

学校代码：10289

分类号：TP202

密 级：公 开

学 号：169020035



江苏科技大学 硕士学位论文

(全日制专业学位)

电动爬楼轮椅优化设计及其 自平衡方法的研究

研究生姓名 章玮滨 导师姓名 唐炜

申请学位类别 工程硕士 学位授予单位 江苏科技大学

学 科 专 业 机械工程 论文提交日期 2019 年 5 月 10 日

研 究 方 向 机电控制及自动化 论文答辩日期 2019 年 6 月 9 日

答辩委员会主席 卢道华 教授 评 阅 人 盲 审

2019 年 6 月 12 日

分类号： TP202

密 级： 公 开

学 号： 169020035

工程硕士学位论文

电动爬楼轮椅优化设计及其 自平衡方法的研究

学生姓名

章玮滨

指导教师

唐炜 副教授

江苏科技大学
二〇一九年六月

A Thesis Submitted in Fulfillment of the Requirements for the Degree
of Master of Engineering

**Optimization Design and Self-balance Method Research
of Electric Stair-climbing Wheelchair**

Submitted by

Zhang Weibin

Supervised by

Tang Wei

Jiangsu University of Science and Technology

June, 2019

江苏科技大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

江苏科技大学学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权江苏科技大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于：

(1)保密 ☐，在___年解密后适用本授权书。

(2)不保密 ☐。

学位论文作者签名：

指导教师签名：

年 月 日

年 月 日

摘要

随着我国经济社会的不断发展,人们对生活质量的要求也不断提高。伴随着我国老龄化进程的加快和残疾人口的持续增长,他们对提升出行质量的需求十分迫切。虽然各式各样的助老、助残装置不断投入市场,但普通的轮椅只能在无障碍的平地上使用,无法满足行动不便的老年人和肢体残障人士攀爬楼梯的需求,而国外具备爬楼梯功能的轮椅则价格高昂,难以进入寻常百姓家。为了提高上述人群的生活质量,更好地帮助他们解决日常出行问题,提升对他们的关怀,本文从功能需求和目标人群的经济水平出发,设计并制作了一款基于行星轮式攀爬机构的电动爬楼轮椅,具有结构紧凑、操纵简单、价格适宜等优点,并通过动力学分析和仿真,对其实现自平衡行走进行了研究。本文的主要研究内容如下:

(1) 在充分了解建筑楼梯模数和电动轮椅车相关国家标准的基础上,制定了本文电动爬楼轮椅的主要技术指标,设计了攀爬楼梯机构、平地运动机构、防倾翻支架、基于人机工程学的座椅和控制系统方案等,并详细分析了各个机构的设计特点。借助于 CAD 软件 SolidWorks 建立了电动爬楼轮椅的三维模型,以便于直观地了解各个机构的工作原理,并对轮椅攀爬楼梯的过程进行了演示。

(2) 在分析了行星轮式攀爬机构运动特性的基础上,根据双星轮组和楼梯台阶的尺寸与位置关系,提出了轮椅的理想攀爬状态,据此确定了其尺寸参数,并对轮椅的动力系统进行了设计,并通过计算和仿真验证了设计的可行性。通过对轮椅稳定裕度的分析,验证了防倾翻支架的有效性。对轮椅关键零件进行了基于 ABAQUS 的有限元分析,确保了机械机构设计的合理性和可靠性。

(3) 针对电动爬楼轮椅站立行走的自平衡问题,设计了自抗扰控制策略,并在 MATLAB/Simulink 环境下建立了仿真模型,通过与 ADAMS 软件进行轮椅自平衡模型的联合仿真,验证了所设计的轮椅机械结构的合理性和控制策略的有效性,为电动爬楼轮椅今后拓展自平衡功能提供了理论依据。

(4) 根据上文对电动爬楼轮椅机械结构的设计,基于 STM32 单片机完成了控制系统的软硬件设计,并在实验室条件下搭建了物理样机。通过所设计的基于 Android 系统的手机应用程序,设计并完成了样机的数据读取实验、平地回转实验和爬楼梯实验,验证了本文电动爬楼轮椅整体设计方案的可行性。

关键词: 电动爬楼轮椅; 有限元分析; 自抗扰控制; 联合仿真; STM32

Abstract

With the continuous development of China's economy and society, people's requirements for the quality of life are also constantly improving. With the acceleration of China's aging process and the sustained growth of the disabled population, their demand for improving the quality of travel is very urgent. Although various devices for helping the elderly and the disabled have been put into the market continuously, the ordinary wheelchair can only be used on the barrier-free flat ground, which can not meet the needs of the elderly and the disabled people who can not move easily to climb the stairs. The wheelchair with the function of climbing the stairs abroad is expensive and difficult to enter the ordinary people's homes. In order to improve the quality of life of the above-mentioned people, better help them to solve their daily travel problems and enhance their care, this paper designs and manufactures an electric stair-climbing wheelchair (ESW) based on planetary wheel climbing mechanism, which has the advantages of compact structure, simple operation and suitable price, and through dynamic analysis and simulation. The realization of self-balanced walking is studied. Expanding the function of standing and walking, the ESW can not only make it convenient for passengers to pick up and put things in high places, but also make the passengers' sight level with normal people, maintain their self-esteem and embody humanistic care. The main contents of this paper are as follows:

Firstly, on the basis of fully understanding the modulus of building stairs and the relevant national standards of electric wheelchairs, the main technical indicators of the ESW in this paper are formulated. The climbing stairs mechanism, flat ground motion mechanism, anti-rollover bracket, seat and control system based on ergonomics are designed, and the design characteristics of each mechanism are analyzed in detail. With the help of SolidWorks, a three-dimensional model of the ESW is established, so as to understand the working principle of each mechanism intuitively, and the process of wheelchair climbing stairs is demonstrated.

Secondly, based on the analysis of the kinematic characteristics of the planetary wheel climbing mechanism, the ideal climbing state of the wheelchair is put forward according to the size and position relationship of the double-star wheelset and stairway steps. The size parameters of the double-star wheelset are determined accordingly, and the dynamic system of the wheelchair is designed. The feasibility of the design is verified by calculation and simulation. Through the analysis of wheelchair stability

margin, the effectiveness of anti-rollover bracket is verified. Finite element analysis of key parts of wheelchair based on ABAQUS is carried out to ensure the rationality and reliability of mechanical mechanism design.

Thirdly, aiming at the self-balancing problem of electric stair climbing wheelchair standing, the self-disturbance control strategy was designed, and the simulation model was established in MATLAB/Simulink environment. The joint simulation of wheelchair self-balancing model with ADAMS software verified the designed design. The rationality of the mechanical structure of the wheelchair and the effectiveness of the control strategy provided a theoretical basis for the future expansion of the self-balancing function of the ESW.

Finally, according to the design of the mechanical structure of the ESW, the hardware and software design of the control system is completed based on STM32 single chip computer, and the physical prototype is built under the laboratory conditions. Through the mobile phone application program based on Android system, the data reading experiment, ground rotation experiment and stair climbing experiment of the prototype are designed and completed, which verifies the feasibility of the overall design scheme of the ESW in this paper.

Keywords: electric stair-climbing wheelchair (ESW); finite element analysis; ADRC; co-simulation; STM32

目录

摘要.....	I
Abstract.....	III
目录.....	V
Contents	IX
第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景和意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.2.1 行星轮式爬楼梯轮椅	2
1.2.2 步行式爬楼梯轮椅	3
1.2.3 轮履复合式爬楼梯轮椅	4
1.2.4 轮腿复合式爬楼梯轮椅	6
1.2.5 其他辅助爬楼梯装置	7
1.3 主要研究内容与章节安排	7
第 2 章 爬楼梯轮椅总体设计方案.....	9
2.1 需求分析和设计要点.....	9
2.2 主要参数指标制定	10
2.3 机械结构方案设计	11
2.3.1 攀爬楼梯机构方案设计	11
2.3.2 平地运动机构方案设计	12
2.3.3 防倾翻支架的方案设计	13
2.4 座椅的人机工程学设计	13
2.5 控制系统方案设计	14
2.6 爬楼梯过程演示	14
2.7 本章小结	16
第 3 章 爬楼梯轮椅机械结构设计与分析.....	17
3.1 双星轮组的尺寸设计	17
3.2 动力系统设计	20
3.2.1 电池选择	20
3.2.2 电机类型选择	20
3.2.3 电机功率计算	21
3.2.4 电机选型	23

