

基于ADAMS的双输入行星减速器刚柔耦合动力学分析

刘凯文,张庆

(南京理工大学 机械工程学院, 江苏 南京 210094)

摘要:针对某航天飞行器舵机的要求,设计出双输入行星减速器,并在三维建模软件中建立模型。在动力学仿真软件ADAMS中分别进行多刚体和刚柔耦合的动力学仿真,得到行星齿轮的啮合力周期性变化,其频谱与旋转频率和啮合频率有关,与理论分析结果接近,证明了仿真的准确性和可行性。结果表明刚柔耦合的动力学仿真结果啮合冲击和振动较小,更具有实际意义,可为齿轮的减振降噪提供参考。运用相位调谐理论能使各行星轮受力均匀、振动减小,为减速器的优化设计提供了理论基础。

关键词:双输入行星减速器;齿轮动力学;刚柔耦合;相位调谐理论

中图分类号:V234⁺.2 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2019)05-0126-05

Rigid-flexible Coupled Dynamic Analysis of Double Input Planetary Gear Reducer Based on ADAMS

LIU Kaiwen, ZHANG Qing

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

Abstract: According to the requirements of a spacecraft, a double input planetary reducer is designed, and a model is set up in 3D modeling software. The dynamic simulation of multi rigid body and rigid-flexible coupling is carried out in the dynamic simulation software ADAMS. The periodic variation of the meshing force of the planetary gear is obtained and it is related to the rotation frequency and the meshing frequency. The simulation results are all close to the theoretical analysis results, which prove the accuracy and feasibility of the simulation. Meantime, the results show that the meshing impact and vibration in the rigid-flexible coupled dynamic simulation are smaller. It is more practical significance, the reference is provided for reducing the vibration and noise of gears. The theory of planet phasing can be used to make the planetary gear force even and vibration decrease, the theoretical basis is provided for the optimal design of the reducer.

Keywords: double input planetary gear reducer; gear dynamics; rigid-flexible coupling; theory of planet phasing

0 引言

航天飞行器舵机是控制飞行器调整飞行姿态的关键部件,现多采用机电伺服系统,包括电机、减速器和滚珠丝杠等,本文的研究对象为某航天飞行器舵机所用的减速器。

传统的单输入减速器不能满足航天飞行器舵机伺服系统的高可靠性要求,所以采用冗余设计技术,设计出双输入行星减速器,当一端输入出现故障时,另一端输入仍然可以正常工作,由此提高了飞行器的可靠性和安全性^[1]。

双输入行星减速器的啮合冲击、振动响应和动态啮合力都比较复杂,所以,进行动力学特性分析具有很重要的意义。近年来,国内外许多学者对行星齿轮机构的动力学问题进行了研究,内容包括动态响应、抑制振动和噪声等^[2-4]。但是不少研究中将齿轮作为刚体,为了更加精确地求解模型,需要对部分齿轮柔性化,建立刚柔耦合的行

星齿轮系统。

随着虚拟样机技术的不断发展,许多复杂系统都得以研究。建立行星齿轮啮合模型并进行动力学仿真也成为虚拟样机技术应用中的一例。本文通过Creo和ADAMS软件建立双输入行星减速器的虚拟样机模型,通过多刚体动力学仿真和刚柔耦合的动力学仿真,得到输出转速和啮合力的变化规律,并对其进行频谱分析,为系统的可靠性、振动特性和优化设计提供一定参考。

1 动力学模型的建立及参数选取

1.1 动力学模型的建立

由于要求减速器体积小,传动效率高,所以采用小模数齿轮。所有齿轮材料采用20CrMnTi,渗碳淬火处理,表面硬度56~60HRC。行星架材料采用40Cr。图1为双输入行星减速器机构简图,表1列出了各齿轮的参数。

