

Meshing Efficiency and Mechanical Power Loss Prediction of Involute Spur Gear

Yanfang Liu^{1,2}, Xuelian Song^{1,2}, Peng Dong^{1,2}, Hongzhi Ji³, Gang Shao³, Qiang Liu³

¹School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing

²Beijing Key Laboratory for High Efficient Transmission and System Control of New Energy Resource Vehicle, Beijing

³No. 703 Research Institute of CSIC, Harbin Heilongjiang

Email: peng.dong@buaa.edu.cn

Received: May 9th, 2019; accepted: May 24th, 2019; published: May 31st, 2019

Abstract

Understanding the mechanism of mechanical power loss occurring during gear meshing is a prerequisite for achieving high-efficiency design goals of gear transmission, and it is greatly affected by the lubrication characteristics during gear meshing. Based on the finite-line contact elastohydrodynamic lubrication theory, a transient elastohydrodynamic lubrication model of involute spur gear is established. The lubrication characteristics such as sliding/rolling speed, oil film pressure and oil film thickness at the gear meshing point are analyzed, and then the mechanical power loss prediction model of the involute spur gear is established. The mechanical power loss occurs during the meshing process of the spur gear is studied by the key parameters such as input torque, input speed and pressure angle, and the variation of the meshing efficiency is predicted. The simulation results show that the model established in this paper can effectively reveal the mechanism of the meshing efficiency of the involute spur gear, and find that the minimum meshing efficiency during the meshing process is the key factor determining the average meshing efficiency in the case where the maximum meshing efficiency level in the single-tooth meshing zone is generally high, which provides an effective reference for designing high efficiency involute spur gears.

Keywords

Elastohydrodynamic Lubrication (EHL), Involute Spur Gear, Meshing Efficiency

渐开线直齿轮机械功率损失和啮合效率预测

刘艳芳^{1,2}, 宋雪莲^{1,2}, 董鹏^{1,2}, 纪宏志³, 邵钢³, 刘强³

¹北京航空航天大学交通科学与工程学院, 北京

²新能源汽车高效动力传动与系统控制北京市重点实验室, 北京

³中国船舶重工集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨
Email: peng.dong@buaa.edu.cn

收稿日期: 2019年5月9日; 录用日期: 2019年5月24日; 发布日期: 2019年5月31日

摘要

掌握齿轮啮合过程中发生的机械功率损失是实现齿轮传动高效率设计目标的前提, 而其受齿轮啮合过程中的润滑特性影响较大。基于有限长线接触弹流润滑理论, 建立了渐开线直齿轮的瞬态弹流润滑模型, 分析了齿轮啮合点处的滑动/滚动速度、油膜压力、油膜厚度等润滑特性, 进而建立了渐开线直齿轮的机械功率损失预测模型, 研究了输入转矩、输入转速、压力角等关键参数对直齿轮啮合过程中发生的机械功率损失情况, 预测了啮合效率的变化规律。仿真结果表明, 本文建立的模型可以有效地揭示渐开线直齿轮啮合效率的产生机理, 且发现在单齿啮合区的最大啮合效率水平普遍较高的情况下, 啮合过程中的最小啮合效率的大小是决定平均啮合效率高低的关键因素, 这对设计高效率渐开线直齿轮提供了有效的参考依据。

关键词

弹流润滑(EHL), 渐开线直齿轮, 啮合效率

Copyright © 2019 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

作为重要旋转类零件, 通过齿轮副间的啮合传递动力, 齿轮在当今的机械设备中应用广泛; 啮合效率越高, 机械设备的工作效率越高, 反之亦然。汽车变速器作为最精密最复杂的综合机械产品之一, 其效率的高低与齿轮的性能具有较大关系。在经典齿轮设计方法中, 齿轮的润滑特性, 尤其是弹流润滑, 并不在考虑范围之内, 但实际上其对齿轮的工作特性有着重要的影响, 润滑特性越好, 齿轮啮合效率越高。因此, 研究弹流润滑下齿轮的润滑特性, 计算齿轮啮合效率是目前高效率齿轮设计的重要研究内容之一。

在弹流润滑和齿轮啮合效率研究方面, 国内外学者做了大量的研究工作。周哲波[1]假设接触齿面间载荷均等, 提出了计算渐开线直齿轮传递损失的计算方法。Li 和 Kahraman [2]建立了直齿轮的弹流润滑模型, 研究了当润滑介质为非牛顿流体、齿廓存在修形、齿面存在粗糙度的情况下的弹流润滑特性, 并与未修形、牛顿流体润滑介质状况下的润滑特性进行了对比。王文中、操鸿、胡纪滨[3]将斜齿圆柱齿轮啮合的齿面接触等效为有限长线接触的弹流润滑问题, 建立了渐开线斜齿轮啮合的弹流润滑计算模型。Li 等[2]和 Kolivand 等[4]提出了适合于直齿轮和斜齿轮的混合弹流润滑模型, 可用于计算滑动摩擦损失的摩擦系数。王斌和陈辛波[5]结合弹流润滑和边界润滑两种摩擦系数, 建立了以瞬时压力角为变量的直齿轮啮合效率分析模型。畅通和王优强[6]建立渐开线直齿圆柱齿轮线接触混合润滑模型, 求解其热瞬态混合润滑问题。

本文以渐开线直齿轮为研究对象, 首先建立牛顿流体弹流润滑模型, 采用多重网格法进行数值求解; 然后, 将直齿轮啮合效率计算理论与弹流润滑模型结合, 研究齿轮啮合效率在不同输入转矩、转速以及不同压力角下的特征及其变化规律, 为设计高效率齿轮提供更为有效的参考依据。