3.2.5 驱动芯片选择	24
3.3 动力系统仿真	24
3.3.1 行星轮动力学建模	24
3.3.2 仿真结果	25
3.4 爬楼梯轮椅稳定裕度分析	26
3.4.1 建立坐标系	26
3.4.2 稳定裕度分析	27
3.5 关键零件有限元分析	28
3.5.1 ABAQUS 分析流程	28
3.5.2 基于 ABAQUS 的关键零件有限元分析	29
3.6 本章小结	31
第 4 章 平衡算法的设计与仿真	33
4.1 数学建模	33
4.1.1 空间坐标系的建立	33
4.1.2 动力学模型	34
4.2 PID 控制算法	37
4.2.1 PID 控制原理	37
4.2.2 爬楼梯轮椅 PID 控制器的设计	38
4.3 自抗扰控制算法	39
4.3.1 自抗扰控制原理	39
4.3.2 爬楼梯轮椅自抗扰控制策略设计	40
4.4 基于 MATLAB 和 ADAMS 的联合仿真	41
4.4.1 建立 ADAMS 模型	41
4.4.2 建立 ADAMS 和 MATLAB 联合仿真接口	43
4.4.3 建立控制算法的仿真模型	45
4.4.4 爬楼梯轮椅站立行走仿真	48
4.5 本章小结	50
第 5 章 爬楼梯轮椅样机搭建与实验验证	51
5.1 样机的搭建	51
5.1.1 样机的组装	51
5.1.2 爬楼梯轮椅硬件系统的设计	53
5.1.3 爬楼梯轮椅软件系统的设计	56
5.1.4 控制终端的设计	58
5.2 数据读取实验	60

5.3 平地回转实验	61
5.4 爬楼梯实验	62
5.5 本章小结	63
总结与展望	65
参考文献	67
攻读硕士学位期间所取得的研究成果	71
致谢	73

Contents

Abstract (Chinese)	I
Abstract (English)	III
Contents (Chinese)	V
Contents (English)	IX
Chapter 1 Exordium	1
1.1 Background and Significance of the Research	1
1.2 Research Status in Domestic and Foreign	2
1.2.1 Planetary Wheeled Stair-Climbing Wheelchair	2
1.2.2 Legged Stair-Climbing Wheelchair	3
1.2.3 Wheel-track hybrid Stair-Climbing Wheelchair	4
1.2.4 Wheel-leg hybrid Stair-Climbing Wheelchair	6
1.2.5 Other Auxiliary Stair-Climbing Devices	7
1.3 Main Contents and Chapter Arrangement	7
Chapter 2 Overall Design Scheme of the Stair-Climbing Wheelchair	9
2.1 Requirement Analysis and Design Essentials	9
2.2 Major Parameter Index Establishment	10
2.3 Mechanical Structural Design	11
2.3.1 Design of the Star-climbing Structure	11
2.3.2 Design of the Plane Motion Structure	12
2.3.3 Design of the Anti-Overturning Bracket	13
2.4 Ergonomic Design of the Seat	13
2.5 Design of the Control System	14
2.6 Demonstration of the Stair-Climbing Process	14
2.7 Summary of this Chapter	16
Chapter 3 Design and Analysis of the Stair-Climbing Wheelchair Mechanical Structure	17
3.1 Dimension Design of the Double-Star Wheels Cluster	17
3.2 Design of the Power System	20
3.2.1 Selection of the Battery	20
3.2.2 Selection of the Motor Type	20
3.2.3 Calculation of the Motor Power	21

3.2.4 Selection of the Motor	23
3.2.5 Selection of the Driver Chip	24
3.3 Simulation of the Power System	24
3.3.1 Modeling of the Planetary Wheel Dynamic	24
3.3.2 Simulation Result	25
3.4 Stability Margin Analysis of the Stair-Climbing Wheelchair	26
3.4.1 Establishment of the Coordinate System	26
3.4.2 Stability Margin Analysis	27
3.5 Finite Element Analysis of Key Parts	28
3.5.1 Analysis Process of ABAQUS	28
3.5.2 Finite Element Analysis of Key Parts Based on ABAQUS	29
3.6 Summary of this Chapter	31
Chapter 4 Design and Simulation of Balance Algorithms	33
4.1 Mathematical Modeling	33
4.1.1 Establishment of the Space Coordinate System	33
4.1.2 Kinetic Model	34
4.2 PID Control Algorithm	37
4.2.1 PID Control Principle	37
4.2.2 PID Controller Design of the Stair-Climbing Wheelchair	38
4.3 ADRC Algorithm	39
4.3.1 ADRC Principle	39
4.3.2 ADRC Control Strategy Design of the Stair-Climbing Wheelchair	40
4.4 Co-simulation Based on MATLAB and ADAMS	41
4.4.1 Establishment of ADAMS Model	41
4.4.2 Establishment of ADAMS and MATLAB Co-Simulation Interface	43
4.4.3 Establish Simulation Model of Control Algorithm	45
4.4.4 Standing Walking Simulation of the Stair-Climbing Wheelchair	48
4.5 Summary of this Chapter	50
Chapter 5 Construction and Experimental Verification of Prototype	51
5.1 Construction of Prototype	51
5.1.1 Assembly of Prototype	51
5.1.2 Design of Hardware System for the Stair-Climbing Wheelchair	53
5.1.3 Design of Software System for the Stair-Climbing Wheelchair	56
5.1.4 Design of Control Terminal	58

5.2 Data Reading Experiment	60
5.3 Horizontal Rotation Experiment	61
5.4 Stair Climbing Experiment.....	62
5.5 Summary of this Chapter.....	63
Conclusions and Prospects	65
References.....	67
Research Findings during the Master's Degree Education.....	71
Acknowledgements	73

第 1 章 绪论

在我国经济发展稳中向好和人民生活水平不断提高的背景下,行动不便的老年人和肢体残障人士对提升出行质量的需求十分迫切。随着人口老龄化进程的加快和残疾人口数量的持续增长,这一需求缺口越来越大。因此,本文设计一种带有自平衡功能的电动爬楼轮椅十分具有现实意义。

1.1 研究背景和意义

进入现代社会以来,世界人口迅速繁荣,在住房用地压力日益增大、人均住房面积越来越小的背景下,搬入楼房成了人类的最佳选择。然而,在人们向空中要地的时候,楼梯虽然为这种垂直出行提供了诸多便利,但是也给老年人和残疾人增添了许多出行的不便,使他们与外界沟通交流的机会越来越少。而且,这种情况正随着他们人数的增加而日益严重。

一方面,在世界范围内人口老龄化都是一个严峻的考验^[1]。我国早已于上个世纪的最后一年就步入了老龄化社会,且老龄化的速度快于世界平均水平,给社会和家庭带来了愈来愈大的压力。人口老龄化的问题在我国人口基数大的国情下就显得格外严重,不仅给社会和家庭带来严重的负担,而且会影响到整个国家的可持续发展。因此,这个问题十分值得关注。另一方面,由于各种生产事故、交通事故、自然灾害等意外造成肢体残障的人口数量也在不断升高。我国老年人口、残疾人口的人口统计数据如图 1.1 和图 1.2 所示。

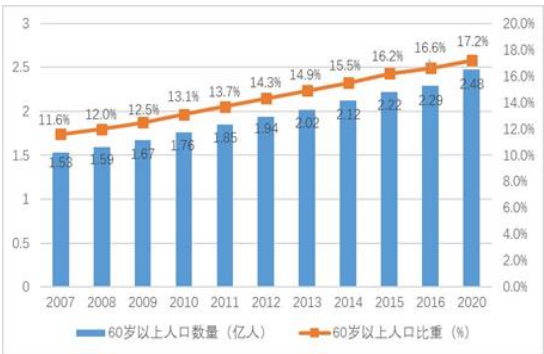


图 1.1 老年人口数量走势图

Fig.1.1 Trend map of the elderly population

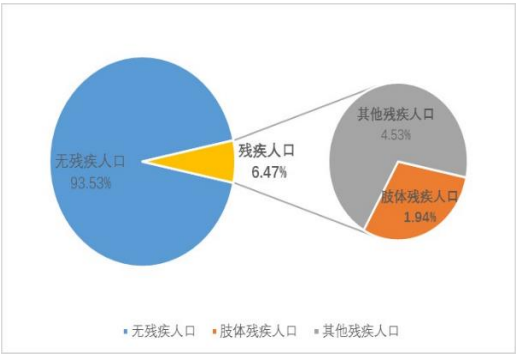


图 1.2 残疾人口占比图

Fig.1.2 Map of the disabled proportion

根据中国残联的最新统计资料显示,至 2010 年末我国残疾人总人数已达 8502 万人,占当年全国总人口的 6.34%^[2],以此推算至今年底,我国残疾人总人数约有 9000 万人,且残疾人口数量呈上升趋势。在残疾人口中,肢体残疾人口

数量约占 30%^[3]。

据不完全统计,我国护理人员缺口达 970 万,在人口老龄化快速进程和残疾人口数量不断增加的背景下,这一供需矛盾变得更难以平衡,现实的压力迫使行动不便的老年人和肢体残障人士提高出行的自主性^[4]。电动轮椅的出现虽然弥补了传统手推轮椅无法自主提供动力的缺点,但普通电动轮椅只能在无障碍的平地上行进,不具备爬楼梯的功能,也无法满足使用者取放高处物品的需求,且会使部分使用者产生低人一等的自卑感。为帮助行动不便的老年人和残疾人出行,解决楼梯对他们生活造成的不便,方便他们取放高处物品并关怀他们的心理健康,设计一种物美价廉且带有自平衡功能的电动爬楼轮椅十分具有现实意义。

