

太阳轮轴承支撑刚度对行星齿轮传动系统均载特性的影响规律

王娟¹, 苏阔¹, 张立勇¹, 孙尚贞², 李同杰^{1*}

¹安徽科技学院机械工程学院, 安徽 凤阳

²蚌埠市行星工程机械有限公司, 安徽 蚌埠

收稿日期: 2022年4月20日; 录用日期: 2022年5月10日; 发布日期: 2022年5月18日

摘要

本文建立了单排2K-H型行星齿轮减速机的动力学模型, 推导了其振动微分方程。以某实验用减速机参数为仿真参数, 对支撑刚度对行星齿轮传动系统均载特性的影响规律进行了仿真研究。结果发现: 采用较小的太阳轮轴承支撑刚度可以优化系统内啮合副的均载特性, 较小的支撑刚度, 就意味着中心件具有一定的浮动效果, 从而可以优化均载特性。

关键词

行星齿轮传动, 太阳轮刚度, 均载特性

Influence Law of Sun Wheel Bearing Support Stiffness on the Uniform Load Characteristics of Planetary Gear Transmission System

Juan Wang¹, Kuo Su¹, Liyong Zhang¹, Shangzhen Sun², Tongjie Li^{1*}

¹College of Botany, Anhui Science and Technology University, Fengyang Anhui

²Bengbu Planet Engineer Machinery Co., Ltd, Bengbu Anhui

Received: Apr. 20th, 2022; accepted: May 10th, 2022; published: May 18th, 2022

Abstract

In this paper, the dynamics model of a single-row 2K-H planetary gear reducer is established, and

*通讯作者。

文章引用: 王娟, 苏阔, 张立勇, 孙尚贞, 李同杰. 太阳轮轴承支撑刚度对行星齿轮传动系统均载特性的影响规律[J]. 机械工程与技术, 2022, 11(3): 195-203. DOI: 10.12677/met.2022.113023

its vibration differential equations are derived. Using the parameters of an experimental gearbox as simulation parameters, a simulation study was conducted on the influence law of support stiffness on the equal load characteristics of the planetary gear transmission system. It is found that the use of a smaller support stiffness of the sun wheel bearing can optimize the equal load characteristics of the internal meshing pair of the system, and a smaller support stiffness means that the center member has a certain floating effect, which can optimize the equal load characteristics.

Keywords

Planetary Gearing, Sun Wheel Stiffness, Uniform Load Characteristics

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

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



Open Access

1. 引言

行星齿轮传动固有的功率分流优势使其在航空、船舶、起重机械、隧道掘进等大功率(高速重载)传动中被广泛应用。在行星齿轮传动系统中引入均载设计思想,可以在不增加制造和装配精度的前提下进一步降低减速机的振动与噪声,增加传动平稳性,是行星齿轮传动品质提升的新希望。所以,行星齿轮传动的均载特性研究已经成为目前专家学者的一个研究热点。

在行星齿轮传动系统的均载与动力学设计中,影响因素有很多如果能从中找出影响系统均载特性的主要因素,并通过分析得到其变化规律,将会为整个传动系统的均载与动力学设计提供重要的理论基础和参考价值[1]-[6]。

本报告以试验用单排行星齿轮机构为例,参照给定的基本参数,通过改变太阳轮支撑刚度值,定性分析了行星齿轮传动系统太阳轮刚度对行星轮系均载特性的影响规律。

1.1. 行星齿轮机构的力学模型

试验用行星轮系传动简图以及力学模型分别如图 1 和图 2 所示。图中,1 为输入端,2 为行星轮,3 为行星架,4 为输出端,5 为中心轮,6 为太阳轮。[7]

