

基于剃齿啮合传动特性的剃齿刀优化设计

刘磊¹, 蔡安江¹, 耿晨¹, 李文博¹, 刘立博¹, 王妍²

(1. 西安建筑科技大学机电工程学院, 西安 710055;

2. 卡尔斯鲁厄理工学院机械学院, 卡尔斯鲁厄 76131)

摘 要: 针对剃齿齿形“中凹”误差问题, 构建了剃齿啮合分析模型, 研究不同重合度对剃齿啮合传动特性的影响, 以此提出一种剃齿刀优化设计方法。通过剃齿试验得出不同重合度的剃齿啮合传动特性对齿形“中凹”误差的影响规律, 从而验证剃齿刀优化设计方法的正确性。结果表明: 适当的增大重合度能一定程度上减小剃齿啮合传动误差和瞬时传动比的曲线幅值, 但继续增大会导致曲线局部振荡, 使得传动更加不平稳, 形成明显的齿形“中凹”误差; 不同重合度的剃齿啮合状态引起的接触变形才是影响剃齿传动性能的主要因素; 剃齿啮合传动性能越好, 工件齿轮形状偏差及总偏差也越小; 基于剃齿啮合传动特性的剃齿刀优化设计能有效地减小齿形“中凹”误差。

关键词: “中凹”误差; 剃齿啮合; 重合度; 传动特性; 剃齿刀设计

中图分类号: V219; TH132.413

文献标志码: A

Optimal design of shaving cutter based on gear shaving mesh transmission characteristic

LIU Lei¹, CAI Anjiang¹, GENG Chen¹,

LI Wenbo¹, LIU Libo¹, WANG Yan²

(1. School of Mechanical Engineering,

Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China;

2. Institute for Mechanical Process Engineering,

Karlsruhe Institute of Technology, Karlsruhe 76131, German)

Abstract: For the tooth profile “concave” errors in shaving, a gear shaving mesh analysis model was established to study the gear shaving mesh transmission characteristic with different contact ratios. An optimal design of shaving cutter was proposed. The impact of gear shaving mesh transmission characteristic with different contact ratios on “concave” error was obtained by shaving experiment. And the correctness of the optimal design was verified. Results showed that: increasing the contact ratio can decrease the curve amplitude of transmission error and instantaneous ratio, but excessive increase led to local oscillation of curve and unstable drive. Thus the “concave” error was formed significantly. The contact deformation caused by gear shaving mesh status with different contact-ratios was the main factor affecting the gear shaving mesh characteristic. The better gear shaving mesh transmission characteristic meant the

收稿日期: 2017-07-05

基金项目: 国家自然科学基金(51475352)

作者简介: 刘磊(1991—), 男, 博士生, 主要从事齿轮加工方面研究。

通讯作者: 蔡安江(1965—), 男, 教授、博士生导师, 硕士, 主要从事机械传动、数控加工等方面研究。E-mail: cai_aj@163.com

引用格式: 刘磊, 蔡安江, 耿晨, 等. 基于剃齿啮合传动特性的剃齿刀优化设计[J]. 航空动力学报, 2018, 33(5): 1084-1092. LIU Lei, CAI Anjiang, GENG Chen, et al. Optimal design of shaving cutter based on gear shaving mesh transmission characteristic [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1084-1092.

smaller shape and total deviation of gear gets. The optimal design of shaving cutter based on gear shaving mesh transmission characteristic can reduce the “concave” error effectively.

Key words: “concave” error; gear shaving mesh; contact ratio; shaving transmission characteristic; shaving cutter design

剃齿加工是目前工程应用最广泛的齿轮精加工方法之一,但剃齿加工会导致不同程度的齿面误差,其中齿形“中凹”误差现象是至今难以克服的齿面成形问题。剃齿啮合传动误差会直接影响到齿面成形误差,而齿面误差又会加剧齿轮传动误差。此外,传动误差是产生振动噪声的重要激励源^[1]。故研究剃齿啮合传动对于提高齿面成形质量、减少啮入啮出冲击、降低传动系统振动与噪音有着重要的指导意义^[2]。

为了改善剃齿齿面成形误差,研究人员在剃齿刀的结构设计及修形方面作了大量工作:LÜ等^[3]设计了一种非等深容屑槽剃齿刀,使得剃齿刀工作面中部无剃削作用,只起挤压擦亮作用,有效减小了齿轮形状偏差;Hsu等^[4]提出可以使径向剃削作连续顺切形式的容屑槽排列设计,提高了剃削精度、效率和刀具寿命;Fuentes等^[5]构建了一种剃齿刀修形模型,比较了模型的3种形式,考虑了安装误差对传动误差、齿面弯曲及接触应力的影响。同时,国内外学者关于齿轮传动也进行了大量的研究:Litvin等^[6-8]、Kubo等^[9]、蒋进科、邓效忠、曹雪梅、林超等^[10-14]延续并发展了Gleason提出的 tooth contact analysis (TCA) 技术研究,基于几何传动误差及承载传动误差,通过研究齿轮接触问题来分析其啮合特性,并提出相应的有效措施来改善齿轮传动性能;汪中厚、唐进元等^[15-17]考虑惯量、材料阻尼、安装误差及齿轮支撑系统等因素对传动误差的影响,研究齿轮传动过程中的振动与噪声。事实上,绝大部分的研究都集中在探究齿轮之间的传动接触,很少分析传动特性在齿轮加工中的影响。且上述文献所建立的分析模型并未考虑剃齿刀齿面容屑槽和切削刃的存在,虽简化了剃齿啮合模型,却无法准确地模拟出剃齿加工过程。

基于上述研究方法引入剃齿啮合传动特性,考虑剃齿刀齿面容屑槽和切削刃以及工件齿轮齿面余量剃除,建立剃齿啮合分析模型,分析不同重合度对剃齿啮合传动特性的影响,获取剃齿啮合过程中传动误差和瞬时传动比曲线,得到剃齿啮合传动性能较好的设计参数,为指导剃齿刀的优化设计提供理论依据。

