮合区有可能处于干摩擦状态.轮齿 C、D 将重复轮齿 A、B 的啮合与润滑状态.

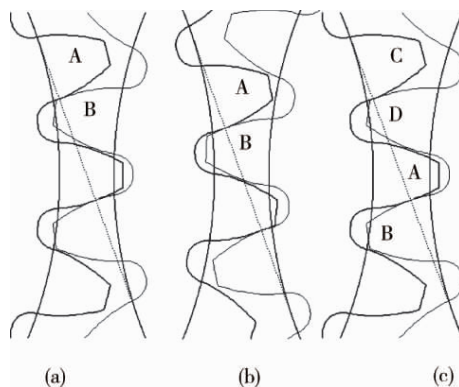


图 1 直齿轮喷油过程示意图

Fig. 1 Spray process of spur gears

根据啮合原理,一对轮齿从进入啮合到退出啮合,要经历双齿—单齿—双齿啮合 3 个阶段,每个阶段啮合点走过的距离分别为 $\xi p_n - p_n$, $2p_n - \xi p_n$, $\xi p_n - p_n$, 其中 ξ 为齿轮重合度, p_n 为法向齿距;并且从一对轮齿开始啮合到其下一对轮齿开始啮合,轮齿的啮合点从实际啮合线的一端起走过了一个法向齿距 p_n 的距离,即经历了 3 个阶段中的前两个阶段.结合上段分析,当一对轮齿处于前两个啮合阶段时,喷油嘴喷出的润滑油经过两齿面间隙总能够直接流至啮合点处;当轮齿处于第 3 个阶段时,喷油嘴喷出的润滑油无法直接射至啮合点.

2 直齿轮喷油数学模型

2.1 喷油过程的准稳态假设

喷油过程中齿轮不断转动,对于一对轮齿在一次啮合过程中的喷油状态,是一个不断变化的

瞬态过程,对其进行数值计算具有很大难度,用现有的计算流体动力学软件和程序难以实现,为此,需要对模型进行合理假设.

当喷油嘴喷出的润滑油速度较大或远大于齿轮的转速,对于轮齿啮合的某一瞬时,轮齿的速度相比润滑油的速度非常小,就可以将此瞬时看成是一个稳定的喷油过程.把一对轮齿的啮合过程看成很多个瞬时状态的组合,对每一个瞬时状态都进行稳态计算,就可以得到轮齿啮合过程每一时刻润滑油油气两相的状态.

2.2 数学模型

直齿轮喷油过程是一个油气两相流问题,可以利用欧拉-欧拉多相流模型的均相模型对其进行数学建模,模型忽略热效应与化学反应^[16-18].模型的控制方程如下:

1) 体积守恒方程

$$\sum_{a=1}^N r_a = 1 \quad (1)$$

式中 α 为流体相,在此为液相的润滑油与气相的空气; r_a 为 α 相的体积率; N 为相数,在此为 2.

2) 质量守恒方程(连续方程)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (2)$$

式中密度 $\rho = \sum_{a=1}^N r_a \rho_a$, ρ_a 为 α 相的密度.

3) 动量守恒方程(N-S 方程)

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_m \quad (3)$$

式中 S_m 为外部体积力, τ 为应力张量.

$$\tau = \mu \left[\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right] \quad (4)$$

4) 湍流模型

采用具有良好适用性与较高准确度的标准 $k-\epsilon$ 模型

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

式中 C_μ 为模型常数,取值为 0.09; k 和 ϵ 为湍流动能和耗散率,通过求解其微分输运方程得到^[19].

3 CFD 软件计算模型

首先建立计算所需的三维模型,然后对模型进行分网,再在计算流体动力学前处理软件中进行边界条件的设置.

3.1 三维计算模型与网格划分

在三维 CAD 软件 Unigraphics(UG)中建立一对啮合渐开线直齿轮的三维模型,2 个齿轮的参数与尺寸相同,齿轮模数 $m=4$,压力角 $\alpha=20^\circ$,分度圆半径 $d=100$ mm,2 个齿轮标准安装,并且模型中有一对轮齿刚开始啮合,为了合理减少计算量,齿厚设为 $l=2$ mm,如图 2(a)所示.

