

机器人 RV 减速器输入端的有限元分析

张更强^{1a,1b},李敬波²,李佳峻^{1a,1b},雷有巧^{1a,1b},王鑫^{1a,1b}

(1. 宝鸡文理学院 a. 机械工程学院,

b. 陕西省机器人关键零部件先进制造与评估省市共建重点实验室,陕西 宝鸡 721016;

2. 中国石油宝鸡石油钢管有限责任公司,陕西 宝鸡 721008)

摘要:分析 RV-40E 型减速器加载下关键部件的受力及模态情况。利用 UG 软件建立减速器输入端及摆线轮的动力学分析模型,对模型进行静态及模态求解。计算得到输入轴和行星轮的啮合齿轮在不同转矩下应力、应变及位移的最大值,摆线轮应力、应变、位移的最大值及固有频率与振型。确定各部件最大应力及振型发生位置,为 RV 减速器的优化设计提供理论基础。

关键词:RV 减速器;有限元分析;模态分析

中图分类号:TP391 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2021)05-0103-03

Finite Element Analysis of Input End of Robot Gear Reducer

ZHANG Gengqiang^{1a, 1b}, LI Jingbo², LI Jiajun^{1a, 1b}, LEI Youqiao^{1a, 1b}, WANG Xin^{1a, 1b}

(1a. School of Mechanical Engineering, 1b. Shaanxi Key Laboratory of Advanced Manufacturing and Evaluation of Robot Key Components, Baoji University of Arts and Sciences, Baoji 721016, China; 2. CNPC Baoji Petroleum Steel Pipe Co., Ltd., Baoji 721008, China)

Abstract: The stress and mode of key components of RV-40E reducer under loading are analyzed. The dynamic analysis models of reducer input and cycloid wheel are established by UG software to solve the static and modal models. The maximum values of stress, strain and displacement of the meshing gear of the input shaft and the planet wheel under different torques are calculated. The maximum value of stress, strain, displacement, natural frequency and mode shape of cycloid wheel are obtained. The maximum stress and the location of mode shape of each component are determined, providing a theoretical basis for optimal design of RV reducer.

Keywords: RV reducer; finite element analysis; modal analysis

0 引言

高精度 RV 减速器是工业机器人的核心部件,在传动过程中零部件的受力变化会直接影响减速器的传动精度。对其核心零部件进行受力分析可以更好地了解其在工作状态下的力学特性,为减速器的优化设计、精度提高提供理论依据。

近几年国内专家学者将研究方向集中在动力学仿真与受力分析等基础特性方面,深入挖掘 RV 减速器的基本规律,为国内生产企业提高产品性能提供理论指导。现有的研究中分别从模态分析^[1-4]、齿根强度及接触^[5-7]、ANSYS^[8]、ADAMS 虚拟样机^[9-12]、传动误差^[13]等方面进行了研究。例如,何卫东等^[1]对减速器进行理论与实际的对比分析,发现整机的固有频率实验值与理论值存在较大分散度的原因主要是由零部件的制造、装配误差造成的。刘强等^[7]使用有限元分析软件 ANSYS Workbench 对 RV 减速器进行了应力、应变分析,得到输入齿轮和正齿

轮有限元多齿接触的应力、应变的大小和分布,同时提出了改变过渡圆半径的方法。徐宏海等^[9]利用 ADAMS 仿真对比了 RV 减速器特征频率的理论值与仿真值。

本文针对机器人 RV-40E 型减速器的输入轴及摆线轮进行静力学及模态分析,该研究可以为 RV 减速器的优化设计提供理论指导。

1 RV 减速器的传动原理及参数设定

1.1 RV 减速器的传动原理

RV 减速器是当前工业机器人使用最多的传动装置之一,具有传动比大,精度高,传动范围小等优点。本文以 RV-40E 型减速器为研究对象,其结构如图 1 所示。减速器由行星轮、行星架、曲柄轴、摆线轮、滚柱轴承、针齿、保持架、针齿壳、输入轴等部件构成。本文将针对受力较为复杂的行星轮及摆线轮进行有限元分析。

