排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2018 年 8 月 Aug. 2018 | 第 36 卷 第 8 期 Vol. 36 No. 8
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.18.0068

新型三折叠喷洒臂结构设计及动力学仿真

余聪*，汤玲迪，汤跃
（江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）


余聪

摘要：针对目前卷盘式喷灌机配套单喷头车水力能耗高，而水力能耗低的桁架式喷洒车不能折叠的问题，设计了 1 种新型三折叠喷洒臂桁架结构，确定了各杆件的长度以及连接关系，建立了基于多刚体系统动力学理论的拉格朗日法机构动力学方程，结合 ADAMS 虚拟样机技术仿真分析了三折叠喷洒臂结构在正弦函数驱动下的各杆件运动响应以及动力学特性. 根据分析结果对结构进行了改进，结果表明，三折叠喷洒臂结构折叠过程运动平稳，完全收拢后内侧杆件折叠角为 86.2°，各杆的最大受力突变出现在折叠收拢角为 85.6°时，此时液压缸输出最大推力为 2 800 N，各杆最大应力为 10 MPa，远远满足管用防锈铝合金材料 130 MPa 的许用应力要求. 由此表明，三折叠喷洒臂结构具有较好的折叠收拢效果，各杆件受力满足结构强度要求，为验证三折叠喷洒臂结构设计的合理性及加工物理样机的可行性提供了依据.

关键词：卷盘式喷灌机；桁架喷头车；折叠喷洒臂；动力学方程；ADAMS 仿真
中图分类号：S277.9　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2018)08-0696-06

余聪，汤玲迪，汤跃. 新型三折叠喷洒臂结构设计及动力学仿真[J]. 排灌机械工程学报，2018，36(8)：696-701.

YU Cong，TANG Lingdi，TANG Yue. Design and dynamics simulation of a new three-fold spraying arm structure[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2018，36(8)：696-701.(in Chinese)

Design and dynamics simulation of a new three-fold spraying arm structure

*YU Cong**，*TANG Lingdi*，*TANG Yue*
(National Research Center of Pumps，Jiangsu University，Zhenjiang，Jiangsu 212013，China)

Abstract：A three-fold spraying arm structure was designed aiming at the problems that the single nozzle sprinkler car of the reel sprinkler was high hydraulic power consumption，and the truss type sprinkler car could not be automatically folded，meanwhile the overall dimensions and the connection of each member were determined. Further，the dynamics equation based on Lagrange's method of multi-rigid-body dynamics theory was established. The dynamic characteristics of the structure driven by sine function were analyzed using ADAMS virtual prototyping technology. The simulation results show that the folding movement of the structure is stable. After completely tucked inside bar folding angle is 86.2°，there appears the maximum stress of mutations at the fold angle of 85.6°. At this time，the maximum thrust of the hydraulic cylinder output is 2 800 N，and the maximum stress of each rod is 10 MPa，which is far enough to meet the requirements of tensile strength of 130 MPa. This shows that it has a better folding effect，and each rod meets to the structural strength requirements，which provides the basis for the rationality of the design of the three-fold spraying arm structure and the feasibility of machining physical prototype.

Key words：reel type sprinkler；truss nozzle car；folding spray arm；dynamic equation；ADAMS simulation

收稿日期：2018-04-06；**修回日期**：2018-05-09；**网络出版时间**：2018-06-13
网络出版地址：http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20180613.1519.040.html
基金项目：国家重点研发计划项目(2016YFC0400104)；江苏省高校优势学科建设工程项目
第一作者简介：余聪(1994—)，男，江西新余人，硕士研究生(通信作者，1274422751@qq.com)，主要从事节水灌溉装备及智能化研究.
第二作者简介：汤玲迪(1988—)，女，江苏镇江人，助理研究员(angealt@sina.com)，主要从事节水灌溉装备及智能化研究.

卷盘式喷灌机是 1 种适合我国国情、能适应不同大小地块要求的移动式机械化灌溉装备，近 10 年来，在我国得到广泛应用. 近年来，国内学者对卷盘式喷灌机开展了大量理论和试验研究，形成了灌溉装备新的研究热点[1-3].

目前卷盘式喷灌机配套的喷头车多以单喷头车为主，单喷头车使用旋转式单喷头实现大幅面喷灌，但单喷头工作压力高，大大增加了喷灌机组的水力损失以及配套水泵的功耗. 而目前桁架式多喷头喷洒车在作业前后拼接、拆卸喷管过程费时费力，劳动强度大，无法实现机械化作业.

