



引用格式:程华祥,陈捷. 二级行星减速器传动系统的动力学研究[J]. 轻工学报,2019,34(6):96-102.

中图分类号:TH132 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2019.06.013

文章编号:2096-1553(2019)06-0096-07

二级行星减速器传动系统的动力学研究

Study on the dynamics of two-stage planetary reducer transmission system

程华祥,陈捷

CHENG Huaxiang, CHEN Jie

南京工业大学 机械与动力工程学院,江苏 南京 211816

College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China

关键词:

行星减速器;动力学仿真;阻尼系数;啮合冲击

Key words:

planetary reducer;
dynamics simulation;
damping factor;
meshing impact

摘要:针对实际工况下行走式减速器齿轮传动不平稳导致的较大振动和噪声问题,以二级行星减速器为对象,通过 Pro/E 软件建立三维模型,基于多体动力学仿真软件 ADAMS 建立动力学模型,对减速器传动系统进行动力学研究.结果表明:根据推导的传动比公式,进行各部件理论转速与仿真转速对比,验证了该模型的正确性.对多组阻尼系数进行仿真分析可知,适当的阻尼系数能提高系统的稳定性,最优阻尼系数为 0.1%K. 基于最优阻尼系数进行动力学仿真分析可知,二级行星轮与齿圈啮合冲击是振动的主要来源.在实际生产中,可以通过选择不同的润滑方式来减小齿轮啮合冲击.

收稿日期:2019-05-22

基金项目:国家自然科学基金项目(51635003)

作者简介:程华祥(1994—),男,安徽省池州市人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为机械动力学仿真.

通信作者:陈捷(1971—),女,云南省保山市人,南京工业大学教授,主要研究方向为测试与控制理论、设备寿命检测与健康监测.

Abstract: In order to solve the problem of large vibration and noise caused by the unsteady gear transmission of the traveling reducer under actual working conditions, the two-stage planetary reducer was taken as the object. A three-dimensional model was established through Pro/E software and a dynamic model was established based on the multi-body dynamics simulation software ADAMS to study the dynamics of the reducer transmission system. The results showed that according to the formula of transmission ratio, the theoretical speed of each component was compared with the simulation speed, and the correctness of the model was verified. The simulation analysis of multi-group damping coefficients showed that appropriate damping coefficients could improve the stability of the system, and the optimal damping coefficient was 0.1% K . According to the dynamic simulation analysis based on the optimal damping coefficient, the meshing impact of the secondary planetary wheel and gear ring were the main source of vibration. In actual production, different lubrication methods could be selected to reduce the meshing impact of the gear.

0 引言

目前,行走式减速器被广泛应用于推土机、起重机、挖掘机等各种机械工具类车辆的行走驱动.行走式减速器通常有定轴齿轮结构和行星齿轮结构.相对于定轴减速器,行星减速器采用行星齿轮传动,具有体积小、结构紧凑、传动效率高等特点^[1].

通常,行星减速器工作环境恶劣,传动系统有较大振动和噪声,需从轮齿受力方面分析减速器的振动特性.朱芸等^[2]基于集中参数法建立齿轮传动系统的动力学模型,计算了其轴承处的加速度响应,并与台架试验测试结果进行对比,彼此一致性较好,验证了该建模理论的可靠性.钟伟楠^[3]基于集中参数法,建立了18自由度的动力学模型,对系统的振动响应进行分析发现,系统振动信号的耦合现象与系统的固有特性和输入转速有关.迟壮^[4]基于有限元分析方法,利用ANSYS软件的APDL参数化语言完成了减速器三维建模的前处理,并通过接触力的定义来模拟啮合过程,发现啮合过程中存在冲击、不均载等现象.王占贵等^[5]利用ANSYS-Workbench对行星减速器进行瞬态动力学分析,研究了齿轮系统部件的应力、应变、速度和加速度随着时间的瞬态响应变化.T. M. Ericson等^[6]运用实验模态法研究了行星齿轮

的力学特性,并分别验证了集中参数法和有限元分析方法的可行性.代东昌等^[7]提出运用Hertz接触理论求轮齿接触力的建模方法,研究发现,当载荷较小时,轮齿间会产生碰撞振动的现象,随着转速的增加,碰撞力幅值逐渐增大;随着负载逐渐增加,齿面依次经历了双侧碰撞、单侧碰撞、正常啮合3个阶段.秦涛等^[8]基于虚拟样机技术,建立了齿轮传动系统动力学模型,设置了3种不同间隙进行仿真分析发现,间隙的存在会造成输出和啮合力的明显振荡.以上对齿轮传动系统的动力学分析方法中,集中参数法形象直观、易于建模,但是求解结果不可靠;有限元分析方法精度很高,但是需要考虑的因素较多,过程比较复杂,运算量大.