1 剃齿刀设计

剃齿刀的设计遵从齿轮啮合原理,即根据交错轴螺旋圆柱齿轮啮合的基本条件及啮合几何学,由工件齿轮及其共轭齿轮参数逆推出剃齿刀的几何结构参数,其设计流程如图 1 所示。

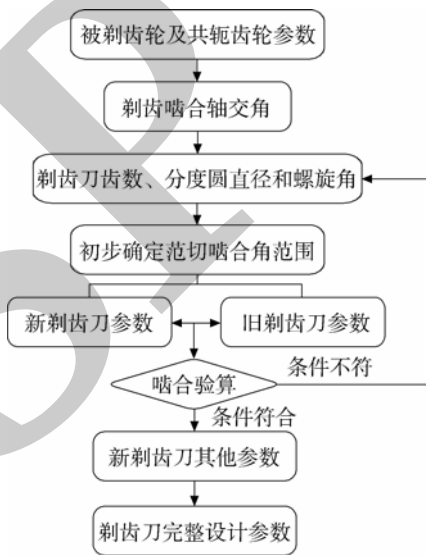


图 1 剃齿刀设计流程图

Fig. 1 Flowchart of shaving cutter design

除特殊用途材料外,一般生产实践中,剃齿刀与工件齿轮的材料差别不大,故针对一般剃齿加工不考虑材料性能对剃齿传动特性的影响。不同几何参数引起重合度的改变会直接影响整个剃齿过程的啮合状态,其剃齿啮合传动特性会发生不同程度的变化,最终影响剃削效果。根据啮合原理,重合度有设计(最大)重合度及实际重合度之分,其中设计重合度计算公式^[18]如式(1)所示,而实际重合度因误差及载荷的不同而变化,一般小于设计重合度,需根据实际工况计算求知。

$$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha'_{t1} - \tan \alpha_{at1}) + z_2 (\tan \alpha'_{t2} - \tan \alpha_{at2})] \tag{1}$$

式中 z_1 、 z_2 为剃齿刀和工件齿轮齿数, α'_{t1} 、 α'_{t2} 表示剃齿刀和工件齿轮的端面啮合角, α_{at1} 、 α_{at2} 为剃齿刀和工件齿轮的齿顶圆端面压力角。选用工件齿轮参数如表 1 所示。

计算相应的剃齿刀设计参数,满足剃齿刀通用性验算及刃磨条件后,会有若干组剃齿刀参数满足加工要求,根据式(1)计算剃齿刀和工件齿轮的设计重合度。为了考察不同重合度对剃齿啮合传动特性的影响,针对表 1 参数的工件齿轮,选取表 2 所示的 4 组剃齿刀设计参数。

表 1 工件齿轮参数

Table 1 Parameters of workpiece gear

参数	数值及详情	参数	数值及详情
齿数	17	螺旋角/(°)	
模数	4.2333	变位系数	0.0468
压力角/(°)	20	材料	20CrMnTi

表 2 四组剃齿刀设计参数

Table 2 Design parameters of four groups of shaving cutter

参数	剃齿刀编号			
	1	2	3	4
齿数	53	52	53	52
模数	4.2333			
压力角/(°)	20			
螺旋角/(°)	15	15	10	10
变位系数	-0.3793	-0.3744	-0.3649	-0.3603
设计重合度	1.8294	1.7712	1.7133	1.6548
材料	W18Cr4V			

注:表中均为剃齿刀法向分度圆上数据。

2 剃齿啮合传动特性

剃齿啮合传动特性主要包括传递误差、传动效率、传递能力、传动比等^[19]。一般传动中,啮合相关参数是影响传动特性最主要的因素,故考察重合度对剃齿啮合的影响来分析剃齿啮合传动特性与齿面成形误差的关系。

2.1 剃齿啮合分析模型

与普通齿轮传动模型相比,剃齿啮合分析模型需考虑剃齿刀齿面容屑槽及切削刃的存在,且剃齿过程中工件齿轮表面余量被不断剃削,使得工件齿轮齿面发生变化。由表 1、表 2 参数建立图 2 所示模型,并构建相应坐标系,其中 (O_p, x_p, y_p, z_p) 表示与工件齿轮固连的固定坐标系。图中 Σ 为无侧隙啮合时的轴交角; $\varphi_1、\varphi_2$ 为剃齿刀和工件齿轮绕 $z_1、z_2$ 轴的转角,假设以剃齿刀齿顶啮入瞬间作为起始角度。剃齿刀齿面和理论接触迹线 AF 如图 3 所示,剃齿刀齿面容屑槽(阴影部分)和螺旋渐开面沿螺旋线方向交替分布,啮合过程中齿面间接触是不连续的,可知剃削行为是切削和挤压交替的过程。选取Ⅱ型容屑槽,剃齿啮合接触为点接触,在理想数学模型上容屑槽本身并不参与啮合,故在 BC 上的实际接触点为 B 点或 C 点,相当于形成一个接触支点,剃削力在此接触段陡然增大,金属间产生相对滑移 v (见图中速度分量 v_t 和 v_a),剃齿刀切削刃产生剃削。显然,根据齿轮啮合原理的啮合方程和剃齿刀齿面方程推导出的接触迹线方程,并不满足剃齿啮合分析模型,其接触迹线方程变为

$$\begin{cases} x_{11} = r_{b1} \cos\left[\theta_1 - \frac{r_{b1}^2(c_1 - \theta_1)}{p_1^2}\right] + r_{b1}\theta_1 \sin\left[\theta_1 - \frac{r_{b1}^2(c_1 - \theta_1)}{p_1^2}\right] \\ y_{11} = -r_{b1} \sin\left[\theta_1 - \frac{r_{b1}^2(c_1 - \theta_1)}{p_1^2}\right] + r_{b1}\theta_1 \cos\left[\theta_1 - \frac{r_{b1}^2(c_1 - \theta_1)}{p_1^2}\right] \\ z_{11} = \frac{r_{b1}^2(c_1 - \theta_1)}{p_1^2} \\ \lambda_1 \in \left[0, \frac{B \cos \beta}{r_{b1} \cot \beta_{b1}}\right] \cup \left[\frac{(B + nt - b) \cos \beta}{r_{b1} \cot \beta_{b1}}, \frac{(B + nL) \cos \beta}{r_{b1} \cot \beta_{b1}}\right] \\ n \in N \end{cases} \tag{2}$$

