

某采棉机传动系统动力学仿真分析

撰文 / 西南科技大学工程技术中心 徐春梅

传动系统是棉花收获机械中必不可少的重要部分，其运转的可靠性和稳定性直接影响到采棉机的运行。为了验证设计的合理性，本文运用三维建模软件 SolidWorks 建立了该传动系统的三维实体模型。通过建立其三维实体模型可以预知真实系统的装配关系以及整机质量等参数。在确定该传动系统设计合理以后，本文还运用虚拟样机技术对其进行了模拟仿真，找出了传动系统的运动学关系，求得了该系统的数值计算解。这种方法节省了经济投入，方便快捷，为实际样机的设计和制造提供了依据。

一、引言

常规的人工采棉机械效率低、收获期长、用工量大、条件艰苦且劳动强度大，每年采棉季节动用大量的劳动力。机械采棉技术既可以减轻采棉劳动强度，又有利于扩大棉花规模化生产经营，降低棉花生产成本、提高棉花生产综合效益。

全世界采棉机的主要生产国有美国、前苏联、以色列和中国等 4 国。现有的采棉机传动系统大多都是液压传动或者其他高级方式。液压马达虽然传动方式简单直接，但是成本很高，与经济性设计思路相背离。其他先进复杂传动方式多存在零部件互换性差，维修时间长，机子无法作业将导致采收效率大幅降低，甚至错过棉花采收的黄金期，对棉花产量和质量都造成了影响。于是采用传统式的机械传动，不仅调节方便，而且易拆易换，且取材方便，成本很低。

在本文的研究中是采用多刚体系统动力学理论中的拉格朗日方程方法，建立系统动力学方程，对虚拟系统进行静力学、运动学和动力学分析，输出位移、速度、加速度和反作用力曲线。由于篇幅所限文章仅列举个别分析结果。

二、建立 ADAMS 虚拟传动系统模型

根据采棉机整机设计，总传动系统的位置结构如图 1 所示。将 SolidWorks 里面建好的三维实体模型导入 ADAMS 软件里面，在 ADAMS 中给传动系统加上初始条件，配合约束、驱动约束、阻力和阻力矩等。

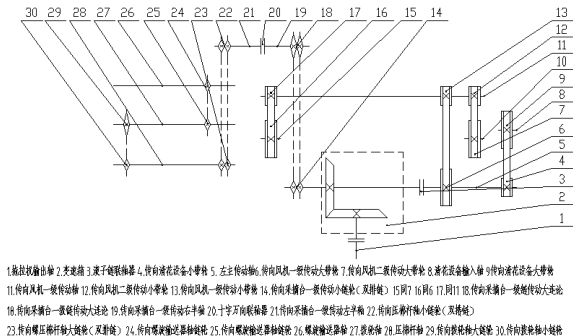


图 1 总传动原理图

1. 施加约束副

从 SolidWorks 中建立的三维实体模型导入 ADAMS 以后, 只有该虚拟系统的几何位置关系, 需要添加约束关系, 具体添加方法及参数在此不一一赘述。系统中除了这些约束以外, 还需要给不运动的零部件如变速箱箱体, 底座立式轴承等加上对大地的固定约束。另外应当给各零部件逐一添加对应的材料属性, 并确定整机系统的重力方向, 即可得到各零部件的质量属性参数。

2. 初步验证载荷的确定

进行仿真分析之前, 首先应该检验样机模型, 以便及时发现和排除建模过程中隐含的错误, 以确保后续仿真分析的顺利进行。本文主要通过两个方面对样机模型进行初步验证。

(1) 人工检验样机模型基本参数: 对照实际设计模型详细检验样机各零部件的参数单位、质心位置、质量以及初始装配位置, 及时修正样机系统与实际模型有差别的部分。

(2) 使用 ADAMS 自检工具检验: 利用 ADAMS 自带的自检工具 “ModelVerify”, 能够检查出仿真系统是否存在没有约束或过约束的构件, 还能计算出样机的自由度等。

经过两种检查可以看出, 虚拟样机模型建立正确, 可以进行后续仿真分析工作。

3. 施加力

在系统中, 所有轴的轴线都是与坐标系 x 轴平行, 所以所有的轴受到的来自带传动或者链传动的径向力都在 $y-z$ 平面内。可根据轴上各零部件装配位置, 轴段的长度等其他参数分别计算出各轴支座反力。

