

文章编号:1000-582X(2009)04-0402-06

新型双曲柄内齿环行星减速器的接触分析

朱才朝¹, 罗召霞¹, 宁杰², 刘伟辉²

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030; 2. 杭州前进齿轮箱集团股份有限公司, 浙江 杭州 311203)

摘要:针对目前环式减速传动在使用过程中轴承承载能力较低、容易失效等问题,提出一种由渐开线行星齿轮传动和渐开线少齿差行星传动组合而成的两级新型双曲柄内齿环行星减速器。在该减速器结构形式、传动原理及受力情况进行分析的基础上,为分析其承载能力,建立了此新型传动形式的有限元接触分析模型。通过接触分析计算,得出齿面接触等效应力和实际接触齿对数,并在此基础上,对新型双曲柄内齿环行星减速器内啮合传动齿轮副进行了齿廓修形与有限元接触重分析。结果表明,修形后的传动齿轮副的承载能力得到了明显提高,具有工程实用性。

关键词:双曲柄内齿环行星传动;承载能力;传动特性;接触分析;轮齿修形

中图分类号:TH114

文献标志码:A

Contact analysis of a new-style planetary reducer with a double crank and internal gear board

ZHU Cai-chao¹, LUO Zhao-xia¹, NING Jie², LIU Wei-hui²

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China;
2. Hangzhou Advance Gearbox Group Co., Ltd., Hangzhou 311203, P. R. China)

Abstract: To address the problems of low carrying capacity and short life of bearings in current ring reducers, a new type of ring reducer is proposed which consists of a two-stepped transmission. One is a planetary transmission, and the other is an N-type planetary transmission with a low tooth number difference. Based on the analysis of structural features, the transmission principle, and a transmission load situation, a contact finite element model of the new type of ring reducer is set up, and the stress value and the actual pairs of meshing teeth are derived by calculation. Based on gear modification research theory, the second stage transmission gear pairs of the new reducer are modified on its teeth profiles. Results demonstrate that the load capacity of transmission gear pairs have been enhanced greatly.

Key words: planetary reducer with a double crank and internal board; carrying capacity; transmission characteristic; contact analysis; tooth modification

环式减速器(单环、双环、三环、四环及平衡式减速器等)是一种 N 型内啮合少齿差行星齿轮传动装置,其特点是当输入轴旋转时,行星轮(内齿轮)不是

作摆线运动,而是通过一双曲柄机构(具有两偏心轴颈的高速轴)引导作圆周平动^[1]。该类减速器具有结构简单、传动比大、承载和过载能力强等优点,但

收稿日期:2008-12-17

基金项目:国家“十一五”科技支撑计划资助项目(2006BAF01B07-01);新世纪优秀人才计划资助项目(NCET-05-0766);长江学者和创新团队发展计划资助项目(IRT0763);重庆市科技攻关计划资助项目(2008AC3087)

作者简介:朱才朝(1967-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事齿轮传动方向的研究,(Tel)023-65111192;
(E-mail)zcc92@sohu.com.

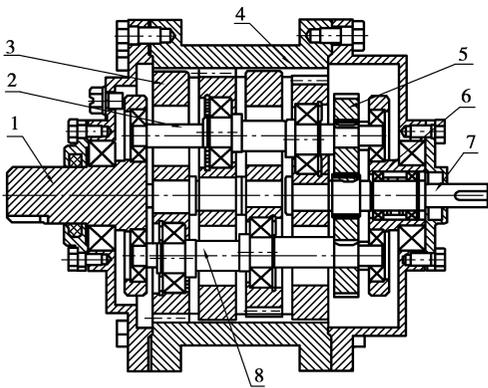
欢迎访问重庆大学期刊社 <http://qks.cqu.edu.cn>

在高速大功率工况下存在转臂轴承容易失效等问题^[1-2]。笔者在研究现有环式减速器结构特点、传动原理及存在问题的基础上,提出新型双曲柄内齿行星减速器,并在对其进行承载能力分析的基础上对齿廓作了优化修形。

1 新型双曲柄内齿行星减速器的结构形式及传动原理

1.1 基本结构

新型双曲柄内齿行星减速器主要由两级行星齿轮传动机构组成,第一级为由渐开线圆柱齿轮组成的外啮合行星齿轮传动;第二级为 N 型少齿差行星齿轮传动机构^[3-4]。行星轮 b 与转臂 h 联成一体,作为第二级传动的输入。运动和动力由 A 输入,B 输出,两级行星齿轮传动机构耦合形成一个封闭传动机构,根据其联接特点可以确定为由一个外啮合 K-V 轮系和 4 个并联相连的内啮合 K-V 轮系组合而成的系统。其内部结构及装配关系如图 1 所示。



