

WWW 型双输入行星减速器传动系统振动特性研究

张宽,张庆

(南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094)

摘要:根据某航天飞行器技术要求,设计 WWW 型双输入行星减速器。介绍了该减速器的结构组成和工作原理。利用集中质量法建立 WWW 型双输入行星减速器传动系统的动力学数学模型,并对行星齿轮减速器的传动系统进行振动特性分析;借助 MATLAB 软件求出减速器的固有频率;基于有限元分析软件 ANSYS Workbench 模态分析模块创建减速器齿轮传动系统的模型并求解固有频率,对比两种方法所得的结果,为规避减速器传动系统的共振提供了重要的参考数据。

关键词:双输入行星减速器;振动特性;有限元分析;固有频率

中图分类号:TH132.46 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)04-0027-05

Research on Vibration Characteristics of Transmission System of WWW Type Double Input Planetary Reducer

ZHANG Kuan, ZHANG Qing

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: According to the technical requirements of a spacecraft, the WWW type double input planetary reducer was designed, and its structure and working principle were introduced. The mass concentration method was used to establish the dynamic mathematical model of WWW type double input planetary reducer transmission system. The vibration characteristics of planetary gear reducer transmission system were studied. By MATLAB software, the inherent frequency of the reducer was calculated. Based on the modal analysis software ANSYS Workbench, a model of the reducer gear drive system was created to solve the inherent frequency. The results of comparison on two methods provide important reference for avoiding the resonance of the reducer drive system.

Keywords: double input planetary reducer; vibration characteristics; finite element analysis; inherent frequency

0 引言

减速器作为航天航空飞行器伺服传动系统关键部件之一,其在工作时产生的振动会严重影响传动系统的精度以及减速器的寿命。沈稼耕等人研究了两组不同啮合相位的行星齿轮传动系统对人字齿行星齿轮传动系统振动特性的影响^[1];刘凯文等人利用刚柔耦合模型对 NGW 型行星齿轮减速器传动系统进行振动特性分析^[2]。本文利用理论法和有限元法分别计算行星齿轮传动系统固有频率,并与影响激励频率对比分析,验证了振动特性对减速器的重要性,为减速器避开共振频率提供参考依据。

1 WWW 型双输入行星减速器的结构及工作原理

航天伺服双输入差速装置常选用结构简单的 2K-H 型轮系。圆柱齿轮 2K-H 型轮系按结构分类主要有 NGW 型、NW 型、NN 型、WW 型。前 3 种结构都包含有内齿轮,而小尺寸硬齿面精密内齿轮加工困难,限制了这类行星轮

系在高转速、高精度传动场合的应用。WW 型轮系都是由外啮合齿轮组成,小模数外齿轮可磨齿加工,获得较高精度的硬齿面齿轮,但 WW 型差速轮系是正号机构,传动效率低,传动比大时甚至发生自锁,不适合用做动力传动。因此在 WW 型差速轮系的基础上构建新型 WWW 型的外啮合圆柱齿轮差动轮系,既便于磨齿加工获得高精度,又具有高的传动效率,适用于动力传动。

利用 CAXA 软件绘制 WWW 型双输入行星减速器的机构及装配简图如图 1 所示。减速器由 1 个 WWW 型 2K-H 负号差动轮系和 1 个定轴轮系组合而成。齿轮轴 1 和齿轮轴 6 为两输入轴,齿轮 1 和齿轮 2 为太阳轮,齿轮 3、齿轮 4 为行星轮,行星架 H 为输出轴。齿轮 2、齿轮 5、齿轮 6 组成定轴齿轮传动。齿轮 1、齿轮 4、齿轮 3、齿轮 2 和行星架 H 组成两自由度的行星齿轮传动,该行星齿轮传动均为外啮合。正常工作时,由齿轮轴 1 和齿轮轴 6 同时输入动力源,转换后传动比为 2.5;当电机 1 故障时,齿轮轴 1 制动,只有齿轮轴 6 作为输入源,转换传动比为 5;电机 2 故障时同理可保证传动比为 5。

