

支撑刚度对行星传动系统动态 均载特性的影响

朱增宝, 江志祥, 尹 敏

(安徽理工大学 机械工程学院, 安徽 淮南 232001)

摘 要: 考虑了行星架微位移、时变啮合刚度、旋转阻尼和构件自重,建立了行星传动系统动力学微分方程.利用多领域工程系统建模、分析与优化语言 Modelica 进行求解,分析了各主要构件支撑刚度对行星传动系统均载特性的影响.研究表明:刚性支撑条件下,较小的系统误差都将引起行星轮间载荷分配严重不均匀.一个或者多个构件的支撑刚度小于 10^7 N/m 时系统能获得较好的均载效果.在构件支撑刚度敏感区间,随着该构件支撑刚度的增大,系统均载性能将迅速恶化.多个构件支撑刚度减小时,系统的均载效果比单个构件支撑刚度减小要好.改变其中某个行星轮的支撑刚度会使载荷在行星轮间重新分配,降低某个行星轮的支撑刚度,其分配的载荷减小.

关 键 词: 行星传动; 支撑刚度; 动力学; 均载特性; Modelica 语言

中图分类号: V228; TH132

文献标志码: A

Impact of support stiffness on dynamic load sharing characteristics of planetary train system

ZHU Zeng-bao, JIANG Zhi-xiang, YIN Min

(College of Mechanical Engineering,

Anhui University of Science and Technology, Huainan Anhui 232001, China)

Abstract: The dynamic differential equation of the planetary train system was set up considering planetary carrier micro displacement, time-varying meshing stiffness, revolution damping and components gravity. The Modelica language for modeling, analyzing and optimizing the engineering system of various fields was used to solve the problem, and the impact of support stiffness of the main components on dynamic load sharing characteristics of this train was analyzed. The research results show that under the condition of rigid support, the load between the planet gears is seriously uneven at a smaller system error. When the support stiffness of one or more components is less than 10^7 N/m, a good load sharing effect of this train could be achieved. The load sharing characteristic of this train is deteriorated rapidly with the increase of this component support stiffness within the support stiffness sensitive range of corresponding component. The load sharing effect for reducing the supporting stiffness of multiple components is better than that of single ones. The load is redistributed between planetary gears while the support stiffness of a planetary gear is changed. When the support stiffness of a planetary gear is cut down, its own load is reduced.

收稿日期: 2014-07-31

基金项目: 国家自然科学基金 (7150080050); 安徽省教育厅自然科学研究重点项目 (KJ2013A093, KJ2013A083);
安徽理工大学博士基金项目 (ZY048)

作者简介: 朱增宝 (1967—), 男, 安徽淮南人, 教授, 博士, 主要从事机械设计与机械传动研究.

Key words: planetary train; support stiffness; dynamics; load sharing characteristic; Modelica language

行星传动系统广泛应用于各种减速和增速机构中. 由于各种误差的存在,各行星轮间的载荷分配并不均匀,使得行星传动系统承载能力大的优良性能无法充分发挥,行星传动系统均载特性已经成为行星传动系统的一个重要研究方向,国内外许多学者对此进行了大量的研究. 国外, Kahr-aman 等^[1-2]研究了制造误差对行星传动系统动力学和静力学均载特性的影响. Ma 等^[3]研究了齿廓形状误差和偏心误差对行星传动系统动态均载特性的影响. 美国国家航空航天局(NASA)^[4-5]对行星齿轮传动的均载特性进行了应用研究. Liga-ta 等^[6-7]用试验的方法研究了制造误差对行星传动系统齿轮应力和均载特性的影响. 国内方宗德等^[8]、张宏等^[9]、袁茹等^[10]、陆俊华等^[11]、李斌^[12]对行星传动系统均载特性及其分析方法进行了研究. 目前,考虑行星架的横向、纵向微位移及各构件旋转阻尼,通过建立和求解数学模型进行构件支撑刚度对行星传动系统均载特性影响的研究鲜见报道.