基金项目:陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2019JQ-898);陕西省重点研发计划资助项目(2019GY-091);宝鸡文理学院校级大学生创新创业训练计划项目(2019XJ122)

第一作者简介:张更强(1998—),男,陕西榆林人,本科,研究方向为故障诊断。

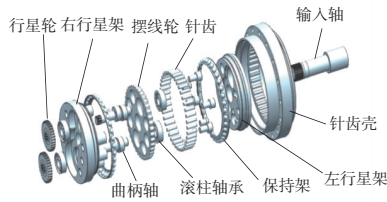


图1 RV 减速器的结构图

1.2 有限元分析的参数设定

采用 UG 软件完成机器人 RV-40E 型减速器的建模及分析等过程。定义目标材料为 20CrMo, 密度为 7.9 g/cm^3 , 泊松比为 0.3, 弹性模量为 206 GPa, 切变模量为 79.23 GPa。齿轮材料选择为各向同性, 连续且分布均匀, 忽略齿轮啮合时存在的摩擦力。

约束和边界条件的设置: 输入轴只保留轴向的转动, 限制输入轴水平、垂直方向的转动和移动及轴向的移动, 对输入轴选用销钉约束。行星轮与输入轴齿轮啮合, 行星轮中间的内花键齿轮与减速器的曲柄轴相啮合, 因此对行星轮中间与曲柄轴的接触部分施加固定约束如图 2 所示。齿轮之间相互啮合, 其选择的面对面接触单元长度默认为 0.2 mm。

对于摆线轮, 由于其受到针齿构件和曲柄轴的共同作用发生旋转, 其中心部位受输入轴的限制, 所以在中心孔处施加固定约束, 在曲柄轴孔处施加转矩 $5457 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 如图 3 所示。进行模式分析时, 由于其与减速器的多个部件配合, 只在轴向发生转动, 因此在中心孔处施加一个销钉约束。

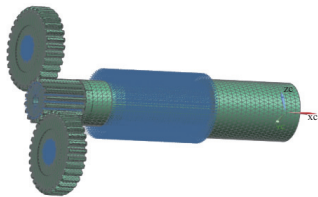


图2 输入轴与行星轮的约束

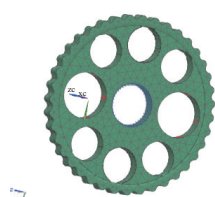


图3 摆线轮约束与载荷的施加

载荷的施加: 输入轴末端连接驱动部件, 在该处施加转矩。对于 RV-40E 型减速器, 其额定功率为 5 kW, 许用转矩为 $40000 \text{ N} \cdot \text{m}$, 输出转速范围为 75 r/min , 选择 3 组均在许用载荷范围内的载荷, 进行对照求解, 以验证求解的合理性, 避免特殊的因素导致分析的误差。

根据给定输入功率 P 和输出转速 $n_{\text{输出}}$, 由公式 $n_{\text{输入}} = i \cdot n_{\text{输出}}$, 转矩 $T = 9550P/n_{\text{输入}}$, 求得相应转矩, 取传动比 $i = 105$, 3 组负载计算的结果如表 1 所示。

表1 不同负载下的输入转矩

功率 P/kW	输出转速 $n_{\text{输出}}/(\text{r/min})$	输入转矩 $T/(\text{N} \cdot \text{mm})$
0.6	10	5 457
0.8	15	4 851
1.0	20	4 548

2 输入端的有限元分析

在 UG 中, 分别求解 3 个转矩下输入轴和行星轮模型的应力、应变、位移云图, 如图 4-图 6 所示。由于图中数据不易看清, 在此列出不同负载下的应力、应变、位移结果的最大值见表 2。

