



DOI:10.13364/j.issn.1672-6510.20190111

数字出版日期: 2020-07-06; 数字出版网址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/12.1355.N.20200703.1741.001.html>

基于谐波齿轮传动的风阀执行器传动 结构与静力学分析

李彦启, 程立, 刘明涛, 刘合荣
(天津科技大学机械工程学院, 天津 300222)

摘要: 对风阀执行器的传动结构进行设计, 选择谐波齿轮传动为其传动结构. 首先对谐波齿轮传动进行方案选择和结构设计, 然后利用 SolidWorks 建立了机构的三维模型, 导入 ADAMS 中进行运动学仿真分析, 利用 ANSYS 进行静力学分析. 研究表明, 所设计的传动结构合理可靠, 可达到风阀执行器的设计要求.

关键词: 谐波齿轮传动; 风阀执行器; 运动学仿真; 静力学分析

中图分类号: TH132.4 文献标志码: A 文章编号: 1672-6510(2020)05-0060-06

Design and Static Analysis of Damper Actuator Drive Structure Based on Harmonic Gear Drive

LI Yanqi, CHENG Li, LIU Mingtao, LIU Herong

(College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China)

Abstract: The transmission structure of the damper actuator was designed, and the harmonic gear drive was selected as its transmission structure. Firstly, the scheme selection and structural design of the harmonic gear transmission were carried out. Then, a 3D model of the mechanism was established by using SolidWorks, kinematics simulation analysis was introduced into ADAMS, and a static analysis was performed with ANSYS. The research results show that the designed transmission structure is reasonable and reliable, and can meet the design requirements for the damper actuator.

Key words: harmonic gear drive; damper actuator; kinematics simulation; static analysis

风阀执行器是广泛应用于空调自动控制系统中的关键部件, 可按一定比例调节风道阀门开度以实现温度控制. 它以电能驱动电机, 通过多级齿轮放大将电能转化为机械能, 从而输出几 N·m 至几十 N·m 扭矩来调节阀门开度. 目前, 实际应用的风阀执行器多采用多级直齿圆柱齿轮传动, 零件个数多, 装配难度较大, 生产成本较高. 而谐波齿轮传动结构简单, 具有运动精度高、传动比大、体积小、质量轻、结构紧凑、承载能力大等特点, 并且齿面相对速度低、磨损小、运动平稳、噪声低, 因此设计基于谐波齿轮传动的风阀执行器具有十分广阔的应用前景.

在谐波齿轮传动方面, 许多学者进行相关的研究

工作. 文献[1]简要介绍谐波齿轮传动的原理、特点及应用, 详细分析目前谐波齿轮传动的研究重点及发展趋势. 文献[2]介绍谐波齿轮传动主要元件的设计方法. 文献[3]分析工程塑料作为谐波齿轮传动材料的优越性.

本文所研究的风阀执行器是基于谐波齿轮传动的全新设计. 参考前人的设计, 确定了风阀执行器的传动方案, 计算了各零部件参数并进行强度计算, 建立三维模型后, 利用 ADAMS 进行运动学仿真分析, 利用 ANSYS 对传动部件进行有限元静力学分析, 为谐波齿轮传动式风阀执行器的产品化提供了理论依据.

收稿日期: 2019-04-08; 修回日期: 2019-08-07

作者简介: 李彦启 (1971—), 男, 黑龙江人, 教授, lyqj@tust.edu.cn

1 传动方案的选择和结构设计

1.1 设计总体思路

设计总体思路可以概括如下:

(1) 传动比、最大输出扭矩、输入转速、体积、行程、运行时间、寿命、工作湿度、工作温度等为已知的原始数据. 根据已知参数, 确定传动方案.

(2) 根据所选择的传动方案, 选择齿数、模数等啮合参数.

(3) 选择波发生器、柔轮和刚轮的结构型式和材料, 并根据齿数、模数等完成各零部件结构设计.

(4) 进行理论计算, 包括轮齿工作面的耐磨计算和柔轮的疲劳强度计算, 若满足要求, 则进行下一步设计, 否则返回步骤(2)重新选择参数.