Modelica 是新一代多领域工程系统建模、仿真、分析与优化语言, Modelica 语言的核心是方程,方程具有非因果特性^[13-14]. Modelica 语言非因果陈述式的建模方法只需描述模型的行为,而不必给出具体的算法来描述怎样实现目标,这个特点使 Modelica 语言在求解复杂动力系统时大大降低编程难度和工作量,可以在较短的时间完成复杂动力系统的计算和分析.

本文考虑了行星传动系统行星架微位移、时变啮合刚度、旋转阻尼和构件自重,建立了系统的动力学微分方程,使用 Modelica 语言进行求解,分析了构件支撑刚度对系统均载特性的影响. 研究工作为行星传动系统的设计提供了依据.

1 系统等效动力学模型

行星传动系统简图如图 1 所示,由太阳轮 s , 行星轮 $p_i(i=1,2,3)$ 、行星架 H 及内齿圈 r 组成. 功率由太阳轮 s 输入并分流给 3 个行星轮 p_i ,内齿圈 r 固定,行星轮安装于行星架 H 上,功率经行星架汇流输出.

系统等效动力学计算模型如图 2 所示. ω_s, ω_h 分别为太阳轮和行星架角速度, ω_p 为行星轮绕行星轮轴角速度; k_s, k_{pi}, k_h, k_r 分别为太阳轮、行星

轮、行星架、内齿圈支撑刚度; k_{spi}, k_{pir} 分别为外啮合(太阳轮-行星轮)刚度和内啮合(行星轮-内齿圈)刚度; c_{sp}, c_{pr} 分别为太阳轮-行星轮和行星轮-内齿圈啮合阻尼系数.

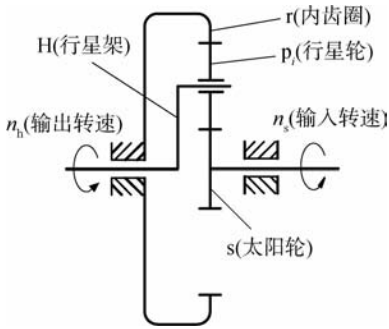


图 1 行星传动系统简图
Fig. 1 Sketch of planetary train system

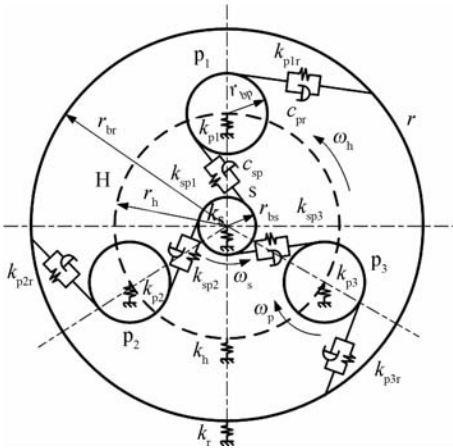


图 2 行星传动系统等效动力学模型
Fig. 2 Equivalent dynamic model of planetary train system

此系统共有 $3i+9=18$ 个自由度,令广义位移列向量 $\mathbf{X}$ 为

$$\mathbf{X} = (x_s, H_s, V_s, x_{pi}, \tau_{pi}, n_{pi}, x_h, H_h, V_h, x_r, H_r, V_r)^T \tag{1}$$

式中 x_s, x_{pi}, x_r 分别表示 s, p_i, r 沿啮合线的扭转线位移; x_h 表示 H 在其半径 r_h 上的扭转线位移; H_s, H_h, H_r 分别表示 s, H, r 中心在旋转坐标系上的横向位移; V_s, V_h, V_r 分别表示 s, H, r 中心在旋转坐标系上的纵向位移; τ_{pi}, n_{pi} 分别表示 p_i 中心在旋转坐标系上的切向和法向位移.