1. 输出轴;2. 转臂;3. 外齿环板;4. 内齿圈;
5. 行星轮;6. 行星架;7. 输入轴(中心轮);8. 转臂。

图 1 内部结构及装配关系图

1.2 运动学分析

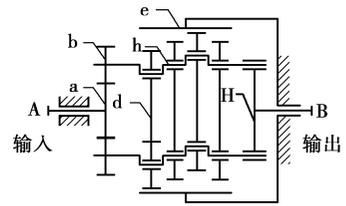
通过传动原理图图 2 可知:运动从第一级中心轮 a 输入,当中心轮 a 顺时针方向旋转时,行星轮 b 在公转的同时还有逆时针方向的自转,并且通过转臂 h 带动第二级渐开线外齿环板 d 作平面运动,由于内齿圈 e 固定不动,外齿环板 d 在绕转臂 h 公转的同时,进行自转,即顺时针方向转动,同时通过转臂 h 带动刚性结构的输出机构 H 作顺时针方向转动。通过输出机构 H 将环板 d 的公转速度输出。则传动比为

$$i = 1 + \frac{z_b}{z_a} \times \frac{z_e}{(z_e - z_d)}, \quad (1)$$

式中: z_a 为第一级传动中心轮 a 齿数; z_b 为第一级传动行星轮 b 齿数; z_d 为第二级传动外齿环板 d 齿数; z_e 为第二级传动内齿圈 e 齿数。

将样机参数代入式(1)得到该减速传动的传动比为

$$i = 1 + \frac{48}{24} \times \frac{60}{(60 - 59)} = 121.$$

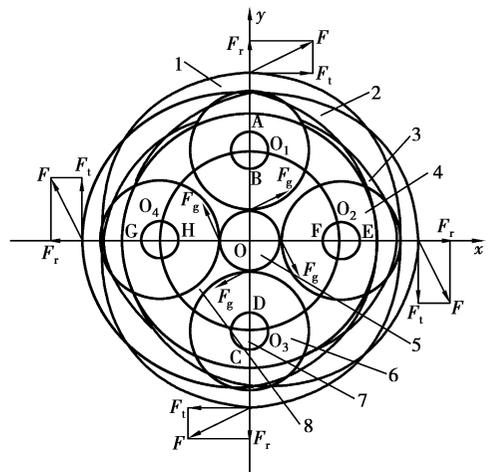


a. 中心轮;b. 行星轮;h. 转臂;
d. 外齿环板;e. 内齿圈;H. 输出机构。

图 2 新减速器的传动原理图

2 新型双曲柄内齿行星减速器受力分析

新型双曲柄内齿行星减速器的传力机构由两组并联的传力机构所组成的单自由度机构构成。外齿环板 1 和外齿环板 3 组合形成第一组传力机构;外齿环板 2 和外齿环板 4 组合形成第二组传力机构;两组传力机构之间通过 2 个双曲柄机构分别与输出盘相联,如图 3 所示。



1. 2. 3. 4. 外齿环板;5. 中心轮(太阳轮);
6. 行星轮;7. 曲柄轴;8. 输出机构圆盘。

图 3 减速器传力机构图

外齿环板1和外齿环板3通过曲柄轴1和曲柄轴3与输出盘相联;外齿环板2和外齿环板4通过曲柄轴2和曲柄轴4与输出盘相联。 AO_1DO_3 和 O_1BO_3C 、 EO_2HO_4 和 O_2FO_4G 分别组成两组双曲柄机构,新型双曲柄内齿行星减速器始终处于双曲柄机构的“死点”位置工作,即 AO_1 与 DO_3 、 O_1B 与 O_3C 、 EO_2 与 HO_4 、 O_2F 与 O_4G 始终分别处于同一直线上。4个曲柄轴分别与4个行星轮固定连接,且第一级渐开线行星齿轮传动的中心轮总是同时和4个行星轮进行啮合传动,从而使得每个曲柄轴的运动都是确定的,因此能够消除机构顶死情况发生。

