

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.05.017

多功能智能轮椅背部支起机构优化设计

邢坤,程武山

(上海工程技术大学机械与汽车工程学院,上海 201620)

摘要:为了实现智能轮椅多形态背部支起机构稳定和安全运行,课题组对各种形式角度调节机构进行研究、分析,提出轮椅的背部支起机构使用电动推杆来进行角度调节。搭建了背部支起机构模型,在分析了背部支起机构几何关系和力学模型的基础上,使用 MATLAB 求解电动推杆固定位置的最优解;借助 SolidWorks Motion 进行动力学仿真,确定电动推杆的最佳行程。借助 SolidWorks Simulation 进行有限元仿真分析,验证背部支起机构的设计方案。仿真结果表明:电动推杆的固定位置和行程选择合理,降低了承载梁的载荷,提高了背部支起机构安全性和平稳性。

关键词:多功能智能轮椅;背部支起机构;电动推杆;动力学仿真;有限元分析;SOLIDWORKS 软件

中图分类号:TB115.7;TB122 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2019)05-0089-05

Optimum Design of Multi-Functional Intelligent Wheelchair Backup Mechanism

XING Kun, CHENG Wushan

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: In order to realize stable and safe operation of intelligent wheelchair multi-mode back support mechanism, various angle adjustment mechanisms were studied and analyzed. The back support mechanism of wheelchair using electric push rod for angle adjustment was proposed. A model of the back support mechanism was built on the basis of the analysis of the geometric relationship and mechanical model of the back support mechanism, the optimal solution of the fixed position of the electric actuator was solved by using MATLAB. Dynamic simulation was carried out to determine the optimal stroke of the electric actuator with the help of SolidWorks Motion, and the feasibility of the back support mechanism verified through finite element analysis were performed by SolidWorks Simulation. The simulation results show that the fixed position and stroke of linear actuator are reasonable, which reduces the load of the load beam and improves the safety of the back support mechanism and stabilizes the back support process.

Keywords: multifunctional intelligent wheelchair; back support mechanism; electric push rod; dynamic simulation; FEA (finite element analysis); SolidWorks

中国是世界人口大国,据相关调查,中国人口老龄化问题日益严重,老年人的身心健康将成为社会的重要问题^[1]。为给行动不便的老人提供方便,辅助护理设备应运而生^[2]。按动力源不同,辅助护理设备可分为手动和电动两种^[3]。轮椅的背部支起机构可实现人由卧躺到坐起的位姿变化,节省人力,提高使用者的体感舒适度。

常用的背部支起机构有曲柄滑块机构、齿轮组机构和导杆机构^[4]。以曲柄滑块机构为原理的背部支

起机构,以人力或电机为动力源,丝杠转动带动滑块及与滑块相连的连杆机构运动,完成角度调节,但该机构铰链点较多,故障率大,可靠性低,且占用空间较大^[5-6];以齿轮组机构为原理的背部支起机构,可实现较大角度的调节,但齿轮润滑要求高,且齿面易出现点蚀等损伤^[7];以导杆机构为原理的背部支起机构,铰接点少,机构简单,可靠性相对较高^[8]。

在上述背景下,课题组提出轮椅的背部支起机构采用导杆机构,而导杆机构的主要部件为电动推杆。

收稿日期:2019-04-24;修回日期:2019-07-30

第一作者简介:邢坤(1993),男,河南驻马店人,硕士研究生,主要研究方向为机构设计。E-mail:1530655257@qq.com

课题组搭建了不同行程的电动推杆背部支起机构模型,分析背部支起运动过程中背部床板总成的角速度、电动推杆作用力和铰链承载力,以及舒适性等因素,确定电动推杆固定位置及行程,实现最优的设计。