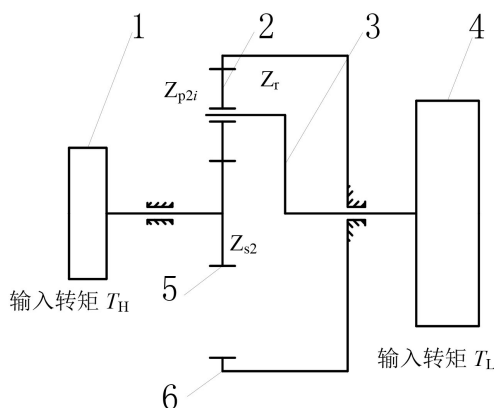


Figure 1. Sketch of the transmission of planetary gear system

图 1. 行星齿轮传动系统传动简图

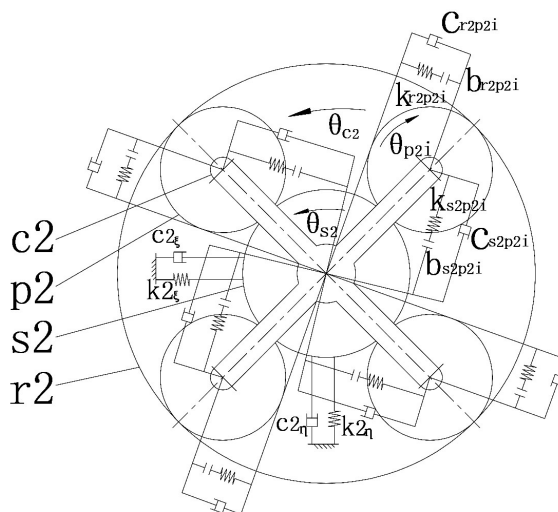


Figure 2. Dynamics model of planetary gearing system
图 2. 行星齿轮传动系统动力学模型

模型中太阳轮可以浮动，各参数的取值如表 1 和表 2 所示。

Table 1. Main parameters of the system
表 1. 系统的主要参数

系统参数 system parameters	系统参数数值 system parameter values
系统功率(kW)	5.5
输入轴转速(r/min)	1500
行星轮个数	4
外啮合齿侧间隙(μm)	1~100
内啮合齿侧间隙(μm)	1~100
外啮合啮合刚度的最大最小值(N/m)	6.8262×10^8 ; 3.9×10^8
内啮合啮合刚度的最大最小值(N/m)	7.8953×10^8 ; 4.1×10^8
模数(mm)	3
压力角($^\circ$)	20
	29
齿数	31
	91
	76
	20

1.2. 试验用单排行星齿轮机构的运动微分方程

假设系统的径向跳动公差(偏心误差)、同轴度误差(安装误差)以及齿轮误差(齿频误差)均为正弦变化，其变化幅值分别以 F 、 A 、 e_a 来表示，将以上各误差投影到各路啮合线上并叠加，可得内外路啮合副的综合啮合误差 $e_{spi}(t)$ 和 $e_{rpi}(t)$ 为

Table 2. Main error parameters of the system
表 2. 系统的主要误差参数

	齿圈径向跳动公差 F_r (μm) radial runout tolerance of gear ring F_r	同轴度误差(μm) coaxiality error	轮齿误差(μm) gearing error
s2	4	3	2.8
p2	2.8	2.8	2.6
c2	6	3	/
r2	4	6	2.8

$$\left\{ \begin{aligned} e_{s2pi}(t) &= e_{a_{s2pi}} \sin(\omega t + \beta_{s2i}) + F_{s2} \sin\left[\omega_{s2c}t + \beta_{s2} - \frac{2\pi(i-1)}{N} + \alpha\right] + F_{p2i} \sin(\omega_{p2c}t + \beta_{p2i} + \alpha) \\ &\quad + A_{s2} \sin\left(-\omega_{c2}t + \gamma_{s2} + \alpha - \frac{2\pi(i-1)}{N}\right) + A_{p2i} \sin(\gamma_{p2i} + \alpha) \\ e_{r2pi}(t) &= e_{a_{r2pi}} \sin(\omega t + \beta_{r2i}) + F_{p2i} \sin(\omega_{p2c}t + \beta_{p2i} + \alpha) \\ &\quad - F_{r2} \sin\left[\omega_{r2c}t + \beta_{r2} - \frac{2\pi(i-1)}{N} + \alpha\right] + A_{p2i} \sin(\gamma_{p2i} - \alpha) \end{aligned} \right. \quad (1)$$