2. 渐开线直齿轮瞬态弹流润滑模型

2.1. 直齿轮啮合模型

图 1 为一对直齿啮合的几何模型, 其中, φ 为压力角, z_a 为小齿轮的齿数, z_b 为大齿轮的齿数; ω_a 为小齿轮的转速, ω_b 为大齿轮的转速; P 为节点, $N_a N_b$ 为理想的啮合线, K 为某刻齿轮啮合位置, A 为齿轮进入啮合的位置; O_a 为小齿轮的几何圆心, O_b 为大齿轮的几何圆心; 坐标轴 x 为齿廓渐开线的切向方向, y 为啮合线作用的方向。定义线段 $p = AK$, $s = PK$, 约定 s 在 P 点左侧为负值, s 在 P 点右侧为正值。啮合过程中, 所有的啮合点都在啮合线 $N_a N_b$ 上, 因此直齿轮正确啮合的条件为啮合线上各轮齿同时啮合。

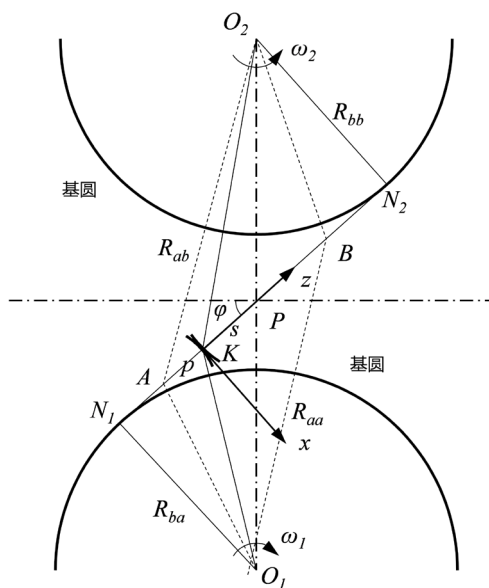


Figure 1. Geometric contact model of spur gear
图 1. 直齿轮接触几何模型

根据几何关系, 可得接触点 K 处的曲率半径为:

$$\begin{cases} R_a = R_{ba} \tan \varphi + s \\ R_b = R_{bb} \tan \varphi - s \end{cases} \quad (1)$$

式中: R_a ——齿轮的曲率半径; R_b ——大齿轮的曲率半径;

R_{ba} ——小齿轮的基圆半径; R_{bb} ——大齿轮的基圆半径。

进而可以得到小齿轮和大齿轮齿面沿 x 方向的速度为(沿 y 方向速度为 0):

$$\begin{aligned} u_a &= \omega_a (R_{ba} \tan \varphi + s) \\ u_b &= \omega_b (R_{bb} \tan \varphi - s) \\ \omega_a z_a &= \omega_b z_b \end{aligned} \quad (2)$$

滚动速度为:

$$u_e = (u_a + u_b) / 2 \quad (3)$$

滑动速度为:

$$u_s = u_a - u_b \quad (4)$$

上述公式可以描述直齿轮的啮合过程，为了验证上述模型，选取一对在实际工程中有所应用的渐开线直齿轮副进行分析，其基本参数如表 1 所示。

Table 1. Basic parameters of spur gears
表 1. 直齿轮的基本参数

参数项	大齿轮	小齿轮
齿数	22	32
模数(mm)	2	2
压力角(°)	25	25
齿宽(mm)	20	20
转速(r/min)	1000	

将齿轮啮合的时间计算域按照等步长划分，根据上述模型可得到如图 2 和图 3 所示的啮合过程中的曲率半径与相关速度。由图 2 可以看出，主动齿轮啮合点处曲率半径逐渐增大，从动齿轮啮合点处曲率半径逐渐减小，综合曲率半径以节点位置为分界点，呈先增大后减小的趋势。由图 3 可以看出，主动齿轮啮合点处瞬时速度逐渐增大；从动齿轮啮合点处速度逐渐减小；啮合点处滑动速度以节点为分界点先减小后增大，节点处滑动速度为 0；啮合点处滚动速度逐渐增大。

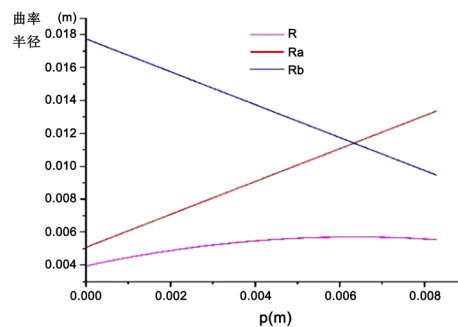


Figure 2. Curvature radius of spur gear in meshing process
图 2. 直齿轮啮合过程中的曲率半径

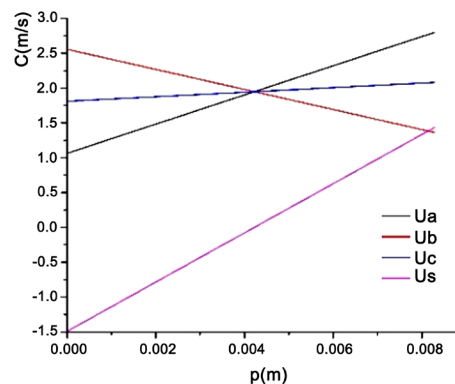


Figure 3. Relevant speed parameters in spur gear meshing process
图 3. 直齿轮啮合过程中相关速度参数

2.2. 瞬态润滑控制方程

为揭示油膜压力及油膜厚度的分布规律，直齿轮啮合接触弹流润滑模型的核心是建立 Reynolds 方程

与膜厚方程并进行数值求解。相对于稳态弹流润滑模型而言，瞬态弹流润滑模型的控制方程基本相同，只是采用与时间相关的时变参数。

设润滑介质为牛顿流体，则关于油膜压力的 Reynolds 方程的无量纲形式为：

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \frac{\partial P}{\partial X} \right) = C_u(t) \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho}^* H) + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{\rho}_\varepsilon H) \quad (5)$$