4. 施加阻力矩

压棉杆轴、拨轮轴以及螺旋输送机轴都受到外来力矩作用, 因此在仿真模拟中, 加入相应阻力矩。

此处以压棉杆轴所受阻力矩计算为例。在梳齿式采棉机作业过程中, 拖拉机带动整机行驶, 棉花被经过的梳齿间的缝隙夹持, 随着整机前行最终被掳下来。在这个过程中, 压棉杆的作用就是防止被夹持的棉株连根拔起。压棉杆上的防拔辊分布有具有方向性的锯齿形状的齿牙。在棉杆受到梳齿的拉力的情况下, 压棉杆上的齿将棉杆向下压倒, 从而实现防拔起棉杆的功能。棉杆在防拔起的时候要求棉杆表面纤维不被破坏, 而棉杆的抗压强度 (横纹) $\sigma=3.5\text{MPa}$ 。

因此可以将压棉杆轴上所受的垂直地面向上的力看成均布载荷, 它的正应力应该小于或者等于棉花的抗压强度

($\sigma=3.5\text{MPa}$)。即该轴上受到的最大阻力矩可按均布荷载 $\sigma_{\max}=3.5\text{MPa}$ 来计算。

三、系统动力学仿真分析

1. 初始条件分析

在进行静力学、运动学和静力学分析之前, ADAMS 会自动进行初始条件分析, 以便在初始系统模型中各物体的坐标与各种运动学约束之间达成协调, 这样可以保证系统满足所有的约束条件。本系统中, 所有零部件的初始位置一定, 初始速度都为零。因此, 不用单独求解。

2. 运动学分析

建立系统仿真模型时, 将系统中的运动副 (构件与地面或构件与构件之间) 用系统广义坐标表示为代数方程, 即可写出其运动学约束方程组。系统中驱动约束是系统广义坐标和时间的函数, 可以将系统运动学约束和驱动约束统一表示为:

$$\Phi^K(q,t) = \begin{bmatrix} \Phi^K(q,t) \\ \Phi^D(q,t) \end{bmatrix} = 0$$

对上式求导, 即有速度约束方程; 再次求导即可得加速度方程。在此, 仅以变速箱输出轴与风机一级传动轴转速为例, 仿真得到图 2、图 3 所示结果。

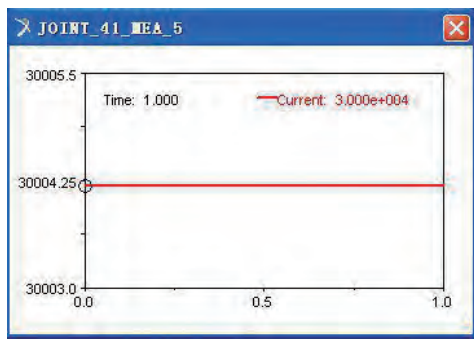


图 2 变速箱输出转速

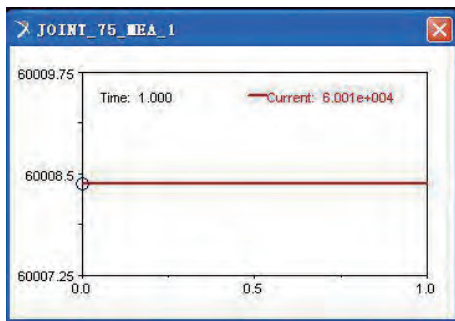


图 3 风机一级传动轴转速

变速箱输出转速为 30005.5deg/s (图 2), 风机一级传动轴转速为 60009.75deg/s (图 3), 即可得知, 风机一级传动轴与变速箱输出轴转速比约为 2 : 1。满足实际设计转速。

由以上分析可知, 动力传动系统自建立模块运动关系正确, 能够合理地表示出该传动系统的运动关系。

3. 动力学分析

(1) 动荷系数的研究: 静荷是指无加速度或加速度可以忽略的受力状态; 动荷有加速度的受力状态。本文中构件等角速转动也为动荷的一种研究状态。在虚拟样机的动力学分析中, 可以得到运动过程中各轴承座上的约束反力, 这些结果可以与设计过程中求解的静平衡状态下的支座反力进行比较得到载荷的动荷系数, 该结果可以反作用于设计过程, 确保整机的安全性。

由于轴段同一位置的力和应力值成正比, 所以动荷系数也可以表示为:

$$k_d = \frac{\sigma_d}{\sigma_{st}} = \frac{F_d}{F_{st}}$$

接变速箱右端输出的主轴上轴承处的静载荷为: $F_{Ad}=320\text{N}$, $F_{Bd}=169\text{N}$ 。而从整个运动仿真过程中测得两支座的动载荷如图 4 所示。