鉴于此,本文拟基于虚拟样机技术,联合Pro/E和ADAMS软件建立二级行星减速器的动力学模型,分析轮齿啮合力对振动特性的影响,以期为行星减速器的稳定性和可靠性研究提供理论依据和参考.

1 二级行星减速器的基本结构

二级行星减速器被用于行走式工程机械,其结构简图和各齿轮参数如图1和表1所示(其中, a_i 表示*i*级太阳轮, b_i 表示*i*级太阳轮内齿圈, c_i 表示*i*级行星轮, x_i 表示*i*级行星架, $i=1,2$).二级齿轮传动均由1个太阳轮、3个行

星轮和1个齿圈组成,其中齿圈1与齿圈2固定,因此转速相等.动力由花键套输入,传给太阳轮1,经齿轮啮合传给行星架1,由于行星架1与太阳轮2固定,行星架1又将动力传输到太阳轮2.行星架2固定,动力由齿圈输出,实现减速增矩.减速器的传动比计算如下.

假设给齿圈一个大小相等、方向相反的角度,使齿圈相对静止,由太阳轮输入、齿圈输出,转化成太阳轮输入、行星架输出.根据行星齿轮公式^[9]计算可得以下公式.

$$\text{第一级: } i_{a_1x_1}^{b_1} = 1 - i_{a_1b_1}^{x_1} = 1 + \frac{z_{b_1}}{z_{a_1}}$$

$$\text{第二级: } i_{a_2x_2}^{b_2} = 1 - i_{a_2b_2}^{x_2} = 1 + \frac{z_{b_2}}{z_{a_2}}$$

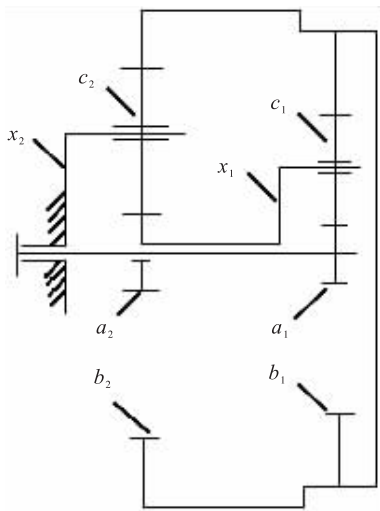


图1 二级行星减速器结构简图

Fig.1 Structure diagram of two-stage planetary reducer

表1 二级行星减速器各齿轮参数

Table 1 Parameters of each gear of the two-stage planetary reducer

名称	齿数	模数	齿顶高系数	顶隙系数
一级太阳轮	11	3	1	0.25
一级行星轮	38	3	1	0.25
一级内齿圈	88	3	1	0.25
二级太阳轮	18	5	1	0.25
二级行星轮	25	5	1	0.25
二级内齿圈	69	5	1	0.25

转化机构总的传动比为

$$i_{ax}^b = i_{a_1x_1}^{b_1} \times i_{a_2x_2}^{b_2}$$

实际传动比为

$$i_{\text{实}} = i_{ab}^x = 1 - i_{ax}^b$$

根据表1中的数据,可得出实际传动比 $i_{\text{实}} = 42.5$.

2 动力学模型的建立

通过 Pro/E 软件进行三维建模,导出 X. T. 文件,保证其导入到 ADAMS 中的完整性.在 ADAMS 中配置参数建立的二级行星减速器动力学模型如图2所示.

2.1 约束参数的设置

花键套与太阳轮1,行星架1与太阳轮2,行星架2与地面,齿圈1与齿圈2施加固定副.花键套与地面、行星轮与行星架、行星架与地面、齿圈1与地面施加旋转副.