式中：

$$P(t) = p(t)/p_H$$

p ——油膜压力

$$\bar{t} = tu_{ep}/b$$

t ——时间

b ——一半接触面长度

$$X = x/b$$

$$\rho^* = [\rho'_e \eta_e (u_b - u_a) + \rho_e u_a] / u_e$$

$$\bar{\rho}_\varepsilon = \rho_e / \rho_0$$

ρ ——流体密度

η ——流体粘度

$$C_u(t) = u_e(t)/u_{ep}$$

u_{ep} ——节点处的滚动速度

$$H(t) = h(t)R_0/b^2$$

R_0 ——节点处等效曲率半径

膜厚方程的无量纲形式为：

$$H(\bar{t}) = H_0(\bar{t}) + \frac{X^2}{2C_R(\bar{t})} - \frac{1}{\pi} \int_{X_{in}}^{X_{out}} P(X') \ln|X - X'| dX' \quad (6)$$

式中：

$$C_R(t) = R(t)/R_0$$

$C_R(t)$ ——综合曲率半径

X_{in} ——润滑介质的入口坐标

X_{out} ——润滑介质的出口坐标

载荷方程的无量纲形式为：

$$\int_{X_{in}}^{X_{out}} P dX = \frac{\pi}{2} C_w(t) \quad (7)$$

式中：

$$C_w(t) = w(t)/w_0$$

w_0 ——节点处的单位载荷

式(5)-(7)构成了基本的直齿轮弹流润滑控制方程组。为了求解，还需要给定边界条件：

$$\begin{cases} P(X_{in}) = 0 \\ P(X_{out}) = 0 \\ P \geq 0, (X_{in} < X < X_{out}) \end{cases}$$

显然，上述方程组的非线性较强，需要首先在计算域上进行离散，然后采用合适的数值方法对离散方程组进行求解。本文采用计算效率较高的多重网格中的全近似格式(FAS, Full Approximation Scheme)进行直齿轮表面的压力分布和油膜厚度的数值求解。

2.3. 润滑特性分析

以表 1 所列的齿轮副为应用对象，定义 $T = 100 \text{ Nm}$, $E_1 = E_2 = 2.06 \times 10^{11} \text{ Pa}$, $\eta_0 = 0.08 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $Z = 0.68$ 。考虑到单双齿啮合区域的变化，动态载荷如图 4 所示。

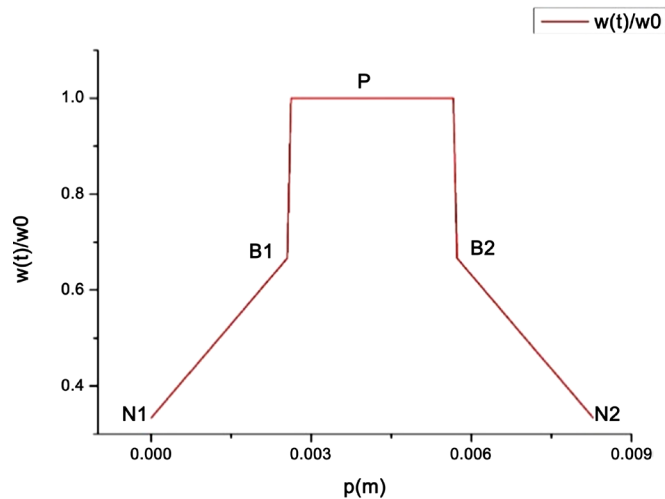


Figure 4. Dimensionless load distribution map
图 4. 无量纲载荷分布图

图 5 和图 6 为计算得到的直齿轮啮合过程中啮合点处的油膜厚度与齿面的压力分布。图 5 为计算得到的齿轮啮合过程中的油膜压力分布，可以看出，油膜压力最大值出现在双齿啮合转变为单齿啮合点附近，约 1.335 GPa 左右，整个啮合过程均存在第二压力峰，此特性与 Hertz 接触理论所得齿面压力不同，且压力随着啮合过程的进行先变宽后变窄。图 6 为计算得到的油膜厚度，可以看出，油膜厚度在进入单齿啮合阶段后整体减小，最小值约为 $0.3 \mu\text{m}$ ，且整个过程存在油膜颈缩现象。