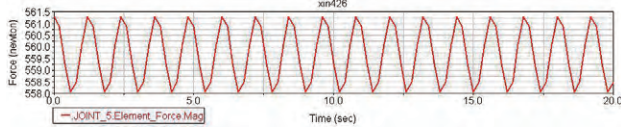


图 4 右端主轴上 A 端载荷时域图

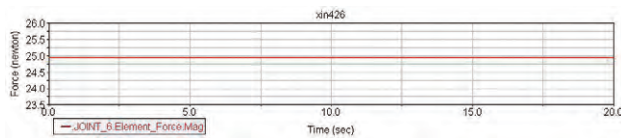


图 5 右端主轴上 B 端载荷时域图

由图 4、5 可以算出 $k_{d\max}$:

$$k_{d\max} = k_{dA} = \frac{F_{dA}}{F_{stA}} = 1.75$$

由静强度分析结果知道该轴上应力最大处的 $\sigma_{st\max}=16.558\text{MPa}$, 因此 $\sigma_{d\max}=36.1\text{MPa}$, $\sigma_{d\max} < [\sigma]$ 该轴在运动过程中的强度可以通过校核。

(2) 变速箱动态特性分析: 本文是基于 IMPACT 函数的接触模式来定义的接触力, 接触碰撞模型以 Hertz 弹性撞击理论分析为基础, 能比较准确地模拟变速箱内齿轮啮合时接触力的响应。

该传动系统中两齿轮均为运行速度较慢的齿轮, 所以齿轮材料选择 20CrMnMo, 又因为变速箱是要实现等速换向的功能, 所以两齿轮结果材料均相同。两齿轮都需经过渗碳淬火, 表面硬度 HRC60_2, 心部硬度大于 HRC30。因此得出齿轮对刚度系数为: $K=7.53 \times 10^5 \text{N/mm}$ 。

另外, 根据反复试验取碰撞指数 e 取 2.2; 阻尼系数取 $100\text{N}/(\text{s} \cdot \text{mm})$, 即其阻尼为 $7.53 \times 10^3 \text{s}$; 变形距离 d 取 0.1mm 。两个齿轮碰撞时的摩擦按润滑处理, 取动摩擦系数为 0.1, 静摩擦系数为 0.16。

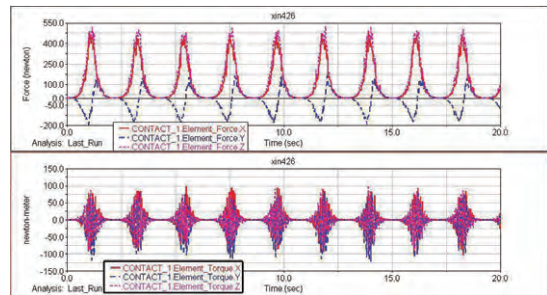


图 6 接触力坐标分量时域图

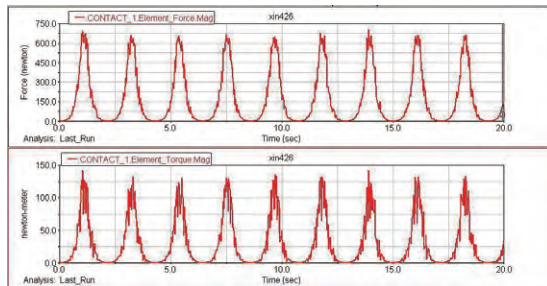


图 7 齿轮啮合接触力时域图

由图 6、图 7 可以分析得到, 在转速加载阶段, 随着速度的增加, 啮合力的波动幅度增加, 达到峰值后逐渐变小; 接触力基本呈现周期性变化, 每个周期接触力都是如正弦波形一样先从最小值逐渐增至峰值然后逐渐回落变小。它形象地反映出了齿轮之间的啮合情况, 两啮合齿轮从即将进入啮合区, 然后逐渐啮合, 然后到啮合区域中心, 最后逐渐脱离开。两齿轮碰撞力最大达到了 703N。从图中可以发现齿轮的碰撞力有明显的动载成分, 碰撞力围绕着一个定值上下震荡, 表明齿轮在啮合传动的过程中存在着明显的冲击振动。