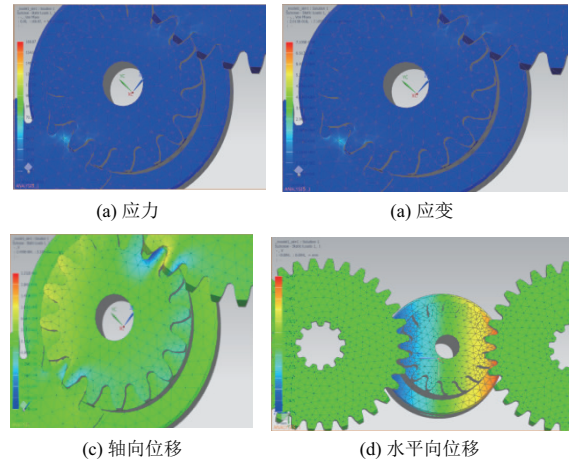
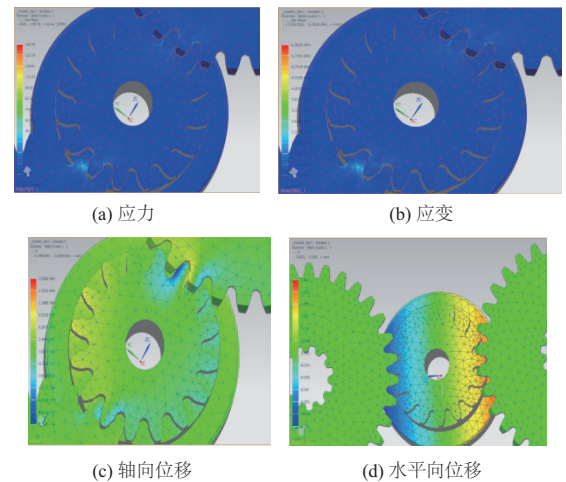
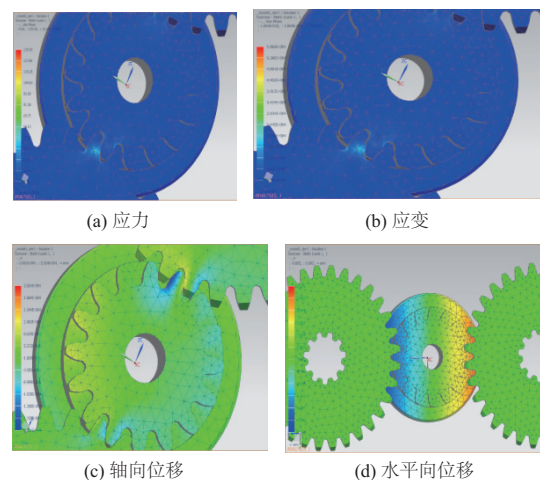
图4 输入轴上施加转矩 $5457 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 时的云图图5 输入轴上施加转矩 $4851 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 的云图图6 输入轴上施加转矩 $4548 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 的云图

表 2 不同转矩下应力、应变、位移最大值

输入转矩/ (N·mm)	应力/MPa	应变/ μm	轴向位移/ μm	水平向 位移/mm
5 457	168.87	0.710 5	0.223 2	0.084
4 851	149.78	0.630 1	0.205 8	0.083
4 548	139.50	0.586 9	0.202 4	0.083

从各转矩下的 Von Mises 应力云图中可以看出,最大应力依次为 168.87 MPa、149.78 MPa、139.50 MPa,随转矩减小而递减。最大应力位于输入轴的齿轮与行星轮齿轮啮合部分的中部,从金属材料手册中材料的各种属性可知 20CrMo 的屈服极限为 685 MPa,由表 2 可知最大应力为 168.87 MPa,远小于 20CrMo 的屈服极限 685 MPa。所以该系统满足应力要求,齿轮的应力分布满足强度要求。应变的位置与应力位置一致。