式中，脚标 $s2pi$ ：行星排第 i 路外齿轮副；脚标 $r2pi$ ：行星排第 i 路内齿轮副； β_{s2i} ：第二路行星排第 i 路外齿轮副上静传递误差变化的初相位； β_{r2i} ：行星排第 i 路内齿轮副上静传递误差变化的初相位； β_{s2} ：行星排太阳轮偏心误差变化的初相位； β_{r2} ：行星排内齿圈偏心误差变化的初相位； β_{p2i} ：行星排第 i 路行星轮偏心误差变化的初相位； γ_{s2r} ：行星排同路外内啮合副之间的相位差； γ_{s2} ：行星排同路太阳轮安装误差的除相位差； γ_{p2i} ：行星排同路第 i 个行星轮安装误差的除相位差。

以行星架的中心为坐标原点，纵、横坐标轴固结在行星架上，建立与行星架一起转动的动坐标系。若以 ξ_{s2} 、 η_{s2} 表示太阳轮在动坐标系上的横向、纵向位移，则转化到啮合线上的等价位移可由下式确定

$$x_{s2di} = -\xi_{s2} \sin(\varphi_i - \alpha) + \eta_{s2} \cos(\varphi_i - \alpha) \quad (2)$$

式中， φ_i ：第 i 个行星轮相对于 ξ_{s2} 轴的初始角度， $\varphi_i = 2\pi(i-1)/4$ 。

令太阳轮与第 i ($i=1,2,3,4$) 个行星轮之间的齿隙为 b_{s2p2i} ，综合啮合误差为 e_{s2p2i} ；内齿轮与第 i 个行星轮之间的齿隙为 b_{r2p2i} ，综合啮合误差为 e_{r2p2i} ，并以 F_{s2p2i} 与 F_{r2p2i} 分别表示太阳轮和内齿轮与第 i 个行星轮之间的啮合力，则

$$F_{s2p2i} = k_{s2p2i} f(x_{s2p2i} + x_{s2di} - e_{s2p2i}, b_{s2p2i}) \quad (3)$$

$$F_{r2p2i} = k_{r2p2i} f(x_{r2p2i} - e_{r2p2i}, b_{r2p2i}) \quad (4)$$

式中， k_{s2p2i} 和 k_{r2p2i} 分别表示太阳轮和内齿轮与第 i 个行星轮之间的啮合刚度； f 表示间隙非线性函数。

以 $F_{s2p2i,d}$ 和 $F_{r2p2i,d}$ 分别表示太阳轮和内齿轮与第 i 个行星轮之间的啮合阻尼力，则

$$F_{s2p2i,d} = c_{s2p2i} (\dot{x}_{s2p2i} + \dot{x}_{s2di} - \dot{e}_{s2p2i}) \quad (5)$$