该轮系中有 3 对外啮合齿轮,故称为 WWW 型行星轮系,其转化机构传动比为 $i_{12}^H = -z_2/z_1 < 0$,为负号机构。通

第一作者简介:张宽(1995—),男,重庆南川人,硕士研究生,研究方向为新型机械传动技术应用。

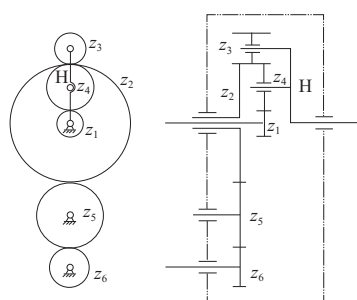


图 1 WWW 型行星减速器的机构及装配简图

过改变 z_1 和 z_2 的齿数配比,可以获得范围较广的传动比,并且传动效率高。其主要特点是轮系中未采用内齿轮,在小尺寸精密传动中避免了高精度内齿轮的加工,各齿轮参数如表 1 所示。

表 1 各齿轮参数

齿轮	齿数 z	模数 m	变位系数 x
z_1	24	0.6	0
z_2	96	0.6	0
z_3	22	0.6	0
z_4	36	0.6	0
z_5	67	0.6	0.16
z_6	24	0.6	0.17

利用三维建模软件 CREO,建立各构件的三维模型并进行模型的虚拟装配,装配三维图如图 2 所示。

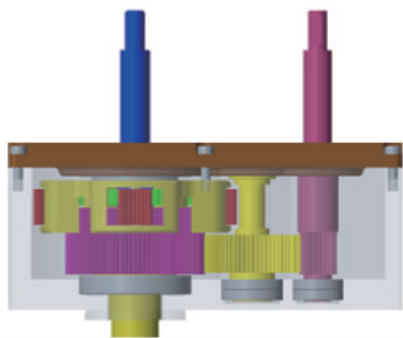


图 2 三维装配模型

2 行星减速器传动系统数学建模

WWW 型双输入行星减速器的齿轮传动系统由差动轮系和定轴轮系两部分组成。定轴轮系中齿轮转动时轴线位置固定,适宜采用固定坐标系建立振动数学模型。差动轮系中行星齿轮在绕中心轮转动的同时还会绕自身中心轴线自转,齿轮在啮合传动时坐标系是变化的,所以行星齿轮 3 和齿轮 4 应该采用动坐标系建立振动数学模型。基于行星架建立差动轮系的动坐标系,并以行星齿轮的中心位置为动坐标原点可得差动轮系端面动力学模型示意图,如图 3 所示。

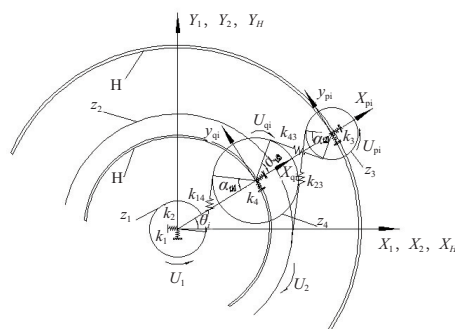


图 3 差动轮系端面动力学模型示意图

如图 3 所示,首先选择行星架、中心轮 1 和中心轮 2 共同的回转中心 O 为原点,建立它们各自的动坐标系,分别表示为 $\{x_H, y_H, z_H\}$ 、 $\{x_1, y_1, z_1\}$ 、 $\{x_2, y_2, z_2\}$;各坐标系均以 ω_H 的角速度随行星架和中心轮中心转动;接着以行星轮回转中心为动坐标系中心建立两组行星轮的动坐标系,行星齿轮 3 的动坐标系为 $\{x_{pi}, y_{pi}, z_{pi}\}$,其中 $i=1, 2, 3, 4$;行星齿轮 4 的动坐标系为 $\{x_{qi}, y_{qi}, z_{qi}\}$,其中 $i=1, 2, 3, 4$,两组行星齿轮的动坐标系均以 ω_H 的角速度随行星架转动。因为第 i 个行星轮中心与行星架中心的连线和行星架动坐标系沿 x_H 轴的夹角为 Φ_i , $\Phi_i = 2\pi(i-1)/4$,所以行星齿轮 3 中动坐标系各轴方向可以进行定义, x_{pi} 轴沿夹角 Φ_i 正方向向外, y_{pi} 轴垂直于夹角方向并与行星架转向相同, z_{pi} 轴由行星轮中心垂直指向外,行星齿轮 4 坐标轴定义同理可得。对于定轴轮系,采用定坐标系为 $\{x_j, y_j, z_j\}$,其中 $j=2, 5, 6$,分别表示齿轮 2、齿轮 5 和齿轮 6。最后各构件沿横向振动的微位移用 x_n 、 y_n 表示,沿轴向振动的微位移用 z_n 表示,扭转振动的微位移用 u_n 表示,其中 $n=1, 2, \dots, 5, 6, H$ 。