针对目前喷灌桁架结构存在的问题，国内外学者进行了相关研究. 葛茂生等[4]运用 ANSYS 软件构建了轻小型移动式喷灌机的桁架有限元模型，以结构轻量化为主要目标进行了优化设计. 汤跃等[5]采用虚拟样机软件 ADAMS 建立了 JP75 型喷灌机桁架式喷洒车的动力学仿真模型，对喷洒车的抗倾覆性及爬坡能力进行了仿真分析. HONERMANN 等[6]发明了 1 种农用喷药的 2 杆折叠桁架式喷洒臂结构，阐述了第 1，2 桁架间的连接结构. CARLSON 等[7]发明了 1 种含有多折叠喷管和多喷头的喷洒臂结构，设计了多种喷洒臂折叠结构形式. 许超等[8]设计出了 1 种液压升降折叠宽幅喷药桁架，对折叠机构和整体宽幅喷架进行了理论分析和结构设计. 王媛媛等[9]设计了 1 种大型植保机喷雾桁架，应用 Pro/E 软件进行实体建模、运动仿真以及对桁架结构进行了静力学分析.

综上所述，目前卷盘式喷灌机喷灌桁架结构研究主要以固定拼接式桁架喷洒结构为主，而对于能实现折叠的桁架结构的研究主要围绕喷药机械. 文中在借鉴两折叠喷药桁架结构的基础上，设计 1 种三杆折叠机构，确定折叠喷洒臂的长度，进一步建立三折叠桁架的动力学数学模型，结合 ADAMS 动力学仿真技术，研究三折叠喷洒臂的运动学及动力学特性，为卷盘式喷灌机的喷洒桁架结构实现折叠功能提供了新的设计思路.

1　喷洒臂结构设计及运动分析

1.1　折叠喷洒臂结构设计

对文献[9]两杆折叠喷雾桁架结构改进，该类型桁架只提供骨架结构，需在桁架骨架上再配置喷灌管路系统，另外两杆折叠的喷灌宽幅有限，因此，文中从以下几个方向进行改进分析：

1）考虑各桁架间的连接关节，关节能实现基本的桁架间转动，且考虑关节能在结构伸展后达到通水目的，以简化喷管桁架结构.

2）引入第 3 折桁架，考虑能实现同步旋转的结构，通过链轮传动或者连杆机构实现第 3 桁架与第 1，2 桁架的同步运动.

3）考虑桁架结构的竖直方向受力以及杆件的空间配置以增加桁架结构的整体承载能力.

图 1 所示为三折叠喷洒臂结构的机构简图，该结构共由 10 个杆件组成，引入了 11 个转动副，1 个移动副. 该机构通过引入 1 组平行四边形机构来增加 1 节桁架，利用平行四边形机构的运动特性，实现第 3 桁架与第 2 桁架的同步运动.

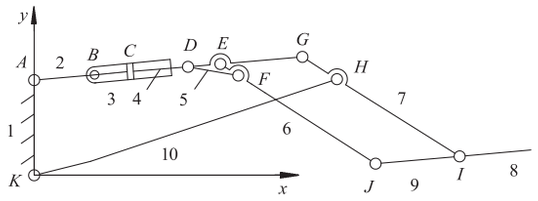
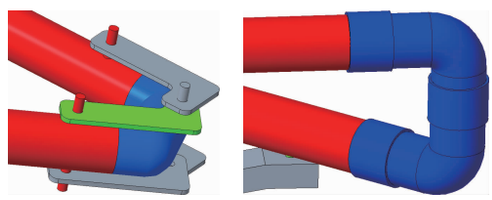


图 1　三杆折叠机构运动简图

Fig. 1　Schematic diagram of three-bar folding mechanism

三杆折叠机构由铰链四杆机构 *AGHK*、平行四边形机构 *EGIJ* 以及曲柄滑块机构 *DEF* 组成. 当机构展开运动时，由液压推杆 4 运动带动驱动板 5 转动，驱动板 5 推动第 1 连杆 6 向外运动，同时第 2 桁架 7 和第 3 桁架 8 做同步运动，最后支撑杆 10 和第 1 桁架 2 向外做展开运动.