齿轮轴1和齿轮轴6为输入轴,行星架H为输出轴。

输入轴的最大转速为 6000 r/min,额定输出转矩为 25 N·m。当齿轮轴 1 和齿轮轴 6 同时输入且转速相同,即正常工作时,传动比为 2.5;当电机 1 故障时,制动器 1 制动,只有齿轮轴 1 作为输入,传动比为 5;电机 2 故障时,制动器 2 制动,只有齿轮轴 6 作为输入,传动比为 5。

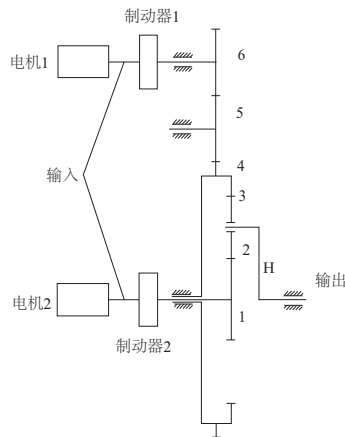


图 1 双输入行星减速器机构简图

表 1 各齿轮参数

齿轮	齿数	模数/mm	螺旋角/(°)
z_1	21	0.6	12
z_2	31	0.6	12
z_3	84	0.6	12
z_4	76	0.8	0
z_5	47	0.8	0
z_6	19	0.8	0

在三维软件 Creo 中建立行星减速器的齿轮模型并进行无干涉装配,得到装配体如图 2 所示。

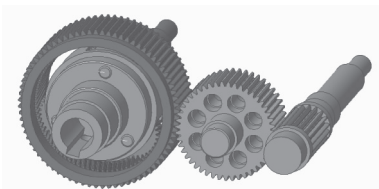


图 2 双输入行星减速器齿轮装配模型

将 Creo 中的装配模型导入 ADAMS 中,为了简化模型,将支撑行星轮的销轴与行星架做成一体,并对齿轮模型进行简化。设置各零件的材料属性,并添加如下约束:

- 1) 齿轮 1 与基体之间的转动副;
- 2) 行星架与基体之间的转动副;
- 3) 齿圈与基体之间的转动副;
- 4) 齿轮 5 与基体之间的转动副;
- 5) 齿轮 6 与基体之间的转动副;
- 6) 齿轮 1 与 3 个行星轮之间的接触;
- 7) 齿圈与 3 个行星轮之间的接触;

- 8) 销轴与 3 个行星轮之间的接触;
- 9) 齿圈与齿轮 5 之间的接触;
- 10) 齿轮 5 与齿轮 6 之间的接触。

1.2 接触定义中参数的选取

ADAMS 中有 2 种计算接触力的方法,分别是补偿法 (restitution) 和冲击函数法 (impact)。其中,补偿法通过定义惩罚系数和补偿系数来模拟接触,参数较难精确地设置,所以选用冲击函数法。Impact 函数的广义表达式为:

$$F = \begin{cases} 0 & \delta_i < 0 \\ K\delta_i^e + C\dot{\delta}_i & \delta_i > 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: F 为接触力 (N); K 为接触刚度 (N/mm^{3/2}); δ_i 为最大穿透深度 (mm); $\dot{\delta}_i$ 为接触点的法向相对速度 (mm/s); e 为接触力指数; C 为阻尼系数 (N·s/mm)。

所以,在定义接触时需要确定接触刚度、最大穿透深度、阻尼系数和接触力指数 4 个参数。

1) 接触刚度取决于两零件的材料和形状。根据赫兹理论,对于一对啮合的齿轮,接触刚度由式 (2) 得出

$$K = \frac{4}{3} R^{\frac{1}{3}} E \quad (2)$$

其中: $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}$ (外啮合取“+”,内啮合取“-”), R_1 和 R_2 为两齿轮在接触点的曲率半径,由于齿轮的变位,可由齿轮的节圆半径代替; $\frac{1}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$, E_1 和 E_2 为两齿轮材料的弹性模量, ν_1 和 ν_2 为两齿轮材料的泊松比。故可计算出各对接触齿轮的接触刚度,如表 2 所示。