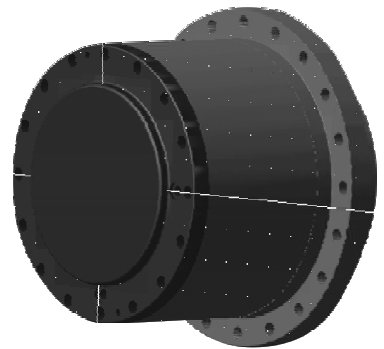


图2 二级行星减速器动力学模型

Fig.2 Dynamic model of two-stage planetary reducer

2.2 接触力参数设置

冲击函数法是根据 Impact 函数来计算接触力,而接触力则是由相互切入的弹性力和相对速度的阻尼力组成^[10].接触力公式为

$$F = \begin{cases} Kx^e + \text{step}(x, 0, 0, d_{\max}, C_{\max}) \frac{dx}{dt} & x \geq 0 \\ 0 & x < 0 \end{cases}$$

其中, K 为接触刚度系数; x 为接触渗透量; e 为非线性力指数; d_{\max} 为最大允许穿透深度; C_{\max}

为最大接触阻尼系数.

根据 Hertz 理论计算刚度系数^[11]:

$$K = \frac{4}{3} R^{\frac{1}{2}} E^*$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - V_1^2}{E_1} + \frac{1 - V_2^2}{E_2}$$

其中, R_1, R_2 分别为两齿轮的曲率半径; E_1, E_2 分别为两齿轮所用材料的弹性模量; V_1, V_2 分别为两齿轮所用材料的泊松比; R, E^* 分别为一对啮合齿轮的整体啮合半径和弹性模量.

查阅相关文献^[12], 金属材料的非线性力指数一般取 1.5 较为合适. 根据表 1 中的齿轮尺寸参数可知, 最大允许穿透深度为 0.1 mm, 最大接触阻尼系数一般为 0.01% $K \sim 1\% K$.

3 二级行星减速器仿真分析

3.1 转速仿真分析

设置太阳轮 1 驱动速度为 1400 r/min, 可得函数表达式为 $step(time, 0, 0 D, 0.1, 8400 D)$, 表示在 0 ~ 0.1 s 范围内, 驱动转速从 0 r/min 增加到 1400 r/min 后进行匀速旋转, 仿真时间 5 s, 期间各齿轮的角速度变化情况如图 3 和图 4 所示.

由图 3 和图 4 可以看出, 太阳轮 1 在 0.1 s 后匀速旋转; 行星架 1 在 0.1 s 后的角速度幅值有轻微波动, 说明齿轮传递动力受到了啮合冲击; 内齿圈 1 在 0.1 s 后角速度运行平稳, 说明减速器的整体运行稳定. 对应的各部件角速度值对比见表 2. 由表 2 可知, 各部件角速度仿真

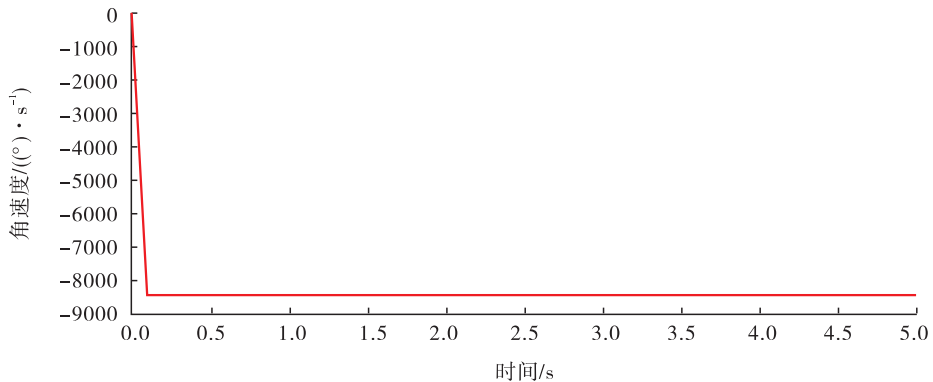


图 3 太阳轮 1 角速度变化情况

Fig. 3 The angular velocity of the solar wheel 1

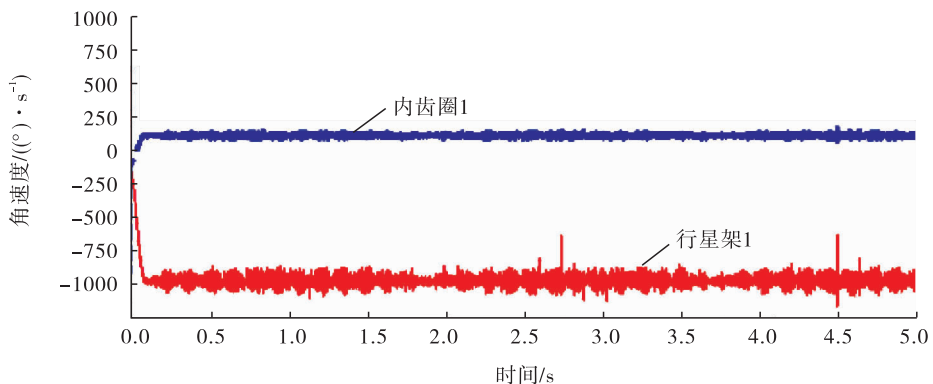


图 4 行星架 1 和内齿圈 1 角速度变化情况

Fig. 4 Angular velocity change of planetary frame 1 and gear ring 1

值与理论值的最大误差不超过 1% ,验证了基于 ADAMS 软件建立的模型的正确性.