2 系统动力学微分方程

令 F_{pir} , F_{spi} 分别为内、外啮合弹性啮合力, 则

$$F_{pir} = k_{pir} [x_{pi} - x_r - \tau_{pi} \cos \alpha_n - n_{pi} \sin \alpha_n - H_r \sin(\varphi_i + \alpha_n) + V_r \cos(\varphi_i + \alpha_n) + e_{pir}] \quad (2)$$

$$F_{spi} = k_{spi} [x_s - x_{pi} - \tau_{pi} \cos \alpha_w + n_{pi} \sin \alpha_w - H_s \sin(\varphi_i - \alpha_w) + V_s \cos(\varphi_i - \alpha_w) + e_{spi}] \quad (3)$$

式中 α_n, α_w 分别为内、外啮合角; φ_i 为第 i 个行星轮的位置角, $\varphi_i = 2\pi(i-1)/N_p + \varphi_1$, N_p 为行星轮个数, φ_1 为第 1 个行星轮的初相位; e_{pir} , e_{spi} 分别为各误差在内、外啮合线上产生的等效累计啮合误差; 齿轮副时变啮合刚度 $k(t)$ 按 Maatar 等^[15] 推导的公式计算, 各啮合副的啮合相位, 按 Parker 等^[16] 提出的方法计算。

令 D_{pir} , D_{spi} 分别为内、外啮合阻尼力, 则

$$D_{spi} = c_{sp} [\dot{x}_s - \dot{x}_{pi} - \dot{\tau}_{pi} \cos \alpha_w + \dot{n}_{pi} \sin \alpha_w - \dot{H}_s \sin(\varphi_i - \alpha_w) + \dot{V}_s \cos(\varphi_i - \alpha_w) + \dot{e}_{spi}] \quad (4)$$

$$D_{pir} = c_{pr} [\dot{x}_{pi} - \dot{x}_r - \dot{\tau}_{pi} \cos \alpha_n - \dot{n}_{pi} \sin \alpha_n - \dot{H}_r \sin(\varphi_i + \alpha_n) + \dot{V}_r \cos(\varphi_i + \alpha_n) + \dot{e}_{pir}] \quad (5)$$

令 F_{tpih} , F_{npih} 分别为第 i 个行星轮轴对行星架的切向和法向作用力, 则

$$F_{tpih} = k_{pi} (\tau_{pi} - x_h + H_h \sin \varphi_i - V_h \cos \varphi_i) \quad (6)$$

$$F_{npih} = k_{pi} (n_{pi} + H_h \cos \varphi_i + V_h \sin \varphi_i) \quad (7)$$

则系统的运动微分方程为

1) 太阳轮运动微分方程

$$\begin{cases} m_{se} \ddot{x}_s + \frac{c_{sro}(\omega_h r_{bs} + \dot{x}_s)}{r_{bs}^2} + \sum_{i=1}^3 (D_{spi} + F_{spi}) = F_{in} \\ m_s \ddot{H}_s - \sum_{i=1}^3 (D_{spi} + F_{spi}) \sin(\varphi_i - \alpha_w) + k_s H_s + m_s g \sin(\omega_h t) = 0 \\ m_s \ddot{V}_s + \sum_{i=1}^3 (D_{spi} + F_{spi}) \cos(\varphi_i - \alpha_w) + k_s V_s + m_s g \cos(\omega_h t) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

2) 行星轮运动微分方程

$$\begin{cases} m_{pie} \ddot{x}_{pi} + \frac{c_{pro} \dot{x}_{pi}}{r_{bp}^2} - (D_{spi} + F_{spi}) + (D_{pir} + F_{pir}) = 0 \\ m_{pi} \ddot{\tau}_{pi} - (D_{spi} + F_{spi}) \cos \alpha_w - (D_{pir} + F_{pir}) \cos \alpha_n + F_{tpih} + m_{pi} g \cos \varphi_i = 0 \\ m_{pi} \ddot{n}_{pi} + (D_{spi} + F_{spi}) \sin \alpha_w - (D_{pir} + F_{pir}) \sin \alpha_n + F_{npih} - m_{pi} g \sin \varphi_i = 0 \end{cases} \quad (9)$$