1.2 国内外研究现状

攀爬机构的设计是爬楼梯轮椅实现攀爬楼梯功能的最重要一环。国外由于步入老龄化社会较早,因此在攀爬机构方面的研究也比我国起步早,并且所取得的很多科研成果都具有不小的突破性^[5]。其中以欧美和日本的技术最为成熟,相关研究工作已有很多都转化为产品,一度引起轰动。近年来,通过对科研事业的不断投入和爬楼梯轮椅市场的高涨需求,我国在相关方面也发表的论文和授权的专利也不断增加^[7]。但由于各种现实因素的制约,这些思想和设计大多停留在纸面,鲜有成熟产品投入市场,智能化水平也不高^[9]。通过分析国内外相关文献资料,根据攀爬机构的种类,可将爬楼梯轮椅分为行星轮式、步行式、轮履复合式和轮腿复合式四种主要类型^[11]。

1.2.1 行星轮式爬楼梯轮椅

行星轮式机构由行星轮和行星轮架组成,行星轮式爬楼梯轮椅的攀爬楼梯功能是利用该机构的特性来实现的^[12]。根据轮组对数不同,行星轮式爬楼梯轮椅可分为单轮组式和双轮组式,双轮组式拥有两对行星轮组。而单轮组式按照单个轮组中行星轮个数的不同又可以分为双轮式、三轮式等。行星轮式爬楼梯轮椅具有结构简单、运动灵活等特点,非常适合用于帮助相关人士实现自主出行的目的^[14]。

iBot2 是由两轮平衡车创始人迪恩·卡门联合丰田公司共同推出的,被认为是目前最好的行星轮式爬楼梯轮椅,在稳定性和舒适性方面的表现都十分优异^[15],如图 1.3(a)所示。iBot2 可利用陀螺仪不断感知乘坐者和轮椅的整体质心位置,通过一套复杂的计算机系统来实时调整轮椅的驱动力矩,实现上下楼和自平衡的功能。iBot2 共有三种工作模式:第一种是日常行走,4 个行星轮和 2 个导向轮同时着地,与普通轮椅的行走方式类似,但当它遇到障碍时,可以抬起导向轮驶过障碍。第二种是站立行走,通过攀爬电机的转矩使两侧轮系与地面的位置关系由

平行变为垂直，抬升质心和座椅的高度，使乘坐者能与正常人的视线平行，提升自信的同时也方便了他们取放高处物体。第三种是攀爬楼梯模式，行星轮组翻转攀爬阶梯。自从 2009 年定价 25000 美元的 iBot 投入市场以来，定价过高就一直是制约 iBot 系列轮椅生存的最大问题，iBot2 对此也同样无能为力。其相当于一辆中档轿车的价格，难以被普通消费者所接受。

旭威电动爬楼轮椅是一款半自动化的产品，具有可折叠功能，由国内东方医疗设备有限公司生产，如图 1.3(b)所示^[16]。该轮椅最大负载 120kg，最大爬楼速度为每分钟 26 级楼梯，需要在辅助人员的帮助下完成攀爬楼梯过程。为提高爬楼过程的平稳性，减小乘坐者的颠簸感，此轮椅通过加装辅助轮来作为爬楼时轮组翻转的过渡，成为其设计中的一大亮点。旭威虽然在产品的智能化方面不如国外同类产品，但不足 iBot2 百分之四的售价体现了它不俗的性价比。

Freedom 是一款由日本科学家发明的双轮组式爬楼梯轮椅，如图 1.3(c)所示。该轮椅地面行走与攀爬楼梯功能的切换是利用差动离合原理实现，其驱动系统集成于轮椅后桥，且在后桥使用了轮毂电机^[17]。Freedom 售价高达 100 万日元，且体积庞大、驱动系统复杂，大大限制了它的推广。



图 1.3 行星轮式爬楼梯轮椅

Fig.1.3 Planets wheel stair climbing wheelchair

通过以上分析可知，双轮组式爬楼梯轮椅的体积较为庞大，结构较为复杂，无法在老式住宅和绝大多数普通楼房中使用，实际使用意义不大。

1.2.2 步行式爬楼梯轮椅

运用了仿生学原理，通过一对或多对腿式机构的交替升降可以带动机体攀爬楼梯。步行式爬楼梯轮椅就是通过模仿生物的行走动作来工作的，因此可看作是一种载人步行机器人。步行式爬楼梯轮椅对复杂工况的适应能力较强，运行平稳，

可靠性好, 虽然对控制系统有较高的要求, 但随着机器人技术的不断发展, 具有十分可观的发展前景^[18]。

JWCR 是由上海交通大学研制出的一种 12 自由度的载人两足步行椅机器人, 如图 1.4(a)所示。通过模拟人类的行走步态, JWCR 能够帮助行动不便的人士完成自主行走、避障和攀爬楼梯等运动^[19]。

Hubo FX-1 步行式机器人可由乘坐者通过操控座位上的手柄来控制, 主要用于帮助行动不便的人士实现独立行走, 该机器人由韩国科学技术高级研究所研制, 如图 1.4(b)所示。Hubo FX-1 具有 12 个自由度, 其中髋关节 3 个, 膝关节各一个, 踝关节各两个。利用安装在各个关节上的 3 轴感应器, Hubo FX-1 能探测到各关节的受力情况^[20]。其保持平衡的功能来自于安装在脚面的倾斜度感应器, 能帮助控制系统及时调整整机的倾斜角度。

WL-16 是世界首台能够载人的双足动态步行仿人机器人, 由日本机器人学会会长高西淳夫教授研制。如图 1.4(c)所示为 WL-16 的改进版 WL-16R II, 其腿部机构为 Stewart 平台, 每条腿都是一个六自由度并联机构, 充分拓展了轮椅的承载能力, 为攀爬稳定性提供了保障, 但也在一定程度上牺牲了灵活性^[21]。

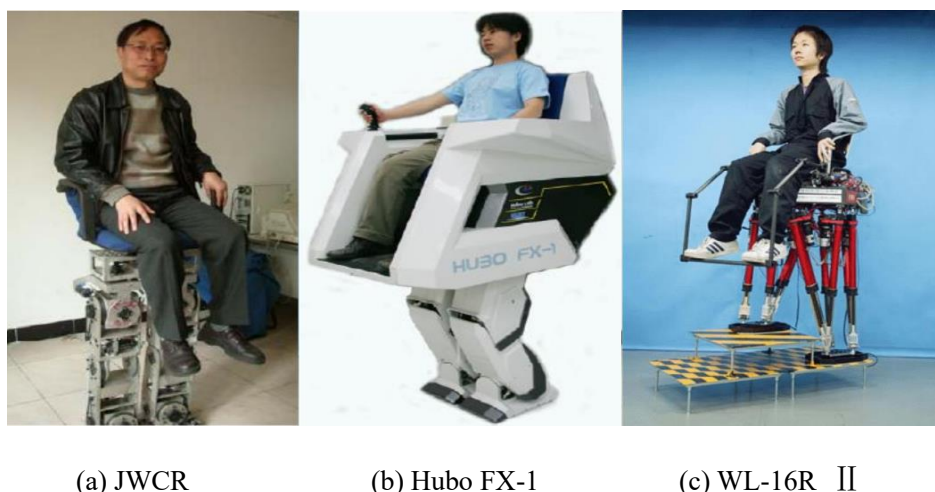


图 1.4 步行式爬楼梯轮椅

Fig.1.4 Walking stair-climbing wheelchair

步行式爬楼梯轮椅虽然对地形有很强的适应能力, 但是其缺点也是十分突出的: 自重较大但带负载能力较差; 控制算法极其繁杂, 对控制系统的要求较高, 也不便于乘坐者操纵; 体积较大, 对住宅楼梯的适用性较差; 整机重心较高, 可能会使乘坐者感到恐惧, 尤其是老年人。

1.2.3 轮履复合式爬楼梯轮椅

履带式爬楼机构的工作原理是利用履带的地形适应能力, 在攀爬台阶时将相邻两片履带板卡在台阶的尖缝上, 使履带外齿与台阶尖缝互锁, 进而产生足够大

的摩擦力,使机构能够实现爬楼梯功能^[22]。履带式爬楼机构具有良好的越障能力,运行平稳、可靠,控制简单,与其他爬楼机构相比具有独特的优势。但是由于履带式爬楼机构存在自重较大、运动灵活性差和不适于在平地行驶等缺点,因此大大限制了其推广使用。经过数年的研究发展,传统的履带式爬楼机构现一般与轮式移动机构结合起来,组成轮履复合式爬楼梯轮椅。在原有履带式机构良好的爬楼梯能力基础上,结合轮式机构突出的平地行驶能力,使轮履复合式爬楼梯轮椅的功能更加完善,但同时结构也变得更加复杂^[23]。