在对减速器传动系统模型进行动力学分析时,为了简化模型,方便计算,进行了以下假设:1)采用集中质量法,将啮合齿轮齿和轴承支撑简化为弹簧,将齿轮和行星架等构件视作集中刚体质量块;2)忽略齿侧间隙、综合误差和轮齿间的相互滑动及摩擦的影响;3)系统只需建立无阻尼自由振动方程,故忽略阻尼的影响;4)两组行星齿轮中每个齿轮的质量、结构、转动惯量和啮合刚度等完全一致。

2.1 传动系统相对位移分析

1) 行星轮系弹性形变分析

假设中心轮指向行星轮的方向为啮合线正方向,根据图 3 中差动轮系端面动力学模型示意图进行齿轮端面啮合角、啮合刚度和支撑刚度的定义, α_{14} 为中心轮 1 与行星轮 4 的端面啮合角, α_{43} 为行星轮 4 与行星轮 3 的端面啮合角, α_{23} 为中心轮 2 与行星轮 3 的端面啮合角; k_{14} 为中心轮 1 与行星轮 4 的啮合刚度, k_{43} 为行星轮 4 和行星轮 3 啮合刚度, k_{23} 为中心轮 2 与行星轮 3 的啮合刚度; k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 分别为中心轮和行星轮的支撑刚度。利用定义好的齿轮参数进行简单的数学计算可得各传动构件的弹性形变如下:

中心轮 1 相对行星轮 4 的位移沿啮合线方向投影为

$\delta_{1,qi} = u_1 - u_{qi} + x_1 \sin(\alpha_{i14} - \Phi_i) - x_{qi} \sin \alpha_{i14} +$
 $y_1 \cos(\alpha_{i14} - \Phi_i) - y_{qi} \cos \alpha_{i14};$
 中心轮 2 相对行星轮 3 的位移沿啮合线方向投影为
 $\delta_{2,pi} = u_2 - u_{pi} + x_2 \sin(\alpha_{i23} - \Phi_i) - x_{pi} \sin \alpha_{i23} +$
 $y_2 \cos(\alpha_{i23} - \Phi_i) - y_{pi} \cos \alpha_{i23};$
 行星轮 3 相对行星轮 4 的位移沿啮合线方向投影为
 $\delta_{qi,pi} = u_{qi} - u_{pi} + x_{qi} \sin \alpha_{i43} - x_{pi} \sin \alpha_{i43} + y_{qi} \cos \alpha_{i43} - y_{pi} \cos \alpha_{i43};$
 行星架 H 相对行星轮 3 的相对位移和扭转位移在行星架坐标系上的投影为

$$\begin{cases} x_{H,pi} = x_H - u_H \sin \Phi_i - x_{pi} \cos \Phi_i + y_{pi} \sin \Phi_i \\ y_{H,pi} = y_H + u_H \cos \Phi_i - x_{pi} \sin \Phi_i - y_{pi} \cos \Phi_i \\ u_{H,pi} = u_H - y_{pi} \end{cases}$$

行星架 H 相对行星轮 4 的相对位移和扭转位移在行星架坐标系上的投影为

$$\begin{cases} x_{H,qi} = x_H - u_H \sin \Phi_i - x_{qi} \cos \Phi_i + y_{qi} \sin \Phi_i \\ y_{H,qi} = y_H + u_H \cos \Phi_i - x_{qi} \sin \Phi_i - y_{qi} \cos \Phi_i \\ u_{H,qi} = u_H - y_{qi} \end{cases}$$

2) 定轴轮系弹性形变分析

图 4 为定轴传动部分端面动力学模型示意图。图中 α_{25} 为齿轮 2 与齿轮 5 的啮合角, α_{56} 为齿轮 5 与齿轮 6 的啮合角; k_{25} 为齿轮 2 与齿轮 5 的啮合刚度, k_{56} 为齿轮 5 与齿轮 6 的啮合刚度; k_2, k_5, k_6 分别为齿轮 2、齿轮 5、齿轮 6 的支撑刚度。