$$F_{r2p2i,d} = c_{r2p2i} (\dot{x}_{r2p2i} - \dot{e}_{r2p2i}) \quad (6)$$

式中， c_{s2p2i} 和 c_{r2p2i} 分别表示太阳轮和内齿轮与第 i 个行星轮之间的阻尼系数。

应用拉格朗日方程，可以推导系统的运动微分方程如下

$$\begin{aligned}
 m_{h,eq}\ddot{x}_h + c_{hs2,eq}x_{hs2} + k_{hs2,eq}x_{hs2} &= F_h \\
 m_{s2,eq}\ddot{x}_{s2} - c_{hs2,eq}\dot{x}_{hs2} + \sum_{i=1}^4 F_{s2p2i}^d - k_{hs2,eq}x_{hs2} + \sum_{i=1}^4 F_{s2p2i} &= 0 \\
 m_{s2}\ddot{\xi}_{s2} + c2_{\xi}\dot{\xi}_{s2} - \sum_{i=1}^4 F_{s2p2i}^d \sin(\varphi_i - \alpha) + k2_{\xi}\xi_{s2} - \sum_{i=1}^4 F_{s2p2i} \sin(\varphi_i - \alpha) &= 0 \\
 m_{s2}\ddot{\eta}_{s2} + c2_{\eta}\dot{\eta}_{s2} + \sum_{i=1}^4 F_{s2p2i}^d \cos(\varphi_i - \alpha) + k2_{\eta}\eta_{s2} + \sum_{i=1}^4 F_{s2p2i} \cos(\varphi_i - \alpha) &= 0 \\
 m_{pi,eq}\ddot{x}_{p2i} - F_{s2p2i}^d + F_{r2p2i}^d - F_{s2p2i} + F_{r2p2i} &= 0 \\
 m_{c,eq}\ddot{x}_c - \sum_{i=1}^4 F_{s2p2i}^d - \sum_{i=1}^4 F_{r2p2i}^d + c_{cl,eq}\dot{x}_{cl} - \sum_{i=1}^4 F_{s2p2i} - \sum_{i=1}^4 F_{r2p2i} + k_{cl,eq}x_{cl} &= 0 \\
 m_{l,eq}\ddot{x}_l - c_{cl,eq}\dot{x}_{cl} - k_{cl,eq}x_l &= -F_l \\
 m_{c2,eq} &= \frac{I_{c2}}{r_{bc2}^2} + 3 \frac{m_{p2}}{\cos^2 \alpha} \\
 m_{h,eq} &= \frac{I_h}{r_{bs2}^2} \quad m_{s2,eq} = \frac{I_{s2}}{r_{bs2}^2} \\
 m_{l,eq} &= \frac{I_h}{r_{bc}^2} \quad m_{pi,eq} = \frac{I_{pi}}{r_{bp}^2} \\
 k_{hs2,eq} &= \frac{k_{bs2}}{r_{bs2}^2} \quad k_{cl,eq} = \frac{k_{cl}}{r_{bc}^2} \\
 c_{hs2,eq} &= \frac{c_{hs2}}{r_{bs2}^2} \quad c_{cl,eq} = \frac{c_{cl}}{r_{bc}^2} \\
 F &= \frac{T_h}{r_{bs}} \quad F_l = \frac{T_l}{r_{bc}} \\
 i &= 1, 2, 3
 \end{aligned} \tag{7}$$

式中： I ：转动惯量； m ：齿轮的实际质量； m_{eq} ：当量质量； T_h, T_l ：输入、输出转矩； F_h, F_l ：转化到输入、输出端的等价啮合力； k_{hs2}, k_{c2l} ：输入端与太阳轮之间、输出端与行星架之间的扭转刚度； $k_{hs2,eq}, k_{cl,eq}$ ： K_{hs2} 、 K_{c2l} 在相应啮合作用线上的当量刚度值； $k2_{\xi}, k2_{\eta}$ ：太阳轮轴在太阳轮安装处的水平方向、垂直方向支承刚度； $c2_{\xi}, c2_{\eta}$ ：阳轮轴在太阳轮安装处的水平方向、垂直方向阻尼系数； c_{hs2}, c_{cl} ：输入端与太阳轮之间、输出端与行星架之间的阻尼系数； $c_{hs2,eq}, c_{cl,eq}$ —— c_{hs2} 、 c_{cl} 在相应啮合作用线上的当量阻尼系数。

以下将分别考查太阳轮输入转速 n_s ，轴承支撑刚度 k ，内外副齿侧间隙 b_{spi} 、 b_{rpi} ，齿频误差幅值 E_a 、安装误差幅值 A 、偏心误差幅值 E 对系统均载特性的影响。