3) 行星架运动微分方程

$$\begin{cases} m_{he} \ddot{x}_h + \frac{c_{hro}(\omega_h r_h + \dot{x}_h)}{r_h^2} - \sum_{i=1}^3 F_{tpih} = -F_{out} \\ m_h \ddot{H}_h + \sum_{i=1}^3 (F_{tpih} \sin \varphi_i + F_{npih} \cos \varphi_i) + k_h H_h + m_h g \sin(\omega_h t) = 0 \\ m_h \ddot{V}_h + \sum_{i=1}^3 (-F_{tpih} \cos \varphi_i + F_{npih} \sin \varphi_i) + k_h V_h + m_h g \cos(\omega_h t) = 0 \end{cases} \quad (10)$$

4) 内齿圈运动微分方程

$$\begin{cases} m_{re} \ddot{x}_r + \frac{c_{rrro}(\dot{x}_r + \omega_h r_{br})}{r_{br}^2} - \sum_{i=1}^3 (F_{pir} + D_{pir}) + k_{rrro} (x_r / r_{br}^2 - \omega_h t / r_{br}) = 0 \\ m_r \ddot{H}_r - \sum_{i=1}^3 (F_{pir} + D_{pir}) \sin(\varphi_i + \alpha_n) + k_r H_r + m_r g \sin(\omega_h t) = 0 \\ m_r \ddot{V}_r + \sum_{i=1}^3 (F_{pir} + D_{pir}) \cos(\varphi_i + \alpha_n) + k_r V_r + m_r g \cos(\omega_h t) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式(8)~式(11)中, m_{se} , m_{pie} , m_{he} , m_{re} 分别为太阳轮、行星轮、行星架和内齿圈的当量质量, $m_{se} = J_s / r_{bs}^2$, $m_{pie} = J_{pi} / r_{bp}^2$, $m_{he} = J_h / r_h^2$, $m_{re} = J_r / r_{br}^2$, J 为各构件绕其几何轴线的转动惯量; F_{in} , F_{out} 分别为太阳轮的输入力与行星架的输出力; k_{rrro} 为内齿圈扭转刚度; c_{sro} , c_{pro} , c_{hro} , c_{rrro} 分别为太阳轮、行星轮、行星架、内齿圈旋转阻尼系数。

3 方程求解及均载系数计算

式(8)~式(11)构成行星传动系统动力学微分方程组, 利用 Modelica 语言进行求解。按照 Modelica 程序编写规范, 首先将方程中的各个量(常量、参量、变量等)定义好, 然后依次按照方程式(2)~式(11)编写 Modelica 程序并求解, 即可得到弹性啮合力 F_{pir} , F_{spi} 。

定义 b_{pirN} , b_{spiN} 分别为每个啮频周期各行星轮内、外啮合均载系数, T 为啮频周期, N 为啮频周期数, 则

$$\begin{cases} b_{spiN} = 3[F_{spi}(t)]_{\max} / \sum_{i=1}^3 [F_{spi}(t)]_{\max} \\ b_{pirN} = 3[F_{pir}(t)]_{\max} / \sum_{i=1}^3 [F_{pir}(t)]_{\max} \\ t \in [(N-1)T, NT] \end{cases} \quad (12)$$

定义 b_{prN} , b_{spN} 分别为每一啮频周期内、外啮

合均载系数,则

$$\begin{cases} b_{spN} = (b_{spiN})_{\max} \\ b_{prN} = (b_{pirN})_{\max} \end{cases} \quad (13)$$

定义 b_{pr}, b_{sp} 分别为系统周期内、外啮合均载系数,则

$$\begin{cases} b_{sp} = (b_{spN})_{\max} \\ b_{pr} = (b_{prN})_{\max} \end{cases} \quad (14)$$

4 均载特性分析

取某行星齿轮减速器为例进行分析,其主要参数为:模数 $m=2.5\text{ mm}$,齿宽 $b=30\text{ mm}$;齿数 $z_s=20, z_p=34, z_r=88$,压力角 $\beta=20^\circ$,输入转速 $n=500\text{ r/min}$,负载 $L=1\,000\text{ N}\cdot\text{m}$;啮合阻尼 $c_{sp}=769.8\text{ (N}\cdot\text{s)/m}$, $c_{pr}=1\,256\text{ (N}\cdot\text{s)/m}$,各构件支撑刚度为 10^9 N/m ,各构件旋转阻尼系数为 $0.04\text{ (N}\cdot\text{m}\cdot\text{s)/rad}$ ^[17];太阳轮、行星轮、行星架、内齿圈安装误差和偏心误差均为 $10\text{ }\mu\text{m}$.