对新型双曲柄内齿行星减速器各传力构件进行拆分,取各构件为分离体,进行力分析^[5]。第一级渐开线行星齿轮传动的中心距用 a_0 表示;第二级渐开线少齿差行星齿轮传动的曲柄轴偏心距用 a 表示。取第一组传力机构为分离体,外齿环板1和外齿环板3受力的侧向视图如图4所示。

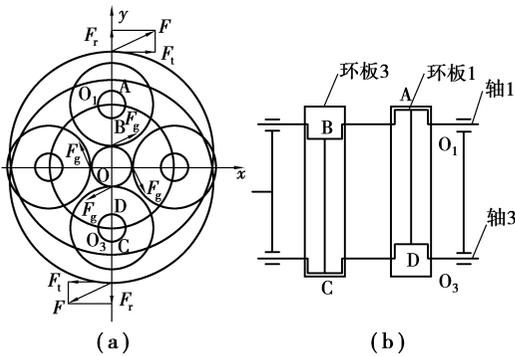


图4 第一组传力机构的受力简图

取外齿环板1为分离体,受力简图如图5(a)所示;取外齿环板3为分离体,受力简图如图5(b)所示。

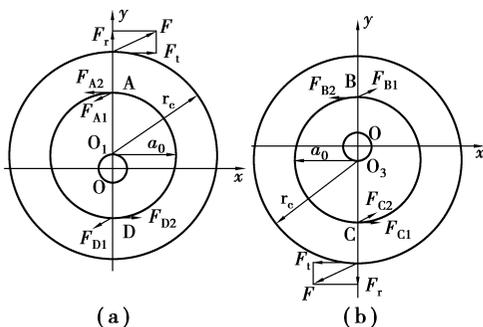


图5 外齿环板受力简图

图中: F 为内齿圈作用在外齿环板上的总合力,可分解为切向分力 F_t 和径向分力 F_r ;设总合力 F 与其切向分力 F_t 之间的夹角为 α ,则有

$$\left. \begin{aligned} F &= \sqrt{F_t^2 + F_r^2}, \\ \alpha &= \arctg \frac{F_r}{F_t}; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

F_{ij} 表示 i 点的作用力; $j=1$ 表示由 F 引起沿 F 方向的作用力, $j=2$ 表示由力矩 T_c 引起的作用力, T_c 计算如下

$$T_c = F_t \times r_c, \quad (3)$$

式中 r_c 为外齿环板节圆半径。

当曲柄轴转角为 θ 时,内齿圈作用在外齿环板上的力 F 可用矢量矩阵表示为

$$\mathbf{F} = F \begin{Bmatrix} \sin(\beta - \theta) \\ \cos(\beta - \theta) \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

β 为外齿环板转角,则2个曲柄轴作用在外齿环板上的力分别为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{F}_A &= \mathbf{F}_{A1} + \mathbf{F}_{A2} = \frac{\mathbf{F}}{4} + \frac{F_t \times r_c}{4a_0} \begin{Bmatrix} \sin 0^\circ \\ -\cos 0^\circ \end{Bmatrix}, \\ \mathbf{F}_D &= \mathbf{F}_{D1} + \mathbf{F}_{D2} = \frac{\mathbf{F}}{4} + \frac{F_t \times r_c}{4a_0} \begin{Bmatrix} \sin 180^\circ \\ -\cos 180^\circ \end{Bmatrix}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

外齿环板轴承上所受的力与曲柄轴作用在外齿环板上的力是作用力与反作用力的关系,因此,转臂轴承受力即可确定。

任取一曲柄轴及与其固联的行星轮为分离体,如图6所示。

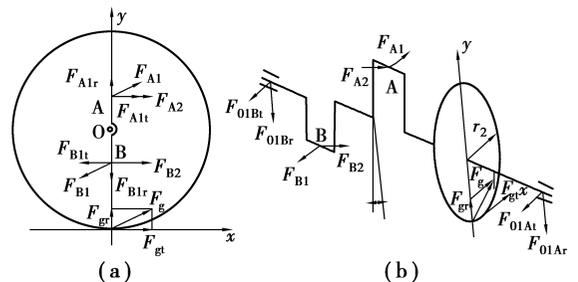


图6 曲柄轴及行星轮受力简图

由图6(a),可以根据力矩平衡方程得出

$$F_{gt} = \frac{(F_{A1t} + F_{B1t}) \times a}{r_2} = \frac{F_t \times a}{2r_2}, \quad (6)$$