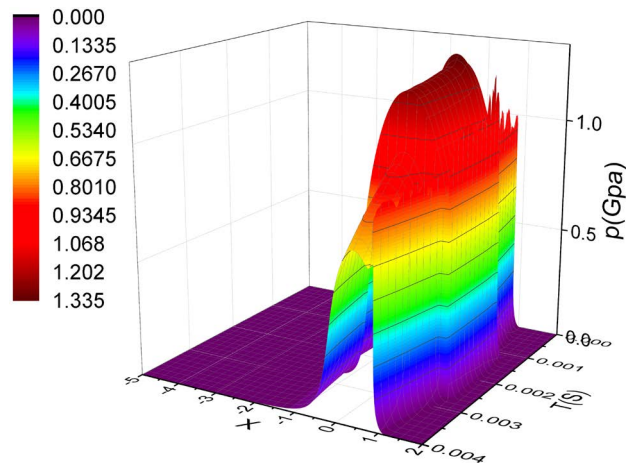


Figure 5. Oil film pressure distribution map
图 5. 油膜压力分布图

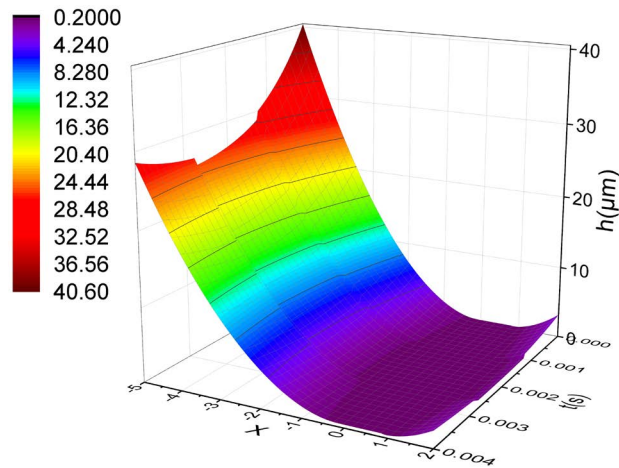
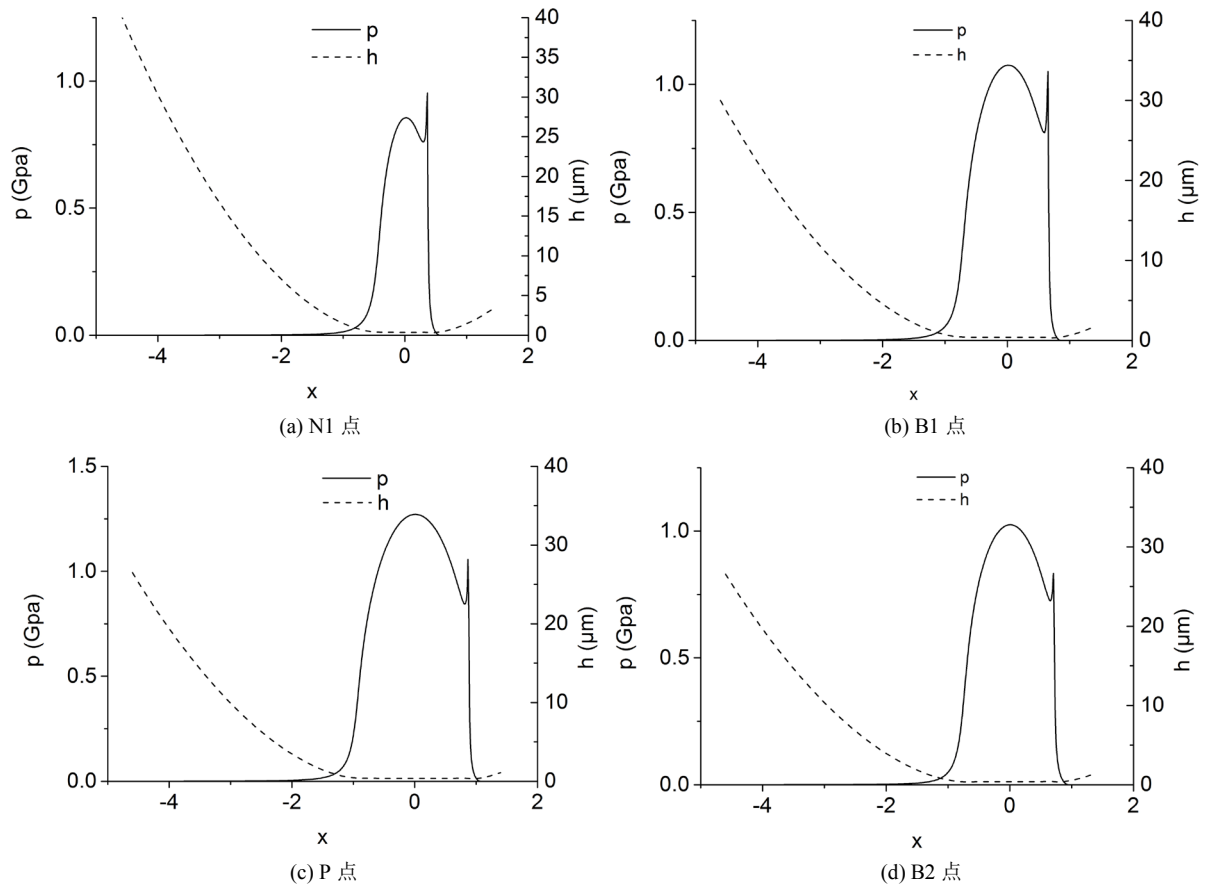


Figure 6. Oil film thickness distribution map
图 6. 油膜厚度分布图

选取图 4 中的啮入点 N1、双齿变单齿点 B1、节点 P、单齿变双齿点 B2 和啮出点 N2 点作为基本啮合点。图 7 为计算得到的这些基本啮合点处的油膜压力和厚度。可以看出，每个啮合点的油膜压力分布均存在第二压力峰，且均在第二压力峰处出现最小膜厚；不同啮合点处的油膜压力的区域宽度不同，节点 P 处最宽，啮入点 N1 和啮出点 N2 的最窄；不同基本啮合点最大压力不同，节点 P 处最大近 1.3 GPa，啮出点 N2 最小近 0.8 GPa。



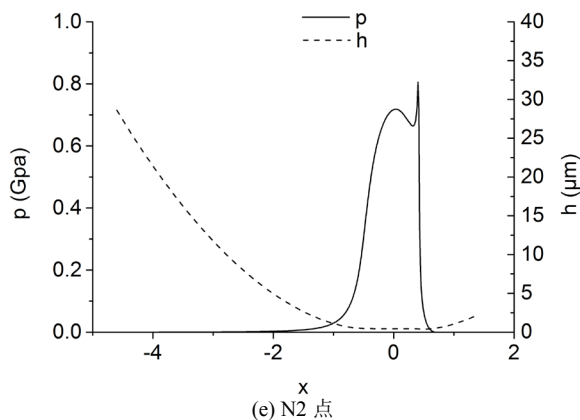


Figure 7. Oil film pressure and thickness distribution at basic meshing point
图 7. 基本啮合点油膜压力及厚度分布

图 8 为中心位置处($x = 0$)的最小油膜厚度、中心油膜厚度和油膜压力。可以看出, 最小油膜厚度随着啮合过程呈上升趋势, 在单双齿啮合的变化区域出现较大的上升脉冲, 在本文工况中, 最小油膜厚度在 $0.3 \mu\text{m}$ 至 $0.38 \mu\text{m}$ 区间之内, 在两个单双齿啮合变化位置处约为 $0.35 \mu\text{m}$ 。中心油膜厚度随着啮合过程总体也呈上升趋势, 在 $0.35 \mu\text{m}$ 至 $0.45 \mu\text{m}$ 区域之内变化, 在双齿变单齿啮合位置处, 中心油膜厚度突然出现较大的上升脉冲, 最高可达 $0.42 \mu\text{m}$, 在单齿变双齿啮合位置处, 中心油膜厚度出现一定的下降脉冲, 最低约为 $0.37 \mu\text{m}$ 。中心油膜压力随着啮合过程可分为三个区域, 在 0.7 GPa 至 1.3 GPa 之间变化, 在啮入点至双齿啮合结束区间, 压力呈上升趋势, 在进入单齿啮合区间的初始, 压力发生阶跃至最大值, 之后在整个区间内基本保持不变, 在重新进入双齿啮合区间的瞬间, 压力又会突然下降至某点, 然后在整个区间内呈下降趋势。