图 2a 所示为软管连接实现桁架间的转动和直接通水功能，并且软管的上下侧通过刚性关节连接，该类型连接方式使用了多个关节，加工较为复杂；图 2b 所示为 180°旋转水管接头，该类型连接刚性大，连接简单可靠，但上下桁架具有一定的高度差，存在一定水力损失. 文中考虑安装方便以及使用的可靠性，采用第 2 种连接方式.



(a) 软管配合旋转关节　　(b) 旋转水管接头

图 2　关节连接方式

Fig. 2　Connecting way of joints

由三折叠桁架的机构简图可知，支承杆是整个机构竖直方向受力的主要杆件，考虑杆件呈空间安

装以增加在竖直方向的受力分量;也可考虑空间桁架截面或索吊来承受大跨度结构及水体的重力.

考虑桁架结构的轻量化,各杆件采用铝合金材质,第1,2,3喷管的内径为60 mm,厚度为3 mm,其中支板及驱动板是厚度为6 mm,宽度为40 mm的板材. 如图3所示为在*CREO*建立的三折叠桁架结构图.

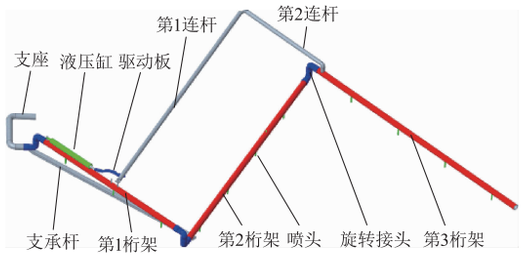


图3 三折叠桁架结构

Fig. 3 Three-fold truss structure

1.2 折叠机构尺寸参数

本折叠喷洒臂能实现折叠与伸展的关键在于第1桁架2、第2桁架7、第3桁架8收拢转角能否接近90°. 根据图解法分析,得到铰链四杆机构*AGHK*和曲柄滑块机构*DEF*的位置关系,如图4所示.

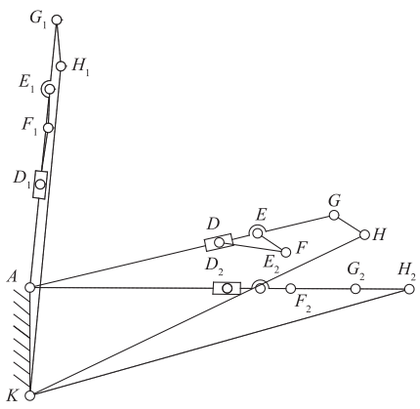


图4 四杆机构*AGHK*和滑块机构*DEF*运动简图

Fig. 4 Mechanism motion diagram of *AGHK* and *DEF*

根据机构的运动始末位置以及在车体的安装位置,运用图解法得到约束如下:

$$\begin{cases}(l_{AG}+l_{GH})^2+l_{AK}^2=(l_{AG}-l_{GH}+l_{AK})^2,\\ l_{DF}\geqslant l_{EF}.\end{cases}\tag{1}$$

考虑折叠桁架收拢后以支架为中心,约束条件为

$$\begin{cases}l_{EG}+l_{EJ}=l_{AK}+2l_{AG},\\ l_{GI}+l_{JI}=l_{AK}+2l_{AG}.\end{cases}\tag{2}$$

各桁架以3 m为基本长度,根据式(1),(2)计算得到各杆件长度L,见表1.

表1 各杆件长度参数

Tab. 1 Parameters of bar length

部件	L/mm	部件	L/mm
l_{AK}	500.0	l_{AG}	2 230.0
l_{GH}	224.8	l_{HK}	2 505.2
l_{EF}	240.0	l_{CD}	450.0
l_{BE}	180.0	l_{EF}	150.0
l_{EG}	980.0	l_{GI}	3 150.0
l_{IJ}	979.9	l_{EJ}	3 150.1

2 折叠桁架机构动力学模型

在折叠桁架展开机构动力学理论模型建立过程中主要考虑了驱动力和各运动副的摩擦力. 因重力为竖直方向载荷,在水平面内的动力学响应分析中不考虑. 选取杆2所在支架一侧为广义坐标原点,所研究的可折叠平面桁架机构是一个单自由度的机械系统,系统的拉格朗日方程为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right)-\frac{\partial T}{\partial q}=F,\tag{3}$$

式中:T为系统的动能;q为广义坐标;F为作用在系统上的广义外力.