位移方面,轴向最大位移发生位置与应力相一致,水平与垂直方向位移值较大,由于垂直方向位移最大值保持 0.083 mm 不变,与水平位移几乎一致,在此没有列出。

3 摆线轮的静力学分析与模态分析

3.1 摆线轮的静力学分析

在 UG 的高级仿真功能里面,在摆线轮的中心孔处施加固定约束,在曲柄轴孔处施加转矩 5 457 N·mm,对摆线轮模型进行静力学求解分析,得到该转矩下的应力、应变、位移图,如图 7 所示。

摆线轮的最大应力、应变集中在中心孔和曲柄轴孔处,摆线轮与针齿接触,也会受到应力作用,因此在外围针齿齿根处同样出现均匀的应力集中。最大位移发生在摆线轮的边缘,随摆线轮旋转最大位移发生位置移动,但呈上下对称状。

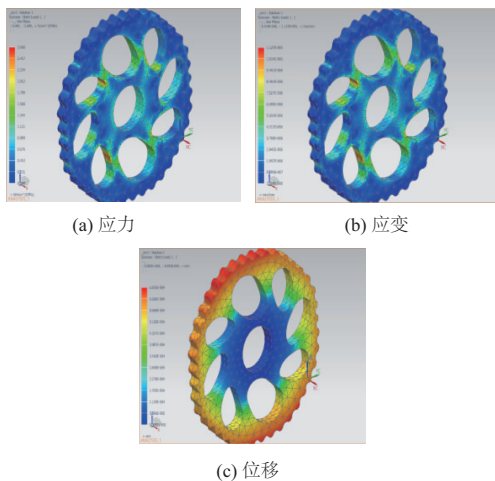


图 7 摆线轮云图

3.2 摆线轮的模态分析

对摆线轮进行模态求解,设定解算类型为 SOL 实特征值,在工况控制中的 Lanczos 数据中编辑所需要的模态数,选择为 6,约束施加后进行求解运算,得到摆线轮各阶

模态变化振型图,如图 8 所示。整理数据,见表 3。

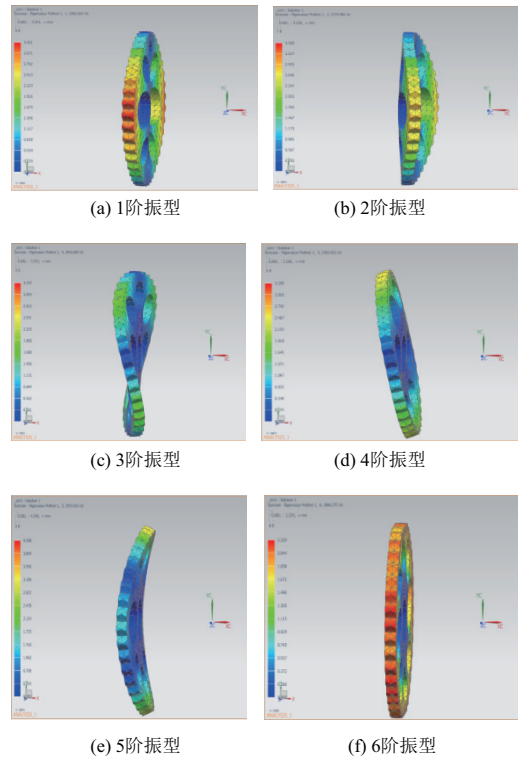


图 8 摆线轮振型

表 3 摆线轮各阶固有频率及振型

阶数	固有频率/Hz	振型
1	2 082.826	沿水平向摆动
2	2 274.996	沿垂直向弯折
3	2 493.692	沿垂直向转动
4	2 846.850	在法向面扭曲
5	2 933.816	沿垂直向弯折
6	3 986.272	沿轴向转动