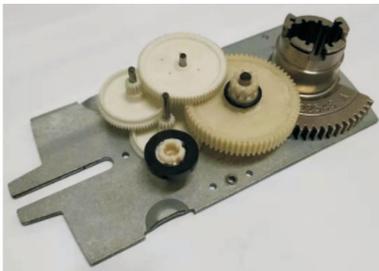
(5) 建立各零部件的三维模型并进行装配.

(6) 在 ADAMS 中建立柔性体的 MNF 文件, 建立刚柔耦合模型, 进行运动学仿真. 若满足要求, 进入下一步设计, 否则返回步骤(5)重新建模装配.

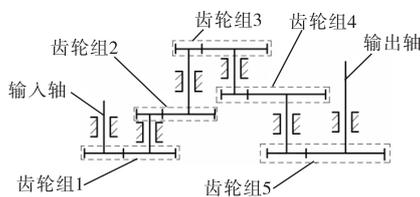
(7) 对传动部件进行有限元分析. 满足要求, 则进行加工, 否则返回步骤(2)重新选择方案和参数.

1.2 风阀执行器原方案分析

风阀执行器原方案的传动机构如图 1 所示.



(a) 某风阀执行器传动机构



(b) 原方案机构传动简图

图 1 风阀执行器原方案传动机构

Fig. 1 Transmission mechanism of the original scheme of damper actuator

通过分析可知, 为实现大传动比的输出, 该风阀执行器采用了多级圆柱齿轮传动. 这种设计虽能达到输出要求, 但因齿轮的个数较多、尺寸较小且其所用材料为工程塑料, 故每级齿轮均要求较高的制造精

度, 生产成本较高.

1.3 传动方案

对于大传动比的谐波齿轮传动, 主要有以下 3 种传动方案.

第一种是将第一级的柔轮与第二级的波发生器相连, 第二级柔轮固定, 两级刚轮相连输出; 第二种是第一级的刚轮与第二级的波发生器相连, 第二级刚轮固定, 两级柔轮相连输出; 第三种是两级柔轮和波发生器共用, 第一级刚轮固定, 第二级刚轮输出. 对三种传动方案进行对比分析可知, 第一种传动方案径向尺寸较大, 第二种传动方案轴向尺寸较大, 第三种传动方案体积较为均衡, 虽效率较低, 但由于风阀执行器为非连续性运动且输出扭矩相对较小, 经综合考虑, 选择第三种方案为设计方案.

风阀执行器传动结构传动原理如图 2 所示. 为达到风阀执行器转向输出要求, 在波齿轮传动后增加锥齿轮传动. 谐波齿轮传动部分为内啮复波传动, 其中柔轮为两排不同齿数外啮齿组成, 并在相同波发生器作用下产生波形变形, 第一级刚轮固定, 第二级刚轮输出, 第二级刚轮通过轴将动力传递到锥齿轮, 作为锥齿轮的输入, 从动锥齿轮作为最终输出.

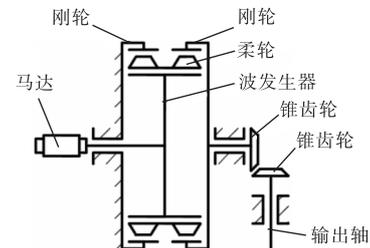


图 2 风阀执行器传动结构传动简图

Fig. 2 Damper actuator drive transmission diagram

1.4 主要参数

以某型号风阀执行器为原型机进行设计, 其主要参数见表 1.

表 1 某风阀执行器主要参数

Tab. 1 Main parameters of the damper actuator

参数	数值
输入转速 $n_1 / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1 191
传动比 i	7 143
输出转矩 $T / (\text{N} \cdot \text{m})$	15
尺寸/mm	134 × 66 × 62
运行时间/s	30, 45, 90, 180
行程/ $^\circ$	95
寿命/循环	60 000
工作湿度/%	5 ~ 95
正常工作温度/ $^\circ\text{C}$	-30 ~ 55
存储温度/ $^\circ\text{C}$	-40 ~ 60

参考文献[2]对谐波齿轮传动进行啮合分析和几何计算,可得样机主要参数见表2.