3.2 阻尼系数仿真分析

保持其他参数不变,设置阻尼系数分别为 0.01% K,0.1% K,1% K 进行仿真,对应的齿圈

表 2 各部件角速度值对比

Table 2 Comparison of angular velocity of each component

部件	理论值 $/(r \cdot \min^{-1})$	仿真值 $/(r \cdot \min^{-1})$	误差/%
太阳轮 1	1400	1400	0
行星架 1	126.20	125.98	0.23
内齿圈 1	32.94	32.82	0.36
总传动比	42.50	42.66	0.38

输出角速度如图 5 所示.

由图 5 可以看出,当阻尼系数 $C = 0.01\% K$ 时,齿圈角速度值波动较大,齿圈运动不平稳;当阻尼系数 $C = 0.1\% K$ 时,角速度值平缓,齿圈输出速度稳定;当阻尼系数 $C = 1\% K$ 时,角速度值波动明显,齿圈输出转速不稳定. 综上可知,适当增大齿轮间的啮合阻尼有助于增加齿圈运动的平稳性,但阻尼系数过大或过小都会导致齿圈运动不平稳.

3.3 啮合力仿真分析

设置驱动速度为 1400 r/min,负载为 100 000 N · m,太阳轮与行星轮属于外啮合,行星轮与齿圈属于内啮合,各级齿轮啮合力的仿真结果如图 6—图 9 所示.

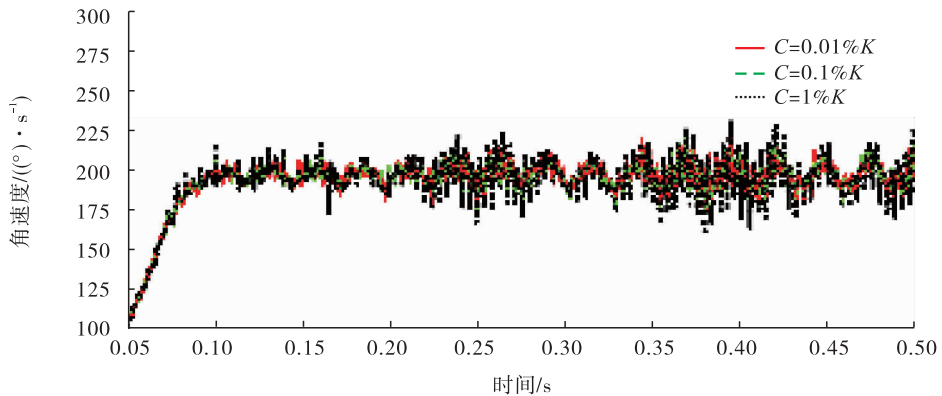


图 5 各阻尼参数对应齿圈输出角速度

Fig. 5 Each damping parameter corresponding to the output angular velocity of the gear ring