式中: F_{gt} 为行星轮所受的切向力; F_{A1t} 为 F_{A1} 的切向分力; F_{B1t} 为 F_{B1} 的切向分力; r_2 为行星轮的节圆半径。

当作用力 F_A 、 F_B 和 F_{gt} 已知,而未知力只有曲

柄轴两端的支反力,由水平和垂直平面内的力和力矩平衡方程,即可解出支反力 F_{01A} 和 F_{01B} 。

而对于两端支承的整个输出机构,同样可由水平和垂直平面内的力和力矩平衡方程,求出输出机构支承轴承处的支反力。

通过编程可求出一对偏心曲轴上转臂轴承和支撑轴承受力情况,如图7所示。另一对偏心曲轴上转臂轴承和支撑轴承受力情况基本相同,相位相差 180° 。同一偏心曲轴上2个转臂轴承的载荷及变化趋势基本相同,相位相差 180° ,最大值132.4 N,最小值81.6 N,如图7(a)所示。同一根偏心轴上的两支轴承的载荷及变化趋势也基本相同,相位相差 180° ,轴承载荷变化相对较平缓,没有大的突变,表明该减速机有效地克服了死点,如图7(b)所示。

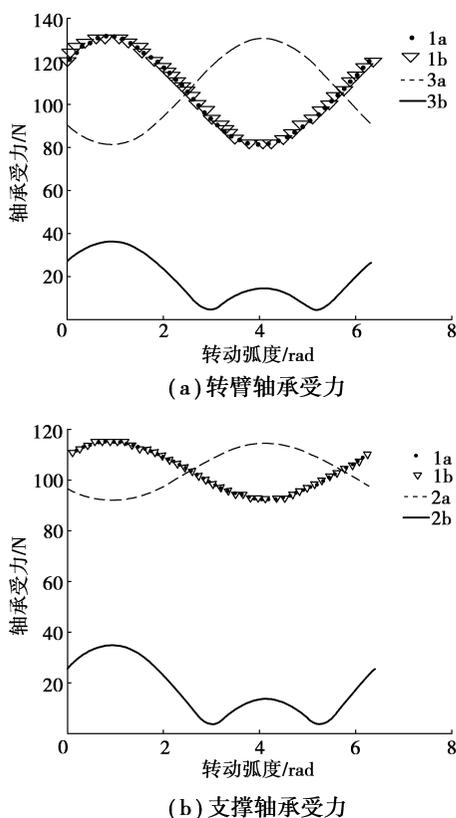


图7 各轴承载荷分布

3 新型双曲柄内齿行星减速器齿轮接触分析

内啮合传动在载荷作用下,变形使得实际接触齿对数要远大于理论重合度,传递载荷过程中,轮齿

的变形量大于一部分齿对的间隙,这些齿对接触并同时分担载荷,大大提高了整个齿轮传动装置的承载能力,同时齿轮的实际接触齿对数及接触应力,随着载荷的增大而相应增加,因而按常规的计算方法所得结果必然会比实际接触应力大。所以应用弹性有限元法对少齿差内啮合行星齿轮传动的实际接触齿对数的确定及接触应力计算具有重要意义。

3.1 基本假设

在进行齿轮接触应力与弯曲应力计算时作以下基本假设^[6-7]:

1) 齿轮材料是连续的、线性的和均匀的,即在文中分析的载荷范围内,齿轮的应力和应变呈线性关系;

2) 齿轮材料是各向同性的;

3) 齿面接触线上各点的变形均沿齿廓表面的法线方向,齿轮接触载荷沿法线方向;

4) 计算齿轮为无误差的理想齿轮,不计齿轮系统的热变形。

3.2 分析计算

基于上述假设,建立内啮合传动齿轮副的接触有限元分析模型。为减少计算规模,取齿轮的实际接触齿对附近的一部分来进行计算。对模型进行网格优化划分,重点接触区域加密,以反映齿廓形状及有效进行接触^[8]。采用8节点六面体实体单元划分,得到的网格模型如图8所示,内齿圈共48 380个单元,外齿环板共54 640个单元。

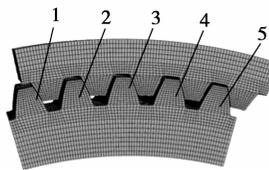
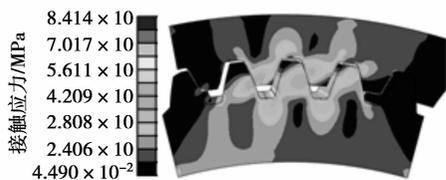