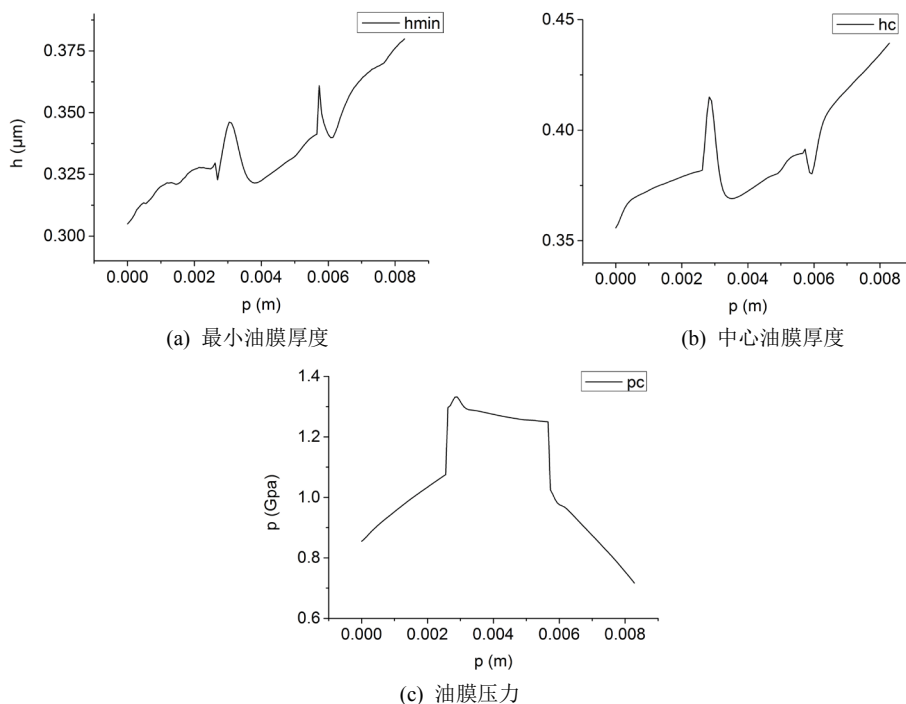


Figure 8. Variation of oil film thickness and pressure with meshing line at central position
图 8. 中心位置处的油膜厚度和压力随啮合线的变化

3. 直齿轮啮合效率预测模型

由于直齿轮的啮合过程中同时存在滑动与滚动，因此其功率损失主要分为两个部分：滑动摩擦功率损失、滚动摩擦功率损失。为了提高计算效率，作如下假设：

- 1) 摩擦因数取为平均值，由上述的热弹流润滑模型计算得出的平均速度来计算[7]。
- 2) 啮合过程中，齿轮表面受均等载荷。

滑动摩擦功率损失主要由啮合点处两接触齿面的速度差导致，计算公式为[1]：

$$P_s = fF_n u_s \times 10^{-3} \quad (8)$$

式中：

f ——啮合点处的摩擦系数；

F_n ——法向齿面载荷；

u_s ——瞬时滑动速度。

根据上一小节分析发现，两齿面间的油膜厚度与油膜压力分布是不均匀的，因此必然产生滚动摩擦损失，计算公式为[8]：

$$P_r = 9h_{\min} u_r l \times 10^{-3} \cos(\varphi) \quad (9)$$

式中：

h_{\min} ——瞬时啮合点的最小油膜厚度；

u_r ——瞬时滚动速度；

l ——齿宽；

φ ——齿轮压力角。

总功率 P 为：

$$P = T \cdot n / 9550 \quad (10)$$

式中：

T ——齿轮组输入扭矩；

n ——主动轮转速。

因此，可得直齿轮的啮合效率为：

$$\eta_g = (P - P_r - P_s) / P \quad (11)$$

4. 啮合效率和机械效率损失分析

4.1. 不同转矩输入工况

保持其他参数不变，改变输入转矩如表 2 所示，研究齿轮的啮合效率情况及其变化规律。

Table 2. Change range of input torque

表 2. 输入转矩的变化范围设定

不变量	齿轮压力角：25° 主动齿轮转速：1000 r/min $T_0 = 313 \text{ K}$
变化量	$T = 100 \text{ Nm} \sim 200 \text{ Nm}$

图 9 为计算得到的不同输入转矩下整个啮合过程的机械功率损失及啮合效率的变化情况。由图 9(a)可以看出, 啮合效率基本范围约为[93.8%, 99.8%], 与实际工程测试数据基本一致[9][10][11], 从啮合方向来看, 无论输入转矩如何变化, 啮合效率在开始的啮合阶段都存在低效率区域, 节点附近区域的效率最高。由图 9(b)可以看出, 无论是最大还是最小啮合效率, 均随着输入转矩的增大而增大, 其中最小啮合效率的上升非常显著, 有利于提高平均效率(取为最大啮合效率和最小啮合效率的均值)。由图 9(c)可以看出, 最大滑动摩擦损失随着输入转矩的增大而增大; 从啮合方向来看, 无论输入转矩如何变化, 滑动摩擦损失先小幅增大, 之后减小至节点后再增大, 节点附近区域的滑动摩擦损失最小。由图 9(d)可以看出, 最大滚动摩擦损失处在啮入点附近, 且随着输入转矩的增大而增大, 在单齿啮合区域和双齿啮合的转变区域出现波动。