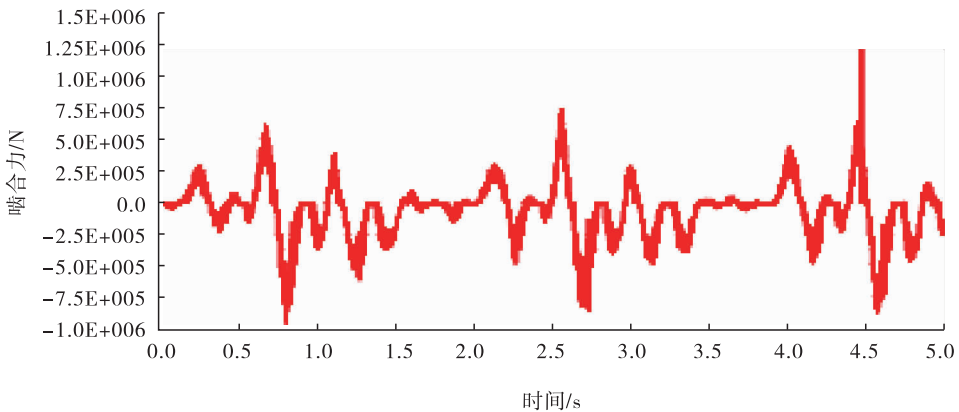


图 6 一级外啮合力图

Fig. 6 External meshing diagram of first order

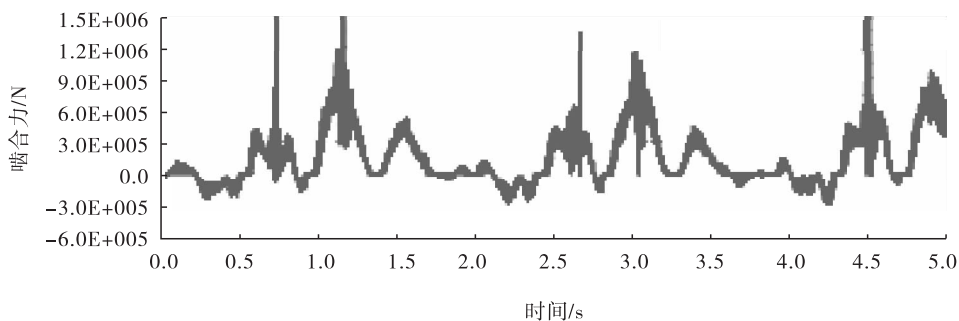


图7 一级内啮合力图

Fig. 7 Internal meshing diagram of first order

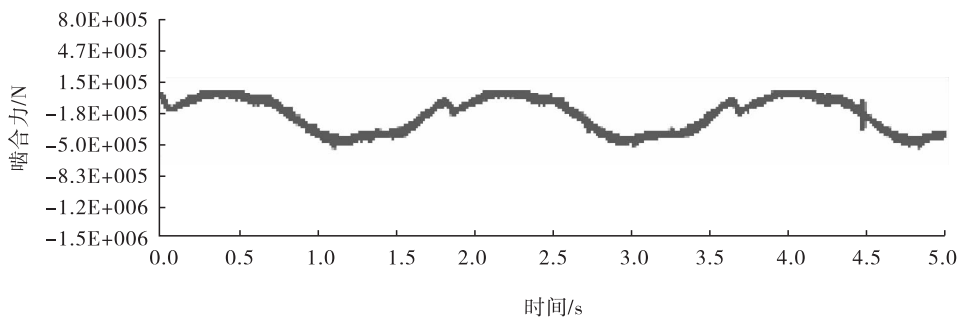


图8 二级外啮合力图

Fig. 8 Secondary external meshing force diagram

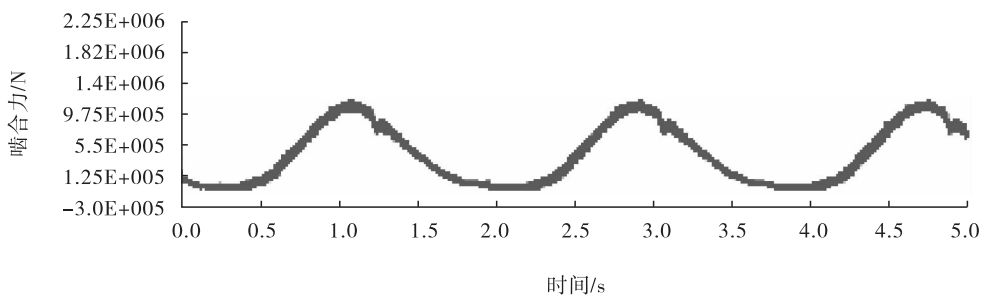


图9 二级内啮合力图

Fig. 9 Secondary internal meshing force diagram

由图6—图9可以看出,轮齿外啮合和内啮合的啮合力呈现周期性变化.由于一级传动是太阳轮输入,行星架和齿圈同时输出,导致动力分配不均,出现啮合力变化大、曲线总体波动较大的现象.二级齿轮啮合曲线平缓、变化平稳,说明受力均匀,承载能力强,低速级受力大,符合功率平衡的要求.内啮合的啮合力明显大于外啮合的啮合力,说明刚度系数越大,行星轮和齿圈受力更大,相对更容易发生故障.对二级

内啮合力的时域图进行FFT变换,得到的二级内啮合频域图如图10所示.