2.1 系统动能

杆2、杆10在整个折叠运动过程中只有转动运动,其动能分别为

$$\begin{aligned}E_2&=\frac{1}{2}J_2w_2^2,\\ E_{10}&=\frac{1}{2}J_{10}w_{10}^2,\end{aligned}\tag{4}$$

其余各杆做平面运动,其动能均可表示为质心的平动动能与绕质心转动动能的叠加,杆3至杆9的总动能可表示为

$$E_k=\frac{1}{2}\sum_{i=3}^{9}(J_iw_i^2+m_iv_i^2),\tag{5}$$

式中:m_i为杆件i的质量;v_i为杆件i质心的速度;J_i为杆件i绕质心的转动惯量;w_i为杆件i的角度.

桁架结构的总动能为

$$\begin{aligned}T&=\frac{1}{2}\left(\sum_{i=2}^{10}J_iw_i^2+\sum_{j=3}^{9}m_iv_i^2\right)=\\ &\frac{1}{2}\left(\sum_{i=2}^{10}J_i\frac{w_i^2}{w_2^2}+\sum_{j=3}^{9}m_i\frac{v_i^2}{w_2^2}\right)w_2^2,\end{aligned}\tag{6}$$

于是得折叠桁架的广义转动惯量为

$$J=\sum_{i=2}^{10}J_i\frac{w_i^2}{w_2^2}+\sum_{j=3}^{9}m_i\frac{v_i^2}{w_2^2},\tag{7}$$

式中:$\frac{w_i}{w_2},\frac{v_i}{w_2}$为关于系统运动学的参数,与系统杆件

的长度和位置有关.

2.2　系统广义力

作用在系统上的广义惯性力主要有液压缸推力、转动副的摩擦力，可列广义力的功率表达式为

$$P = F_{\mathrm{d}}\,\dot{l}_{BD} - \sum M_{fi}\,\dot{\theta}_j\,, \tag{8}$$

式中：F_{d} 为驱动力；$\dot{l}_{BD}$ 为液压推杆运动速度；M_{fj} 为各转动副摩擦力矩；θ_j 为杆件 j 的角位移.

$$\sum M_{fi}\,\dot{\theta}_i = M_{fA}\,\dot{\theta}_2 - M_{fB}(\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_5) - M_{fC}(\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) - M_{fD}(2\,\dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_5 + \dot{\theta}_6) - 2M_{fF}(\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_7) - M_{fG}\cdot(\dot{\theta}_6 + \dot{\theta}_7) - 2M_{fH}(\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_7) - M_{fI}(\dot{\theta}_7 + \dot{\theta}_{10}) - M_{fL}\,\dot{\theta}_{10}\,, \tag{9}$$

得到以 θ_2 为独立变量的广义外力表达式

$$P = \Big[F_{\mathrm{d}}\frac{\dot{l}_{BD}}{\dot{\theta}_2} - (M_{fA} + M_{fB} + M_{fC} + 2M_{fF} + 2M_{fH}) - (M_{fC} + 2M_{fD})\frac{\dot{\theta}_3}{\dot{\theta}_2} - (M_{fB} + M_{fD})\frac{\dot{\theta}_5}{\dot{\theta}_2} - (M_{fD} + M_{fG})\frac{\dot{\theta}_6}{\dot{\theta}_2} - (2M_{fF} + M_{fG} + 2M_{fH} + M_{fI})\frac{\dot{\theta}_7}{\dot{\theta}_2} - (M_{fI} + M_{fL})\frac{\dot{\theta}_{10}}{\dot{\theta}_2}\Big]\dot{\theta}_2 = Q\,\dot{\theta}_2. \tag{10}$$

2.3　系统动力学微分方程

系统运动微分学方程由式(6)可知，广义转动惯量 J 是关于 θ_2 的函数，将式(8)代入式(3)，则可得系统的运动微分方程

$$\frac{\partial T}{\partial q} = \frac{1}{2}\frac{\mathrm{d}J}{\mathrm{d}\theta_1}\dot{\theta}_2^2,\quad \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} = J\,\dot{\theta}_2,\quad J\,\ddot{\theta}_2 + \frac{1}{2}\frac{\mathrm{d}J}{\mathrm{d}\theta_2}\dot{\theta}_2^2 = Q. \tag{11}$$

3　模型建立及动力学仿真

3.1　仿真分析

基于前文运用 CREO 建模软件建立的折叠桁架三维模型，将模型保存为. xt 文件格式，导入虚拟仿真软件 ADAMS 中，定义各杆间的连接关系，液压缸固定平行安装在第 1 桁架上，第 2 连杆与第 3 桁架焊接固定，其余均为转动连接，如图 5 所示.