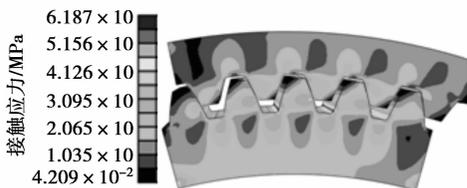
图8 第二级齿轮副接触有限元模型图

分析计算得到第二级啮合齿轮副在1 s内啮合过程的齿面接触应力如图9所示。从图中可以看出每个外齿环板共有5对齿接触并承担载荷。齿轮副啮合过程中齿面接触最大应力以及各齿对间的载荷分布关系,如表1所示。齿轮副在啮合过程中,第3对齿和第4对齿承担了主要的载荷,第2对齿和第5对齿承担的载荷约为第3对齿和第4对齿的30%~50%,第1对轮齿承担的载荷较小,而齿根部分最大

弯曲应力为 84.14 MPa。通过分析表明齿轮强度达到设计要求,但是接触应力较大,不够理想^[9-12]。



(a) $t=0.5$ s时的接触应力分布图



(b) $t=1$ s时的接触应力分布图

图 9 第二级啮合齿轮副接触应力分布图

表 1 各齿对载荷分配比例

时间 /s	第 1 对齿 /%	第 2 对齿 /%	第 3 对齿 /%	第 4 对齿 /%	第 5 对齿 /%	最大应力 /MPa
0.2	1.95	12.86	68.45	16.74	—	75.43
0.4	8.76	11.21	33.61	31.05	15.37	51.59
0.6	7.34	14.93	32.06	30.59	15.08	49.25
0.8	5.98	13.28	32.49	31.14	17.11	48.44

4 新型双曲柄内齿环行星减速器轮齿修形与有限元接触重分析

通过有限元分析得到的接触应力值虽然能满足设计要求,但不够理想。因此,为增加齿轮副的承载能力,提高齿轮传动的啮合特性,拓宽该减速器的应用范围,对内啮合齿轮副中外齿环板的轮齿进行了齿廓修形^[13-15]。

根据渐开线齿轮齿廓修形原理,依据 JB110—60 标准推荐值来确定最大修形量、修形长度。笔者采用 Yoshio、Terauchi 推荐的修形曲线公式,(取 $\beta=1.2$),即

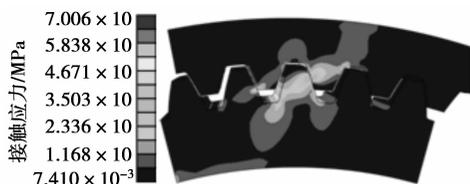
$$\Delta = \Delta_{\max} \left(\frac{x}{L} \right)^{1.2} \quad (7)$$

将修形曲线方程在 Matlab 软件里进行程序设计,可得到修形轮齿的齿形,如图 10 所示。

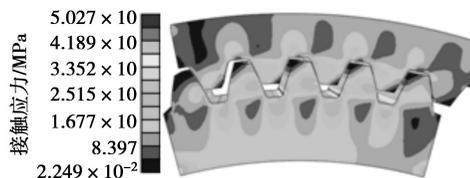


图 10 齿廓修形图

修形后重新建立其有限元分析模型并进行接触模拟,求解得其齿面接触应力分布^[6-12],如图 11 所示。



(a) $t=0.5$ s时的接触应力分布图



(b) $t=1$ s时的接触应力分布图

图 11 修形后第二级啮合齿轮副接触应力分布图

齿轮副啮合过程中齿面接触最大应力以及各齿对间的载荷分布关系如表 2 所示。

表 2 修形后各齿对载荷分配比例

时间 /s	第 1 对齿 /%	第 2 对齿 /%	第 3 对齿 /%	第 4 对齿 /%	第 5 对齿 /%	最大应力 /MPa
1	—	15.51	69.73	14.76	—	64.23
2	9.43	11.03	32.12	30.45	16.97	42.38
3	7.35	13.14	31.76	30.54	17.21	39.78
4	7.17	14.07	32.23	31.61	14.92	41.19