式中 r_{b1} 为剃齿刀基圆半径; θ_1 为剃齿刀端面渐开线接触点展角; p_1 为螺旋参数; λ_1 为剃齿刀螺旋转角参数; β 为剃齿刀分度圆螺旋角; β_{b1} 为剃齿刀的基圆螺旋角; $B、t、b$ 为剃齿刀容屑槽结构参数,如图 4 所示; c_1 为常数值

$$c_1 = \frac{i_{21} \cot(-\theta_1 + \lambda_1 + \varphi_1)(r_{b1}^2 + ap_1 \cot \Sigma)}{i_{21} r_{b1}^2} + \frac{r_{b1} \csc(-\theta_1 + \lambda_1 + \varphi_1)(ai_{21} + i_{21} p_1 \cot \Sigma + p_1 \csc \Sigma)}{i_{21} r_{b1}^2} \tag{3}$$

式中 i_{21} 为剃齿刀与工件齿轮间的传动比; a 为中心距。

在径向进给作用下,剃齿刀与工件齿轮两齿面在数学模型上产生干涉,剃齿刀切削刃剃除工件齿轮

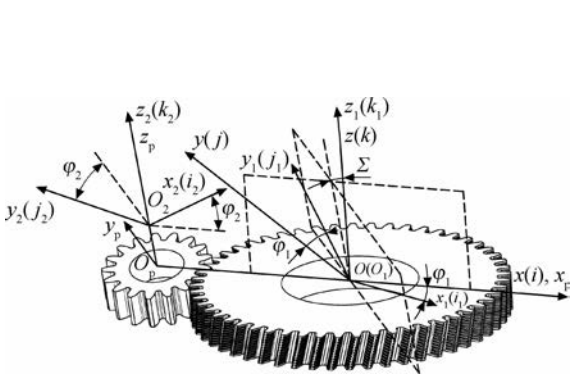


图 2 剃齿啮合几何模型

Fig. 2 Geometric model of gear shaving mesh

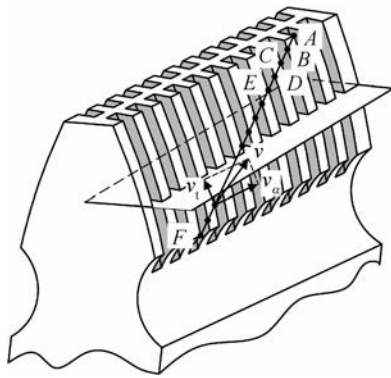


图 3 剃齿啮合接触迹线

Fig. 3 Contact path of gear shaver mesh

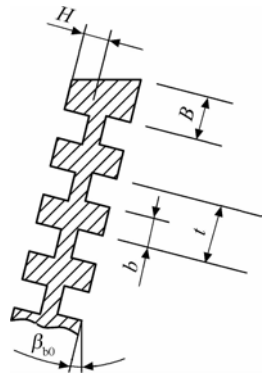


图 4 容屑槽结构

Fig. 4 Structure of serrations

表面余量,故齿轮齿厚不断减小,啮合状态不断变化。假设剃齿刀与工件齿轮之间为理想剃削行为,即剃削均匀,且剃削瞬间无弹性避让,则工件齿轮齿面在坐标系 $O_2-x_2y_2z_2$ 的参数方程为

$$\begin{cases} x_2 = \{r_{b1}[\cos(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1) + u_1 \sin(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1)] + a'\} \cos(i_{21}\varphi_1 + i''l_2) + \\ \quad \{r_{b1}[\sin(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1) - u_1 \cos(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1)] \cos \Sigma - p_1 \lambda_1 \sin \Sigma\} \sin(i_{21}\varphi_1 + i''l_2) \\ y_2 = -\{r_{b1}[\cos(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1) + u_1 \sin(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1)] + a'\} \sin(i_{21}\varphi_1 + i''l_2) + \\ \quad \{r_{b1}[\sin(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1) - u_1 \cos(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1)] \cos \Sigma - p_1 \lambda_1 \sin \Sigma\} \cos(i_{21}\varphi_1 + i''l_2) \\ z_2 = r_{b1} \sin(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1) \sin \Sigma + p_1 c_0 \cos \Sigma + \frac{r_{b1}^2 i'' u_1}{i_{21}} - l_2 \end{cases} \quad (4)$$

式中 u_1 为参变量, $u_1 = \tan \alpha_{nk1}$, α_{nk1} 为剃齿刀渐开线任意点的法向压力角; a' 为主轴旋转一周径向进给一次之后的中心距, $a' = a - f_r N/n$, f_r 为径向进给速度, n 为工件齿轮转速; i'' 为工件齿轮角速度 ω_2 和轴向进给速度 v_{02} 的传动比; l_2 为工件齿轮动坐标系 $O_2-x_2y_2z_2$ 与绝对坐标系 $O-xyz$ 原点间的距离; 常数 c_0 为

$$c_0 = \frac{ai_{21}[p \cos(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1) \cos \Sigma + r_{b1} \sin \Sigma]}{i_{21} p^2 \sin \Sigma \sin(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1)} - \frac{(1 - i_{21} \cos \Sigma) r_{b1}}{i_{21} p \sin \Sigma \sin(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1)} + \frac{r_{b1}^2}{p^2} \cot(u_1 + \lambda_1 + \varphi_1) \quad (5)$$