4.1 各构件均为刚性支撑条件下各行星轮均载特性分析

一般认为构件支撑刚度达 10^9 N/m 为刚性支撑.为研究各构件均为刚性支撑条件下,系统误差对各行星轮动态均载特性的影响,假设各构件支撑刚度均为 10^9 N/m ,采用式(12)计算每一啮频周期各行星轮内、外啮合均载系数,得到各行星轮内、外啮合均载系数随啮频周期变化曲线如图 3 所示.由于各行星轮中心不固定,存在周期性公转,所以各行星轮的均载系数也呈一定的周期性.根据式(14)计算得到系统周期内、外均载系数为 2.16,可见,在刚性支撑条件下,较小的系统误差都将引起行星轮间载荷分配严重不均匀.

4.2 单个构件支撑刚度改变对系统均载系数的影响分析

为研究太阳轮、行星轮、内齿圈和行星架的支撑刚度对系统均载系数的影响,在其他构件支撑刚度不变的情况下,分别单独改变太阳轮、行星轮(3 个行星轮支撑刚度保持相等)、内齿圈和行星架的支撑刚度,获得系统均载系数随太阳轮、行星轮、内齿圈和行星架的支撑刚度变化曲线如图 4 所示.

由图 4 可以看出,太阳轮和内齿圈的支撑刚度在小于 10^7 N/m 的区间内,随着支撑刚度的增大系统均载系数缓慢增大到 1.10 左右,系统的均载效果较好,见图 4(a)、图 4(c);在行星架的支撑刚度小于 10^7 N/m 时,系统均载系数不超过 1.05,系统载荷基本处于均匀分配的状态,见图 4

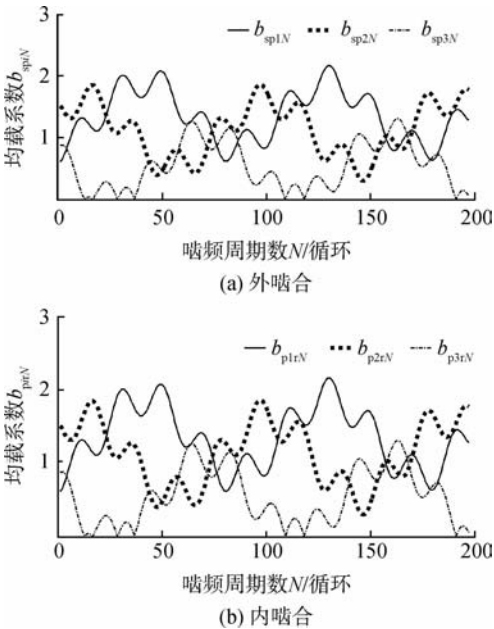


图 3 刚性支撑条件下各行星轮内、外啮合均载系数曲线
Fig. 3 Load sharing coefficient curves of internal and external mesh for each planetary gear under rigid support

(d),因此,只要太阳轮、内齿圈和行星架 3 个构件中有一个构件的支撑刚度小于 10^7 N/m ,系统即可达到较好的均载效果.

系统均载系数对太阳轮和内齿圈支撑刚度的敏感区间大约为 $10^7\sim10^9\text{ N/m}$,对行星架支撑刚度的敏感区间大约为 $2\times10^7\sim2\times10^9\text{ N/m}$.在对应构件支撑刚度敏感区间,随着该构件支撑刚度的增大,系统均载性能将迅速恶化,当支撑刚度超出敏感区间上限且继续增大时,系统均载系数增大速度放缓.功率由行星轮汇流到行星架上,因此实际应用中行星轮支撑刚度不能太小^[18],随着行星轮支撑刚度的增大,系统均载系数也逐渐增大,见图 4(b).