表 2 各对齿轮接触刚度

单位: N/mm^{3/2}

齿轮副	1-2	2-3	4-5	5-6
刚度	2.98×10^5	5.85×10^5	5.17×10^5	3.54×10^5

2) 最大穿透深度 δ_i 是阻尼达到最大值时的穿透值,根据经验数据和反复试验,可取 0.1 mm。

3) 接触力指数 e 反映了材料的非线性程度,也称为刚度项的贡献因子。根据赫兹接触理论,对于金属之间的接触常取 1.3~1.5,本文取 1.5。

4) 阻尼系数 C 反映了系统损耗能量的能力,根据经验数据,阻尼系数一般取 10~100 N·s/mm,本文取 50 N·s/mm^[5]。

2 多刚体的动力学仿真

2.1 仿真参数设置

为了模拟双输入行星减速器在正常工作和某一端输出轴故障的工作状态,将电机 1 的转速设置为: 0 s~0.3 s 为电机启动阶段,0.3 s 时电机转速达到 6000 r/min,0.3 s~0.5 s 保持转速,0.5 s~0.8 s 为制动阶段,0.8 s~1 s,电机停转。电机 2 的转速设置为: 0 s~0.3 s 为电机启动阶段,0.3 s 时电机转速达到 6000 r/min,0.3 s~1 s 保持转速。

在 ADAMS 中定义电机 1 和电机 2 的转速函数分别为:

STEP(time,0,0,0.3,36000d)+STEP(time,0.5,0,0.8,-36000d)+STEP(time,0.8,0,1,0)
STEP(time,0,0,0.3,36000d)+STEP(time,0.3,0,1,0)

电机1和电机2的转速曲线如图3、图4所示。

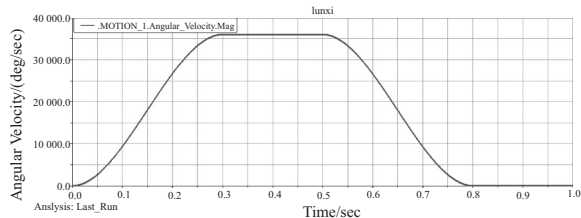


图3 电机1转速曲线

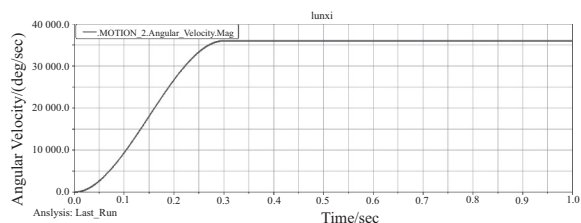


图4 电机2转速曲线

最后,在行星架上施加负载转矩 $-25\,000\text{ N}\cdot\text{mm}$,建立起多刚体动力学模型,如图5所示。

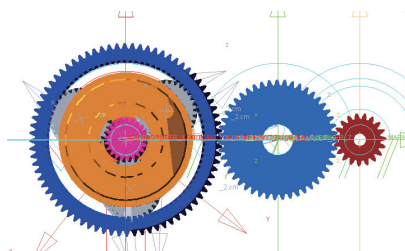


图5 多刚体动力学模型

设置仿真时间为1s,步数为5000步。

2.2 仿真结果分析

1) 行星轮系的旋转频率与啮合频率

旋转频率是单位时间内齿轮所转周数,也称为转频,计算式为:

$$f_A = n_A / 60 \quad (3)$$

啮合频率是指一对齿轮单位时间内啮合的次数,相互啮合的齿轮啮合频率相同。对于行星轮系部分,啮合频率为:

$$f_m = (f_s - f_H) z_s \quad (4)$$

式中: f_s 、 f_H 分别为太阳轮和行星架的转频; z_s 为太阳轮齿数。

对于双输入行星减速器,在双输入阶段,啮合频率

$$f_m = (f_1 - f_H) z_1 = \frac{n_1 - n_H}{60} z_1 = \frac{6\,000 - 2\,400}{60} \times 21 = 1\,260$$