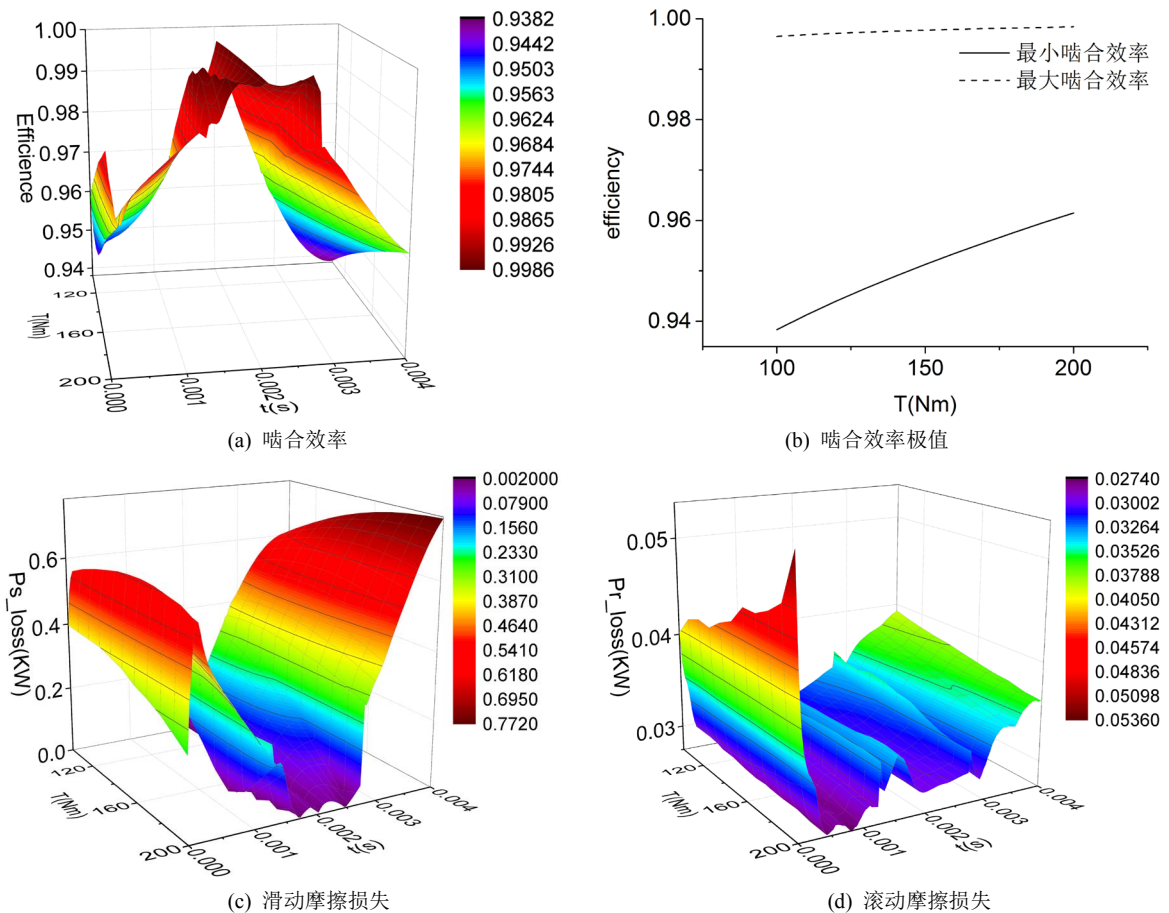


Figure 9. Change of mechanical power loss and meshing efficiency of spur gears in meshing process under different input torques

图 9. 不同输入转矩下直齿轮啮合过程中的机械功率损失和啮合效率的变化情况

从数量级上比较发现, 机械功率损失以滑动摩擦损失为主。小转矩工况下的平均效率要低于大转矩工况的。由于最大啮合效率受转矩的影响不大, 因此最小啮合效率的高低是决定平均效率是否高低的直接因素, 其最低值是由发生在啮入点附近存在的较大的滑动摩擦损失造成的。

4.2. 不同转速输入工况

保持其他参数不变, 改变输入转速如表 3 所示, 研究齿轮的啮合效率情况及其变化规律。

Table 3. Change range of input speed
表 3. 输入转速的变化范围设定

不变量	齿轮压力角: 25° 输入扭矩: 100 Nm $T_0 = 313 \text{ K}$
变化量	$N = 1000 \text{ r/min} \sim 2000 \text{ r/min}$

图 10 为计算得到的不同输入转速下整个啮合过程的机械功率损失及啮合效率的变化情况。由图 10(a) 可以看出, 啮合效率基本范围约为 [93.8%, 99.7%], 与实际工程测试数据基本一致, 从啮合方向来看, 无论输入转速如何变化, 在开始的啮合阶段都存在低效率区域, 节点附近区域的效率最高。由图 10(b) 可以看出, 最大啮合效率随着输入转速的增大而轻微减小, 而最小啮合效率随着输入转速的增大而显著增大, 有利于提升平均效率。由图 10(c) 可以看出, 最大滑动摩擦损失随着输入转速的增大而增大; 从啮合方向来看, 无论输入转速如何变化, 滑动摩擦损失先小幅增大, 之后减小至节点附近后再增大, 节点附近区域的滑动摩擦损失最小。由图 10(d) 可以看出, 最大滚动摩擦损失处在啮入点附近, 且随着输入转速的增大而增大, 在单双齿啮合转变区域出现波动。