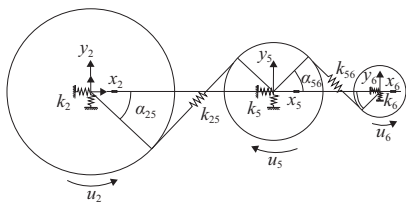


图 4 定轴轮系端面动力学模型示意图

齿轮 5 相对齿轮 2 的位移沿啮合线方向的投影为
 $\delta_{5,2} = u_5 - u_2 + x_5 \sin \alpha_{25} - x_2 \sin \alpha_{25} - y_5 \cos \alpha_{25} + y_2 \cos \alpha_{25};$
 齿轮 6 相对齿轮 5 的位移沿啮合线方向的投影为
 $\delta_{6,5} = u_6 - u_5 + x_6 \sin \alpha_{56} - x_5 \sin \alpha_{56} + y_6 \cos \alpha_{56} - y_5 \cos \alpha_{56}。$

2.2 传动系统动力学微分方程

定义齿轮 1, 2, ..., 6 和行星架 H 的质量分别为 $m_1, m_2, \dots, m_6, m_H$; 齿轮 1 和齿轮 6 的基圆半径分别为 r_{b1} 和 r_{b6} ; 在齿轮 1 和齿轮 6 上的输入转矩为 T_1, T_6 , 行星架负载转矩为 T_H 。将各传动构件的弹性形变代入牛顿第二运动定律, 可得到各构件的动力学微分方程。

中心轮 1 的动力学微分方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + \sum_{i=1}^N k_{14} \delta_{1,qi} \sin(\alpha_{i14} - \Phi_i) = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + k_1 y_1 + \sum_{i=1}^N k_{14} \delta_{1,qi} \cos(\alpha_{i14} - \Phi_i) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + k_{1z} z_1 + \sum_{i=1}^N k_{14} \delta_{1,qi} = 0 \\ m_1 \ddot{u}_1 + \sum_{i=1}^N k_{14} \delta_{1,qi} = \frac{T_1}{r_{b1}} \end{cases}$$

第 i 个行星轮 4 的动力学微分方程为:

$$\begin{cases} m_{qi} \ddot{x}_{qi} + k_4 (x_{qi} - x_H \cos \Phi_i - y_H \sin \Phi_i) - \\ k_{14} \delta_{1,qi} \sin \alpha_{i14} + k_{43} \delta_{qi,pi} \sin \alpha_{i43} = 0 \\ m_{qi} \ddot{y}_{qi} + k_4 (y_{qi} + x_H \sin \Phi_i - y_H \cos \Phi_i) - \\ k_{14} \delta_{1,qi} \cos \alpha_{i14} - k_{43} \delta_{qi,pi} \cos \alpha_{i43} = 0 \\ m_{qi} \ddot{z}_{qi} - k_{4z} (z_H - z_{qi}) - k_{14} \delta_{1,qi} + k_{43} \delta_{qi,pi} = 0 \\ m_{qi} \ddot{u}_{qi} - k_{14} \delta_{1,qi} + k_{43} \delta_{qi,pi} = 0 \end{cases}$$

第 i 个行星轮 3 的动力学微分方程为:

$$\begin{cases} m_{pi} \ddot{x}_{pi} + k_3 (x_{pi} - x_H \cos \Phi_i - y_H \sin \Phi_i) + \\ k_{23} \delta_{2,pi} \sin \alpha_{i23} - k_{43} \delta_{qi,pi} \sin \alpha_{i43} = 0 \\ m_{pi} \ddot{y}_{pi} + k_3 (y_{pi} + x_H \sin \Phi_i - y_H \cos \Phi_i) + \\ k_{23} \delta_{2,pi} \cos \alpha_{i23} + k_{43} \delta_{qi,pi} \cos \alpha_{i43} = 0 \\ m_{pi} \ddot{z}_{pi} - k_{3z} (z_H - z_{pi}) + k_{23} \delta_{2,pi} = 0 \\ m_{pi} \ddot{u}_{pi} + k_{23} \delta_{2,pi} - k_{43} \delta_{qi,pi} = 0 \end{cases}$$