在单输入阶段,啮合频率

$$f_m = (f_1 - f_H) z_1 = \frac{n_1 - n_H}{60} z_1 = \frac{6\,000 - 1\,200}{60} \times 21 = 1\,680$$

2) 行星架输出转速分析

图6为输出件行星架的输出转速曲线,在0.3s~0.5s之间处于双输入工作状态,行星架平均转速为 $14\,398^\circ/\text{s}$ ($2\,399.7\text{ r/min}$),与理论计算值 $2\,400\text{ r/min}$ 接近。在0.8s~1s之间处于单输入工作状态,行星架平均转速为 $7\,202^\circ/\text{s}$ ($1\,200.3\text{ r/min}$),与理论计算值 $1\,200\text{ r/min}$ 接近。

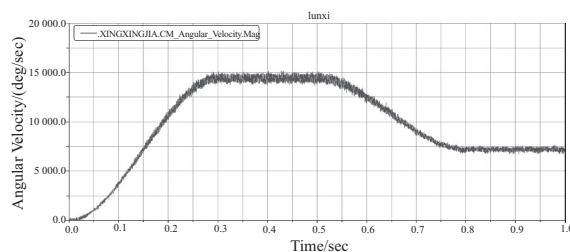


图6 行星架转速曲线

3) 啮合力分析

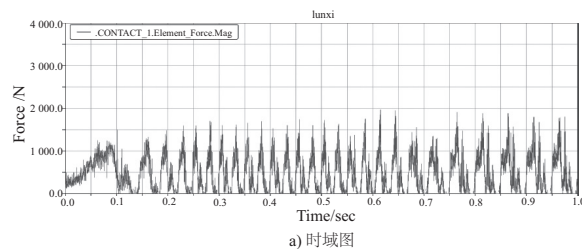
以齿轮1和其中一个行星轮之间的啮合力为例,图7a)为啮合力曲线。由于存在啮合冲击,啮合力呈现一定的波动,整体呈周期性变化。可以直观地看出,在0.3s~0.5s之间出现了8个周期,频率为40Hz。在0.8s~1s之间出现了4个周期,频率为20Hz。

虽然能直观地看出啮合力的低频频率,但是还需要进一步得到啮合力的高频频率。在ADAMS后处理中可以通过快速傅里叶变换(FFT)得到双输入和单输入时啮合力的幅值频谱图。

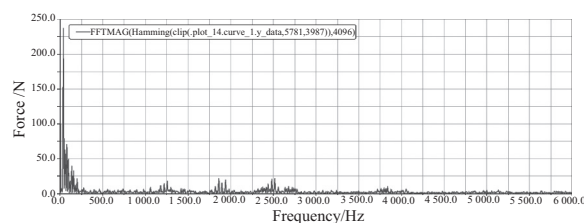
在双输入状态啮合力频谱图7b)中,第1个波峰为38.9Hz,与行星架的旋转频率40Hz接近,之后的波峰为1260.2Hz、2520.4Hz等,基本为啮合频率1260Hz的整数倍。

在单输入状态啮合力频谱图7c)中,第1个波峰为19.6Hz,与行星架的旋转频率20Hz接近,之后的波峰为1679.1Hz、3358.2Hz等,基本为啮合频率1680Hz的整数倍。