由于所关心和要计算的是 2 个啮合齿轮齿面之间的润滑油的流动状态,故需要根据所建立的齿轮的三维模型建立其流体计算域,其边界为圆心为 2 个齿轮中心点、直径为 80 mm 的圆,喷油孔直径为 1 mm,方向沿 2 个齿轮分度圆的公切线,流体模型如图 2(b)所示.

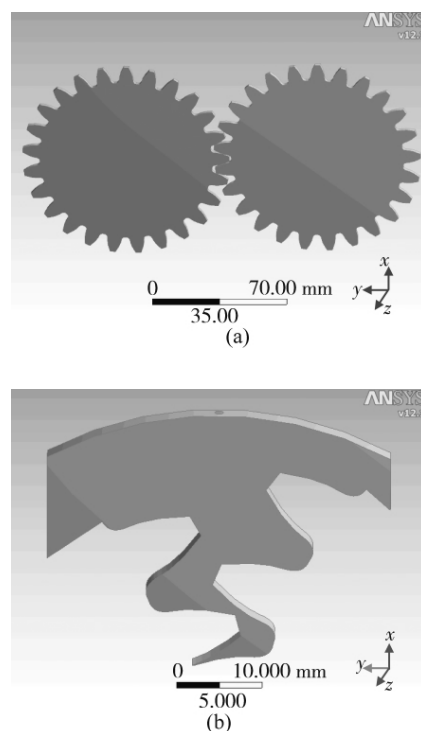


图2 齿轮喷油润滑三维模型

Fig. 2 3-D model of spray lubrication of gears

将模型导入网格划分软件 Integrated Computer Engineering and Manufacturing (ICEM)中对其划分网格,网格采用非结构四面体网格,对啮合点附近以及喷油孔处尺寸小的部位设置网格加密,划分后的网格总数达到 200 万.

3.2 边界条件与求解器设置

利用计算流体动力学软件 ANSYS CFX 对模型进行设置与计算.

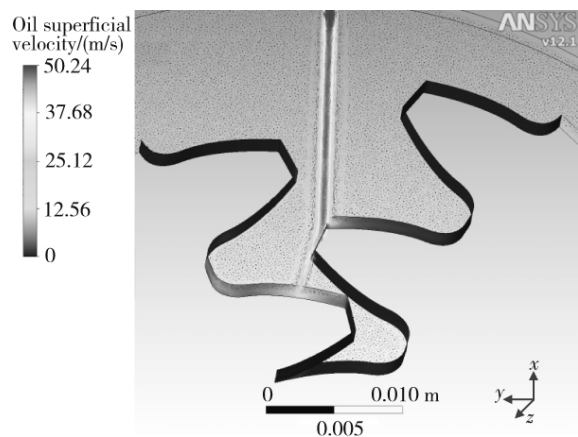
在前处理模块 CFX-Pre 中设置流体属性与边界条件:计算域为两相流体计算域,其中液相为润滑

油,润滑油密度为 959 kg/m^3 ,黏度为 $0.01 \text{ Pa} \cdot \text{s}$,气相为空气;喷油孔处为速度入口边界条件,速度为 50 m/s ,齿轮齿面为无滑移壁面边界条件,设置其为转动壁面,转速为 50 r/s ,其余界面设置为开放式空气边界条件,相对压力为 0 Pa 。

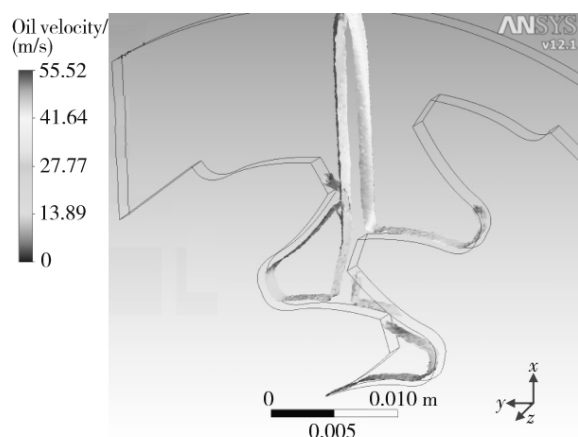
为了保证足够的精度,设置求解器的收敛判据——方均根残差(RMS)为 10×10^{-5} ,计算步长为 $3 \times 10^{-5} \text{ s}$,最大迭代步数为 1000 步。