2. 单排行星机构均载特性的计算与分析

轴承支撑刚度对系统均载特性的影响

当计算参数为： $n_s = 1500$ r/min， $k = 3 \times 10^6$ N/m， $k_{esi} = 0.05$ ， $b_{spi} = 1 \times 10^{-8}$ m， $b_{rpi} = 3 \times 10^{-8}$ m， $b_c = 1 \times 10^{-8}$ m， $E_a = 2.2 \times 10^{-8}$ m， $A_p = 2.4 \times 10^{-8}$ m， $A_s = 2 \times 10^{-8}$ m， $A_r = 2 \times 10^{-8}$ m， $E_s = 2.5 \times 10^{-8}$ m， $E_c = 2.9 \times 10^{-8}$ m， $E_r = 3 \times 10^{-8}$ m。

当计算参数为： $n_s = 1500$ r/min， $k = 3 \times 10^7$ N/m， $k_{esi} = 0.05$ ， $b_{spi} = 1 \times 10^{-8}$ m， $b_{rpi} = 3 \times 10^{-8}$ m， $b_c = 1 \times 10^{-8}$ m， $E_a = 2.2 \times 10^{-8}$ m， $A_p = 2.4 \times 10^{-8}$ m， $A_s = 2 \times 10^{-8}$ m， $A_r = 2 \times 10^{-8}$ m， $E_s = 2.5 \times 10^{-8}$ m， $E_c = 2.9 \times 10^{-8}$ m， $E_r = 3 \times 10^{-8}$ m。

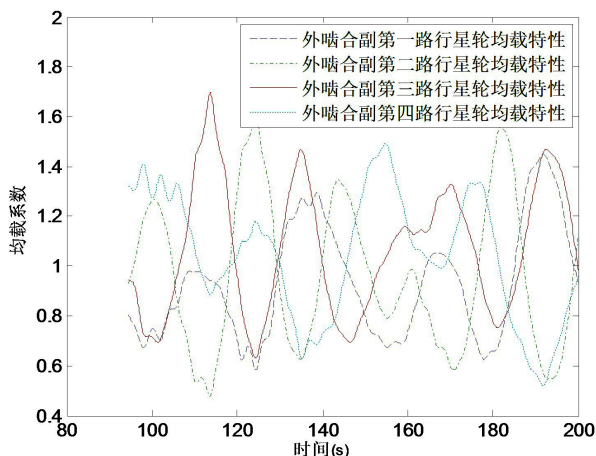


Figure 3. Riation of the mean load coefficient when the bearing support stiffness is 3×10^6 N/m

图 3. 轴承支撑刚度为 3×10^6 N/m 均载系数变化情况

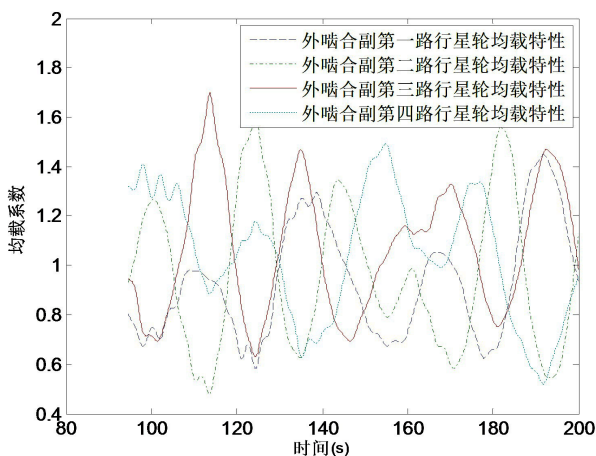


Figure 4. Bearing support stiffness of 3×10^6 N/m external meshing vice dynamic load variation