2.2 剃齿啮合传动特性分析

剃齿啮合传动特性能准确反映剃齿刀和工件齿轮间的传动性能,基于剃齿啮合分析模型,通过计算分析得到剃齿啮合的相关传动参数。针对剃齿加工齿面成形质量问题,选择传动误差及瞬时传动比考察剃齿啮合传动的振动和冲击。其中,传动误差是描述齿轮传动性能最重要的参数之一。剃齿加工符合经典啮合原理,故齿轮间传动误差的定义同样适用于剃齿啮合传动误差,即剃齿刀转过一定的角度时,工件齿轮对于理想转动角度的偏移。其计算公式^[20]为

$$\Delta \varphi = (\varphi_2 - \varphi_2^{(0)}) - \frac{z_1}{z_2} (\varphi_1 - \varphi_1^{(0)}) \quad (6)$$

式中 $\Delta \varphi$ 为传动误差; φ_1 、 φ_2 为剃齿刀与工件齿轮的实际转角; $\varphi_1^{(0)}$ 、 $\varphi_2^{(0)}$ 为剃齿刀与工件齿轮的初始转角。分别提取剃齿刀和工件齿轮的转角值代入式(6)即可得到传动误差。传动比计算公式为

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (7)$$

式中 ω_1 、 ω_2 分别表示剃齿刀和工件齿轮角速度。

2.2.1 剃齿啮合和齿轮传动模型对比

目前研究分析剃齿过程主要采用简化的普通斜-直齿轮传动模型。根据表 2 剃齿刀 1 参数,分别建立剃齿啮合分析模型和一般齿轮传动模型。考虑到仿真分析收敛性及复杂性,采用五齿局部模型代替全齿模型^[21]。应用有限元法对比两个模型的传动特性曲线,在剃齿刀参考点位置施加 1200 N 的径向力,提取中间齿齿面节点角位移值,结合式(6)和式(7)进一步数据处理,即可得如图 5(a)、图 5(b)所示曲线,分别表示剃齿啮合和齿轮传动的传动误差图、瞬时传动比图。

如图 5 所示,剃齿啮合传动误差相比于普通齿轮传动误差波动幅值更小,收敛更快,瞬时传动比曲线也和传动误差曲线呈现相同规律,表明剃齿啮合时传动更加平稳。原因如下:剃齿加工需

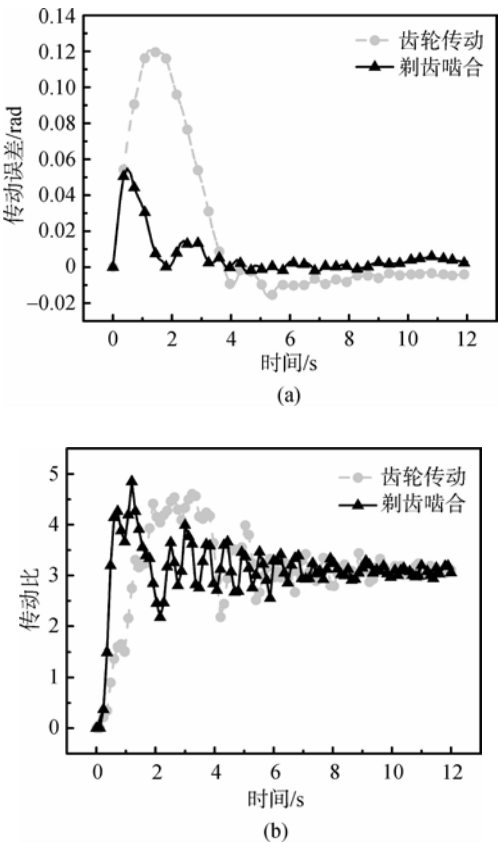


图 5 齿轮传动和剃齿啮合传动特性比较
Fig. 5 Transmission characteristic comparison of gear and gear shaving mesh

要对工件齿轮进行余量剃削,故其中心距一般比共轭齿轮啮合小,且齿面余量的存在会有一定程度的干涉,故简化的斜-直齿轮传动模型会导致传动更加不平稳。

2.2.2 不同重合度的剃齿啮合传动特性分析

为研究重合度对于剃齿啮合传动特性的影响,在分析过程中需尽量保持除重合度外的其他参数一致。建立表 2 四组不同重合度的剃齿啮合分析模型,得到剃齿啮合传动特性曲线如图 6 和图 7 所示。其中图 6 施加了刚体约束,忽略接触变形对传动特性的影响,对比重合度作为单一因素对剃齿啮合传动的影响。

图 6 表明:在刚体约束下,不同重合度之间的剃齿啮合传动误差曲线和瞬时传动比曲线变化不大,对比图 7 可知,剃齿过程中的接触变形会使得传动特性发生较大的变化。可见,单一因素重合度的改变并不能较大程度地改变传动误差的幅值,只能改变传动误差的周期变化趋势;不同重合度通过改变剃齿过程的啮合状态,使得工件齿轮齿面接触变形发生较大变化,从而影响剃齿传动。即不同重合度的剃齿啮合状态引起的接触变形才