4 计算结果与分析

运行 CFX-Solver 开始计算,大约进行 800 次迭代后各计算变量的 RMS 均达到 1×10^{-5} 以下,计算收敛并完成,得到的油气两相流速度矢量图以及油气率为 0.1% 的区域分别如图 3(a),图 3(b)所示。



(a) 润滑油速度矢量图



(b) 油气率0.1%的等高面

图3 计算结果

Fig. 3 Computational results

根据第1节中对直齿轮喷油润滑过程的分析可以知道,在一对轮齿开始啮合直到下一对轮齿进入啮合的时间过程中,从喷油嘴喷出的润滑油

总能够直接喷至或流至轮齿的啮合点,此过程齿轮转动了一个轮齿。为了研究此过程中任一瞬时的润滑油的流动状态,需要对此时间过程进行细分,也即齿轮每转过一个很小的角度就进行一次计算。对于此模型,从轮齿 A, B 进入啮合开始,对齿轮每转过 0.72° 的瞬时都分别进行一次计算,直到齿轮转过一个轮齿的角度—— 14.4° ,对于前后 2 个瞬时的计算结果变化较大的情况,再取其中间瞬时进行计算,共进行 28 次计算,对于每一次计算,分别建立其三维模型,并对之进行网格划分与边界条件等设置。轮齿转过 14.04° 时的计算结果油气率云图如图 4 所示。

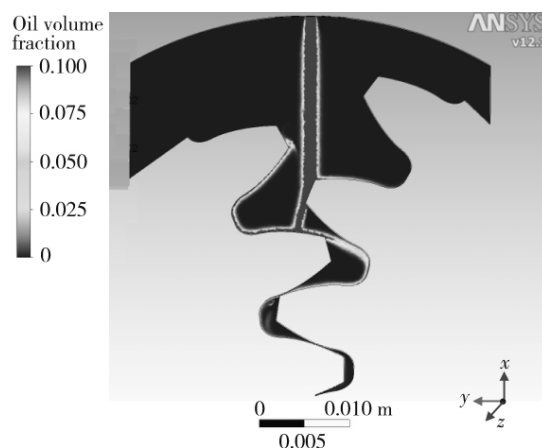


图4 14.04° 时的油气率云图

Fig. 4 Contour of oil volume fraction

4.1 啮合过程中的油气率与压力

为了对啮合过程中各啮合点的油气率与压力进行比较,在计算域内距每一个啮合点横坐标 0.1 mm 处作一平行于啮合迹的平面,以此面上的油气率与压力对各啮合点进行比较。啮合过程中的 30 个啮合点的油气率与压力的比较如图 5 所示。

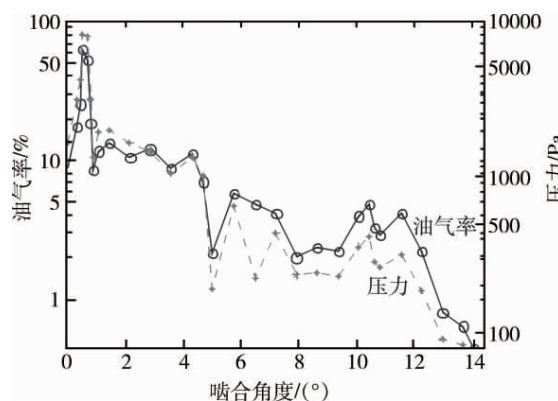


图5 啮合点油气率与压力变化

Fig. 5 Changes of oil-air ratio and pressure at mesh point

图5中2个纵坐标都为对数坐标,分别为油气率和压力,横坐标为轮齿转动角度.由图可以看出,随着轮齿的转动,啮合点附近的油气率与压力总体呈现递减的趋势,这是因为啮合点上方2个齿面形成的间隙逐渐变小,不利于润滑油流至啮合点,与第1节中的分析相符.在轮齿刚进入啮合转过 0.72° 的时刻,啮合点附近的油气率与压力达到最高,分别为63%和8179 Pa;在下一对齿轮即将进入啮合也即轮齿转过 14.04° 的时刻,其油气率与压力最小,分别为0.44%和79 Pa.