行星架 H 的动力学微分方程为:

$$\begin{cases} m_H \ddot{x}_H + k_H x_H + \sum_{i=1}^N k_3 x_{H,pi} + \sum_{i=1}^N k_4 x_{H,qi} = 0 \\ m_H \ddot{y}_H + k_H y_H + \sum_{i=1}^N k_3 y_{H,pi} + \sum_{i=1}^N k_4 y_{H,qi} = 0 \\ m_H \ddot{z}_H + k_{Hz} z_H + \sum_{i=1}^N k_{3z} z_{H,pi} + \sum_{i=1}^N k_{4z} z_{H,qi} = 0 \\ m_H \ddot{u}_H - \sum_{i=1}^N k_3 u_{H,pi} - \sum_{i=1}^N k_4 u_{H,qi} = -\frac{T_H}{r_H} \end{cases}$$

中心轮 2 的动力学微分方程为:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 - k_{25} \delta_{5,2} \sin \alpha_{25} + \sum_{i=1}^N k_{23} \delta_{2,pi} \sin(\alpha_{i23} - \Phi_i) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_2 y_2 - k_{25} \delta_{5,2} \cos \alpha_{25} + \sum_{i=1}^N k_{23} \delta_{2,pi} \cos(\alpha_{i23} - \Phi_i) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_{2z} z_2 + \sum_{i=1}^N k_{23} \delta_{2,pi} = 0 \\ m_2 \ddot{u}_2 - k_{25} \delta_{5,2} + \sum_{i=1}^N k_{23} \delta_{2,pi} = 0 \end{cases}$$

齿轮 5 的动力学微分方程为:

$$\begin{cases} m_5 \ddot{x}_5 + k_5 x_5 - k_{56} \delta_{6,5} \sin \alpha_{56} + k_{25} \delta_{5,2} \sin \alpha_{25} = 0 \\ m_5 \ddot{y}_5 + k_5 y_5 - k_{56} \delta_{6,5} \cos \alpha_{56} - k_{25} \delta_{5,2} \cos \alpha_{25} = 0 \\ m_5 \ddot{z}_5 + k_{5z} z_5 = 0 \\ m_5 \ddot{u}_5 - k_{56} \delta_{6,5} + k_{25} \delta_{5,2} = 0 \end{cases}$$

齿轮 6 的动力学微分方程为:

$$\begin{cases} m_6 \ddot{x}_6 + k_6 x_6 + k_{56} \delta_{6,5} \sin \alpha_{56} = 0 \\ m_6 \ddot{y}_6 + k_6 y_6 + k_{56} \delta_{6,5} \cos \alpha_{56} = 0 \\ m_6 \ddot{z}_6 + k_{6z} z_6 = 0 \\ m_6 \ddot{u}_6 + k_{56} \delta_{6,5} = \frac{T_6}{r_{b6}} \end{cases}$$

3 行星减速器振动特性分析

3.1 齿轮传统系统啮合刚度和支撑刚度的确定

行星减速器工作时, 传动系统齿轮啮合过程中啮合齿

数是呈周期性变化的,轮齿承受载荷也是周期性变化的。所以啮合刚度也是随时间变化而周期性变化的,即啮合刚度是时变刚度。时变啮合刚度的计算方法主要有理论计算方法,如材料力学法和弹性力学法^[3];数值计算方法如有限元法、边界元法和回归法,其中材料力学法应用较早也较广泛,典型方法有石川公式和威伯-班纳斯切克公式^[4]。为了简化计算,本型行星减速器使用平均啮合刚度代替时变啮合刚度。平均啮合刚度表示 1 mm 齿宽上的刚度,再将其转换成齿轮对啮合齿宽上的啮合刚度 k ,利用石川公式计算平均啮合刚度^[5]。石川公式计算过程如下:

$$c_y = (0.75\varepsilon_\alpha + 0.25)c'$$

$$k = 10^6 \cdot c_y \cdot b$$

式中: ε_α 为端面重合度; c' 为单对齿啮合刚度; c_y 为 1 mm 齿宽上产生的平均啮合刚度, $N \cdot mm^{-1} \cdot \mu m^{-1}$; b 为接触齿宽, k 为接触齿宽上产生的平均啮合刚度, N/m , 计算结果见表 2。

表 2 齿轮对啮合刚度

齿轮副	1-4	4-3	3-2	2-5	5-6
$c_y / (N \cdot mm^{-1} \cdot \mu m^{-1})$	10.526	10.169	10.579	16.778	15.992
$k / (N/m) \times 10^8$	0.842	0.814	0.846	3.020	2.880