1 总体布局设计

多功能智能轮椅结构如图1所示。安装在轮椅腿部和背部的电动推杆作为动力源,实现腿部弯曲和背部支起,完成座椅的多形态动作(背部支起、腿部弯曲和行走)。

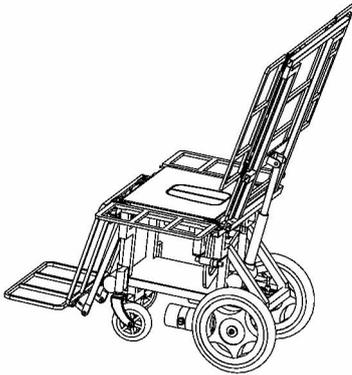
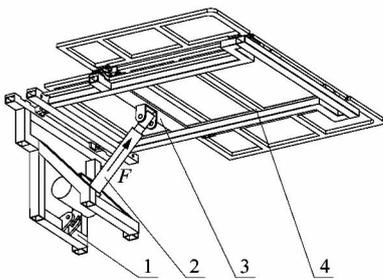


图1 多模态轮椅布局
Figure 1 Multi-modal seat

背部支起机构如图2所示,电动推杆2一端通过铰链固定在电动推杆固定梁1上,另一端通过铰链固定在背部铰链固定梁3上,电动推杆的伸缩运动带动背部床板总成绕铰链的转动,完成背部支起功能。



1—电动推杆固定梁;2—电动推杆;3—背部铰链固定梁;
4—背部床板总成。

图2 背部支起机构
Figure 2 Back support mechanism

2 背部支起机构力学模型

按多功能智能轮椅使用条件及相关标准,确定多形态系统的部分尺寸,如表1所示。电动推杆竖直方向固定长度 n 的尺寸大小受到多形态轮椅的总高及电机尺寸的限制。

表1 背部支起机构尺寸参数

Table 1 Back support mechanism size parameter

| mm | | |
|-------------|----------|--------------|
| 背部板总成长度 L | 多形态机构的总高 | 电动推杆固定高度 n |
| 730 | 530 | 300 |

图3为背部支起机构简图,背部板总成可围绕铰链 A 转动, θ 为背部板总成与水平方向夹角,按功能需求确定 $\theta_{\min} = 0^\circ, \theta_{\max} = 80^\circ$ 。 B, C 分别为电动推杆与背部板总成、背部铰链固定梁的铰接点, β 为电动推杆与水平方向夹角, m 为铰链 A 与铰链 B 的水平方向尺寸, n 为铰链 A 与铰链 C 的竖直方向尺寸。参考人机工程学数据,上身质量占人体质量 110 kg 的 62%^[9-11],背部床板总成质量为 7.9 kg, W 为背部床板总成承受力,力作用半径 $r = 367.06$ mm、电动推杆的长度为 l 。

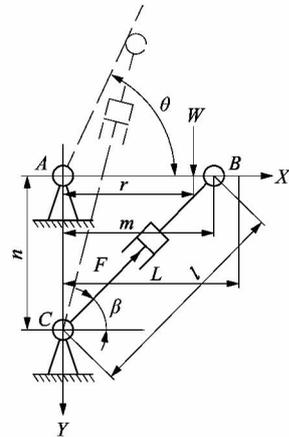


图3 机构简图

Figure 3 Mechanism sketch

图3所示的背部支起机构各参数的几何关系:

$$l = \sqrt{m^2 + n^2 + 2mnsin\theta}; \quad (1)$$

$$sin\beta = \frac{n + m\sin\theta}{\sqrt{m^2 + n^2 + 2mnsin\theta}}. \quad (2)$$

3 电动推杆推力求解

设电动推杆作用力为 F , 电动推杆在力 F 方向的位移为 dl , 背部床板总成承载力 W 在竖直方向的位移为 dh , 由虚功原理知道:

$$W \cdot dh = F \cdot dl \quad (3)$$

背部板总成以铰链 A 为中心转动, 将式(3)变换得:

$$Wr\sin\theta \cdot d\theta = F \cdot dl. \quad (4)$$

将机构的几何参数代入式(4), 得到

$$F = \frac{Wr \tan \theta \cdot \sqrt{m^2 + n^2 + 2mnsin \theta}}{mn} \quad (5)$$