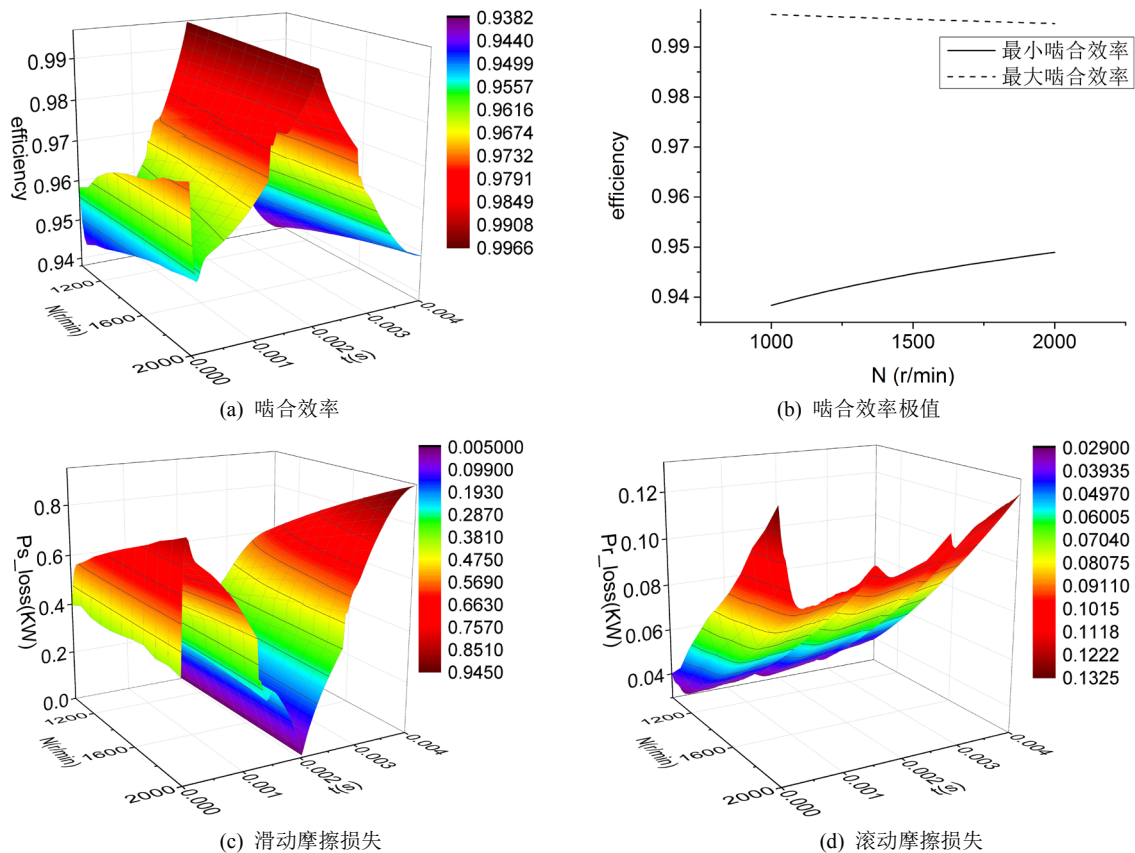


Figure 10. Change of mechanical power loss and meshing efficiency of spur gears in meshing process at different input speed
图 10. 不同输入转速下直齿轮啮合过程中的机械功率损失和啮合效率的变化情况

从数量级上比较发现, 在该工况下机械功率损失仍然以滑动摩擦损失为主。低转速工况下的平均效率要低于高转速工况的。由于最大啮合效率受转速的影响不大, 因此最小啮合效率的高低是决定平均效率是否高低的直接因素, 其最低值是由发生在啮入点附近存在的较大的滑动摩擦损失造成的。

4.3. 不同压力角对啮合效率的影响

压力角是关键设计参数之一，保持其他参数不变，改变压力角如表 4 所示，研究齿轮的啮合效率情况及其变化规律。

Table 4. Change range of pressure angle
表 4. 压力角的变化范围设定

不变量	主动齿轮转速: 1000 r/min 输入扭矩: 100 Nm $T_0 = 313 \text{ K}$
压力角变化	$20^\circ \sim 30^\circ$

图 11 为计算得到的不同压力角下整个啮合过程的机械功率损失及啮合效率的变化情况。由图 11(a)可以看出，啮合效率基本范围约为[93.7%，99.7%]，与实际工程测试数据基本一致，从啮合方向来看，无论压力角如何变化，在开始啮合阶段都存在低效率区域，节点附近区域的效率最高。由图 11(b)可以看出，无论最大啮合效率还是最小啮合效率均随压力角的增大而轻微减小，整体平均效率呈下降趋势。由图 11(c)可以看出，最大滑动摩擦损失随压力角的增大而增大；从啮合方向来看，无论压力角如何变化，滑动摩擦损失都是先小幅增大，之后减小至节点附近后再增大，节点附近区域的滑动摩擦损失最小。由图 11(d)可以看出，最大滚动摩擦损失出现在啮入点附近，且随压力角的增大而增大，在单双齿啮合转变区域出现波动。