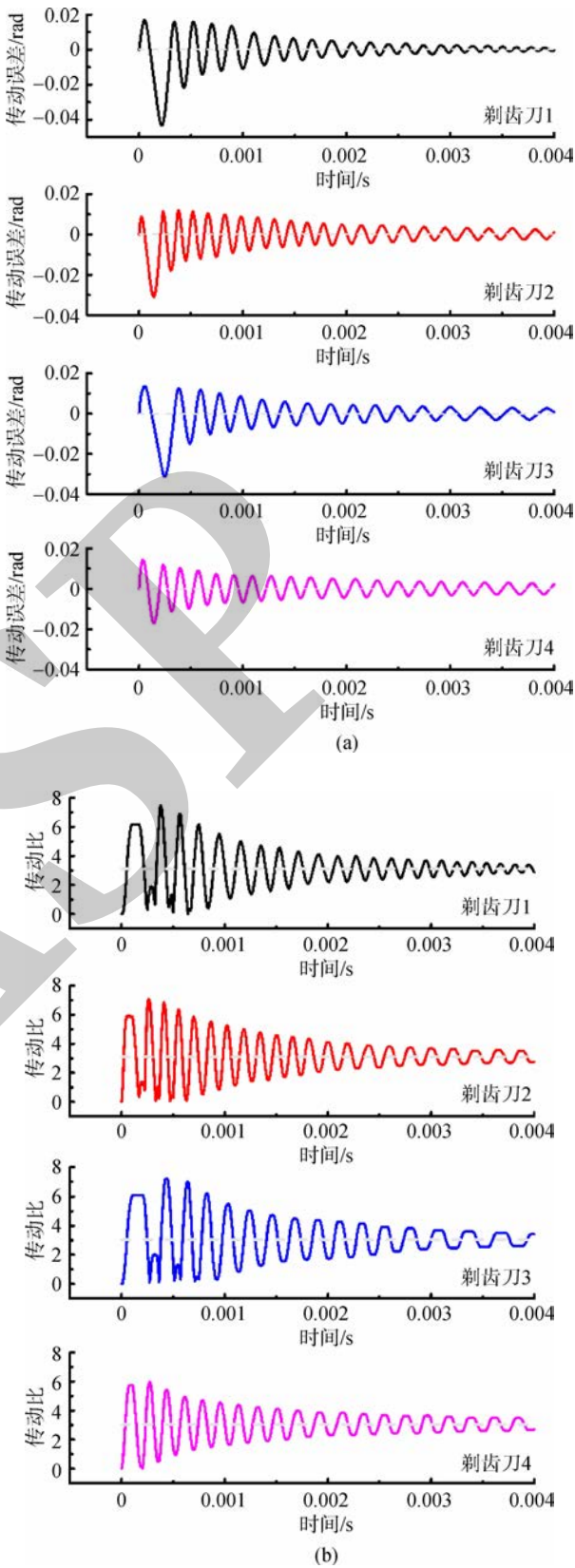


图 6 刚体约束下不同重合度的剃齿啮合传动特性曲线
Fig. 6 Transmission characteristic curves of gear shaving mesh with different contact ratios under rigid constrain

是影响剃齿啮合传动特性的主要因素。图 7 所示的传动误差曲线和瞬时传动比曲线随重合度的不

同而不同,且均在剃齿啮合初始阶段产生较大的波动,表明在剃齿啮合初始阶段的振动较大,传动不平稳。在啮合初期,有较大的啮合冲击及模型误差的存在,接触变形会导致被动轮的角速度有一定程度的迟滞,使得传动误差明显向负值方向偏移。趋于稳定之后的传动误差曲线及瞬时传动比曲线大致呈现正弦变化,且随着重合度不断的增大,其对应收敛后的误差幅值逐渐减小,波动周期增大,表明剃齿啮合传动误差变化越来越小,剃齿加工状态平稳,如图 7(b)、图 7(c)、图 7(d)所

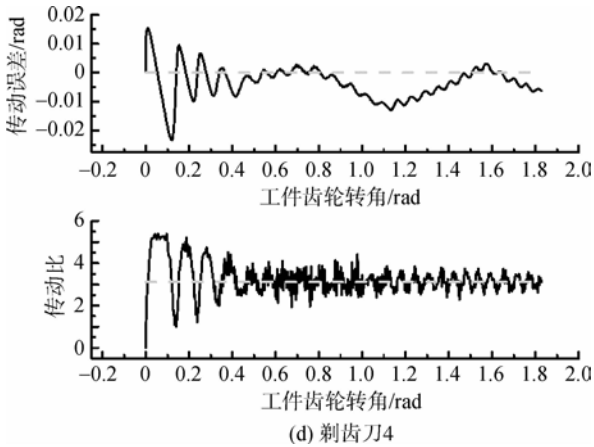
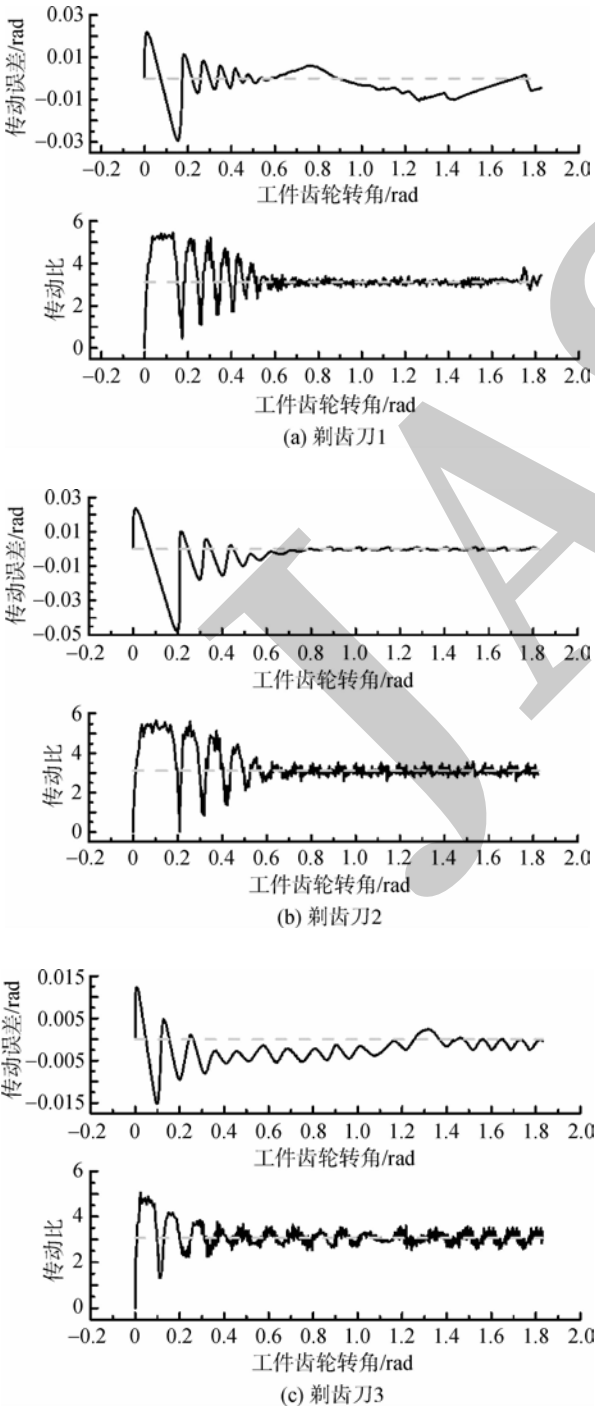