Scalevo 是一款由几个瑞士的大学生们合作而成的电动爬楼轮椅,如图 1.5(a)所示。在平地行驶时,Scalevo 可利用水平传感器来保持双轮自平衡;在攀爬楼梯时,Scalevo 可将履带放下触地,通过钩住台阶的方式逐级爬升,当爬上最高一级台阶时,利用轮椅尾部的一对小轮能够起到防倾翻的作用^[24]。为了在不同坡面上始终保证乘坐者的坐姿水平,Scalevo 使用了可调角度的履带,这一设计也增强了轮椅攀爬楼梯时的稳定性。

TopChair-S 是法国 TopChair 公司推出的一款电动爬楼梯轮椅,如图 1.5(b)所示。TopChair-S 能够在保证安全的情况下,使行动不便的人士无障碍独立出行。在遇到台阶、沟壑等特殊地形时,乘坐者可通过操纵杆将轮椅两侧的履带放下至触地,然后操作四轮抬离地面至适当高度,依靠履带式爬楼机构的工作原理实现爬楼越障等功能^[25]。该轮椅集履带式攀爬机构和轮式运动机构的优点于一身,是较为理想的爬楼梯轮椅,但由于售价过高,仍然难以打开市场。



(a) Scalevo

(b) TopChair-S

(c) 南理工爬楼轮椅

图 1.5 轮履复合式爬楼梯轮椅

Fig.1.5 Wheel-track hybrid stair-climbing wheelchair

国内南京理工大学贾永祥等人也设计并制作了一款轮履复合式爬楼梯轮椅,如图 1.5(c)所示。该轮椅利用其特有的一对辅助支撑架来保证爬楼梯时的安全性,这种独特设计也为本文行星轮式电动爬楼轮椅的优化设计提供了灵感。该轮椅在

轮式机构中设计了一种平行四边形机构,通过电动推杆的伸缩可自由升降两侧的轮式机构^[26]。当轮式机构抬起时,履带机构就会下降着地,可转换为爬楼模式;反之,则切换为平地行驶模式。通过这种轮-履切换机构可以使爬楼梯轮椅在两种运行模式之间自由切换,以适应不同的使用环境。

轮履复合式爬楼梯轮椅的缺点是对台阶边缘造成巨大压力,对台阶和履带的磨损较大,后期也会带来维护成本高的问题。尤其是在当轮椅处于楼梯斜面上时是磨损问题最为突出的时刻,并且此时还会带来前后倾翻的安全问题,乘坐者的舒适性和安全性都不能得到有效的保障。

1.2.4 轮腿复合式爬楼梯轮椅

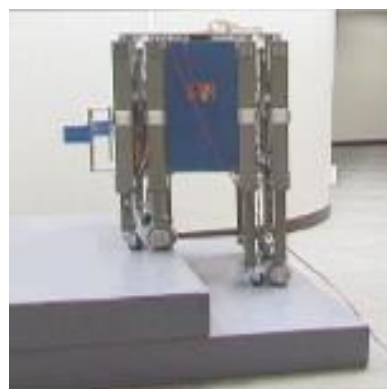
近年来,在步行式爬楼梯轮椅的研究基础上,一种将腿式机构和轮式机构相结合的轮腿复合式爬楼梯轮椅逐渐获得研究人员的关注,并被作为一种既能在平地上高效移动又能可靠楼梯的解决方案^[27]。

CALMOS 是一款由西班牙卡斯蒂利亚拉曼查大学的 R.Morales 等人设计的轮腿复合式爬楼梯轮椅,如图 1.6(a)所示。CALMOS 由四杆机构、机械腿和滚轮组成,四杆机构用于保持乘坐者的坐姿水平,机械腿用于攀爬楼梯,滚轮则用于平地运动^[29]。

Zero Carrier 爬楼梯轮椅是由国内上海交通大学的袁建军等人设计,如图 1.6(b)所示。Zero Carrier 拥有十二个自由度,能够适应凸台和沟壑等复杂地形,也能适应各种不同形状的楼梯^[31]。Zero Carrier 的每条机械腿都可以独立伸缩,以便帮助乘坐者攀爬楼梯。每个主动轮都可由电机独立驱动,安装在奇数排;偶数排安装的则是万向轮。



(a) CALMOS



(b) Zero Carrier

图 1.6 轮腿复合式爬楼梯轮椅

Fig.1.6 Wheel-leg hybrid stair-climbing wheelchair

轮腿复合式爬楼梯轮椅虽然兼具了轮式运动机构和步行式攀爬机构的优点,但也无法避免步行式运动机构控制系统复杂和运动效率较低的缺点^[33]。

1.2.5 其他辅助爬楼梯装置

除了利用各种爬楼梯轮椅帮助需求者攀爬楼梯以外,也可以通过在现有普通轮椅或楼梯上加装辅助装置的方式实现爬楼梯的功能^[35]。

如图 1.7(a)和 1.7(b)所示分别是英国 Lehnar Lifttechnik 公司推出的轮椅辅助爬楼装置和楼梯平台升降机,这类装置要求使用者随身携带或改造现有楼梯,十分不便,且升降机不适用于户外场合^[36]。



(a) 轮椅辅助爬楼装置



(b) 楼梯平台升降机

图 1.7 辅助爬楼梯装置

Fig.1.7 Auxiliary stair-climbing device

综上所述,国外由于起步较早,在爬楼梯轮椅方面的研究已经取得了不少成果,并且不少产品已经投入市场,但它们除了各种爬楼机构固有的缺点之外,还存在价格高昂的共有弊端。而国内在爬楼梯轮椅方面的研究起步较晚,受到轻便性、智能性及稳定性等因素的影响,难以将研究成果转化为产品投入市场,并且没有考虑到乘坐者久坐轮椅会产生自卑等心理问题,也没有为乘坐者提供除移动外其它的便利。为了帮助老年人和肢体残障人士解决出行难的现实问题,并提升对他们生理和心理上的关怀,结合我国基本国情和相关国家标准,设计一种操作简单、结构紧凑、安全可靠、物美价廉的电动爬楼轮椅是很有必要的,在此基础上对其进行自平衡方面的研究也具有重要的现实意义。

1.3 主要研究内容与章节安排

本课题从分析国内外各种辅助爬楼梯装置的研究现状和优缺点出发,结合实验室对辅助爬楼梯装置已进行的相关工作,优化设计了一款结构紧凑、成本低廉、安全稳定且操作方便的电动爬楼轮椅。电动爬楼轮椅的开发融合了机电一体化、工业设计和电气自动化等多个专业内容。受限于篇幅等因素,本文将着重研究机械结构的设计和自平衡算法的研究。本文章节的安排如下:

第 1 章为绪论部分，主要介绍了本文的研究背景和意义，通过对现阶段国内外不同类型辅助爬楼梯装置研究现状的分析，总结出各种爬楼梯机构的优缺点，并据此开展后续的研究工作。

第 2 章根据需求分析以及工作条件，提出本文电动爬楼轮椅的总体设计方案，并制定了爬楼梯轮椅的主要参数指标，确定爬楼轮椅的机械结构与控制系统方案。

第 3 章根据总体设计方案，结合国内外和实验室之前已做的相关研究工作，开展新一轮样机的三维结构设计，主要包括人机工程学的相关设计、双星轮组的尺寸设计、传动系统的设计、动力系统的设计等，从而完成样机的三维建模与加工装配，同时也进行了爬楼稳定裕度分析和关键零件有限元分析，保证结构的可靠性。

第 4 章在建立了爬楼轮椅自平衡动力学模型的基础上，设计了融合 PID 控制器的自抗扰控制策略。根据 MATLAB 和 ADAMS 的联合仿真结果，验证了所设计的自抗扰控制策略的有效性。

第 5 章完成了本文电动爬楼轮椅的控制系统软硬件设计，并制作了物理样机。根据轮椅的功能和特点，设计了相应的实验方案，通过所开发的 Android APP 完成了样机的实验测试，论证了爬楼梯轮椅机械结构与控制方案的可行性。

第2章 爬楼梯轮椅总体设计方案

根据上文对现阶段国内外各种辅助爬楼梯装置研究现状的分析,结合我国的基本国情,在本章中给出了本课题拟设计的爬楼梯轮椅设计要求和主要性能指标。对比了各种爬楼梯机构的优缺点后,提出了行星轮式爬楼梯轮椅方案,并对轮椅机械结构和控制系统进行了方案设计,最后通过 SolidWorks 软件演示了轮椅攀爬楼梯的过程。