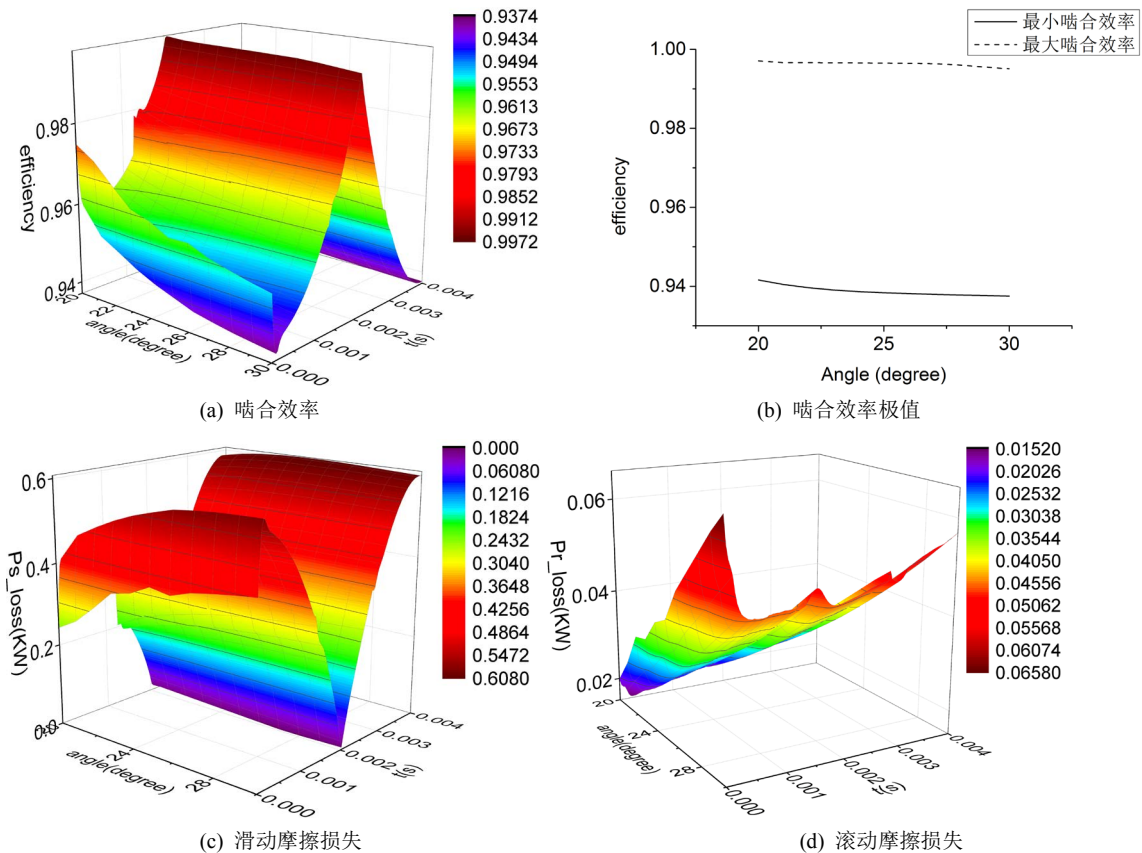


Figure 11. Change of mechanical power loss and meshing efficiency of spur gears in meshing process at different pressure angles
图 11. 不同压力角下直齿轮啮合过程中的机械功率损失和啮合效率的变化情况

从数量级上比较发现, 机械功率损失以滑动摩擦损失为主。小压力角下的平均效率要高于大压力角的。最大啮合效率受压力角的影响偏小, 其最低值是由发生在啮入点附近存在的较大的滚动摩擦损失造成的, 最小啮合效率受压力角的影响相对大点, 其最低值是由发生在啮入点附近存在的较大的滑动摩擦损失造成的。

5. 结论

本论文将直齿轮弹流润滑问题等效为一维线接触问题, 研究直齿轮啮合过程中的机械功率损失和啮合效率的变化及其受关键参数的影响规律。

1) 基于直齿轮啮合的几何特征建立了直齿轮啮合接触模型, 可以计算任意啮合点处的曲率和速度; 基于牛顿流体和润滑理论, 建立了直齿轮瞬态弹流润滑模型, 可以计算任意啮合点处的油膜压力和油膜厚度, 与 Hertz 接触理论所得齿面压力不同, 在润滑介质出口处存在第二压力峰, 且同时存在油膜颈缩现象, 揭示了直齿轮啮合中的弹流润滑状态。

2) 建立了直齿轮啮合效率模型, 可以预测不同工况下的啮合效率及其变化规律, 仿真结果发现有: 低转矩、低转速和大压力角都会造成啮合平均效率偏低; 单齿啮合区的最大啮合效率水平普遍较高的情况下, 啮合过程中的最小啮合效率的大小是决定平均啮合效率高低的关键因素, 其以滑动摩擦损失为主, 且效率最低点往往发生在啮合过程中的啮入点等, 为设计高效率直齿轮提供有效的参考依据。

上述分析数据虽然在总体效率范围得到了工程验证, 但是仍然没有覆盖更宽的转矩、转速和压力角等工程实际应用范围, 还需要细化研究做进一步验证, 将在后续论文工作中展示。

参考文献

- [1] 周哲波. 弹流润滑状态下齿轮啮合效率的研究[J]. 机械设计, 2004, 21(12): 40-43.
- [2] Li, S. and Kahraman, A. (2010) A Transient Mixed Elastohydrodynamic Lubrication Model for Spur Gear Pairs. *Journal of Tribology*, **132**, 011501. <https://doi.org/10.1115/1.4000270>
- [3] 王文中, 操鸿, 胡纪滨. 渐开线斜齿轮非稳态弹流润滑数值模拟研究[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(6): 604-609.
- [4] Kolivand, M., Li, S. and Kahraman, A. (2010) Prediction of Mechanical Gear Mesh Efficiency of Hypoid Gear Pairs. *Mechanism & Machine Theory*, **45**, 1568-1582. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2010.06.015>
- [5] 王斌, 陈辛波. 混合润滑状态下渐开线直齿轮啮合效率分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2014, 42(12): 1904-1911.
- [6] 畅通, 王优强. 考虑粗糙度的直齿圆柱齿轮热混合润滑分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(4): 35-39.
- [7] Martin, K.F. (1978) A Review of Friction Prediction in Gear Teeth. *Wear*, **49**, 201-239. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(78\)90088-1](https://doi.org/10.1016/0043-1648(78)90088-1)
- [8] Hamrock, B.J. and Jacobson, B.O. (1981) Elastohydrodynamic Lubrication of Line Contacts. *ASLE Transactions*, **27**, 275-287. <https://doi.org/10.1080/05698198408981572>
- [9] Wang, C., Wang, S.R. and Wang, G.Q. (2018) A Method for Calculating Gear Meshing Efficiency by Measured Data from Gear Test Machine. *Measurement*, **119**, 97-101. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.01.031>
- [10] Prakash, D.P. and Patelan, J.M. (2012) Experimental Investigation of Power Losses in Manual Transmission Gear Box. *International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering*, **2**, 1-5.
- [11] Moorhead, M.D. (2007) Experimental Investigation of Spur Gear Efficiency and the Development of a Helical Gear Efficiency Test Machine. The Ohio State University, Ohio.

知网检索的两种方式：

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>
下拉列表框选择：[ISSN]，输入期刊 ISSN：2167-6631，即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>
左侧“国际文献总库”进入，输入文章标题，即可查询

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：met@hanspub.org