由式(5)知电动推杆作用力 F 的影响因素为 m, n 和 θ 。当电动推杆的固定位置确定时, m 和 n 确定, 背部支起角度 θ 在 $0^\circ \sim 80^\circ$ 范围内变化, $m^2 + n^2 + 2m \cdot n \sin \theta$ 随 θ 增大而递增, 由此知式(5)增减性与 θ 一致。当 θ 一定时, 固定距离 m 和 n 不同时, 电动推杆作用力 F 不同。为分析 m 和 n 对力 F 的影响, 将式(5)对 θ 求导:

$$\frac{dF}{d\theta} = \frac{Wr \tan \theta \cdot \cos \theta}{\sqrt{m^2 + n^2 + 2mnsin \theta}} + \frac{Wr \sec^2 \theta \cdot \sqrt{m^2 + n^2 + 2mnsin \theta}}{mn} \quad (6)$$

式(6)大于0, 做变换得:

$$\sin^3 \theta - (1 + 2mn) \cdot \sin \theta - m^2 - n^2 \leq 0 \quad (7)$$

将式(7)取等, 变为关于 $\sin \theta$ 的方程, 解方程组有单个解, 但只有一个实解:

$$\sin \theta = -\frac{1}{3}(Y_1 + Y_2) \quad (8)$$

其中:

$$Y_1 = \sqrt[3]{\frac{\mu_1 + \mu_2}{2}};$$

$$Y_2 = \sqrt[3]{\frac{\mu_1 - \mu_2}{2}};$$

$$\mu_1 = 27 \cdot (m^2 + n^2);$$

$$\mu_2 = 3 \sqrt{81(m^2 + n^2) - 12(1 + 2mn)^3}.$$

电动推杆安装尺寸 m 和 n , 受多模态床自身约束且大于0。 X 为小于0的数, 即不论 m 和 n 如何取值, 电动推杆作用力 F 的最大值都将出现在背部支起的最大角度位置。力的作用半径 $r = 367.06$ mm, 背部支起机构的最大角度为 80° , W 为 1 100 N, 将以上数据代入式(5), F 关于 m, n 的函数:

$$F = \frac{228\,987.1 \sqrt{m^2 + n^2 + 1.96mn}}{mn} \quad (9)$$

4 电动推杆固定位置的最优解

背部支起机构可选用不同行程电动推杆, 行程不同的电动推杆对应的固定位置不同, 因此背部床板总成及电动推杆的受力大小和方向不同, 以及背部床板总成角速度不同, 而合适的角速度和人体的舒适度相关。以 m, n 和电动推杆安装长度和最大尺寸等为边界条件, 寻找不同行程电动推杆的可行域; 以式(9)为目标函数, 找出最优解。

表2中 s 为电动推杆行程, $s = 100 + 50i$ ($i = 1, 2, 3, 4$)。根据电动推杆实际运行状况, B 铰链点要始终在 C 铰链点的右侧。

表2 边界条件

| Table 2 Boundary conditions | | mm | |
|-----------------------------|-----------|-----------|-----------|
| 电动推杆最大长度 | 电动推杆安装长度 | m | n |
| $160 + 2s$ | $160 + s$ | 100 ~ 700 | 100 ~ 300 |

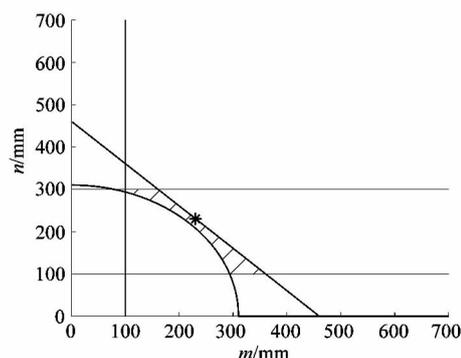
未执行背部支起功能前的几何关系:

$$m^2 + n^2 \geq (160 + s)^2 \quad (10)$$

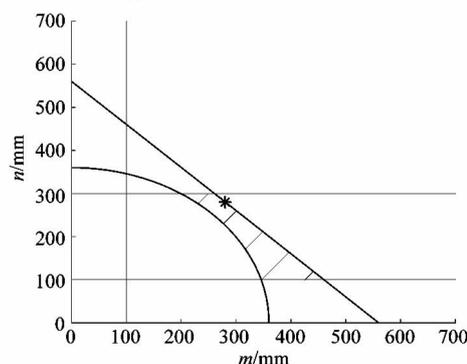
完成背部支起功能时的几何关系:

$$(n + m \cdot \sin \theta)^2 + (m \cdot \cos \theta)^2 \leq (160 + 2s)^2 \quad (11)$$