2.1 需求分析和设计要点

针对老年人和肢体残障人士出行不便的问题,本课题拟设计一款具有自平衡功能的电动爬楼轮椅,以为上述人群提供生活的便利。由于电动爬楼轮椅需要使用在室内和室外的场合,因此需要较小的体积和良好的平地运动能,并且在面对凸台、沟壑和楼梯等复杂地形时,轮椅能够在他人的简单辅助下无障碍地通过。同时,考虑到关怀上述人群的心理健康,避免他们在使用轮椅时产生低人一等的自卑感,电动爬楼轮椅在设计时需要考虑拓展站立行走的自平衡功能,让乘坐者的视线能与正常人平齐。这样不仅能方便他们取放高处的物品,而且能维护他们的自尊心,体现了本文电动爬楼轮椅的人文关怀。

通过分析国内外各种同类产品的研究现状,结合我国的国情和使用条件,总结出电动爬楼轮椅应达到以下要求:

(1) 国标化: 满足国家的相关规定是轮椅投入使用的前提,因此轮椅要能够适应《建筑楼梯模数协调标准》^[37]中规定的台阶尺寸,并符合我国关于电动轮椅车的相关国家标准;

(2) 智能化: 轮椅的使用者多为老年人和残疾人,复杂的操作方式会给他们的使用带来诸多不便,因此要提升轮椅的智能化水平,通过一根操纵杆就能控制,并且要设计一款手机应用软件,方便看护人员操作。同时,也要为轮椅拓展紧急情况自动刹车等智能化设计;

(3) 舒适化: 坐姿是轮椅使用者的主要姿态,粗糙的座椅设计会令乘坐者产生不适,久坐后不适感会更加强烈。因此要根据人机工程学原理设计座椅的相关尺寸,确保乘坐者的舒适性;

(4) 安全化: 不同于普通的平地运动轮椅,爬楼梯轮椅由于需要经常使用在楼梯等危险环境,安全性显得尤为重要。因此要给轮椅加装防倾翻支架,确保爬楼梯过程的安全性;

（5）轻便化：爬楼梯轮椅需要使用在室内等狭小空间，因此需要紧凑的结构设计来减小尺寸和重量，以提高灵活性；

（6）廉价化：根据对国外现有爬楼梯轮椅的分析，许多性能优异的产品都由于定价过高而未能打开市场。根据我国的国情，响应“人人享有康复服务”的国家战略目标，电动爬楼轮椅一定要走物美价廉的道路。

2.2 主要参数指标制定

根据上文对国内外爬楼梯轮椅研究现状的分析和设计要求，拟设计一款具有自平衡功能的电动爬楼轮椅。

目前国内对于电动爬楼轮椅的相关研究大多停留在实验室阶段，真正走向市场化的极少，因此尚未建立电动爬楼轮椅的国家标准。鉴于以上原因，本文拟设计的爬楼梯轮椅在平面上的技术指标参照电动轮椅车国家标准 GB/T 12996-2012^[38]来设计，如表 2.1 所示。

表 2.1 电动轮椅车国家标准

Table 2.1 National standard for electrically powered wheelchair		
项目内容	性能要求	
	室内型	室外型
总长（mm）	≤1200	
总高（mm）	≤700	
总宽（mm）	≤1090	
最大速度（km/h）	≤4.5	≤6
爬坡能力（°）	≥3	≥6
最小回转半径（mm）	900	1200
一次充电行程（km）	≥10	≥20

表 2.2 电动爬楼轮椅的主要参数指标

Table 2.2 The main performance index of the ESW	
项目内容	性能指标
平地最大速度（m/s）	1.5
爬楼梯最大速度（级/min）	12
最大爬坡能力（°）	15
最大坡面行驶速度（m/s）	0.5
最小回转半径（mm）	≤900
续航时间（h）	2
自重/最大载重（kg）	50/80

电动爬楼轮椅应能满足在室内和室外的使用需求，因此本文轮椅的最小回转半径指标和运动性能指标分别参照国标中室内型和室外型的电动轮椅车标准，进一步提升轮椅的服务水平。轮椅在楼梯上的运动性能指标则参照国外爬楼梯装置，设计每分钟最快可爬 11~12 级台阶，并采用蓄电池作为动力来源。电动爬楼轮椅的主要参数指标如表 2.2 所示。

2.3 机械结构方案设计

本课题拟设计的电动爬楼轮椅机械结构主要包括攀爬楼梯机构、平地运动机构、防倾翻支架和座椅部分等，设计方案如下。

2.3.1 攀爬楼梯机构方案设计

按攀爬机构的工作原理不同，可将爬楼梯轮椅分为行星轮式、步行式和履带式。根据国内外研究现状，总结出各种攀爬机构方案的优缺点如表 2.3 所示^[39]。

表 2.3 不同爬楼梯机构对比

Table 2.3 Contrast of different stair-climbing mechanisms

机构性能	行星轮式	步行式	履带式
平地移动性能	好	差	较差
台阶适应性	较好	好	好
爬楼梯速度	较快	慢	快
机构复杂程度	一般	复杂	较复杂
控制难易程度	易	难	一般

根据上表的分析可知，行星轮式爬楼梯机构结构简单、易于控制、平地移动性能好，且爬楼梯速度适中，非常适合行动不便的老年人和肢体残障人士使用，所以本文选择行星轮式机构作为爬楼梯机构方案。

如图 2.1 所示，电动爬楼轮椅的爬楼梯机构由一个减速电机、一个联轴器、一个蜗轮蜗杆减速器、一对内轴、三对连接块、一对竖轴和其他辅件组成。轮椅爬楼时，由减速电机提供的驱动力矩经蜗轮蜗杆减速器放大后同步输出到内轴上，此结构可确保两侧轮系翻转的同步性，在机械结构上为爬楼的稳定性提供保障。驱动力矩经内轴传递到连接块上，继而带动竖轴围绕内轴旋转，进一步带动行星轮系的翻转，实现轮椅攀爬楼梯的功能。攀爬楼梯机构的左右对称布局，也为下文对爬楼梯轮椅自平衡方面的功能拓展提供了一定基础条件。

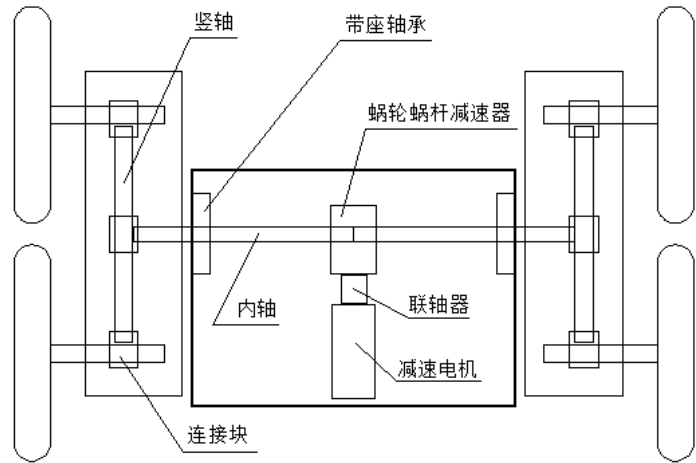


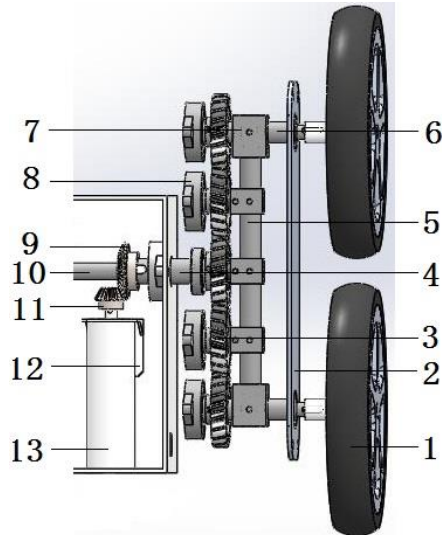
图 2.1 攀爬楼梯机构示意图

Fig.2.1 Diagram of stair-climbing mechanism

在行星轮式爬楼梯中，单侧轮系的星轮个数越多，轮椅在攀爬楼梯时的稳定性越好，但也会造成轮椅的体积和质量过大。经过综合考虑，本文采用双星轮组实现轮椅攀爬楼梯功能，同时增加一个简单轻便的防倾翻支架，以求保证稳定性的前提下也尽量不降低体积和重量方面的要求。

2.3.2 平地运动机构方案设计

轮式机构是最经典的运动机构之一，在平地上运动时具有显著的优势，且控制方案十分成熟，因此平地运动也是本文电动爬楼轮椅的一大优势。



1-星轮；2-侧板；3-行星齿轮；4-外轴；5-竖轴；6-输出轴；7-联轴节；8-带座轴承；9-大锥齿轮；10-内轴；11-小锥齿轮；12-电机支架；13-减速电机