WWW 型双输入行星减速器,所有轴承均为深沟球轴承。为了简化计算,根据文献和经验公式直接选取,取轴承径向支撑刚度为 $1 \times 10^8 N/m$,轴向支撑刚度为 $1 \times 10^7 N/m$ 。

3.2 传动系统固有振动特性分析

固有频率是系统的物理特性,与其所受到的外部载荷无关。在忽略传动系统的外部载荷与阻尼影响的情况下,建立 WWW 型行星齿轮传动系统的自由振动微分方程

$$M \ddot{X} + KX = 0$$

式中: M 为传动系统的质量矩阵; X 为传动系统的广义坐标列阵; K 为传动系统的总刚度,包括啮合刚度和支撑刚度。

自由振动微分方程对应的特征值问题

$$\omega_i^2 M \phi_i = K \phi_i$$

式中: ω_i 和 ϕ_i 分别为第 i 阶固有圆频率和振型矢量, $i = 1, p1, \dots, 6, H$ 。

进一步得出系统第 i 阶固有频率为

$$f_i = \omega_i / 2\pi$$

代入传动系统齿轮基本参数,求出的质量矩阵和刚度矩阵为 52 阶矩阵,借助 MATLAB 软件编程对特征值求解,利用 eig 函数求出矩阵的全部特征值,程序如下(程序中略去了刚度矩阵和质量矩阵的输入):

```
E=eig(inv(M)*K);
E1=sqrt(E);
f1=E1./(2*pi);
[s,f2]=sort(T1);
```

运行程序可以得到的所有特征值,这些特征值即为传动系统各阶的固有频率。

由 MATLAB 软件的计算结果可得,WWW 型行星齿

轮减速器传动系统的最低固有频率为 1 848 Hz,所以只有当影响激励接近或者达到 1 848 Hz 时,才会引起减速器传动系统共振。相关技术要求给减速器的最高转速为 6 100 r/min,通过最高旋转频率计算公式

$$f = \frac{n}{60} = \frac{6\ 100}{60} = 101.67 \text{ (Hz)}$$

可得最高转速下的最高旋转频率为 101.67 Hz。

根据最高啮合频率计算公式,选定轴轮系

$$f = \frac{n \times z}{60} = \frac{6\ 100 \times 24}{60} = 2\ 440 \text{ (Hz)}$$

可得最高转速下的最高啮合频率为 2 440 Hz。

最高旋转频率和最高啮合频率都远离理论方法计算的传动系统最低固有频率 1 848 Hz,所以不会引起减速器共振。通过分析传动系统的固有振动特性,可为减速器工作时避开共振频率提供依据。

4 基于有限元的减速器传动系统模态分析

有限元模态分析是通过有限元法计算得出结构部件特定的固有频率、阻尼比和模态振型的过程。其分析过程是将线性定常系统的自由振动解耦成 N 个正交的单自由度振动系统^[6]。在利用经典的线性理论方法对齿轮传动系统进行固有频率求解时,理想化了一些诸如齿侧间隙、摩擦、阻尼影响以及齿轮啮合时刚度矩阵的时变问题等。然而借助有限元模态分析则可以方便地解出复杂系统的非线性模态。本文利用有限元软件 ANSYS Workbench 对减速器齿轮传动系统进行有限元模态分析,计算出各阶固有频率和模态振型。

首先在 Pro/E 中建立齿轮传动系统的简化三维模型,然后将简化后的三维模型以 stp 格式导入到 ANSYS Workbench 中的 Modal 模块;接着定义材料属性:密度为 $7\ 800 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 207 GPa,泊松比为 0.29,并按照程序对传动系统模型进行智能网格划分;然后定义约束:在各对啮合齿轮之间定义接触,接触类型为无摩擦 Frictionless Support,在各转动件添加圆柱支撑 Cylindrical Support,除行星轮约束轴向位移之外,其他转动件约束径向位移和轴向位移。最后求解出传动系统前 6 阶固有频率和模态振型。

传动系统的前 6 阶固有频率如表 3 所示。

表 3 传动系统前 6 阶固有频率

阶数	固有频率/Hz
第 1 阶	1 865.9
第 2 阶	1 867.7
第 3 阶	2 254.4
第 4 阶	2 255.6
第 5 阶	8 241.1
第 6 阶	9 134.4