图 4. 轴承支撑刚度为 3×10^6 N/m 外啮合副动载荷变化情况

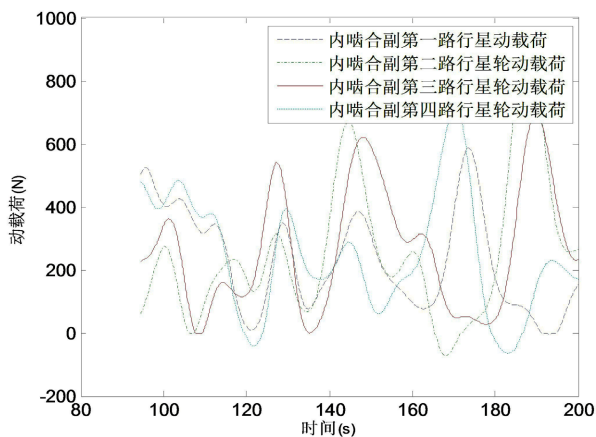


Figure 5. Variation of dynamic load on the internal meshing pair when the bearing support stiffness is 3×10^6 N/m

图 5. 轴承支撑刚度为 3×10^6 N/m 时内啮合副动载荷变化情况

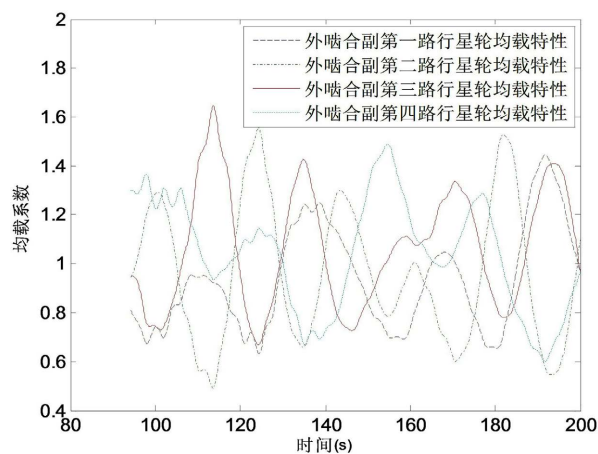


Figure 6. Variation of the mean load coefficient when the bearing support stiffness is 3×10^7 N/m

图 6. 轴承支撑刚度为 3×10^7 N/m 时均载系数变化情况

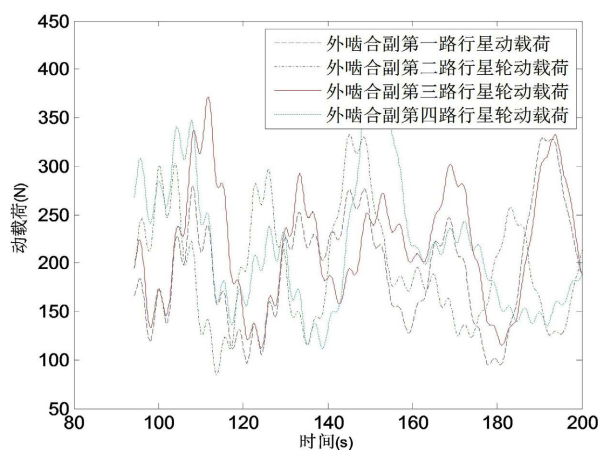


Figure 7. Variation of dynamic load on the outer meshing pair when the bearing support stiffness is 3×10^7 N/m

图 7. 轴承支撑刚度为 3×10^7 N/m 时外啮合副动载荷变化情况

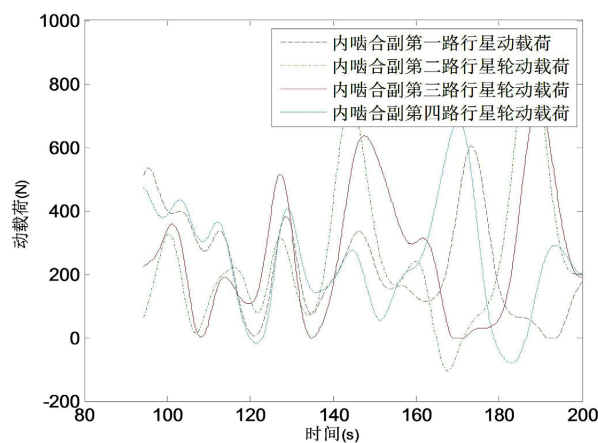


Figure 8. Variation of dynamic load on the internal meshing pair when the bearing support stiffness is 3×10^7 N/m