表2 样机主要参数

Tab. 2 Main parameters of the prototype

参数	数值
基准齿形角 $\alpha_0/(\circ)$	20
谐波齿轮模数 m_1	0.3
柔轮变位系数 x_R	3.07
刚轮变位系数 x_G	3.09
第一级柔轮齿数 Z_{R1}	168
第二级柔轮齿数 Z_{R2}	170
固定刚轮齿数 Z_3	170
输出刚轮齿数 Z_4	172
锥齿轮模数 m_2	1
主动锥齿轮齿数 Z_5	16
从动锥齿轮齿数 Z_6	32
柔轮内径 d_R/mm	41.36
筒体长度 L/mm	28.03
刚轮外径 d_G/mm	57.9
外环外径 d_{Ww}/mm	41.36
内环内径 d_{Nn}/mm	30.24
滚珠直径 d_q/mm	4.14
滚珠数 $N_q/\text{个}$	23

凸轮为标准椭圆凸轮,其廓线的极坐标方程为

$$\rho_H = (a_H b_H) / \sqrt{(a_H \sin \varphi_H)^2 + (b_H \cos \varphi_H)^2} \quad (1)$$

式中: ρ_H 为廓线上任意点的极径; φ_H 为廓线上任意点的极角; 凸轮的长半轴 $a_H = 15.44 \text{ mm}$; 凸轮的短半轴 $b_H = 14.84 \text{ mm}$.

2 材料选择与强度计算

谐波齿轮传动失效的主要形式为柔轮的疲劳断裂、齿面磨损和传动构件滑移等,构件滑移可以通过合理选择啮合参数和波发生器结构形式等措施来解决,故分析谐波齿轮传动的工作能力主要针对柔轮进行强度计算.

2.1 材料选择

谐波齿轮传动中的柔轮是承受反复弹性变形的薄壁元件,除要求具有一定的强度外,还要求良好的弹性和足够的冲击性.一般用高性能的合金钢来制造柔轮,但这样就存在工艺性差、制造困难和热处理要求严格等缺点,使得谐波齿轮传动装置造价较高.如果用工程塑料制造柔轮,既可取代昂贵的合金钢,又能一次注射成型,解决了工艺性差、制造困难等问题,而且其他零件亦可用工程塑料制造,这样将大大降低风阀执行器的制造成本.

参考文献[3]通过对谐波齿轮减速器常用塑料的

性能参数进行对比,并结合风阀执行器工况条件,最终选择尼龙 1010 作为柔轮和柔性轴承的材料,选择均聚甲醛为刚轮和锥齿轮等其他构件的材料.这两种材料不仅能满足性能要求,而且在吸水率、热导率等方面也满足工作环境要求.尼龙 1010 和均聚甲醛主要性能参数见表3.

表3 尼龙 1010和均聚甲醛主要性能参数

Tab. 3 Main performance parameters of Nylon 1010 and poly formaldehyde

参数	数值	
	尼龙 1010	均聚甲醛
弹性模量 E/GPa	1.6	2.9
拉伸强度 σ_b/MPa	55	70
弯曲强度 σ_s/MPa	85	98
剪切强度 σ_c/MPa	42	65
压缩强度 s/MPa	79	125
疲劳强度 σ_{-1}/MPa	24	35

2.2 柔轮的强度计算

根据谐波齿轮传动的失效形式,参考文献[4]和[5]中的计算公式,对柔轮进行齿面磨损计算、疲劳强度计算和筒体稳定性计算.齿面比压计算各参数及参数值见表4,安全系数计算各参数及参数值见表5.

表4 齿面比压计算各参数值

Tab. 4 Tooth surface pressure calculation parameters

参数	数值
计算载荷系数 K	1
作用在柔轮上的转矩 $T_1/(\text{N}\cdot\text{m})$	20
啮合齿数占总齿数的百分数 $\varepsilon/\%$	50
齿宽系数 ϕ_d	0.21
柔轮分度圆直径 d_1/mm	50.4
齿廓工作段高度 h_n/mm	0.45
全啮合工作齿数 Z_v	21
齿面比压 p/MPa	8.12
许用比压 p_p/MPa	8

$p \approx p_p$, 因而齿面耐磨条件满足.