行星轮 p_i 每一啮频周期外啮合均载系数始终与内啮合均载系数近似相等,见图 3(a)、图 3(b);图 4 中, b_{sp} 与 b_{pr} 始终基本重合,这说明系统周期内、外啮合均载系数也始终保持近似相等.因此,为简便,在研究行星齿轮传动系统均载特性时,可以只研究内啮合或外啮合均载特性.

4.3 两个构件支撑刚度同时改变对系统均载系数的影响分析

为研究两个构件支撑刚度同时改变对系统均载系数的影响,在其他条件不变的情况下,同时改变其中两个构件的支撑刚度,计算系统外啮合均载系数,并与单个构件支撑刚度改变时的均载系

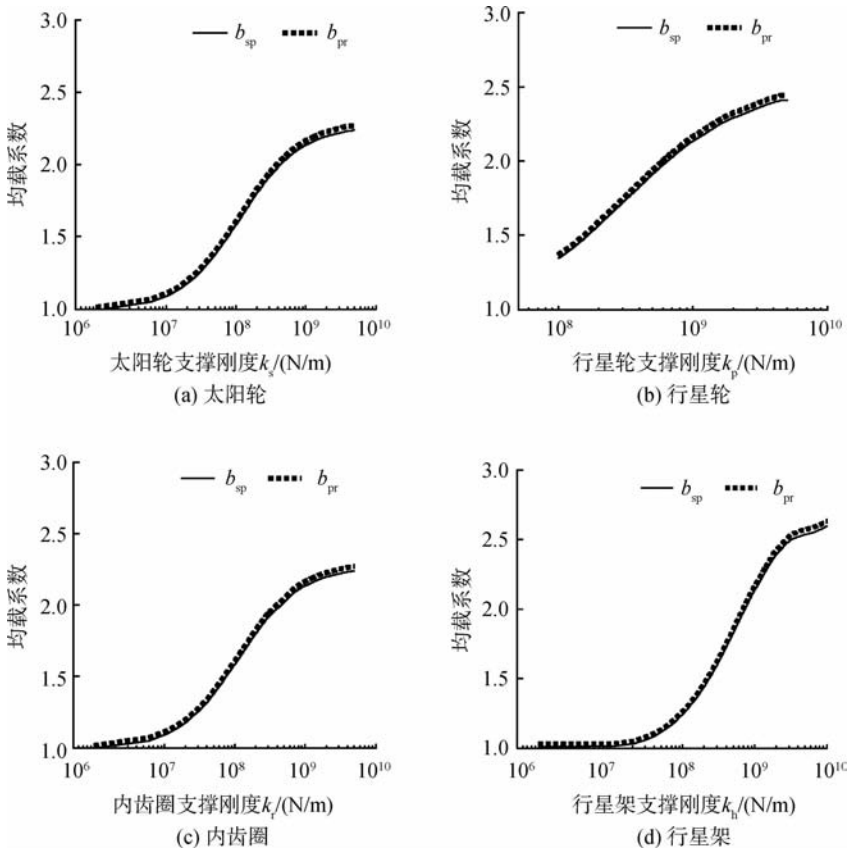


图 4 行星传动系统均载系数随各构件支撑刚度变化关系

Fig. 4 Variation relationship between load sharing coefficient of planetary train system and each component support stiffness

数比较,得到曲线如图 5 所示. 图 5(a)、图 5(b)、图 5(c)分别为太阳轮和內齿圈、太阳轮和行星架、內齿圈和行星架的支撑刚度同时改变时传动系统均载系数比较图.