由图5也可看出,油气率与压力随着轮齿的转动并不是始终减小,在轮齿转过 0.72° 、 5.76° 以及 10.08° 的瞬时,啮合点的油气率都较其上一啮合瞬时的大.下面结合图6说明造成这种结果的原因.

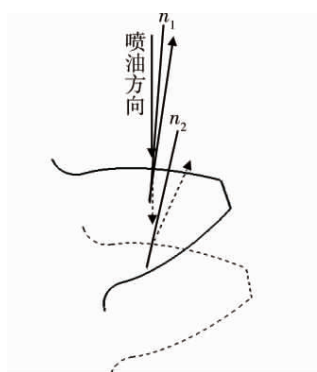


图6 喷油方向示意图

Fig. 6 Sketch of spray direction

当轮齿在实线所示位置时,齿面喷油点法向为 n_1 ,法向与喷油方向所成角度较小,此时有相当一部分润滑油会被齿面折射至齿根方向;当轮齿转动至虚线位置时,喷油点法向为 n_2 ,此时喷油方向与法向所成角度增大,虽然2个齿面所形成的间隙比实线位置的小,但被折射至齿根的润滑油较少,大部分润滑油被折射进入两齿面的间隙,进而进入啮合点,使得啮合点附近的油气率与压力增大.

4.2 环境油气率

当下一对轮齿进入啮合后,前轮齿并未立即退出啮合,而是与下一对轮齿双齿啮合,根据4.1节的分析,此对轮齿的啮合点将走过实际啮合线上的剩余 $0.612p_n$ 的长度,由于下一对轮齿的阻挡作用,润滑油不能直接流至啮合点,无法直接通过上述模型求得啮合点附近的油气率与压力.此过程中,能够供给啮合区润滑的润滑油一部分来

自于齿面附着的润滑油,另一部分来自于啮合区附近环境中的润滑油雾.附着在齿面上的润滑油受到高速离心力的作用而被甩离齿面,同时齿面的高温也会使之蒸发,能够始终附着在齿面的润滑油很少,所以,此时轮齿润滑最主要依靠环境中的油雾.

建立齿轮喷油环境的三维CFD计算模型,数学模型参数、齿轮工况条件以及喷油速度边界条件等与3.2节设置相同,计算结果如图7所示.

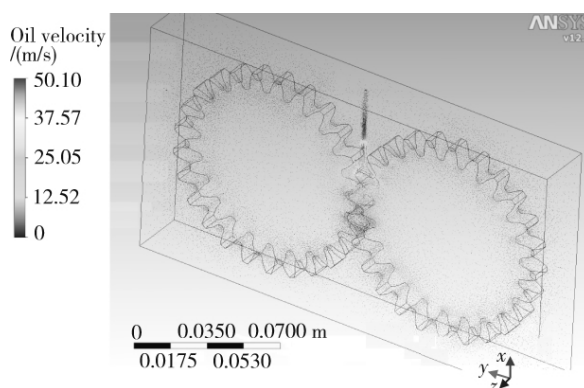


图7 喷油环境速度矢量图

Fig. 7 Vector plot of the oil spray velocity

为了更精确地获得啮合点附近的油气率与压力,可以在啮合点周围取定一个合适的小体积,以此体积内的油气率与压力作为啮合点的入口边界条件.在一般的分析与计算中,可以保守地取整个空间环境的平均值作为近似的入口边界条件,图7计算得到环境中的平均油气率为0.059%,平均总压为45.9 Pa.

5 结论

1) 在喷油润滑方式下,对于直齿轮的一个轮齿从进入啮合到退出啮合过程中的不同啮合阶段,其润滑条件是不同的:在齿轮转过一个轮齿的过程中,从喷油嘴喷出的润滑油能够通过齿面间的间隙流至啮合点;在齿轮转过一个轮齿后的啮合阶段,啮合点的润滑主要依靠环境中的润滑油雾.