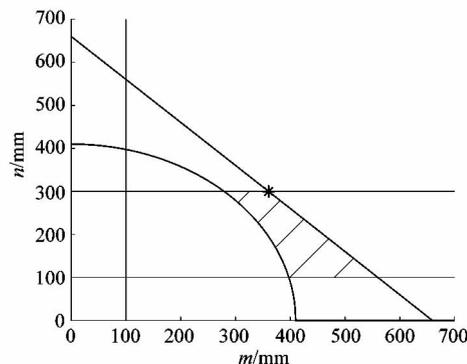
根据以上约束条件, 在 MATLAB 中, 绘制可行域, 如图4所示。



(a) 行程为150 mm时, m, n 可行域



(b) 行程为200 mm时, m, n 可行域



(c) 行程为250 mm时, m, n 可行域

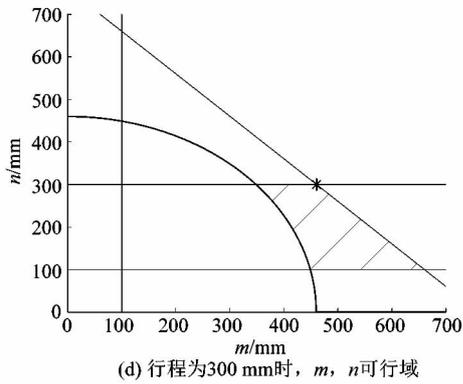


图4 可行域

Figure 4 Feasible domain

根据式(10)和式(11)的曲线关系以及多形态背部支起功能模块的尺寸约束,可行域为曲线、直线内侧以及表2所示的 m, n 边界所围成的区域,如图4中剖面线部分所示。电动推杆作用力的最大值出现在背部支起的最大角度位置,以式(9)为目标函数,以图4中各电动推杆的可行域为约束,调用MATLAB中求解非线性多元函数最小值的fmincon函数^[12],得到电动推杆的固定位置以及该位置对应的作用力,如表3所示。各个行程电动推杆的可承载的最大轴向载荷为6 000 N。

表3 电动推杆固定位置及对应的作用力

Table 3 Electric push rod fixed position and corresponding force

| 行程 s/mm | 水平距离 m/mm | 竖直距离 n/mm | F/N |
|-----------|-------------|-------------|-----------|
| 150 | 230.219 | 230.219 | 2 017.988 |
| 200 | 280.266 | 280.266 | 2 317.633 |
| 250 | 360.623 | 299.999 | 3 128.444 |
| 300 | 460.691 | 299.999 | 4 378.575 |

5 背部支起机构动力学仿真分析

在多功能智能轮椅一定的高度和背部床板总成长度范围内,随着电动推杆行程的增大,水平固定距离 m 和竖直固定距离 n 均增大,电动推杆最大推力值也相应增大。电动推杆的型号和最终固定位置的确定不仅要考虑推力的大小,还要考虑背部支起机构的角速度和铰链承载力的大小。借助SolidWorks Motion插件对背部支起机构进行动力学分析,得到不同行程电动推杆对应的背部支起机构的背部板总成的角速度、电动推杆作用力及铰链承载力等数据,并对数据进行研判,选择合适的方案。