因重力为竖直方向载荷，折叠过程为平面内运动，分析中不考虑重力的作用. 参考文献[10]，赋予各运动副摩擦受力，各运动副摩擦系数见表 2. 表中 L_{f} 为摩擦力臂，L_{b} 为弯曲作用力臂，r 为销半径，v_{f} 为静摩擦速度.

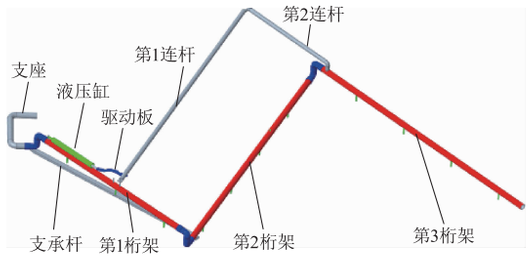


图 5　各杆件连接关系

Fig. 5　Connection of each member of the truss

表 2　各运动副摩擦参数设定

Tab. 2　Setting of each pair of sports friction parameters

运动副	L_{f}/mm	L_{b}/mm	r/mm	v_{f}/(mm·s^{-1})
转动副	3.0	4.0	6.0	0.01
移动副	—	5.0	—	—

根据运动学分析可知，液压推杆的运动行程 S = 421 mm，设定单次折叠或伸展时间 t 为 10 s. 为了方便选择合适的液压缸推杆运动速度以及推力大小，以及保证三杆折叠喷洒臂结构在折叠与伸展过程中的运动稳定性，应尽量避免驱动过程中各杆件受到的运动冲击载荷，文中选择 STEP 函数为速度加载.

根据行程制定液压缸的运动速度函数图像，设定回收时间 t = 10 s，可得回收驱动运动的约束，该约束定义为

$$\begin{cases} v = a\sin\,wt, \\ \int_0^t v\mathrm{d}t = S. \end{cases} \tag{12}$$

液压缸回收控制函数为

$$v = \frac{S\pi}{20}\sin\frac{2\pi}{T}t, \tag{13}$$

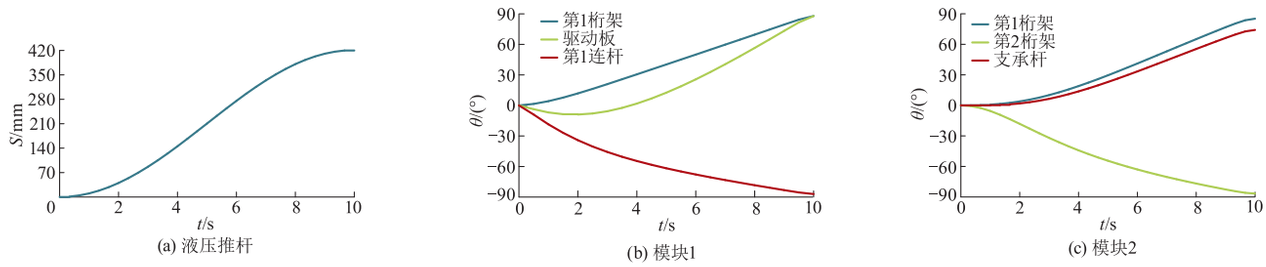
式中：S 为液压推杆行程；T 为正弦函数周期；t 为折叠或伸展动作时间.

为了方便观察和分析，将三折桁架机构分为 2 个模块. 参照机构运动简图 1，将曲柄滑块机构 *DEF* 定义为模块 1，包括第 1 桁架、驱动板和第 1 连杆. 将铰链四杆机构 *AGHK* 定义为模块 2，包括第 1 桁架、第 2 桁架和支承杆. 仿真得到液压推杆及各模块的运动情况如图 6 所示.

根据仿真角位移分析结果可知，第 1 桁架在 10 s 时刻角位移为 86.3°，第 2 桁架角位移接近 −86.1°，第 1，2 桁架平均折叠角为 86.2°，与设计的 90°折叠转角接近，可知喷洒臂结构满足折叠性要求. 液压推杆及各模块的受力情况如图 7 所示.