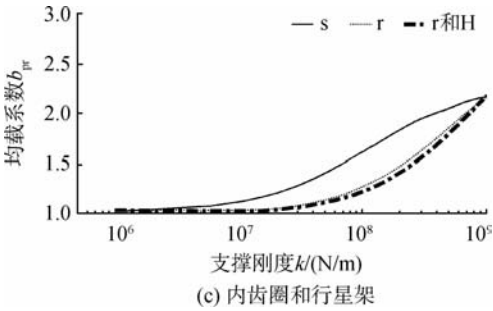
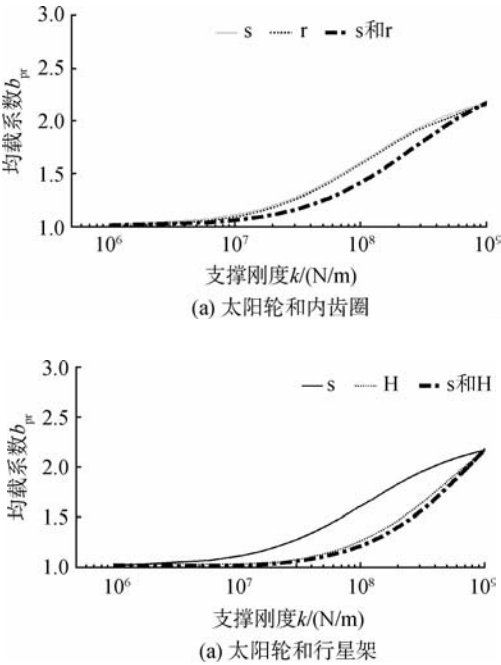


图 5 两个构件支撑刚度同时改变行星传动系统均载系数比较

Fig. 5 Comparison of load sharing coefficient of planetary train system under changing two component supports stiffness

由图 5 可知,两个构件支撑刚度同时减小时系统的均载效果比单个构件支撑刚度减小要好,并由此推断,多个构件支撑刚度同时减小时系统的均载效果比单个构件支撑刚度减小要好.

4.4 各行星轮支撑刚度不相等时各行星轮的均载特性分析

在其他条件不变的情况下,依次设置 k_{p1} 和 k_{p2} 的支撑刚度为 10^8 N/m,采用式(12)进行计

算,得到各行星轮内啮合均载系数随啮频周期变化曲线如图 6(a)和图 6(b)所示. 比较图 6 和图 3 可知,改变其中某个行星轮的支撑刚度会使载荷在行星轮间重新分配,支撑刚度降低的行星轮,其均载系数减小,即分配的载荷减小. 因此要使行星轮间载荷分配均匀,各个行星轮的支撑刚度应尽量相等.

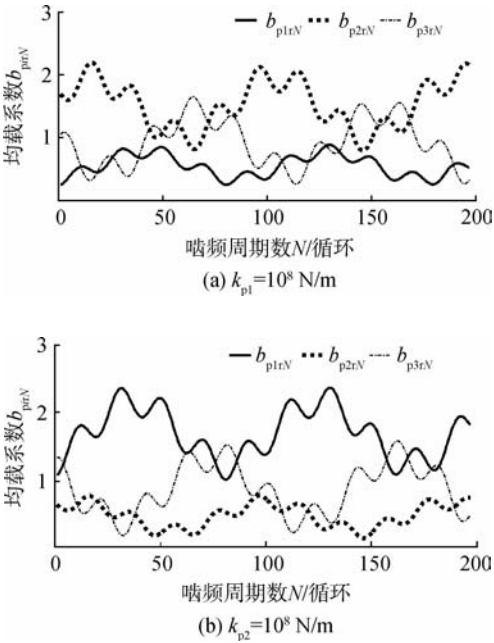


图 6 各行星轮内啮合均载系数曲线

Fig. 6 Load sharing coefficient curves of internal mesh for each planetary gear

5 结 论

- 1) 运用 Modelica 进行行星传动系统的动力学分析是可行的,能够大大简化复杂数学模型的求解过程.
- 2) 在刚性支撑条件下,较小的系统误差都将引起行星轮间的载荷分配严重不均匀.
- 3) 一个或者多个构件的支撑刚度小于 10^7 N/m 时,系统能获得较好的均载效果. 在对应构件支撑刚度敏感区间,随着该构件支撑刚度的增大,系统均载性能将迅速恶化.
- 4) 多个构件支撑刚度同时减小系统均载效果比单个构件支撑刚度减小要好.
- 5) 改变其中某个行星轮的支撑刚度会使载荷在行星轮间重新分配,降低某个行星轮的支撑刚度,其分配的载荷减小.