图 7 不同重合度的剃齿啮合传动特性曲线
Fig. 7 Transmission characteristic curves of gear shaving mesh with different contact ratios

示。若此时重合度继续增大,传动误差波动幅值增大,如图 7(a)所示,可能的原因如下:当重合度增大到一定程度后,伴随着局部受力增大,会出现较大的接触变形,从而产生局部振动,导致啮合更加不平稳,最终在传动误差曲线上表现为局部振荡。

3 剃齿刀优化设计

传统剃齿刀设计中,选定工件齿轮的几何参数后,根据剃齿刀设计原理得出满足通用性验算的一系列剃齿刀参数。一般剃齿刀设计时,依靠工程经验单一地通过减小啮合角或增大重合度来设计剃齿刀,若刀具试剃结果满足要求则继续剃削、刃磨直至刀具报废,否则需要重新设计剃齿刀。此外,即使剃齿刀一开始满足剃削要求,但随着剃齿刀修形或刃磨的进行,剃削条件的改变伴随着刀具啮合参数的变化,也会使剃齿刀不再满足加工条件。可见传统模式下的剃齿刀设计,过分依赖设计人员的生产经验,效率低下,缺乏高效合理的剃齿刀设计评价机制。

为了获取更高的齿轮齿面成形质量,需建立衡量剃齿刀性能优劣的有效判据,对剃齿刀设计进行科学合理的指导是保证剃齿环节工作效率及产品质量的重要步骤。剃齿刀优化设计流程如图 8 所示,即对满足通用性验算的若干组剃齿刀设计参数,进行剃齿啮合传动特性分析,主要考察传动误差曲线和传动比曲线稳定后的幅值及周期,幅值越小、周期越大表明剃齿啮合过程振动小、周期性变化慢。从中选取剃齿啮合传动性能最好的一组数据作为剃齿刀设计参数。例如,通过对上述 4 种不同重合度的啮合参数进行剃齿啮合传动

特性分析,可知表 2 中剃齿刀 2 为传动性能最好的剃齿刀,故选取该组参数作为该剃齿刀优化设计参数。

旋角。由通用性验算可知,需要满足 $\Delta l \geq 0.2\text{ mm}$ 。

4 试验验证与分析

为了验证剃齿刀优化设计原则的正确性,选取上述 4 种不同参数的剃齿刀分别在 YW4232 剃齿机上试剃工件齿轮,同时保持进给速度、主轴转速等工况参数一致。应用万能齿轮测量仪 GM3040a 对剃后齿轮进行齿形齿向检测,选取各齿轮其中 3 个轮齿的左齿面齿形图如图 9 所示。

结合图 7、图 9 可得剃齿啮合传动特性对工件齿轮齿面成形质量的影响:不同重合度的剃齿刀和工件齿轮参数,产生不同的剃削效果,且均产生不同程度的齿形“中凹”误差。由图 9(a)、图 9(c)、图 9(d)可知,一般重合度越大,啮合更加稳定,剃齿齿形偏差就越小,这也符合工程实际应用

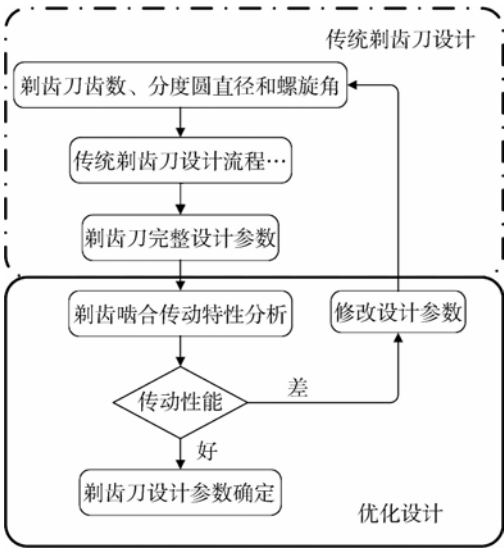


图 8 剃齿刀优化设计流程图

Fig.8 Flowchart of shaving cutter optimal design

若传动性能明显不满足加工要求,则需要重新修改剃齿刀设计参数,如齿数、齿轮端面有效啮合线超越量、节圆法向啮合角等。修改剃齿刀分度圆螺旋角 β_1

$$\beta_1 = \beta_2 - \Sigma_0 \tag{8}$$

式中 β_2 为工件齿轮分度圆螺旋角; Σ_0 为初定的剃齿刀和工件齿轮轴交角, $\Sigma_0 = 10^\circ \sim 15^\circ$ 。修改齿数 z_1 需满足公式

$$z_1 \leq \frac{\cos \beta_1 d_{1\max}}{m_n} \tag{9}$$

式中 $d_{1\max}$ 为剃齿刀最大公称分度圆直径; m_n 为法向模数。且剃齿刀和工件齿轮的齿数应为互质。修改新刀节圆法向啮合角 α'_{wn}

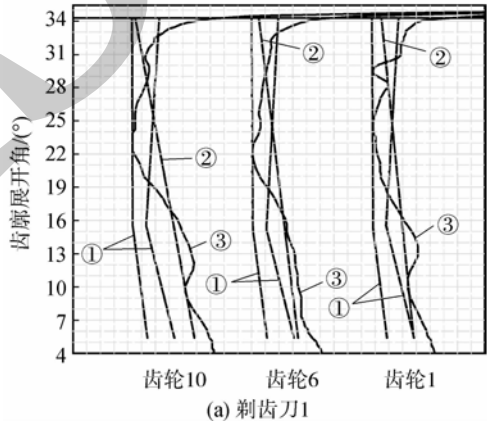
$$\alpha'_{wn} = \alpha_n - \Delta\alpha_n \tag{10}$$