由图 7 可知，各机构的杆件最大受力达 6.7 ×

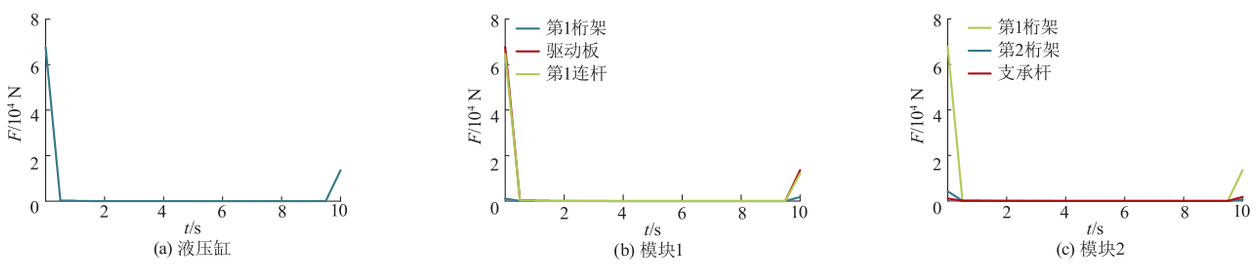
10^4 N，远超出铝合金材料的许用应力要求. 由受力曲线图可知，最大受力出现在折叠和收拢动作的开始，可知结构在最初驱动时刻，由于液压缸在桁架上固定安装，导致液压推杆初始驱动角小，机构处于接近死点的位置，使得驱动力激增. 因此，考虑驱动液压缸的其他安装方式.



(a) 液压推杆　(b) 模块1　(c) 模块2

图6　液压推杆及各模块杆件角位移

Fig. 6　Hydraulic rod displacement and angular displacement of each module



(a) 液压缸　(b) 模块1　(c) 模块2

图7　液压缸输出力及各模块的受力

Fig. 7　Hydraulic cylinder output force and the forces on each module

3.2　结构改进分析

原有液压缸固定安装在第1桁架上，液压推杆直接与驱动板转动连接的方式，无法很好地驱动三折桁架运动；考虑增加1支板，使液压缸在第1桁架上转动安装，液压推杆与支板、驱动铰接，液压缸与第1桁架呈一定夹角安装. 图8所示为液压缸改进后的三折桁架结构.

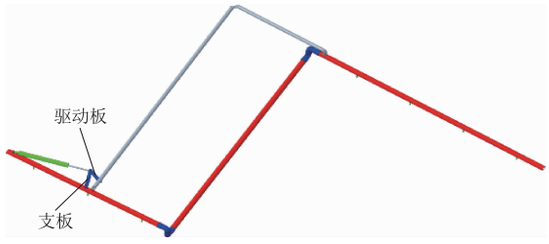
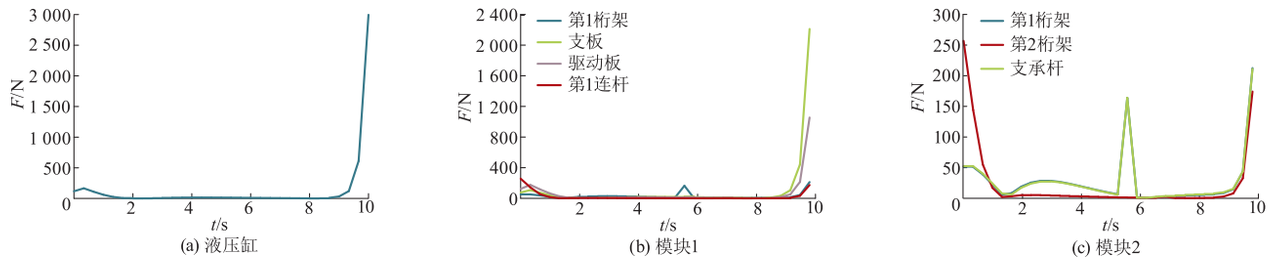


图8　三折叠桁架改进后模型

Fig. 8　Improved model of three-fold truss

对改进后的结构受力分析，如图9所示.



(a) 液压缸　(b) 模块1　(c) 模块2

图9　液压缸输出力及各模块受力

Fig. 9　Hydraulic cylinder output force and forces on each module

根据仿真受力分析结果可知，模块1各杆受力突变出现在临近折叠终止时，转角为85.6°，最大受力达到2 380 N；模块2受力变化最大出现在折叠转角为85.7°时刻，模块2受力最大为支板，最大受力为240 N；已知各杆的最小截面积为240 mm^2，可得杆件受到的最大应力为10 MPa，远远小于铝合金材料的130 MPa的许用应力要求.