参考文献:

[1] Kahraman A. Load sharing characteristics of planetary

transmission[J]. Mechanisms and Machine Theory, 1994, 29(8): 1151-1165.

[2] Bodas A, Kahraman A. Influence of carrier and gear manufacturing errors on the static load sharing behavior of planetary gear sets[J]. Japan Society of Mechanical Engineers International Journal: Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, 2004, 47(3): 908-915.

[3] Ma P, Botman M. Load sharing in a planetary gear stage in the presence of gear errors and misalignment[J]. Journal of Mechanical, 1985, 107(1): 4-10.

[4] Kish J G. Sikorsky aircraft advanced rotorcraft transmission (ART) program-final report[R]. NASA CR-191079, 1993.

[5] Timothy T L. A method to analyze and optimize the load sharing of split-path transmissions [R]. NASA TM 107201, 1996.

[6] Ligata H, Kahraman A, Singh A. An experimental study of the influence of manufacturing errors on the planetary gear stresses and load sharing[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(4): 041701. 1-041701. 9.

[7] Singh A, Kahraman A, Ligata H. Internal gear strains and load sharing in planetary transmissions; model and experiments[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(7): 072602. 1-072602. 10.

[8] 方宗德, 沈允文, 黄镇东. 2K-H 行星减速器的动态特性[J]. 西北工业大学学报, 1990, 8(4): 361-371.

FANG Zongde, SHEN Yunwen, HUANG Zhendong. Analysis of dynamic behaviour of 2K-H planetary gearing [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1990, 8(4): 361-371. (in Chinese)

[9] 张宏, 张少名, 马月英. 多杆联动均载机构均载效果的理论分析[J]. 西安理工大学学报, 1991, 7(4): 208-212.

ZHANG Hong, ZHANG Shaoming, MA Yueying. The analysis of performance of load equilibrium for multi-link load banlancing mechanism[J]. Journal of Xi'an University of Technology, 1991, 7(4): 208-212. (in Chinese)

[10] 袁茹, 王三民, 沈允文. 行星齿轮传动的功率分流动态均衡优化设计[J]. 航空动力学报, 2000, 15(4): 410-418.

YUAN Ru, WANG Sanmin, SHEN Yunwen. Dynamic optimum design of power shared out equally among the planetary gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(4): 410-418. (in Chinese)

[11] 陆俊华, 朱如鹏, 靳广虎. 行星传动动态均载特性分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 85-90.

LU Junhua, ZHU Rupeng, JIN Guanghu. Analysis of dynamic load sharing behavior in planetary gearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 85-90. (in Chinese)

[12] 李斌. 行星齿轮传动系统均载分析方法的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.

LI Bin. Research on analytical method of load sharing characteristics of planetary gear transmission [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,

2005. (in Chinese)

[13] FENG Shuguang, HE Jifeng, ZHANG Lichen. Modeling vehicle dynamics based on modelica[J]. International Journal of Multimedia and Ubiquitous Engineering, 2013, 8 (3):307-318.

[14] 蒋鸣. 机械自动变速器(AMT)的多领域统一建模与仿真关键技术研究[D]. 武汉:华中科技大学,2011.

JIANG Ming. Multi-domain modeling and simulation of automatic manual transmission(AMT)[D]. Wuhan:Huazhong University of Science and Technology,2011. (in Chinese)

[15] Maatar M, Velex P. An analytical expression for time-varying contact length in perfect cylindrical gears:some possible applications in gear dynamics[J]. Journal of Mechanical Design,1996,118(12):586-589.

[16] Parker R G,Lin J. Mesh phasing relationships in planetary and epicyclic gears [J]. Journal of Mechanical Design, 2004,126(3):365-370.

[17] Kelly. 机械振动[M]. 贾启芬,刘习军,译. 北京:科学出版社,2002.

[18] 饶振纲. 行星传动机构设计[M]. 北京:国防工业出版社,1994.

(编辑:陈 越)