分析时首先将电动推杆添加直线马达,如图5中箭头所示,并按照实际运行状况将速度设置为5 mm/s;多形态背部机构受到重力作用,因此在背部板总成

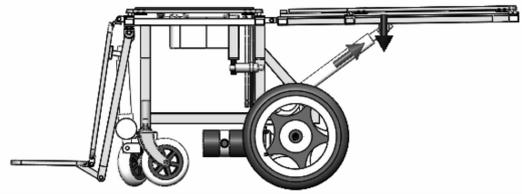
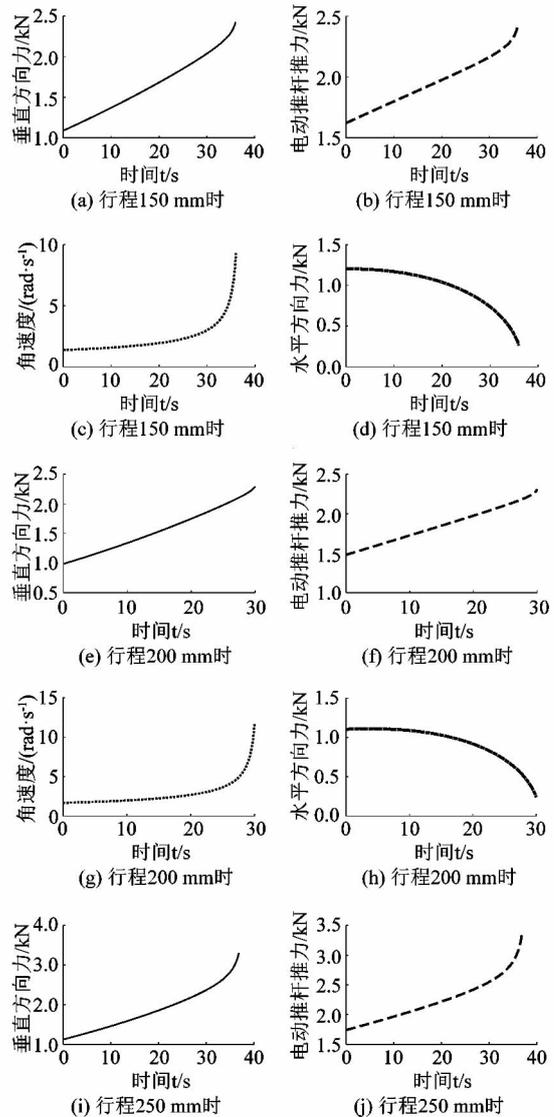


图5 SolidWorks Motion 配置

Figure 5 SolidWorks Motion configuration

添加向下的载荷并设置大小为1 100 N,计算各行程电动推杆对应的运动算例,得到不同行程电动推杆对应的背部床板总成的角速度曲线、电动推杆作用力及铰链承载力的变化曲线,如图6所示。背部板总成绕铰链A转动的角速度变化越平缓则越舒适,电动推杆及铰链处受力越小则材料发生破坏的可能性越小,机构的安全性更高。对比背部板总成角速度曲线、电动推杆作用力及铰链承载力曲线,选取合适的电动推杆。



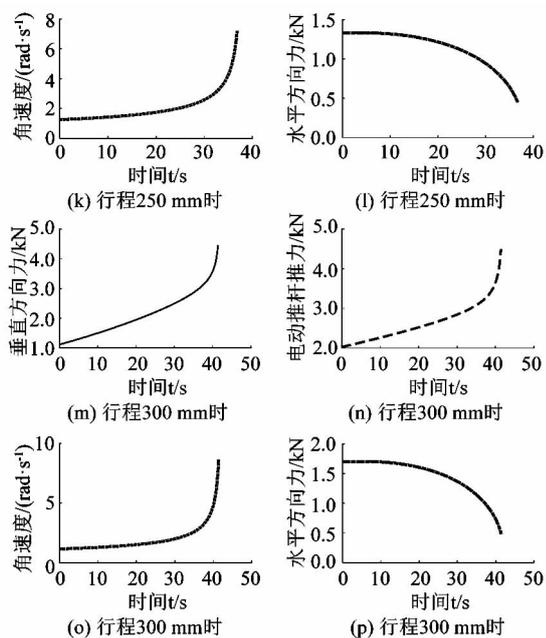


图6 各指标曲线

Figure 6 Curve of each indicator

对比图6各行程电动推杆角速度图,图6中200 mm行程的电动推杆,运行到 80° 状态背部板总成角速度变化缓慢,过程较为平稳,同时电动推杆及各承载梁所受力较小,材料发生变形或者破坏的可能性较小,背部支起机构的安全性高,拟选用200 mm行程的电动推杆。