液压缸输出最大推力为2 800 N，若使用电动缸驱动，可选用电动缸的规格为4 000 N，行程为400 mm，可使用24 V蓄电池进行供电.

4 结　论

1）在二折叠喷药桁架结构的基础上，设计了1种新型三杆折叠机构，阐述了三杆折叠机构的各杆件参数设计要求，运用虚拟样机技术ADAMS得到各杆折叠运动转角达到86.2°，接近完全90°折叠的要求，三折叠喷洒臂结构折叠收拢效果较好.

2）在建立三维模型的基础上，运用虚拟样机技术进一步建立了三折叠喷洒臂的动力学仿真模型，分析了各杆件在正弦函数驱动下的动力学特性，仿真结果表明，液压缸在第1桁架上固定安装的方式不合理.

3）根据结果进行分析，对结构进行改进，增加1支板，使液压缸在第1桁架上转动安装，改进后液压推杆输出最大推力为2 800 N，各杆件最大受力为2 380 N，杆件最大应力为10 MPa，远小于铝合金材料的许用应力，满足设计要求.

参考文献(References)

[1] TANG Lingdi, YUAN Shouqi, TANG Yue. Performance improvement of a micro impulse water turbine based on orthogonal array[J]. Mathematical problems in engineering, 2017, 12: 1-15.

[2] 李科，汤跃，赵进. 基于蜗轮蜗杆的卷盘喷灌机传动设计与优化[J]. 排灌机械工程学报，2017，35(5)：454-460.
LI Ke, TANG Yue, ZHAO Jin. Transmission design and optimization of reel sprinkler based on worm gear [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2017, 35(5): 454-460. (in Chinese)

[3] TANG L D, TANG Y, SIVA P. A numerical study of flow characteristics in a helical pipe[J]. Advances in mechanical engineering, 2016, 8(7): 1-8.

[4] 葛茂生，吴普特，朱德兰，等. 基于ANSYS的轻小型移动式喷灌机组桁架杆件优化研究[J]. 节水灌溉，2013(11)：62-65.
GE Maosheng, WU Pute, ZHU Delan, et al. Optimization of truss members for light and small mobile sprinkler units based on ANSYS[J]. Water saving irrigation, 2013(11): 62-65. (in Chinese)

[5] 汤跃，赵进，邱志鹏，等. 基于虚拟样机的桁架式喷洒车稳定性动力学仿真[J]. 农业机械学报，2015，46(7)：72-78.
TANG Yue, ZHAO Jin, QIU Zhipeng, et al. Simulation of stability dynamics of truss sprayer based on virtual prototype[J]. Transactions of the CSAM, 2015, 46(7): 72-78. (in Chinese)

[6] HONERMANN J P, REESE S D. Adhesively bonded frame section for agricultural sprayer boom: US8939383B2[P]. 2015-01-27.

[7] CARLSON B C, FISHER P J, KLEMME K A, et al. Folding lightweight sprayer boom system: US2016 0038961A1[P]. 2016-02-11.

[8] 许超，陈永成，李瑞敏. 液压升降折叠宽幅喷杆喷架的结构设计[J]. 农机化研究，2015(8)：96-99.
XU Chao, CHEN Yongcheng, LI Ruimin. Structural design of hydraulic lifting and folding boom sprayer[J]. Journal of agricultural mechanization research, 2015(8): 96-99. (in Chinese)

[9] 王媛媛，邢全道，陈培红，等. 基于Pro/E的大型植保机喷雾桁架设计[J]. 中国农机化学报，2014，35(3)：109-111.
WANG Yuanyuan, XING Quandao, CHEN Peihong, et al. Design of spray truss for large plant protection machine based on Pro/E[J]. Chinese journal of agricultural mechanization, 2014, 35(3): 109-111. (in Chinese)

[10] 王旭鹏，刘更，马尚君. 含间隙运动副机构的动力学特性研究[J]. 振动与冲击，2016，35(7)：110-115.
WANG Xupeng, LIU Geng, MA Shangjun. Study on dynamic characteristics of the secondary mechanism with clearance[J]. Journal of vibration and shock, 2016, 35(7): 110-115. (in Chinese)

(责任编辑　盛杰)