两齿轮第一次出现峰值的时间为 1.17s, 此时接触力为 674.5N; 第二次出现峰值是在第 3.3s 处, 接触力为 637.8N; 碰撞力在冲击振动作用下在第 13.9s 处出现了最大接触力, 为 703N。从图中可以看出接触力波动周期为

1.13s。在过高的接触应力的多次重复作用下，齿面表层就会产生细微的疲劳裂纹，裂纹的蔓延扩展使齿面的金属微粒剥落下来而形成凹坑，容易出现疲劳点蚀导致齿轮失效。本文中经过虚拟仿真测得的最大接触力也只有 703N，说明本机中的变速箱内的齿轮对的强度足够，不会因为齿轮啮合时的冲击载荷而发生失效。

(3) 模态分析：模态只与结构的刚度和质量及结构阻尼有关，与外在作用无关。分析中忽略系统阻尼对其自身振动特性的影响，不施加任何载荷，只施加简化后的约束。本文中先分析各个关键轴的模态，运用常用的有限元计算软件 ANSYS 中 WORKBENCH 模块进行分析。整机系统的结构较为复杂且零件尺寸大小差异很大，在 ANSYS 中进行分析的计算量过大，因此选用了 ADAMS 结合计算出整机的模态参数。

右端主轴的激振频率为 8.33，该轴的前 6 阶固有频率值分别为：1 阶 4.48e-004，2 阶 496.84，3 阶 497，4 阶 1191.1，5 阶 1191.4，6 阶 1328.6。右端主轴的激振频率不接近该轴的任何一阶固有频率，因此该轴避开了破坏性很强的共振区。其振型图如图 8 所示。

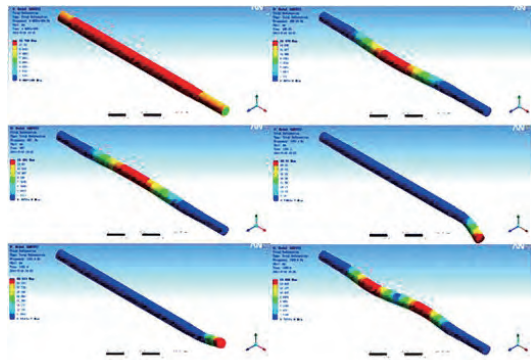


图 8 右端主轴轴前 6 阶振型

第一阶轴的振型主要表现为挤压变形；第二、三阶为弯曲和扭转的组合变形，且变形量对称分布，轴向中点附近振动最强；第四、五阶振型表现为拉伸和弯曲组合，主要发生在连接变速箱输出轴一端的轴头，此段轴头连有滚子链联轴器，且为扭矩的输入端；第六阶固有频率下，轴的振型表现为弯曲和扭转组合，过轴的轴向中点的横截面对其振型的对称截面。

(4) 静强度分析：静强度分析研究结构在常温条件下承受载荷的能力，通常简称为强度分析。静强度分析的内容（应力分布、变形形状和屈曲模态等）可通过静力试验测定或验证。本文采用有限元法进行分析计算，使用的软

件为 ANSYS WORKBENCH。

将变速箱右端输出的主轴的强度分析结果如图 9 所示，其等效应力最大值为 16.558MPa，主要出现在轴上与皮带轮配合的轴段上，变截面的地方为应力集中的地方，这些截面积发生变化的轴段处应力值急剧增加。但是该轴上的最大等效应力值小于该轴的许用应力，说明该轴的强度通过校核。



图 9 右端主轴等效应力云图

四、结语

本文研究的传动系统是基于 4MSC-3000 采棉机整机设计的，4MSC-3000 采棉机是朝着经济型及适用型发展的一种新型采棉机。通过 4MSC-3000 采棉机传动系统动力学仿真分析得到以下结论。

(1) 通过运动学分析，证实了本虚拟传动系统的模型建立很准确，该系统可以准确地表达出真实传动系统的各项参数，为后续力学研究做好了准备。

(2) 系统中各关键轴都通过了静强度校核，并且，在考虑到动荷系数的影响下各关键轴也满足结构强度。

(4) 变速箱动态特性研究结果表明，齿轮啮合时确实存在冲击振动，但是本机中接触应力远小于齿轮的疲劳应力，所以变速箱内两啮合齿轮在接触力和冲击载荷的共同作用下也是安全的。

(4) 本文还对各关键轴进行了模态分析，结果表明各轴的激振频率都避开了其固有频率，不会发生共振。