表5 安全系数计算各参数值

Tab. 5 Safety factor calculating parameter values

参数	数值
正应力应力幅 σ_a/MPa	13.69
正应力平均应力 σ_m/MPa	0
切应力应力幅 τ_a/MPa	3.24
切应力平均应力 τ_m/MPa	3.24
材料在对称循环时的弯曲疲劳极限 σ_{-1}/MPa	85
材料在对称循环时的剪切疲劳极限 τ_{-1}/MPa	42
考虑轮齿影响正应力有效应力的集中系数 K_σ	2.2
切应力的有效应力集中系数 K_τ/MPa	1.76
正应力作用时的安全系数 S_σ	2.82
切应力作用时的安全系数 S_τ	6.62
安全性系数计算值 S	3
许用安全系数 $S_{[S]}$	1.5

$S > S_{[许]}$, 所以柔轮疲劳强度足够。

为防止受载过大时柔轮筒体失稳, 故需对柔轮筒体的稳定性进行校核. 柔轮筒体不失稳的条件^[1]为

$$\tau_{cr} > \tau_{TC} \quad (2)$$

$$\tau_{cr} / \tau_T \geq 2 \quad (3)$$

经计算可得: 柔轮剖切面上扭转剪应力临界值 $\tau_{cr} = 168.23 \text{ MPa}$, 由柔轮的传递载荷所产生的剪应力 $\tau_T = 1.48 \text{ MPa}$, 由作用在柔轮上的转矩所产生的剪应力 $\tau_{TC} = 3.31 \text{ MPa}$, 故 $\tau_{cr} > \tau_{TC}$, $\tau_{cr} / \tau_T = 114 \gg 2$. 由此可见, 柔轮不会失稳。

3 机构运动学仿真

3.1 建立虚拟样机模型

在 SolidWorks 中建立机构的三维模型, 如图 3 所示。

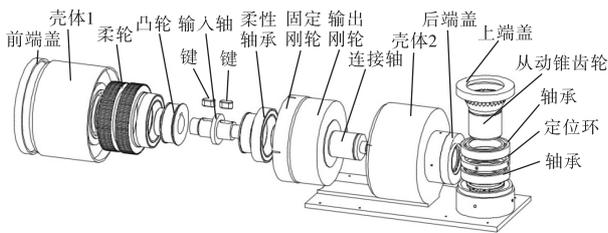


图3 三维装配体爆炸图

Fig. 3 3D assembly explosion diagram

将 SolidWorks 中建立的机构三维模型保存为 parasolid 格式, 导入 Adams/View 中. 参考文献[6]在 Adams/View 中定义各零件的材料属性。

虚拟样机模型导入 ADAMS 后, 各零部件间是相互独立的, 因此需在各零部件间添加相应的约束。

(1) 施加固定副: ①壳体 2 与大地固定; ②前端盖、壳体 1、后端盖与上端盖固定形成机壳组件; ③固定刚轮与壳体 2 固定; ④键与输入轴固定; ⑤凸轮与键固定; ⑥轴承内环与凸轮、保持架与轴承内环、滚珠与保持架、轴承外环与保持架固定并形成波发生器组件; ⑦柔轮 1 与柔轮 2 形成柔轮; ⑧输出刚轮与连接轴、连接轴与锥齿轮固定。

(2) 施加旋转副: ①输入轴与大地施加旋转副; ②轴承外环与大地施加旋转副; ③柔轮 1 与大地施加旋转副; ④柔轮 2 与大地施加旋转副; ⑤输出刚轮与大地施加旋转副; ⑥锥齿轮与大地施加旋转副; ⑦从动锥齿轮与大地施加旋转副。