由图6可知,背部支起机构受力最大的位置出现在背部支起的最大角度位置,此结果与所搭建的数学模型一致。铰链B、铰链C及对应的承载梁为直接受力点,材料为普通碳钢,两处铰链对应的承载梁会在最大角度位置受力最大,借助SolidWorks simulation插件进行有限元分析,分析材料承受的应力与形变,验证方案的可行性。电动推杆尾部支撑梁的有限元分析如图7所示。

由图7可知,材料所受的最大应力是小于材料屈服极限(屈服极限为220.60 MPa),背部支起功能运行的整个过程中,对应的承载梁不会发生大变形,由此证明了该方案的可行性与合理性。针对其他承载梁及铰链处的有限元分析,与上述承载梁类似,不再复述。

6 结论

课题组通过MATLAB实验和动力学仿真求解电动推杆最佳固定位置,结果表明电动推杆的固定位置

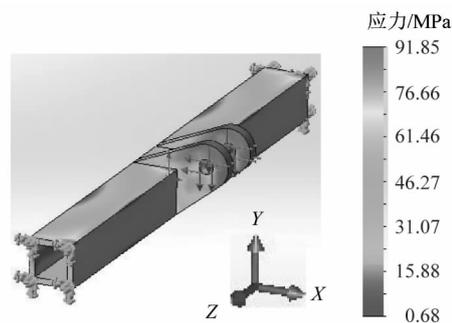


图7 电动推杆尾部支撑梁有限元分析

Figure 7 Finite element analysis of tail support beam of electric push rod

对于其他部件的受力有很大影响。最佳固定位置的确定:①可降低电动推杆、承载梁和铰链所受的载荷,也就是降低了材料破坏的可能性,提高了背部支起机构的安全性;②在背部支起的过程中角速度变化缓慢,背部床板总成支起平稳。该机构符合设计要求,既节省了材料又提高了产品的可靠性和舒适性。

参考文献:

- [1] 李中秋. 中国人口老龄化背景下的多元化养老模式研究[D]. 成都:西南财经大学,2013:1-4.
- [2] 陈殿生,刘静华,殷兰兰. 服务机器人辅助老年人生活的新模式与必要性[J]. 机器人技术与应用,2010(2):2-4.
- [3] 李锋. 一种新型多功能轮椅床的设计及仿真[D]. 天津:天津理工大学,2013:4-5.
- [4] 代玉兴. 一种新型多功能护理轮椅床的设计与研究[D]. 天津:天津科技大学,2014:23-25.
- [5] 张建国,张渤海,薛强. 新型护理床的起身机构设计与运动仿真[J]. 机械设计与制造,2009(9):19-20.
- [6] 付西敏,胡国清,陈莹莹. 多功能护理轮椅床结构设计及机构运动分析[J]. 机械设计与制造工程,2018,47(1):61-65.
- [7] 陈诚. 行星齿轮式汽车座椅调角器的研发[J]. 汽车实用技术,2012(8):9-12.
- [8] 何雅槐,唐进元,陈海峰. 摆动导杆机构键合图建模新方法[J]. 机械传动,2011,35(10):47-50.
- [9] 李震,詹立新,张金海,等. 人机工程在医疗器械设计中的应用[J]. 中国医疗器械信息,2012,18(8):1-5.
- [10] 许英,朱序璋,杨宏刚,等. 汽车驾驶座椅的人机工程学设计[J]. 机电产品开发与创新,2008(1):28-30.
- [11] 胡冲,胡凯,应富强,等. 基于载荷时间历程的休闲椅机械装置的疲劳分析[J]. 机电工程,2017,34(10):1133-1137.
- [12] 蔡亮,沈景凤,邓新平. 基于Matlab遗传算法工具箱的剪叉机构推杆位置优化[J]. 通信电源技术,2015,32(6):194-195.