2) 在一对轮齿开始啮合到其下一对轮齿开始啮合的过程中,运用计算流体力学的方法与程序,可以得到此过程中任意时刻润滑油的流动状态,也即任一啮合点的润滑计算边界条件.结果表明:随着轮齿的转动,啮合点附近的油气率与压力总体呈现下降的趋势,啮合点的润滑条件逐渐变

差;但由于齿面形状与射流方向的共同作用,啮合过程中油气率与压力并不是始终降低。

3) 通过计算流体动力学的计算能够得到环境中的润滑油油雾浓度,对一对轮齿转过一个法向齿距后的啮合阶段,可以用此时的环境油雾浓度作为啮合点润滑计算的边界条件。

在得到啮合点入口处的润滑油状态以后,可以通过建模计算此时的油膜厚度、压力以及摩擦因数等润滑参数,判断此时啮合点的润滑状态。

参考文献:

- [1] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京:国防工业出版社,1998.
- [2] Kim H J, Ehret P, Dowson D, et al. Thermal elastohydrodynamic analysis of circular contacts; Part I Newtonian model[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part J, 2001, 215(4): 339-352.
- [3] Holmes M J A. Transient analysis of the point contact EHL problem using coupled solution methods[D]. Cardiff, UK: Cardiff University, 2002.
- [4] Wang W Z, Wang S, Shi F, et al. Simulations and measurements of sliding friction between rough surfaces of in point contacts; from EHL to boundary lubrication[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(3): 495-501.
- [5] Larsson R. Transient non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear[J]. Wear, 1997, 207(11): 67-73.
- [6] Hohn B R, Michaelis K. Influence of oil temperature on gear fatigue[J]. Tribology International, 2004, 37(2): 103-109.
- [7] Akbarzadeh S, Khonsari M M. Performance of spur gears considering surface roughness and shear thinning lubricant[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(2): 021503. 1-021503. 8.
- [8] 董辉立, 苑士华, 胡纪滨, 等. 基于承载因子理论的高转速齿轮润滑特性分析[J]. 北京理工大学学报, 2011, 31(9): 1041-1045.
DONG Huili, YUAN Shihua, HU Jibin, et al. Analysis of lubricating properties in spur gears with high speed based on load-sharing concept[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2011, 31(9): 1041-1045. (in Chinese)
- [9] Evans H P, Snidle R W, Sharif K J. Deterministic mixed lubrication modelling using roughness measurements in gear applications[J]. Tribology International, 2009, 42(10): 1406-1417.
- [10] Wang K L, Cheng H S. A numerical solution to the dynamic load, film thickness and surface temperature in spur gears; Part 1 analysis[J]. Trans ASME Journal of Mechanical Design, 1981, 103(1): 177-187.
- [11] 章易程, 梅雪松, 陶涛, 等. 直齿轮啮合弹性流体动力润滑的非稳态效应的研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36(1): 32-35.
ZHANG Yicheng, MEI Xuesong, TAO Tao, et al. Study on nonsteady state effects of elastohydrodynamic lubrication of spur gear teeth[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(1): 32-35. (in Chinese)
- [12] 卢立新, 张和豪. 齿轮传动系统动载荷非稳态弹流润滑研究[J]. 润滑与密封, 2002(1): 12-14.
LU Lixin, ZHANG Hehao. Nonsteady elastohydrodynamic lubrication of gear transmission system under dynamic load[J]. Lubrication Engineering, 2002(1): 12-14. (in Chinese)
- [13] Li S, Kahraman A. A transient mixed elastohydrodynamic lubrication model for spur gear pairs[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(1): 011501. 1-011501. 9.
- [14] 王优强, 衣雪鹃, 杨沛然. 渐开线直齿轮瞬态微观弹流润滑分析[J]. 机械工程学报, 2007, 43(11): 142-148.
WANG Youqiang, YI Xuejuan, YANG Peiran. Transient thermal micro-elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(11): 142-148.
- [15] Handschuh R F. Thermal behavior of spiral bevel gears[R]. NASA TM-106518, 1995.
- [16] Okajima M, Kato M, Kano H. Contribution of optimum nozzle design to injection rate control[R]. SAE Paper 910185, 1991.
- [17] Okajima M, Kato M, Kojima T. Contribution of optimum design for nozzle configuration to spray formulation[R]. SAE Paper 900824, 1990.
- [18] 王延忠, 牛文韬, 唐文, 等. 喷油嘴喷射方向偏离的影响因素[J]. 航空动力学学报, 2012, 27(7): 1665-1670.
WANG Yanzhong, NIU Wentao, TANG Wen, et al. Research on deflection of nozzle spray direction[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(7): 1665-1670. (in Chinese)
- [19] Singhal A K, Athavale M M, Li H, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617-624.