(3) 施加耦合副: ①通过对轴承外环旋转副和柔轮 1 旋转副施加耦合副将波发生器的运动和力传递

给柔轮; ②通过对柔轮 2 旋转副与输出刚轮旋转副施加耦合副将柔轮的运动和力传递给输出组件; ③通过对锥齿轮旋转副与从动锥齿轮旋转副施加耦合副实现最终输出。

(4) 施加驱动: 对输入轴旋转副施加驱动。

(5) 施加力: 对从动锥齿轮施加负载力矩。

由于电机的转出转速为 1191 r/min ($7146 \text{ }^\circ/\text{s}$), 所以在输入轴上加载驱动运动转速为 $7146 \text{ }^\circ/\text{s}$; 为了防止转速突变和输出转速不稳定, 利用 STEP 函数使驱动转速在 0.1 s 内从 0 增加到 $7146 \text{ }^\circ/\text{s}$, 函数为 $\text{Step}(\text{time}, 0, 0, 0.1, 7146 \text{ d})$, 其中参数 time 为时间变量。

3.2 运动学仿真结果

设置完成后进行运动学仿真, 得到了其转速图如图 4 所示。

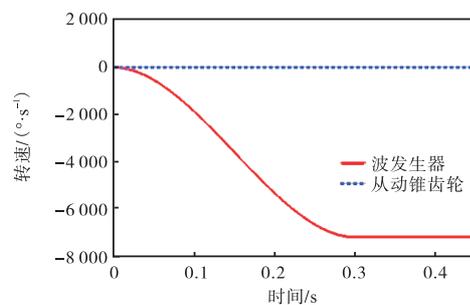


图4 转速仿真结果

Fig. 4 Speed simulation results

分析转速仿真结果可知: 波发生器带动柔轮 1, 柔轮 1 与固定刚轮啮合, 会导致波发生器与柔轮 1 转速相反, 柔轮 2 带动输出刚轮, 输出刚轮带动锥齿轮 1, 锥齿轮 1 带动锥齿轮 2 方向均相同. 仿真结果表明转速方向符合运动规律, 波发生器与输出锥齿轮转速之比为 14448 , 表明转速大小也符合运动规律, 故可认为所建模型正确, 可为后续风阀执行器的结构改进及动力学设计等提供模型基础。

4 传动部件的有限元静力学分析

4.1 有限元模型的建立

参考文献[7-10]对传动部件进行有限元静力学分析, 为了提高计算效率, 在满足所需分析计算精度和硬件环境下, 对传动部件进行合理的简化, 如将波发生器简化为一个零件. 首先对模型定义材料, 材料类型为 2.1 节中所定义的材料; 其次对其划分网格; 然后分别在柔轮与波发生器外表面、柔轮 1 轮齿与固

定刚轮轮齿间、柔轮 2 轮齿与输出刚轮轮齿间、主动锥齿轮轮齿和从动锥齿轮轮齿间建立接触对,并将摩擦因数设置为 0.1,接触行为为对称接触行为,接触算法为扩展拉格朗日算法,柔轮与波发生器的法向刚度设置为 0.1,其余法向刚度设置为 1;再在固定刚轮上施加固定约束,在柔轮的端面上施加轴向的零位移约束,在输出刚轮和从动锥齿轮上施加圆柱约束;在从动锥齿轮的内孔上添加负载扭转矩,其大小为 45 N·m. 建立传动部件的有限元模型如图 5 所示.

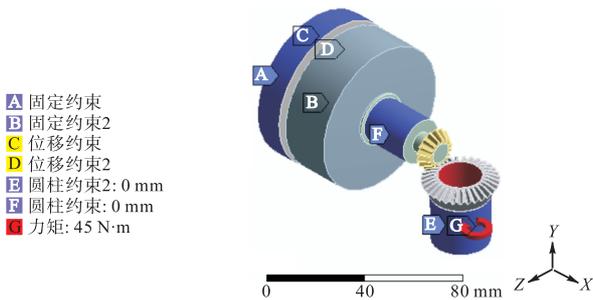


图 5 传动部件的有限元模型

Fig. 5 Finite element mechanical model of transmission components

4.2 传动部件静力学分析结果

通过对传动部件的结构静力学分析求解后,得到了其位移变形图和应力应变分布图,位移和应力的最大值见表 6,传动部件承载受力分析图如图 6 所示. 当负载为 45 N·m 时,整体传动部件的位移变形和应力的最大值都在输出锥齿轮上,负载扭矩直接作用于其上,且最大主应力主要分布在输出锥齿轮齿面上,因为此处有较大的曲率变化,容易应力集中. 最大等效应力为 11.521 MPa,略低于锥齿轮材料均聚甲醛的许用应力 11.67 MPa,故本机构能承受的最大负载为 45 N·m,远大于原风阀执行器的 15 N·m.