由图10可以看出,啮合力出现波峰的频率为37.87 Hz,75.74 Hz,113.61 Hz,151.48 Hz,189.35 Hz,227.22 Hz,264.09 Hz,正好对应啮合频率37.87 Hz的一倍频及其多倍频.这表明二级行星轮与齿圈的啮合冲击是传动系统不稳定的主要来源,可以通过减小啮合冲击来降低减速器振动.实际工况下,可以采用不同的润滑

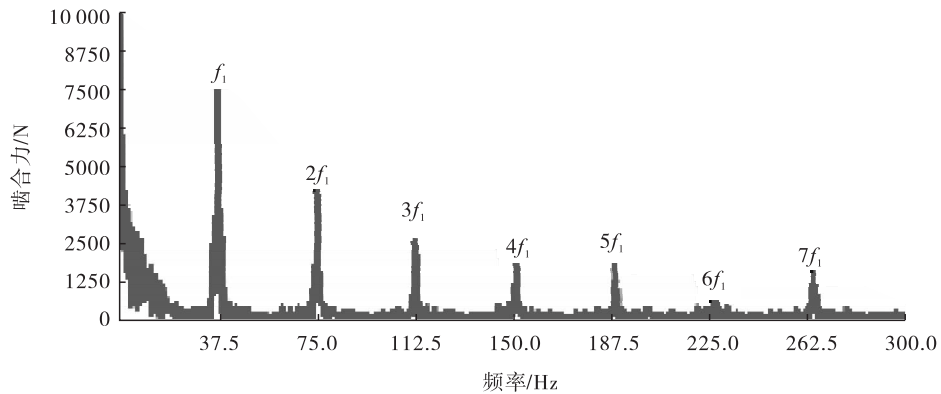


图 10 二级内啮合频域图

Fig. 10 Secondary internal meshing frequency domain diagram

方式来达到降低减速器振动造成的影响。

4 结语

本文针对行走式减速器齿轮传动不平稳产生的较大振动和噪声问题,基于虚拟样机技术,建立了二级行星减速器的动力学模型,并对其传动系统进行了动力学研究,即研究了转速、阻尼系数和啮合力对减速器平稳性的影响。根据推导的传动比公式,将理论转速与仿真转速进行对比,其最大误差不超过1%,验证了该模型的正确性。对多组阻尼系数仿真分析可知,齿轮副间适当的阻尼系数能提高系统的稳定性,最佳阻尼系数为0.1%K。基于最优阻尼系数进行动力学仿真分析得出,啮合力出现波峰的频率正好对应啮合频率37.87 Hz的一倍频及其多倍频,因此,二级行星轮与齿圈的啮合冲击是振动的主要来源。在实际生产中,可以通过不同的润滑方式来减小齿轮的啮合冲击。该结果为行走式减速器下一步的结构优化与工程分析提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 陈芳,李长胜. 基于 LMS Virtual Lab 行星减速器齿轮力学性能仿真[J]. 煤矿机械,2019,40(2):157.
- [2] 朱芸,尤强强. 齿轮传动系统建模与动态响应

特性分析[J]. 机械传动,2018,42(10):154.

- [3] 钟伟楠. 基于集中参数模型齿轮传动系统振动仿真与实验研究[D]. 广州:华南理工大学,2018.
- [4] 迟壮. 基于有限元的行星减速器参数化动力学建模[J]. 中国民航大学学报,2018,36(5):56.
- [5] 王占贵,霍明明. ANSYS Workbench 在带式输送机传动减速器瞬态动力学分析[J]. 煤矿机械,2019,40(2):69.
- [6] ERICSON T M, PARKER R G. Planetary gear modal vibration experiments and correlation against lumped-parameter and finite element models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013,332(9):2350.
- [7] 代东昌,周建星,张建杰,等. 齿轮传动系统碰撞振动特性研究[J]. 机械设计与制造,2019(1):8.
- [8] 秦涛,孟凡净,刘德政. 基于虚拟样机技术的行星齿轮传动系统仿真分析[J]. 制造业自动化,2018,40(1):51.
- [9] 饶振纲. 行星齿轮传动设计[M]. 2版. 北京:化学工业出版社,2014.
- [10] 郭延鑫,韩振南,常慧贞,等. 风电齿轮箱轮齿裂纹故障建模与仿真研究[J]. 机械设计与制造,2019(4):99.
- [11] 高准,杨瑞超,李良. 基于 Hertz 接触力模型的齿轮传动系统力学分析与仿真[J]. 机械工程师,2018(10):125.
- [12] 吴学勤. 行星齿轮传动的故障动力学研究[D]. 南昌:南昌航空大学,2017.