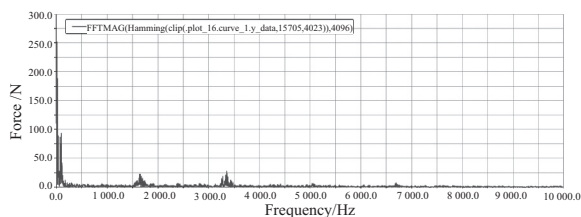
由频谱图可以看出,啮合力存在明显的调制现象,载波频率为啮合频率,调制频率为旋转频率^[6]。



a) 时域图



b) 双输入状态频谱图



c) 单输入状态频谱图

图7 多刚体仿真齿轮1与行星轮啮合力曲线

3 刚柔耦合的动力学仿真

在多刚体动力学仿真中,将所有的构件都当作刚体,在力的作用下不会变形,但是刚性系统的动力学仿真往往不能满足所需要的求解精度,也不符合实际情况。在本文设计的双输入行星减速器轮系中,齿轮5和齿轮6转速较高,受力较大,将其当作柔性体处理,其他构件仍作为刚性体,这就构成了刚柔耦合系统,既有构件的刚性运动,又有柔性件的弹性变形^[7]。

使用刚性区域法创建柔性体,利用ANSYS软件生成模态中性文件MNF,主要步骤为:定义单元类型,设置材料属性,划分网格,创建两个关键点,对关键点进行网格划分,创建刚性区域如图8所示,最后输出模态中性文件。将生成的中性文件导入ADAMS中,替代之前的刚性体,重新定义柔性体的转动副、接触力和转速,其他条件不变,仿真时间为1s,步数为5000步,进行刚柔耦合的动力学仿真。

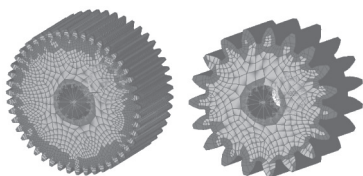
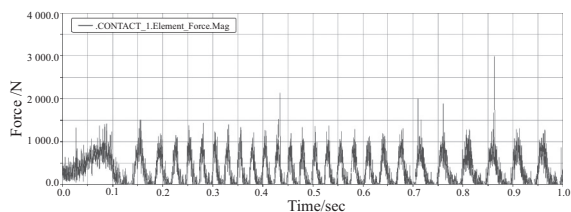


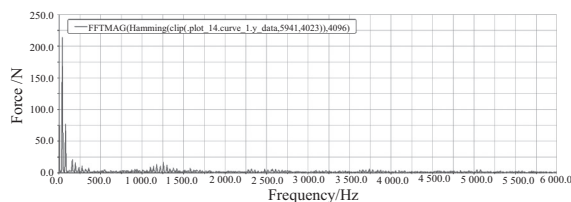
图8 齿轮5和齿轮6的刚性区域

图9a)为齿轮1和其中1个行星轮之间的啮合力曲线,啮合力的平均值为319.2N,与多刚体模型的321.2N接近。

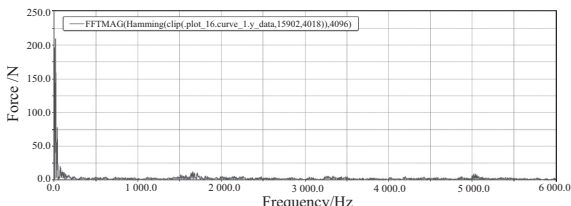
图9b)为啮合力在双输入状态下的频谱图,第1个波峰为39.3Hz,与行星架的旋转频率40Hz接近,第2个波峰为1261.8Hz,与啮合频率接近,这与多刚体模型结果很相似,说明仿真结果正确。但是,与图7b)相比,刚柔耦合模型的振动幅值小,说明了柔性体的存在使振动减小,这也更符合实际情况^[8]。单输入状态下的频谱图有同样的结果。



a) 时域图



b) 双输入状态频谱图



c) 单输入状态频谱图

图9 刚柔耦合仿真齿轮1与行星轮啮合力曲线

行星架输出转速与多刚体仿真结果平均值接近,但是放大任一位置的曲线,如图10所示,可以看出刚柔耦合模型的转速(图中虚线)波动较小,这是由于柔性体的存在,齿轮在啮入啮出时的冲击能量被柔性体吸收。