图 8. 轴承支撑刚度为 3×10^7 N/m 时内啮合副动载荷变化情况

当计算参数为: $n_s = 1500$ r/min, $k = 3 \times 10^8$ N/m, $k_{esi} = 0.05$, $b_{spi} = 1 \times 10^{-8}$ m, $b_{rpi} = 3 \times 10^{-8}$ m, $b_c = 1 \times 10^{-8}$ m, $E_a = 2.2 \times 10^{-8}$ m, $A_p = 2.4 \times 10^{-8}$ m, $A_s = 2 \times 10^{-8}$ m, $A_r = 2 \times 10^{-8}$ m, $E_s = 2.5 \times 10^{-8}$ m, $E_c = 2.9 \times 10^{-8}$ m, $E_r = 3 \times 10^{-8}$ m。

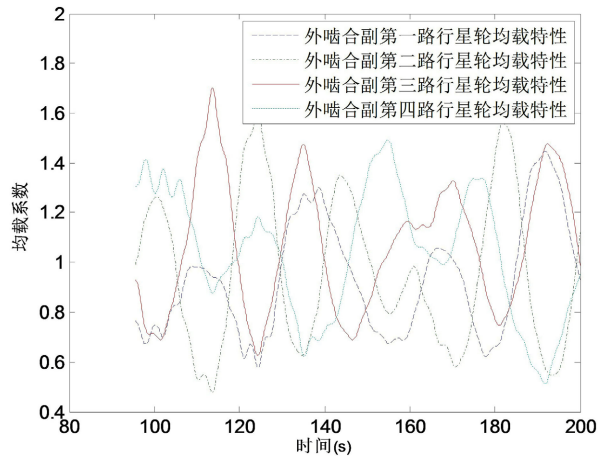


Figure 9. Variation of the average load factor when the bearing support stiffness is 3×10^8 N/m

图 9. 轴承支撑刚度为 3×10^8 N/m 时均载系数变化情况

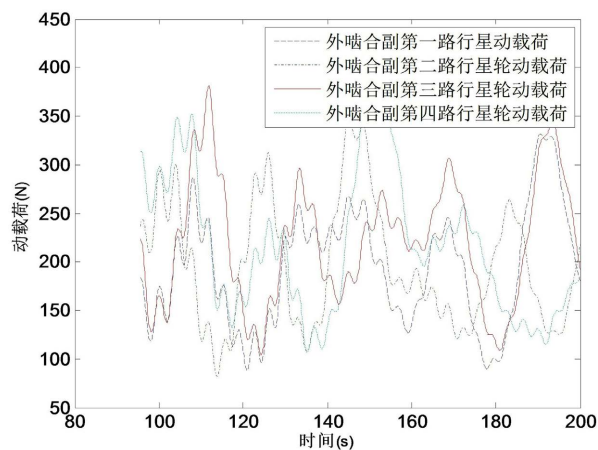


Figure 10. Variation of dynamic load of outer meshing vice when bearing support stiffness is 3×10^8 N/m

图 10. 轴承支撑刚度为 3×10^8 N/m 时外啮合副动载荷变化情况

图 3~5 对比轴承支撑刚度为 3×10^6 N/m 时, 均载系数和内外啮合副动载荷变化; 图 6~8 对比轴承支撑刚度为 3×10^7 N/m 时均载系数内外啮合副动载荷变化, 图 9~11 对比轴承支撑刚度为 3×10^8 N/m 时均载系数和啮合副动载荷变化规律, 可以归纳太阳轮轴承支撑刚度对系统动载特性的影响规律: 采用较小的太阳轮轴承支撑刚度可以优化系统内啮合副的均载特性。