传动系统的前 6 阶固有频率对应的模态振型如图 5 所示。

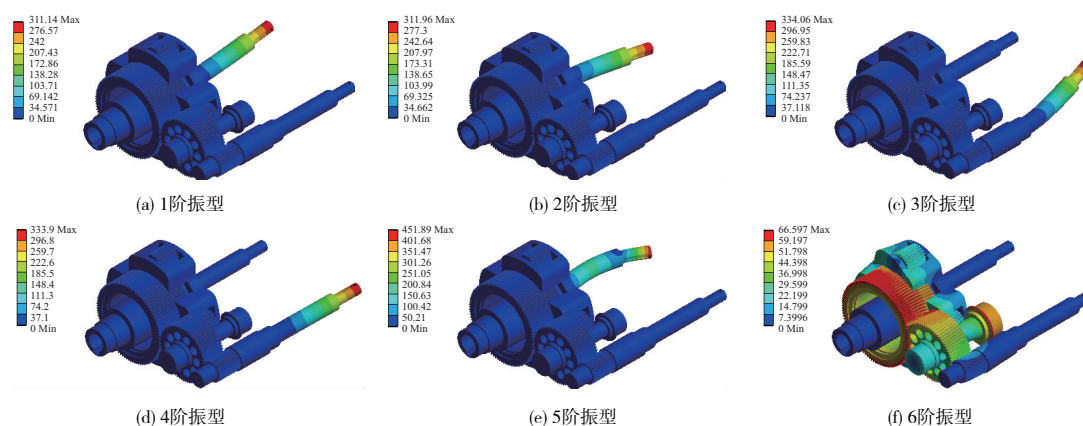


图5 传动系统前6阶模态振型图

基于有限元 ANSYS Workbench 计算出减速器齿轮传动系统的最低固有频率为 1 865.1 Hz,当影响激励接近或达到 1 865.1 Hz 时传动系统会发生共振,造成齿轮损坏。已知输入最大转速 6 100 r/min,即减速器的最大旋转频率为 101.67 Hz,传动系统最大啮合频率为 2 440 Hz,都远离传动系统的最低固有频率,所以减速器传动系统不会发生共振。

5 结语

根据某航天飞行器的技术要求,设计出满足需求的高性能 WWW 型双输入行星减速器;利用理论计算方法和有限元模态分析法对减速器齿轮传动系统进行振动特性分析,结果验证了减速器影响激励不会引起传动系统的共振。

理论计算时,由于建立的齿轮传动系统模型忽略齿轮和行星架自身弹性变形,忽略阻尼和摩擦因素的影响以及简单化齿轮啮合刚度时变性等,因此理论计算的固有频率与减速器传动系统实际固有频率存在一定偏差。但理论计算出的固有频率已经远离了传动系统影响激励引发的频率。

基于有限元模态分析,能够准确有效地计算出非线性复杂系统的固有振动特性,相对于传统理论计算法更加准

确,且有限元模态分析的固有频率结果与理论计算的结果接近,由此验证了利用理论法计算的齿轮传动系统动力学微分方程的正确性,同时为减速器避免共振提供了重要的参考数据。由于研究时间和资源有限,只对静态状况下减速器传动系统部分做了振动特性分析,对于减速器传动系统带有实际载荷及转速的预应力振动特性分析需要在今后工作中逐步完成。

参考文献:

- [1] 沈稼耕, 陆凤霞, 鲍和云, 等. 人字齿行星齿轮传动系统振动特性研究 [J]. 机械制造与自动化, 2015, 44 (2): 21-24, 41.
- [2] 刘凯文. 航天两自由度行星减速器的设计与动力学研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2018.
- [3] 宁方泉. 微型双输入减速器的设计与动力学分析 [D]. 南京: 南京理工大学, 2016: 46-47.
- [4] 徐克. 航天伺服两输入微型减速器的结构设计与动力学分析 [D]. 南京: 南京理工大学, 2017.
- [5] 闻邦椿. 机械设计手册·第2卷 [M]. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [6] 林强, 董斌. 基于 ANSYS Workbench 对矿用两级斜齿轮减速机的模态分析 [J]. 机械传动, 2017, 41 (1): 146-150.

收稿日期: 2020-07-13