式中 α_n 为工件齿轮法向压力角; $\Delta\alpha_n$ 随着法向模数 m_n 不同而不同。减小剃削时齿轮端面有效啮合线超越量 Δl

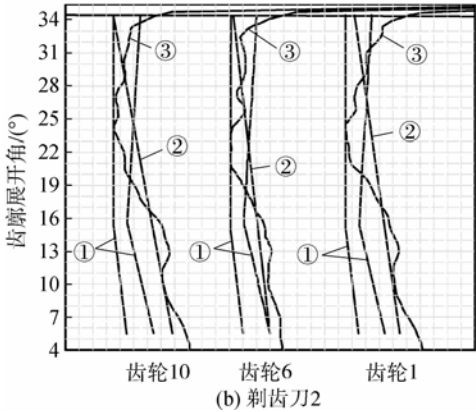
$$\Delta l = \rho_{l2} - \left(\frac{\sqrt{r_1'^2 + r_{b1}^2}}{\cos \beta_{b1}} + \frac{\sqrt{r_2'^2 + r_{b2}^2}}{\cos \beta_{b2}} - \frac{\rho_{a2}}{\cos \beta_{b1}} \right) \cos \beta_{b2} \tag{11}$$

式中 ρ_{l2} 表示工件齿轮啮合极点处的齿形曲率半径; ρ_{a2} 表示工件齿轮齿顶圆曲率半径; r_1' 、 r_{b1} 和 r_2' 、 r_{b2} 分别表示剃齿刀与工件齿轮的节圆半径和基圆半径; β_{b1} 、 β_{b2} 表示剃齿刀和工件齿轮的基圆螺

①: K线	②: 理论齿形	③: 试验齿形		平均值
参数	齿轮编号			
	10	6	1	
总偏差/mm	0.0341	0.0309	0.0312	0.0321
形状偏差/mm	0.0426	0.0368	0.0347	0.0380



参数	齿轮编号			平均值
	10	6	1	
总偏差/mm	0.0267	0.0199	0.0274	0.0247
形状偏差/mm	0.0248	0.0266	0.0305	0.0273



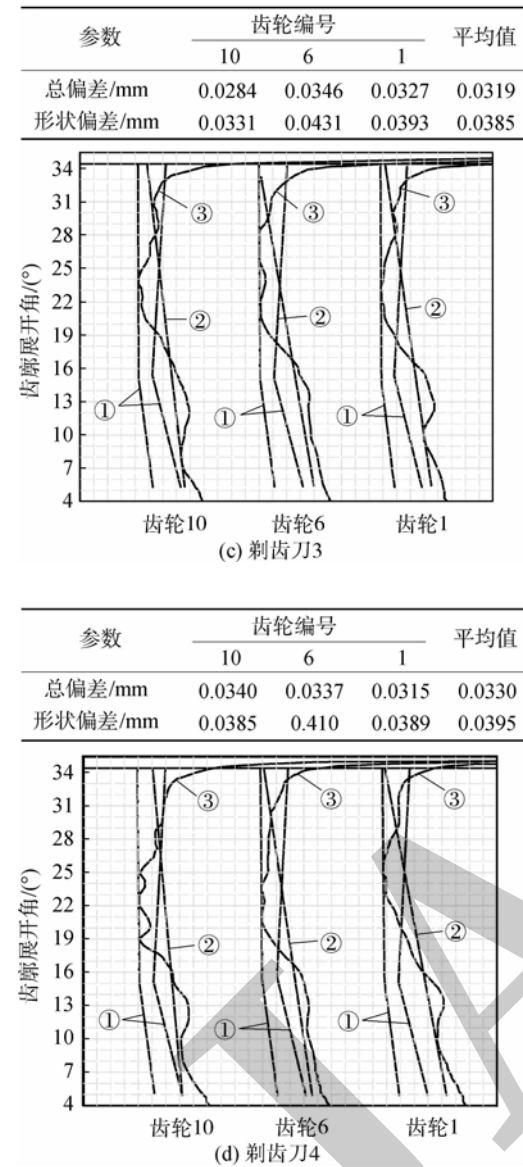


图 9 四组剃齿刀的齿形试验图
Fig. 9 Test diagram of gear profile of four groups of shaving cutter

中剃齿刀设计的经验。图 9(b)剃齿刀 2 的试剃结果较其余剃齿刀剃削数据更为理想,其重合度(1.7712)却比剃齿刀 1 重合度(1.8294)要小。对比图 7、图 6 原因在于:随着重合度增大,有效啮合线上双啮合区变大,使得啮合接触位置受力更加平衡,剃齿过程传动更加稳定,齿面成形质量提高。当重合度增大到一定程度后,其局部接触位置受力会随着重合度的增大而增大,导致剃齿啮合不平稳,从而在齿面上表现为更大的齿形“中凹”误差。此外,重合度过大会导致剃齿啮合初始阶段的传动误差及瞬时传动比波动幅值过大,剃齿刀与工件齿轮间振动剧烈,最终在工件齿轮齿面上表现为不可修复的齿面误差。

5 结 论

针对齿形“中凹”误差问题,建立了剃齿啮合分析模型,提出一种剃齿刀优化设计方法,研究了剃齿啮合传动特性及其对齿形“中凹”误差的影响,其主要结论如下:

- 1) 构建了剃齿啮合分析模型,通过对比剃齿啮合模型和齿轮传动模型的传动特性表明:在分析剃齿加工过程中,剃齿模型若简化为普通斜-直齿轮传动模型,所得试验结果偏差较大。考虑剃齿刀齿面容屑槽和切削刃及工件齿轮余量去除,能更加准确地分析真实剃齿加工过程。
- 2) 通过施加刚体约束的剃齿啮合传动特性分析表明:重合度本身并不能较大程度上改变传动误差幅值,而只能改变传动误差的周期变化趋势。不同重合度的剃齿啮合状态引起的接触变形才是影响剃齿传动性能的主要因素。
- 3) 考虑剃齿过程中的接触变形,对比分析不同重合度的剃齿啮合传动误差曲线和瞬时传动比曲线:适当增大重合度会在一定程度上改善剃齿啮合传动性能,提高剃齿加工的平稳性。若重合度继续变大则会导致工件齿轮齿面局部接触变形过大,使得啮合更加不平稳而导致传动误差增加。故合理重合度才能得到最好的剃齿啮合传动性能。
- 4) 基于剃齿啮合传动特性提出一种剃齿刀优化设计方法,通过对比可知:增大重合度或者减小啮合角来设计剃齿刀,并不一定能得到剃削效果最佳的剃齿刀设计参数。试验验证了剃齿啮合传动特性的研究可以作为剃齿刀优化设计的有效判据。

参考文献:

[1] 邓效忠,徐爱军,张静,等. 基于时标域频谱的处理传动误差分析与试验研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(1): 85-90.
DENG Xiaozhong, XU Aijun, ZHANG Jing, et al. Analysis and experimental research on the gear transmission error based on pulse time spectrum[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(1): 85-90. (in Chinese)

[2] SMITH J D. Gear noise and vibration[M]. New York: Marcel Dekker, 2003.

[3] LÜ M, YANG X. Design and manufacture of a shaving cutter with unequal depth gashes[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 129(1/3): 193-195.

[4] HSU R H, FONG Z H. Serration design for a gear plunge shaving cutter[J]. Journal of Manufacturing Science and

- Engineering, 2011, 133(2): 1298-1313.
- [5] FUENTES A, NAGAMOTO H, LITVIN F L. Computerized design of modified helical gears finished by plunge shaving[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2010, 199(25/26/27/28): 1677-1690.
- [6] LITVIN F L, VECCHIATO D, YUKISHIMA K, et al. Reduction of noise of loaded and unloaded misaligned gear drives[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2006, 195(41/42/43): 5523-5536.
- [7] LITVIN F L, GONZALEZ P I, YUKISHIMA K, et al. Design, simulation of meshing, and contact stresses for an improved worm gear drive[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(8): 940-959.
- [8] LITVIN F L, DE DONNO M. Computerized design and generation of modified spiroid worm-gear drive with low transmission errors and stabilized bearing contact [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1998, 162(1/2/3/4): 187-201.
- [9] KUBO A, TARUTANI I, GOSSELIN C, et al. A computer based approach for evaluation of operating performance of bevel and hypoid gears[J]. Japanese Society of Mechanical Engineers International Journal, 1997, 40(4): 749-758.
- [10] 蒋进科, 方宗德, 苏进展. 基于承载传动误差幅值最小的斜齿轮齿面修形优化设计[J]. 航空动力学报, 2013, 28(7): 1637-1643.
- JIANG Jinke, FANG Zongde, SU Jinzhan. Optimal design of modified helical gear tooth surfaces based on minimum amplitude of loaded transmission error[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(7): 1637-1643. (in Chinese)
- [11] 蒋进科, 方宗德, 苏进展. 高阶传动误差斜齿轮修形设计与加工[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2014, 46(9): 43-49.
- JIANG Jinke, FANG Zongde, SU Jinzhan. Design and grinding for modified helical gears with a higher-order transmission error[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46(9): 43-49. (in Chinese)
- [12] 邓效忠, 方宗德, 任东锋, 等. 弧齿锥齿轮的齿距误差传动性能的影响研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(2): 268-272.
- DENG Xiaozhong, FANG Zongde, REN Dongfeng, et al. Study on contact ratio of spiral bevel gears and influence of pitch error[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(2): 268-272. (in Chinese)
- [13] 曹雪梅, 张华, 方宗德. 航空弧齿锥齿轮承载传动误差的分析与设计[J]. 航空动力学报, 2009, 24(11): 2618-2624.
- CAO Xuemei, ZHANG Hua, FANG Zongde. Design and analysis of loaded Transmission errors for aviation spiral bevel gears [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(11): 2618-2624. (in Chinese)
- [14] 林超, 龚海, 侯玉杰. 偏心-高阶椭圆锥齿轮副设计与传动特性分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(11): 214-221.
- LIN Chao, GONG Hai, HOU Yujie. Design method of eccentric-high order elliptical bevel gear pair and analysis of its transmission characteristics[J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2011, 42(11): 214-221. (in Chinese)
- [15] 汪中厚, 王杰, 马鹏程, 等. 真实齿面的螺旋锥齿轮传动误差研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(15): 138-143, 156.
- WANG Zhonghou, WANG Jie, MA Pengcheng, et al. Dynamic transmission error analysis of spiral bevel gears with actual tooth surfaces[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(15): 138-143, 156. (in Chinese)
- [16] 汪中厚, 王杰, 王巧玲, 等. 基于有限元法的螺旋锥齿轮传动误差的研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(14): 165-170.
- WANG Zhonghou, WANG Jie, WANG Qiaolin, et al. Transmission error of spiral bevel gear based on finite element method[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(14): 165-170. (in Chinese)
- [17] 唐进元, 陈兴明, 罗才旺. 考虑齿向修形与安装误差的圆柱齿轮接触分析[J]. 中南大学学报, 2012, 43(5): 1703-1709.
- TANG Jinyuan, CHEN Xingming, LUO Caiwang. Contact analysis of spur gears based on longitudinal modification and alignment errors[J]. Journal of Central South University, 2012, 43(5): 1703-1709. (in Chinese)
- [18] JOHNSON K. Contact mechanics[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [19] 宋筱庆. 大功率船用齿轮箱传动特性分析及试验[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
- SONG Xiaoqing. Transmission characteristics analysis and experiment of heavy duty marine gearbox[D]. Chongqing: Chongqing University, 2014. (in Chinese)
- [20] LITVIN F L, FUENTES A. Gear geometry and applied theory [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2004.
- [21] CELIK M. Comparison of three teeth and whole body models in spur gear analysis[J]. Mechanism and Machine Theory, 1999, 34(8): 1227-1235.

(编辑: 王碧珺)