表 6 位移和应力的最值

Tab. 6 Maximum and minimum values of displacement and stress

参数	最大值	最小值
总位移变形/mm	0.023 467	0
等效应力/MPa	11.521	4.347×10^{-10}
最大主应力/MPa	14.682	-1.007
最小主应力/MPa	3.538	-12.159

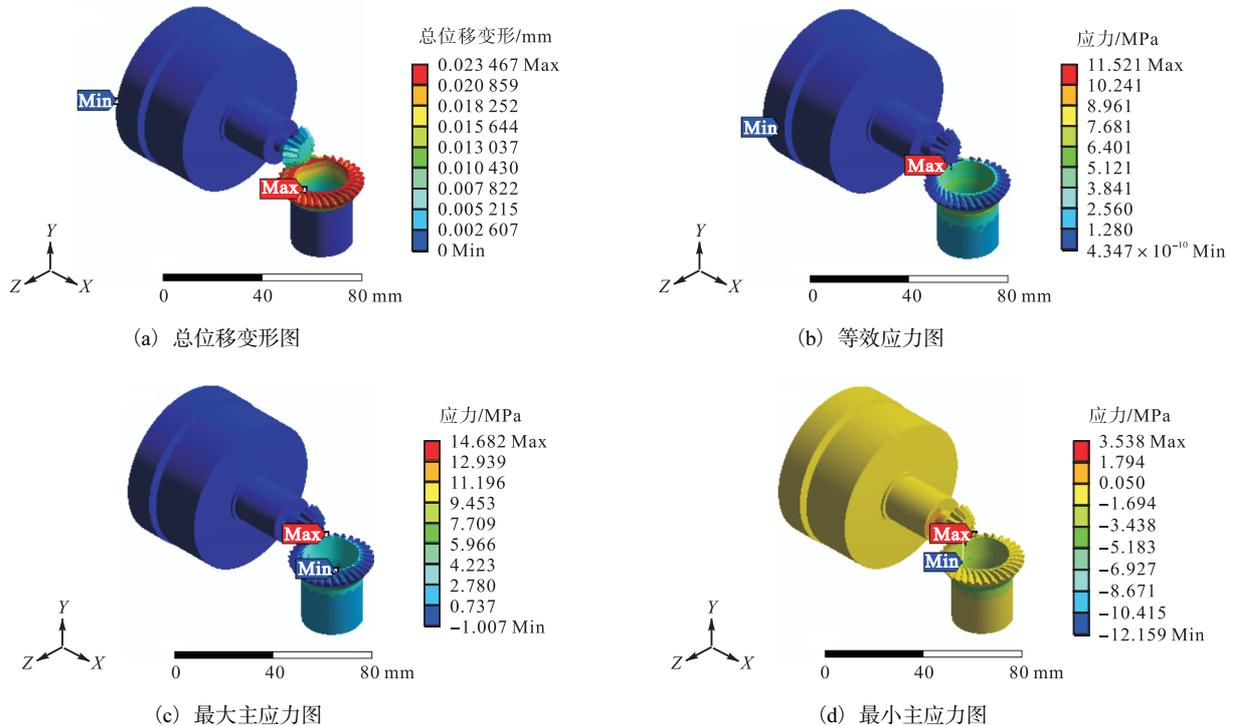


图 6 传动部件承载受力分析图

Fig. 6 Analysis of transmission parts bearing force

5 结 语

对原风阀执行器方案进行分析,确定谐波齿轮传

动的传动方案,并分别对柔轮、刚轮和波发生器等进行详细的结构设计;对核心部件柔轮进行轮齿工作面磨损计算及应力分析,结果表明柔轮强度满足要求. 建立刚柔耦合模型,进行运动学仿真,验证了模型的

正确性;对传动部件进行有限元静力学分析,得出最大负载是原风阀执行器的3倍。

参考文献:

- [1] 王瑞锋,张立勇,张建伟,等. 谐波齿轮传动概述[J]. 机械传动,2019,43(1):171-176.
- [2] 胡满红,马长安. 谐波齿轮主要元件的设计[J]. 机械管理开发,2005(6):1-2.
- [3] 闫艳红. 塑料谐波齿轮传动结构尺寸的优化设计[J]. 机械设计,2002,19(10):38-40.
- [4] 肖前进,贾宏光. 齿啮式谐波传动中短环型柔轮变形及应力[J]. 塑性工程学报,2012,19(6):28-34.
- [5] 李秋芳,程凯,钟健. 谐波齿轮传动柔轮变形与变形力研究[J]. 机械设计,2008,25(11):48-50.
- [6] 田林,徐世杰. 谐波齿轮几何模型参数优化及ADAMS仿真研究[J]. 工程图学学报,2011,32(6):57-61.
- [7] 张功学,马车. 谐波减速器的柔轮应力及疲劳强度分析[J]. 煤炭技术,2018,37(3):209-212.
- [8] 付军锋,董海军,沈允文. 谐波齿轮传动中柔轮应力的有限元分析[J]. 中国机械工程,2007,18(18):2210-2214.
- [9] 严锋,杨为,段成财,等. 谐波减速器柔轮的疲劳寿命分析[J]. 现代制造工程,2013(10):17-19.
- [10] 张超,王少萍,邵靖宇. 基于ANSYS的谐波齿轮减速器疲劳寿命仿真分析[J]. 液压气动与密封,2012,32(8):72-74.

责任编辑:周建军

(上接第24页)

- 烯复合材料催化臭氧降解苯酚的研究[J]. 环境工程,2016,34(7):56-60.
- [15] Nawrocki J. Catalytic ozonation in water: Controversies and questions. Discussion paper[J]. Applied Catalysis B Environmental, 2013, 142/143(5):465-471.
- [16] Sun Q, Li L, Yan H, et al. Influence of the surface hydroxyl groups of MnO_x/SBA-15 on heterogeneous catalytic ozonation of oxalic acid[J]. Chemical Engineering Journal, 2014, 242(8):348-356.
- [17] 臧兴杰,张华,石锐,等. Mn(II)/O₃降解草酸作用机制的定量解析[J]. 化工学报,2009,60(2):428-434.
- [18] Huang Y, Cui C, Zhang D, et al. Heterogeneous catalytic ozonation of dibutyl phthalate in aqueous solution in the presence of iron-loaded activated carbon[J]. Chemosphere, 2015, 119:295-301.
- [19] Qi F, Chu W, Xu B. Ozonation of phenacetin in associated with a magnetic catalyst CuFe₂O₄: The reaction and transformation[J]. Chemical Engineering Journal, 2015, 262:552-562.
- [20] 谭超,张开仕,贺革,等. 复杂化学反应体系独立反应数的确定[J]. 宜宾学院学报,2010,10(6):65-67.

责任编辑:周建军

(上接第31页)

- groups on adsorption of copper(II) ions from aqueous solution[J]. Langmuir, 1999, 15(18):6117-6122.
- [22] Chen J P, Wu S, Chong K H. Surface modification of a granular activated carbon by citric acid for enhancement of copper adsorption[J]. Carbon, 2003, 41(10):1979-1986.
- [23] Ho Y S, McKay G. Pseudo-second order model for sorption processes[J]. Process Biochemistry, 1999, 34(5):451-465.
- [24] Wu F C, Tseng R L, Juang R S. Initial behavior of intraparticle diffusion model used in the description of adsorption kinetics[J]. Chemical Engineering Journal, 2009, 153(1/2/3):1-8.
- [25] Tong K S, Kassim M J, Azraa A. Adsorption of copper ion from its aqueous solution by a novel biosorbent *Uncaria gambir*: Equilibrium, kinetics, and thermodynamic studies[J]. Chemical Engineering Journal, 2011, 170(1):145-153.
- [26] Feng N C, Guo X Y, Liang S. Adsorption study of copper(II) by chemically modified orange peel[J]. Journal of Hazardous Materials, 2009, 164(2/3):1286-1292.

责任编辑:周建军