通过分析行星轮啮合力、齿轮5、齿轮6啮合力等均发现,刚柔耦合模型得到的曲线波动相对平稳,幅值很少有较大的突变,振动较小。所以,刚柔耦合的动力学仿真与减速器的实际工作状态更加符合。

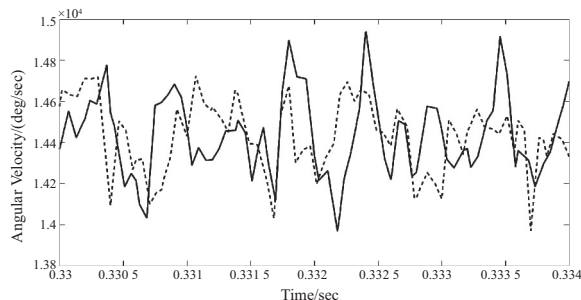


图10 多刚体仿真与刚柔耦合仿真行星架输出转速局部曲线

4 啮合相位对行星齿轮啮合力的影响

在理论计算行星齿轮受力时,认为所有的行星轮受力均匀,但在动力学仿真结果中,行星轮啮合力的大小与相位都不同,而且波动很大。图11为0.4s左右3个行星轮啮合力曲线。

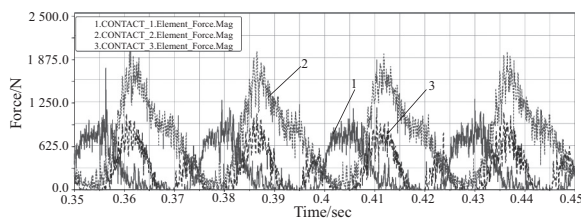


图11 0.4秒左右3个行星轮啮合力曲线

这是由于3个齿轮与齿轮1存在啮合相位差,即在每一瞬间,3个行星轮与齿轮1的啮合状态不同,而且这种

相位差对行星齿轮系统的振动特性有很大影响。基于这种现象,Seager 和 Kahraman 研究出了相位调谐理论^[9-10],得到了无相位差的条件:中心轮和内齿圈的齿数必须是行星轮个数的整数倍,即:

$$\begin{cases} \frac{z_1}{k} = \text{整数} \\ \frac{z_3}{k} = \text{整数} \end{cases} \quad (5)$$

式中: z_1 、 z_3 分别为中心轮和内齿圈的齿数, k 为行星轮的个数。根据同心条件,在齿轮不变位时,内齿圈齿数与中心轮齿数之差为行星轮齿数的 2 倍,所以,无相位差行星齿轮传动中行星轮的齿数也是行星轮个数的整数倍^[11],即要满足 $z_2/k = \text{整数}$ 。

为此重新选取了行星齿轮部分的齿数, $z_1 = 24$, $z_2 = 36$, $z_3 = 96$,并重新建立刚柔耦合的动力学模型并仿真,得到的 3 个行星轮的受力情况如图 12 所示。可以看到,3 个行星轮的受力基本没有波动,说明振动很小。

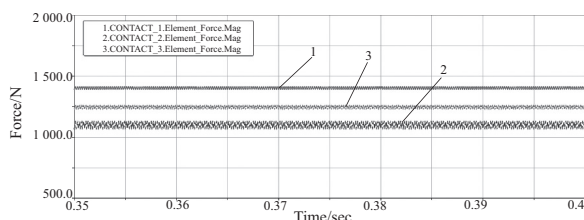


图 12 无相位差 3 个行星轮啮合力曲线

所以如果行星齿轮满足无相位差条件,就能够实现最大程度的降噪,也能抑制某些平移振动和扭转振动。相位调谐理论为行星减速器的优化设计提供了理论基础。

5 结语

1) 利用三维建模软件 Creo 建立起双输入行星减速器的齿轮模型,基于接触碰撞理论在动力学仿真软件 ADAMS 中分别建立多刚体动力学模型和刚柔耦合的动力

模型,通过分析结果可以发现,两种模型计算得到的行星架输出转速满足传动比,啮合力存在调制现象,与理论分析接近,证明了仿真的准确性和可行性。

2) 对比两种仿真结果可知,刚柔耦合模型能缓冲冲击,减小振动幅值,比较符合实际中的齿轮传动系统,更具有实际运用意义。

3) 行星齿轮啮合相位差对行星齿轮的啮合力影响较大,可以运用相位调谐理论对行星轮系进行设计,达到振动最小的理想效果。

参考文献:

- [1] 宁方泉,张庆,任亚杰. 双输入行星齿轮传动系统的动力学分析[J]. 机械制造与自动化,2017,46(2): 31-33.
- [2] Lin J, Parker R G. Structured vibration characteristics of planetary gears with unequally spaced planets[J]. Journal of Sound & Vibration, 2000, 233(5): 921-928.
- [3] 孙智民,季林红,沈允文. 2K-H 行星齿轮传动非线性动力学[J]. 清华大学学报(自然科学版),2003,43(5): 636-639.
- [4] 孙智民,沈允文,李素有. 封闭行星齿轮传动系统的动态特性研究[J]. 机械工程学报,2002,38(2): 44-48.
- [5] 宁方泉. 微型双输入行星减速器的设计与动力学分析[D]. 南京:南京理工大学,2016.
- [6] 黄中华,张晓健,周玉军. 渐开线齿轮啮合碰撞力仿真[J]. 中南大学学报(自然科学版),2011,42(2): 379-382.
- [7] 张力佳,孙立江,刘建屏,等. 刚柔耦合的行星齿轮传动系统动力学分析[J]. 华北电力技术,2017(2): 29-33.
- [8] 陈裴. 船用行星齿轮断齿故障机理研究[D]. 上海:上海交通大学,2014.
- [9] 张策. 机械动力学[M]. 第 2 版. 北京:高等教育出版社,2008.
- [10] Kahraman A. Planetary gear train dynamics [J]. Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, 1994, 16(3): 713-720.
- [11] 沈稼耕. 计入啮合相位的人字齿行星轮系系统动力学研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2014.

收稿日期:2018-05-09

(上接第 114 页)

低动力包传递给基础的振动。

2) Mooney-Rivlin 模型更能准确地描述橡胶小变形区间(25%以内)的超弹特性,通过在橡胶堆上开槽能够在垂向刚度变化不大的情况下,有效控制隔振器横、纵向水平刚度。

3) 并联阻尼器,能够改善由垂向刚度降低带来的振动烈度增大问题,虽会一定程度上增大动反力幅值,但仍低于原始隔振器方案下的动反力。

4) 采用本文提出的隔振器优化方案,能够有效地提升动力机组双层隔振系统隔振性能。

参考文献:

- [1] 王修敏,仇远旺,丁志龙,等. 船体基座刚度对双层隔振系统

隔振效果的影响分析[J]. 内燃机与动力装置,2008,1:5-7.

- [2] 刘洋山,孙梅云,闫兵,等. 动力机组隔振特性及隔振器选型研究[J]. 煤矿机械,2016,37(3): 132-135.
- [3] 王修敏,仇远旺,丁志龙等. 船体基座刚度对双层隔振系统隔振效果的影响分析[J]. 内燃机与动力装置,2008,1:5-7.
- [4] 吴杰,上官文斌,潘孝勇. 采用超弹性—粘弹性—弹塑性本构模型的橡胶隔振器动态特性计算方法[J]. 机械工程学报,2010,46(14): 109-114.
- [5] 橡胶科技编辑部. 橡胶材料的超弹性本构模型建模方法[J]. 橡胶科技,2017,15(4): 51.
- [6] 中国石油和化学工业协会. 化学工业标准汇编橡胶物理和化学试验方法[M]. 北京:中国标准出版社,1997.

收稿日期:2018-04-27