图 2.2 平地运动机构示意图

Fig.2.2 Schematic diagram of mobile mechanism

如图 2.2 所示，为了避免平地运动机构和攀爬楼梯机构的动力源分散，使机

械机构复杂化，且增大轮椅的体积和质量，本次设计将平地运动机构和攀爬楼梯机构的动力系统集成一体，利用内外轴的嵌套装配和锥齿轮垂直传动的特点，将两种运动方式的传动系统分隔开。图中只展示了轮椅右侧的传动系统三维模型，左侧与右侧完全一致，平地运动机构也像攀爬楼梯机构一样采用了左右对称的布局，为爬楼梯轮椅拓展自平衡功能提供有利条件。

电动爬楼轮椅在平地运动时，减速电机的驱动力矩传递到小锥齿轮上，小锥齿轮与大锥齿轮啮合，大锥齿轮通过外轴与中心的行星齿轮连接，五个行星齿轮依次啮合，将驱动力矩同步向外侧的行星齿轮传递，此时各行星齿轮绕各自中心旋转，最外侧的行星齿轮通过输出轴带动行星轮旋转，使轮椅进行平地运动。

2.3.3 防倾翻支架的方案设计

电动爬楼轮椅在攀爬楼梯时的安全性相较于平地运动更为重要，在本文 3.1 节中研究了轮椅的理想攀爬状态，虽然轮椅已能应对不同规格的楼梯，但是为了确保爬楼时的稳定性，在底盘下设计了防倾翻支架。如图 2.3 所示，防倾翻支架主要由辅助支撑架、线性执行器和支撑轮组成。在平地运动时，防倾翻支架由线性执行器收起，支撑轮离地；在爬楼运动时，线性执行器工作，支撑轮着地，可有效防止倾翻等意外情况。在本文 3.4 节中详细地分析了轮椅在攀爬楼梯时的稳定裕度，在防倾翻支架的作用下，稳定裕度提升了一半。

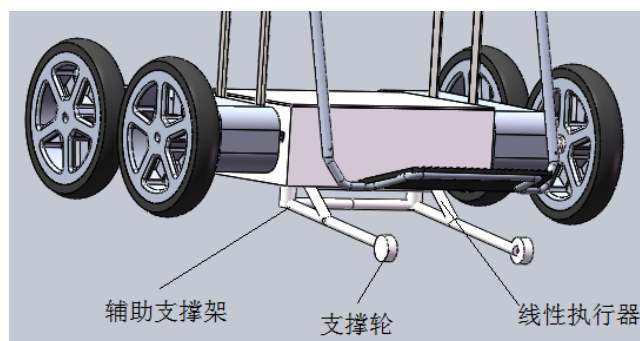


图 2.3 防倾翻支架示意图

Fig.2.3 Schematic diagram of anti-rollover bracket

2.4 座椅的人机工程学设计

传统的医疗器械设计经常会忽略人的因素，没有把人的使用体验作为产品设计的重要考量，而是更多地考虑如何实现产品的功能，考虑如何让人适应机器。随着社会的不断发展，重康复医疗器械产品的舒适、安全和效率等各种指标的综合评价越来越受到人们的重视，因此就需要把人机工程学的理论运用到医疗器械的设计中，使其更加舒适，以人为本，从而实现人机和谐的目的。

人机工程学是研究人、机械及其工作环境之间相互作用的学科^[40]。该学科根据人和机器的特点合理分配各自的职能,从而为人创造出舒适、安全的工作环境。

电动轮椅的使用人群为行动不便的老年人和下肢残障人士,坐姿是他们的主要生活姿势,他们对于座椅的功能性和舒适性的要求比普通人更高,因此智能轮椅座椅的尺寸参数设计需参考人机工程学理论,并结合人体尺寸参数。根据人机工程学的要求,参考 GB/T5703-1999 标准,确定椅面宽度选择 450mm、椅面深度选择 480mm、靠背高度选择 500mm、扶手高度选择 260mm、靠背倾角为 115°。

2.5 控制系统方案设计

根据设计要求,本课题拟设计的电动爬楼轮椅控制系统主要包括控制模块、检测模块、执行模块和操作模块。考虑到老年人和残疾人的操作不便和设计要点中对轮椅智能化的要求,电动爬楼轮椅主要采用操纵杆模式,同时,为了便于他人辅助操作,电动爬楼轮椅还设置有遥控模式,可利用一款手机 APP 来控制轮椅的运动,该 APP 与控制板之间采用蓝牙通信。电动爬楼轮椅控制系统的方案框图如图 2.4 所示。

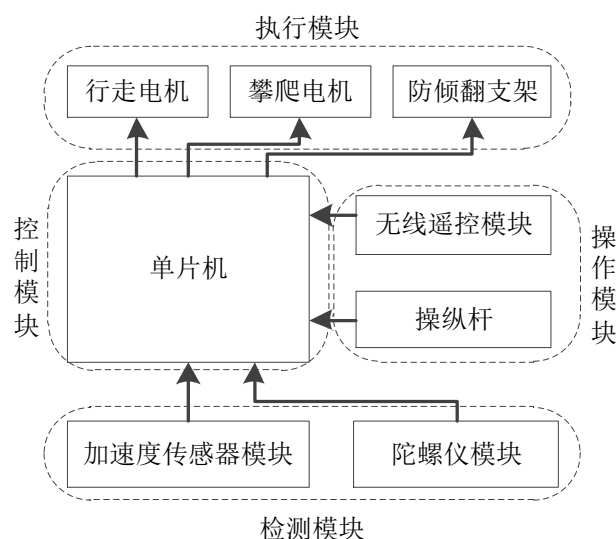


图 2.4 控制系统方案框图

Fig.2.4 Control system scheme block diagram

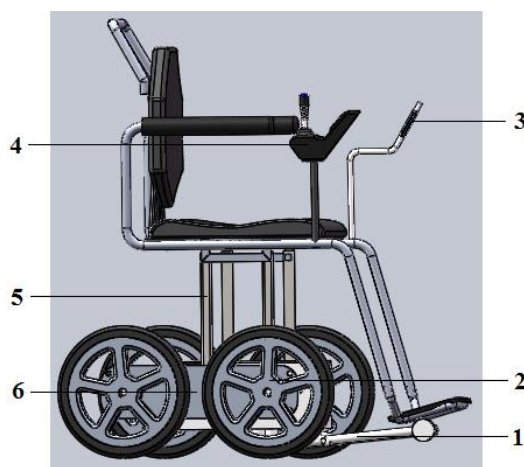
2.6 爬楼梯过程演示

三维模型不仅有助于直观地了解机体中各个机构的工作原理,还有助于进行仿真分析来获得更多地数据信息。通过建立电动爬楼轮椅的三维模型,一方面加深了对整体结构的了解,另一方面也为设计者提供了对轮椅直观的认识,直接展

示理论结果,将复杂的理论计算转换为可以直接观察到的物体,方便了对整体结构的把握与设计。另外,通过建立起三维模型,可以确定设计装配中有无干涉,设计是否合理。

SolidWorks 的设计可以满足大多数机械产品的设计需要。用户使用该软件完成草图绘画,然后经过拉伸、切除、抽壳、放样等一系列简单操作完成零件的模型建立。用户还可以根据实际情况定义零件的材料属性、颜色等。SolidWorks 提供了虚拟装配环境,用户在虚拟环境下导入建立的零件,然后依靠平行度同轴度等装配关系完成零部件的装配。同时, SolidWorks 除了提供三维建模的功能还有导出工程图的功能。通过 SolidWorks 建立好模型之后,可以直接由三维图导出二维图,这一点很大程度的方便了用户使用。在 SolidWorks 导出的二维工程图既可以在 SolidWorks 中进行修改,也可以在 AutoCAD 中对尺寸进行更改。另外,还可以把 SolidWorks 中的三维图修改格式后可以导入到 ADAMS 中,进行动力学分析和运动学分析,是工程设计的一个好工具。因此,本文选择使用 SolidWorks 来完成轮椅零部件的三维建模。

完成所有零件的设计建模之后,在 SolidWorks 的装配体子界面中对轮椅进行虚拟装配,由上文主要机构组成的轮椅整体模型如图 2.5 所示。



1-防倾翻支架; 2-行星轮; 3-显示屏; 4-操纵杆; 5-座椅支架; 6-行星齿轮箱

图 2.5 轮椅整体三维模型

Fig.2.5 Three-dimensional model of the ESW

图 2.6 详细展示了轮椅攀爬楼梯的完整过程。为了简化问题的描述,本研究假设轮椅在楼梯横截面上始终保持平面运动。也就是说,将轴向扰动或偏转对轮椅运动的影响忽略。因为轮椅爬楼时有一名助手在操作,可以及时做功来消除这些扰动对轮椅运动的影响。