经过齿廓修形后,在额定负载作用下,轮齿的齿面接触应力得到了不同程度的降低,多齿对(5对)啮合状态,齿面接触最大应力降低了 17.8%。外齿环板的齿根部分最大弯曲应力为 70.06 MPa,比修形前降低了 16.7%。这表明,通过轮齿的齿廓修形,齿轮副的承载能力得到了提高,实现了齿轮修形的预期目的。

5 结 论

对新型双曲柄内齿行星传动的结构形式、传动原理进行了分析;对其各组成构件进行力学分析,得到了各构件的基本受力情况;利用有限元分析软件建立了内啮合传动齿轮副有限元接触分析模型,对其进行了接触分析计算,得出了在额定工况下的实际接触齿对数和齿面接触等效应力,验证了齿轮参数设计的正确性与可靠性;对新型双曲柄内齿行星减速器的内啮合传动齿轮副进行了轮齿修形,提高了传动齿轮副的承载能力。结论表明双曲柄环式减速传动具有结构简单、体积小、传动比大、传动效率高、承载和过载能力强等一系列优点,是一种值得推广的新型外齿环式减速器。

参考文献:

- [1] 戴红娟,周红良. 少齿差行星齿轮传动技术现状及发展[J]. 机械工程师, 2005(12):32-33.
DAI HONG-JUAN, ZHOU HONG-LIANG. Status and development of planetary gearing with small tooth number difference [J]. Mechanical Engineer, 2005(12):32-33.
- [2] ATHAVALE S M. Assembly strategies to reduce gear whine in planetary gear transmissions[J]. Technical Paper Society of Manufacturing Engineers, 2002, 186(2):1-7.
- [3] 朱才朝,黎利华,张磊,等. 新型外齿环板减速传动的研究[J]. 农业机械学报, 2008, 39(8):85-90.
ZHU CAI-CHAO, LI LI-HUA, ZHANG LEI, et al. Study of a new type reducer with external gear board[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8):85-90.
- [4] 段红杰,蒋玮. 四环减速器内齿环板的结构设计及力学性能分析[J]. 郑州轻工业学院学报, 2003, 18(1):3-6.
DUAN HONG-JIE, JIANG WEI. Structure design and force capability analysis for the driving ring board four-ring type of gear reducer[J]. Journal of Zhengzhou Institute of Light Industry, 2003, 18(1):3-6.
- [5] 宋轶民,张俊,郑奇斌,等. 双环减速器的弹性动态静力分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(10):122-126.
SONG YI-MIN, ZHANG JUN, ZHENG QI-BIN, et al. Elasto-quasi-static analysis of double-ring gear reducer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(10):122-126.
- [6] 廖洪富. 引入误差情况下的环板齿轮有限元接触分析[J]. 现代制造工程, 2006(1):77-80.
LIAO HONG-FU. Finite element analysis of inner teeth contact of plate under considering error condition [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2006(1):77-80.
- [7] 陶浩,段红杰. 四环减速器内齿环板的有限元分析[J]. 机械设计, 2003, 20(9):20-22.
TAO HAO, DUAN HONG-JIE. Finite element analysis on the inner-toothed ring plates of the four-ring typed gear reducer [J]. Journal of Machine Design, 2003, 20(9):20-22.
- [8] YANG J M, JIANG M, ZHANG C. Elasto-dynamics of internal gear planetary transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(10):1107-1125.
- [9] ALEKSANDROV V M, POZHARSKIY D A. Three-dimensional contact problems with friction and non-linear roughness taken into account [J]. Prikladnaya Matematikai Mekhanika, 2004, 68(3): 516-527.
- [10] ALEKSANDROV V M, BAZARENKO N A. The contact problem for a rectangle with stress-free side faces[J]. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2007, 71(2): 305-317.
- [11] CHEN D H, TANAKA M, SHANG G Z. Simulation of meshing and contact analysis of WN gears based on finite element method [J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 25(1):119-122.
- [12] LIU G, PARKER P G. Nonlinear dynamics of idler gear systems[J]. Nonlinear Dynamics, 2008, 53(4): 345-367.
- [13] TSAY M F, FONG Z H. Novel profile modification methodology for moulded face-gear drives[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2007, 221(6): 715-725.
- [14] ZHANG C, WANG S Y, SONG Y M, et al. Modification of parameters of planetary gear trains[J]. Journal of Tianjin University, 2005, 38(4): 283-287.
- [15] LI Z, MAO K. The tooth profile modification in gear manufacture [J]. Engineering and Digital Enterprise Technology, 2008, 30(1): 317-321.

(编辑 李胜春)