3. 结论

本文采用集中参数法建立了行星齿轮传动系统的动力学模型, 通过数值仿真的手段研究了行星齿轮传动系统轴承支撑刚度对系统均载性能的影响规律。通过对不同轴承支撑刚度系数进行研究和分析, 发现当轴承支撑刚度为 3×10^6 N/m 时, 系统内啮合副的均载特性表现较佳。

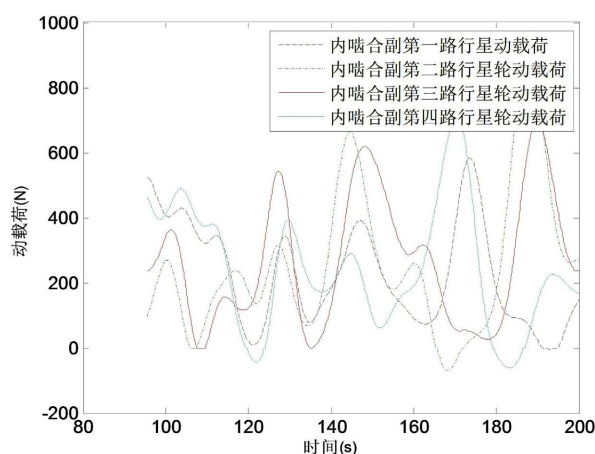


Figure 11. Variation of dynamic load on the internal meshing pair when the bearing support stiffness is 3×10^8 N/m

图 11. 轴承支撑刚度为 3×10^8 N/m 时内啮合副动载荷变化情况

采用相对的太阳轮轴承支撑刚度可以优化系统内啮合副的均载特性。该结论的物理解释是，轴承采用较小的支撑刚度，就意味着中心件具有一定的浮动效果，从而可以优化均载特性；由于试验台内齿圈并没有浮动，故而太阳轮轴承刚度对系统外啮合副的均载特性没有影响。

本文的研究结论对优化行星齿轮传动系统的均载性能，提升传动效率，降低传动噪声具有重要的指导意义。

基金项目

安徽省自然科学基金面上项目(2108085ME167)；安徽省教育厅自然科学重点项目(KJ2020A0073)；安徽省重点研究与开发计划项目(201904a05020005)；安徽省科技重大专项(201903a02050014)；泰州市双创人才项目(里华齿轮)资助。

参考文献

- [1] 李同杰, 靳广虎, 朱如鹏, 等. 高重合度齿轮传动系统的振动参数稳定性[J]. 航空动力学报, 2017, 32(10): 2456-2466.
- [2] Huang, K., Yi, Y., Xiong, Y.S., Cheng, Z.B. and Chen, X. (2020) Nonlinear Dynamics Analysis of High Contact Ratio Gears System with Multiple Clearances. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, **42**, 69-76. <https://doi.org/10.1007/s40430-020-2190-0>
- [3] 莫文超, 焦映厚, 陈照波, 等. 人字齿行星传动系统非线性动力学特性分析[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2019, 40(10): 1760-1766.
- [4] Xiang, L. and Deng, Z.Q. (2020) Dynamical Analysis of Planetary Gear Transmission System under Support Stiffness Effects. *International Journal of Bifurcation and Chaos*, **30**, Article No. 2050080. <https://doi.org/10.1142/S0218127420500807>
- [5] Wang, X. (2019) Nonlinear Dynamics of Planetary Gear Wear in Multistage Gear Transmission System. *Journal of Vibroengineering*, **21**, 1738-1750. <https://doi.org/10.21595/jve.2019.20471>
- [6] 张旭东, 杨林杰, 曹延军, 王敬元, 吴鲁纪. 行星齿轮传动系统发展及关键技术研究进展[J]. 化工机械, 2021, 48(6): 803-809.
- [7] 尚贞, 姚爱民, 李同杰, 马杰, 王娟. 齿侧间隙对行星齿轮传动机构均载特性的影响规律研究[J]. 机械工程与技术, 2017, 6(2): 217-225.