图 8 中,由各阶振型摆线轮各部分的颜色可以看出,摆线轮的中间部分受力远小于摆线轮边缘部分的受力,说明摆线轮边缘部分在循环载荷下发生疲劳破坏的可能性更高(本刊为黑白印刷,相关疑问请咨询作者)。

4 结语

1) 输入端应力、应变值都随载荷的增加而增加,最大应力位于输入轴的齿轮与行星轮齿轮啮合部分的中部,最大应力值为 168.87 MPa,远小于模型所选定材料的屈服极限 685 MPa,齿轮的应力分布满足强度要求。

2) 摆线轮的最大应力、应变集中在中心孔和曲柄轴孔处,在外围针齿齿根处同样出现均匀的应力集中。最大位移发生在摆线轮的边缘,随摆线轮旋转最大位移发生位置移动,但呈上下对称状。

(下转第 131 页)

Nastran 求解器进行网格划分,定义弹性模量、泊松比等材料属性以及网格大小、网格类型等单元属性,最终生成.op2结果文件,创建 Simcenter3D 中的柔性体。

以主铰链臂为例,考虑其变形将它定义为柔性体,进行约 20 阶模态分析^[4],其有限元网格模型以及模态分析模型如图 4 所示。

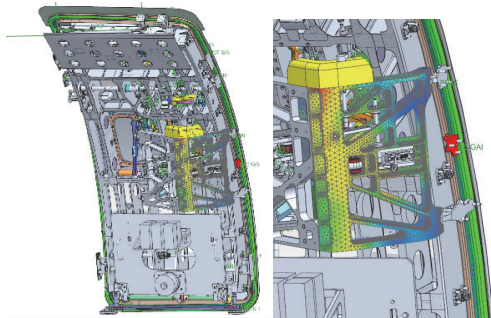
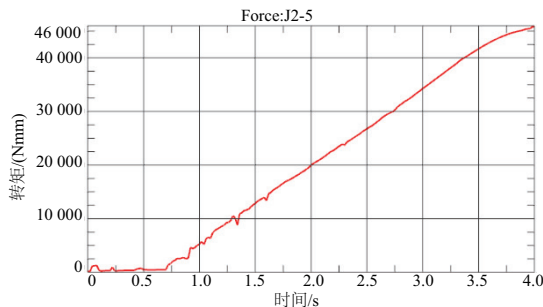


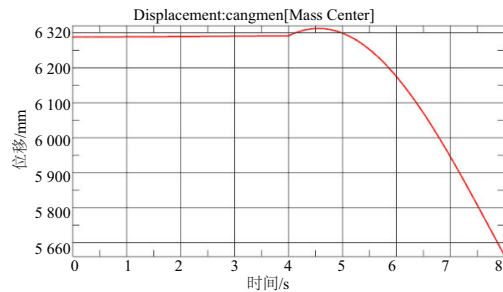
图 4 刚柔耦合模型

多体动力学刚柔耦合仿真原理为计算柔性模态,而模态是材料结构的固有振动特性,每一个模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型。通过计算各个构件的模态特征,可以预见在该振动频率阶段各种外部或者内部振源作用下的实际振动响应。

舱门刚柔耦合运动学模型建立后可以求得机构之间的转矩、速度位移变化曲线和应力、应变云图。例如,针对现有模型求解得出手柄转矩曲线以及位移变化曲线等(图 5),手柄转矩的最大值如图 5(a)所示。



(a) 手柄转矩曲线



(b) 舱门位移曲线

图 5 手柄转矩及舱门位移变化曲线

4 结语

针对舱门设计,通过刚柔耦合动力学仿真是其中不可或缺的一环。为得出舱门部件应力集中以及运动变化情况,通过 Simcenter3D 建立舱门刚柔耦合模型,对其运动情况进行分析,得出相关参数变化范围,对机构打开、关闭过程进行刚柔耦合动力学仿真,得到机构的交点力、传力特性以及应变状态,从而为机构交点的优化改进和零部件的参数确定提供依据。

参考文献:

- [1] 范东. 飞机舱门动力学仿真分析[C]// 2013 年中国航空学会结构强度专业学术交流会论文集, 三明:2013:255-260.
- [2] 秦增, 万方义. 基于杆件柔性的舱门机构动力学特性影响分析[J]. 机械与电子, 2013, 31(11): 15-19.
- [3] 张锐, 聂宏, 印寅, 等. 飞机起落架舱门刚柔耦合开度分析[J]. 江苏航空, 2011(增刊 1): 4-6.
- [4] 谷长河, 屠强, 童明波. 基于 LMS 的登机门解锁抬升机构动力学分析[J]. 航空计算技术, 2016, 46(1): 74-76, 81.
- [5] 袁强飞. 飞机舱门机构卡滞柔性仿真与试验分析[J]. 中国科技信息, 2017(13): 27-28.
- [6] 王文浩, 高明亮. 飞机舱门锁机构动力学仿真分析[J]. 航空科学技术, 2014, 25(12): 30-34.
- [7] 冯琳娜, 崔卫民, 喻天翔. 基于 LMS 的舱门机构中曲杆的疲劳寿命仿真分析[J]. 机械与电子, 2010, 28(6): 21-25.

收稿日期:2020-11-23

(上接第 105 页)

3)由摆线轮各阶振型可以看出,摆线轮的中间部分受力远小于摆线轮边缘部分的受力,说明摆线轮边缘部分在循环载荷下发生疲劳破坏的可能性更高。

参考文献:

- [1] 何卫东, 吴鑫辉. 机器人用 RV 减速器模态分析与试验[J]. 机械设计, 2016, 33(11): 72-76.
- [2] 肖君君, 何卫东. RV 减速器摆线轮的有限元模态分析[J]. 机械工程师, 2009(9): 46-47.
- [3] 佟佳岩, 蔡慧明, 李可. 基于有限元的 RV 减速器主要零件模态仿真分析[J]. 机械制造, 2017, 55(11): 58-61, 64.
- [4] 陶文东. 基于有限元的 RV 减速器主要零件模态仿真分析[J]. 轻工标准与质量, 2018(2): 75, 79.
- [5] 李净, 陈扬. 基于模拟直齿轮啮合模型的齿根强度分析[J]. 船舶工程, 2013, 35(2): 59-62, 95.
- [6] 潘洋宇. 基于 UG NX 和 ANSYS 的减速箱渐开线圆柱齿轮有限元

- 分析[J]. 科技资讯, 2011, 9(5): 110-111.
- [7] 刘强, 杨荣松, 陈志亮, 等. RV 减速器输入齿轮与正齿轮传动的有限元接触分析[J]. 制造业自动化, 2016, 38(3): 25-27.
- [8] 黄振锋, 梁顺可, 唐子坚, 等. 基于 ANSYS 软件的 RV 减速器有限元分析[J]. 机械制造, 2019, 57(2): 9-11, 20.
- [9] 徐宏海, 王文涛, 刘学翱, 等. RV 减速器工作频率理论计算与 ADAMS 仿真[J]. 机械传动, 2015, 39(7): 38-41, 46.
- [10] 吴俊飞, 刘瑞青, 邵珠文, 等. 基于 ADAMS 的 RV 减速器虚拟样机分析[J]. 机械制造, 2017, 55(10): 24-27.
- [11] 华顺刚, 余国权, 苏铁明. 基于 ADAMS 的减速器虚拟样机建模及动力学仿真[J]. 机械设计与研究, 2006, 22(6): 47-52.
- [12] 周欣. 基于 UG 的 RV 减速器虚拟样机设计与运动仿真分析[J]. 机床与液压, 2018, 46(23): 168-171, 176.
- [13] 位云成, 张杰. 机器人用 RV 减速器传动误差的测试[J]. 机械制造与自动化, 2016, 45(2): 167-169.

收稿日期:2020-09-28