爬楼梯的过程可分为三个阶段,在准备阶段,轮椅切换到爬楼梯模式,如图 2.6(a)所示(此处,未显示助手)。助手应站在轮椅车后面,使轮椅车向后移动到车

胎与楼梯接触。线性驱动器将驱动防倾翻支架打开，直到支架的前部接触地面。如图 2.6(b)所示，防倾翻支架将继续伸展，直到轮椅向后倾斜到一定角度。

在第二阶段，如图 2.6(b)-(f)所示，行星轮组开始翻转，轮椅在助手的控制下开始爬上第一级楼梯。同时，防倾翻支架继续伸展。行星轮组继续翻转，轮椅上升到第二级楼梯，防倾翻支架打开到一定角度，直到其位置锁定，如图 2.6(f)所示。

第三阶段是结束阶段，如图 2.6(g)-(h)所示。在整张楼梯爬完之后，如图 2.6(g)所示，防倾翻支架由线性驱动器驱动收起，行星轮组和轮椅返回到水平位置。此时，轮椅切换到平地运动模式（图 2.6(h)）。当轮椅下楼时，将应用与前面提到的相反的操作程序。

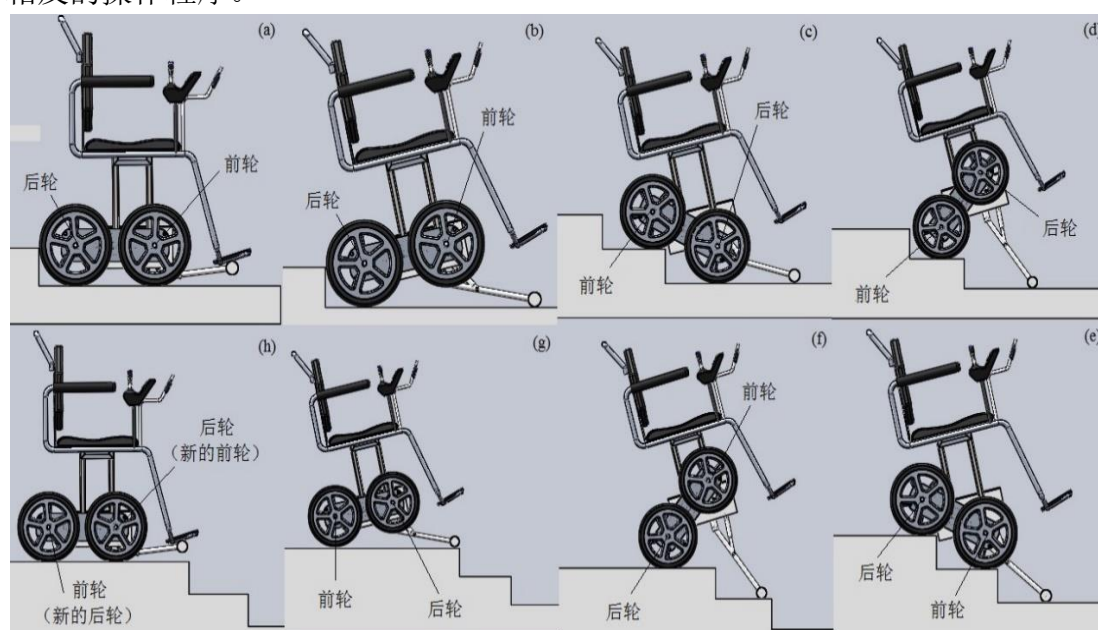


图 2.6 爬楼的过程

Fig.2.6 Stair-climbing procedure

2.7 本章小结

本章首先根据现阶段国内外各种辅助爬楼梯装置的研究情况，并结合我国的基本国情，给出了本课题拟设计的爬楼梯轮椅设计要求，并参照相关标准制定了本文电动爬楼梯轮椅的主要性能指标；随后在比较国内外各种爬楼梯机构的优缺点后，提出了行星轮式爬楼梯轮椅方案，确定了攀爬楼梯机构和平地运动机构，并针对爬楼稳定性而添加了防倾翻支架，以及提出了符合人机工程学的座椅尺寸参数；然后，在结合机械结构的基础上，根据功能需求确定了电动爬楼梯轮椅的控制系统方案；最后通过三维绘图软件 SolidWorks 演示了本文电动爬楼梯轮椅攀爬楼梯的过程，并细分阐述了爬楼过程中的每一个步骤。

第3章 爬楼梯轮椅机械结构设计与分析

在上文电动爬楼轮椅总体设计方案的基础上,本章将针对双星轮组的关键尺寸和轮椅的动力系统进行详细的计算与设计,并通过动力学分析和仿真计算来检验驱动力矩设计的准确性;然后通过分析轮椅在楼梯上的稳定裕度来检验防倾翻支架的有效性;最后,通过 ABAQUS 软件来对选定的关键零件进行有限元分析,以检验轮椅整体机械结构的可靠性。

3.1 双星轮组的尺寸设计

双星轮组是电动爬楼轮椅的主要组成部分之一,分为行星轮和行星齿轮箱两部分。双星轮组的尺寸参数决定了轮椅的台阶适用性和攀爬轨迹。根据我国《建筑楼梯模数协调标准》的规定,普通住宅的台阶踏步高度 a 应在 140mm 至 220mm 之间,踏步宽度 b 则在 220mm 至 320mm 之间。为了方便电动爬楼轮椅物理样机的制作和性能测试实验的进行,选取 $a=150\text{mm}$ 、 $b=300\text{mm}$ 的楼梯作为本文的楼梯标准,并据此标准计算双星轮组的尺寸参数。

在电动爬楼轮椅攀爬楼梯的过程中,行星轮与台阶的相对滑动可以忽略。考虑到双星轮组的对称性,以及蜗轮蜗杆减速器的同步传动特性,只需研究一侧的轮组尺寸即可。双星轮组在楼梯上的翻转过程如图 3.1 所示,用实线、虚线和点划线分别描述攀爬一级台阶的初始状态、过程状态和完成状态^[41]。

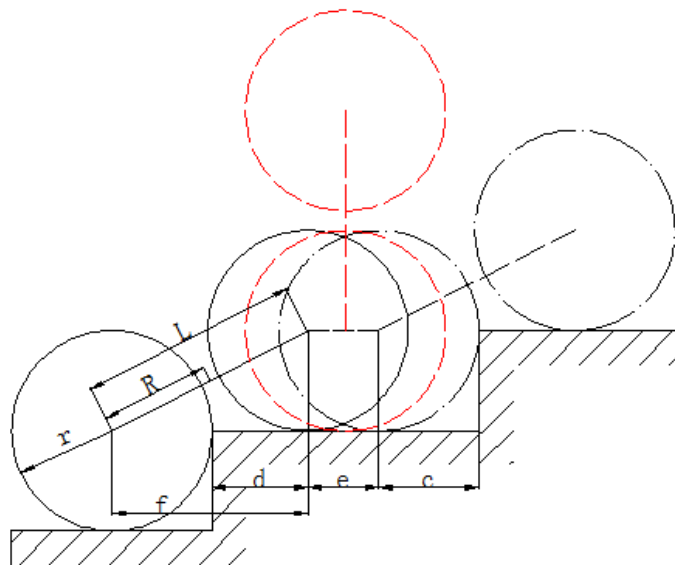


图 3.1 双星轮翻转过程示意图

Fig.3.1 Schematic diagram of two-star wheel switching process

如果双星轮在完成一级台阶的攀爬后,相对于每级台阶的前后位置仍能保持不变,有

$$c + d = f \quad (3.1)$$

则电动爬楼轮椅在双星轮组的着地星轮不打滑的情况下,相对于每一级台阶的前后位置固定,能够平稳地周期性地做爬楼运动,这种运动状态称之为理想攀爬状态。在理想攀爬状态下,乘坐者的舒适性能得到有效的保障,行星轮与台阶之间不会发生磕碰,能有效避免倾翻、滑落等意外情况的发生,大大提升了稳定性。

在理想攀爬状态的行星轮系翻转过程中,一个星轮抬离地面,着地星轮在楼梯面上保持静止。但为了适应不同宽度的台阶,允许进行一段长度为 e 的纯滚动,由助手通过目测来完成。理想状态下 e 为零。此时

$$f + c = b \quad (3.2)$$

显然

$$2r = b \quad (3.3)$$

其中, r 为行星轮的半径。星轮的中心距 L 为

$$L = \sqrt{f^2 + a^2} \quad (3.4)$$

行星架长度 R 与星轮的中心距 L 之间存在关系

$$L = 2R \quad (3.5)$$

联立式 (3.1) - (3.5) 可得

$$R = \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{2} \quad (3.6)$$

由式 (3.3) 和 (3.6) 可知,在理想攀爬状态下,星轮半径 r 应为楼梯踏步宽度 b 的一半,在楼梯尺寸确定的情况下,双星轮组的尺寸易得。然而轮椅的实际使用中,由于楼梯的尺寸国标是个范围而不是定值,生活中的楼梯尺寸也多种多样,因此轮组与台阶的关系往往不能满足式 (3.3) 和 (3.6)。当遇到与设计楼梯标准尺寸不同的楼梯时,双星轮组每个周期的翻转结束时,与每级台阶的前后相对位置不固定,即每个周期的 c 值是变化的,存在绝对偏差 x 。假设一张楼梯的台阶总数为 n ,则双星轮组攀爬状态的实际情况为:

(1) 当实际踏步宽度 a 与设计楼梯尺寸相差很小时,双星轮组翻转的累积的绝对偏差为 nx 。当 $nx \leq c - r$ 且 $nx \leq d$ 时,在整个攀爬过程中轮椅不会发生滑落,质心的运动轨迹同样具有周期性。因此,这种情况也可以看作是理想攀爬状态。

(2) 当实际踏步宽度 a 大于设计楼梯尺寸时, 双星轮组翻转的累计绝对偏差 $nx \geq d \geq (n-1)x$ 。则前 $(n-1)$ 次攀爬过程可以看作是理想攀爬状态。但是在第 n 次翻转时, 累积绝对偏差会使行星轮无法爬上最后一级台阶。因此, 为使电动爬楼轮椅能够更好地适用于国标楼梯, 配备一名助手在轮椅后面操作是非常必要的。助手能够拉动座椅后面的把手, 使着地星轮与台阶间产生距离为 e 的纯滚动, 来弥补实际踏步宽度比设计楼梯尺寸大的这一段误差, 最终形成上述第 (1) 点中的理想攀爬状态。

(3) 当实际踏步宽度 a 小于设计楼梯尺寸时, 在双星轮组翻转时星轮将会与楼梯侧面发生摩擦, 且由于行星架长度 R 相对于实际楼梯过长, 翻转的星轮将无法与楼梯面接触。在爬楼电机的驱动下, 着地星轮会翻转而上, 勉强开始第二次翻转, 此时腾空星轮会因重力作用而砸在楼梯上, 整个轮椅都处于自由下落状态, 轮椅系统的安全性将无法得到保障。如果继续翻转, 轮椅的爬楼目的虽然也能实现, 稳定性会在下落碰撞的不利影响下变得难以保证, 且对轮椅结构强度的影响也难以预计, 随时会发生危险的情况, 舒适性则更无从谈起。但是如果配备一名助手, 就可以在翻转时将轮椅向前推动, 使着地星轮退后, 在行星架长度 R 过长的情况下也能保证每次翻转结束时腾空星轮能够正常着地。

同理, 当实际踏步高度改变时, 可得相同结论。因此, 对于按照本文楼梯标准设计的双星轮组, 在助手的操作下对不同尺寸的国标楼梯都具有一定的适用性。

根据本文楼梯标准, 行星轮半径 r 与行星架长度 R 的尺寸大小如下:

$$\begin{cases} r = \frac{1}{2}a = 150\text{mm} \\ R = \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{2} = 167.7\text{mm} \approx 170\text{mm} \end{cases} \quad (3.7)$$

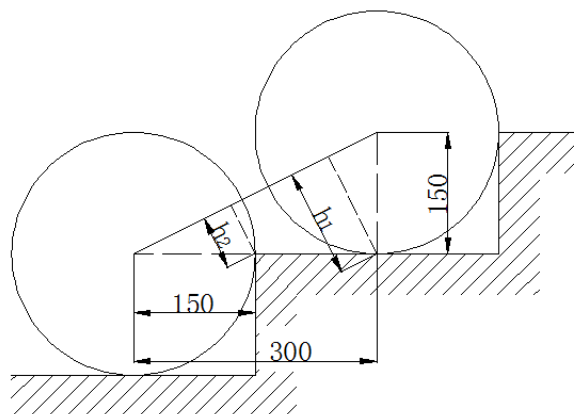


图 3.2 行星架与台阶尺寸间隙示意图

Fig.3.2 Schematic diagram of dimension gap between planetary frame and step

由于行星架和行星齿轮必须被齿轮箱所覆盖,因此齿轮箱的尺寸大小必须有一个限定范围。如图 3.2 所示为双星轮组翻转时,行星架与台阶之间尺寸间隙示意图。

易见:

$$h_2 = 67mm \quad (3.8)$$

式中, h_2 为翻转过程中行星架与台阶之间的最小垂直距离。

因此,齿轮箱的半边厚度不能超过 67mm,在长度上的要求则是在楼梯截面上前后不能超出星轮的覆盖范围,即半边长度不能超过 317.7mm。

3.2 动力系统设计

3.2.1 电池选择

作为老年人和肢体残障人士的代步工具,电动爬楼轮椅的电池需要达到便于携带和维护、绿色环保和容量大的要求,可供选择的电池主要包括铅酸电池、镍氢电池、锌空电池和锂电池四大类。铅酸电池虽然可回收性强,但比容较小,难以兼顾轻便和续航的要求;镍氢电池的比容较铅酸电池大,但维护较难;锌空电池的维护则需要更新整个电池锌板,会对轮椅使用人群造成极大不便;锂电池比容大、重量轻、绿色环保且寿命较长,是电动爬楼轮椅理想的动力来源,虽然其单价稍贵,但轮椅中只需一块锂电池,并不会给整机的成本带来显著提升。综合上文对四种电池优缺点的分析和实际需求,最终选择了 24V/20Ah 的锂电池作为本文电动爬楼轮椅的动力来源。

3.2.2 电机类型选择

直流电机性能好、调速广、响应快、过载强,能适应频繁启停和换向,因此被广泛应用于电动车领域。直流电机分为直流有刷电机和直流无刷电机两种,它们的区别是前者通过电刷和换向器进行机械式换向,实现电机的转动,后者则用电子霍尔元件取代了机械式换向结构,实现了电子式换向。

直流有刷电机对控制系统要求较低,成本低廉、维修简单,控制技术也较为成熟。但是,由于电刷长期磨损,工作时噪声加大、可靠性较差,对电机的寿命也造成了很大影响,需要定期保养。直流无刷电机由于采用了电子式换向,因此避免了有刷电机的这些缺点,且拥有比有刷电机更高的效率和后动转矩,更适合应用于轮椅的自平衡系统。虽然直流无刷电机的控制相对比较复杂,但随着电机控制技术和革新,这些问题已都迎刃而解。

经过对比分析,本文选择了直流无刷电机作为电动爬楼轮椅的驱动源。

3.2.3 电机功率计算

电动爬楼轮椅在不同工况下对电机功率有不同需求，大致分为三类工况：水平路面、坡度路面、楼梯。双星轮组使用的是充气橡胶轮胎，查阅《机械设计手册》可知，此种轮胎在混凝土路面上滚动摩擦系数为 0.06^[42]。根据上文设计的主要参数指标，轮椅最大负载为 80kg，自重为 50kg，平地行驶时最大速度为 2m/s，坡道行驶时最大速度为 0.5m/s 且最大行驶坡度为 15°，最大爬楼梯速度为每分钟 12 级台阶，即双星轮组的最大翻转速度为 0.6rad/s。

轮椅在水平地面匀速运动时，无刷直流电机的输出扭矩经过行走机构 1:100 的传动比放大后传递到行星轮，设行星轮的驱动转矩为 T_t ，行星轮对地面作用的圆周力为 F_0 ，假设车轮与地面之间没有相对滑动，则地面对行星轮作用的反作用力 F_t 即为轮椅的驱动力。

$$F_t = \frac{T_t}{r} = \frac{T_e i \eta}{r} \quad (3.9)$$

式中： T_e - 电机的输出转矩，N·m；

i - 行走机构的传动比；

η - 传动系统的机械效率。

驱动力和阻力的平衡方程^[43]为

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (3.10)$$

式中： F_f - 行星轮的滚动阻力，N；

F_w - 空气阻力，N；

F_i - 坡度阻力，N；

F_j - 加速阻力，N。

由于轮椅水平运动速度最大仅为 2m/s，因此可以将上述四种阻力中的空气阻力 F_w 忽略。其它三种阻力的计算如下：

$$\begin{cases} F_f = G \cos \alpha \cdot \frac{\delta}{r} \\ F_i = G \sin \alpha \\ F_j = km \frac{d_v}{d_t} \end{cases} \quad (3.11)$$

式中： G - 轮椅系统的总重力，N；

α - 路面坡度，°；

δ - 滚动摩擦系数；

k - 旋转质量换算系数；

m - 轮椅系统的总质量，kg；

$\frac{dv}{dt}$ -行驶加速度, m/s^2 。

联立式 (3.9) - (3.11) 可得:

$$\frac{T_e i \eta}{r} = G \cos \alpha \frac{\delta}{r} + G \sin \alpha + km \frac{d_v}{d_t} \quad (3.12)$$

当尚未达到最大速度 v 时, 加速阻力仍然存在, 因此轮椅需要的最大功率 P 为:

$$P = F_t v = \frac{T_e i \eta v}{r} = \left(G \cos \alpha \frac{\delta}{r} + G \sin \alpha + km \frac{d_v}{d_t} \right) v \quad (3.13)$$

式中: G 取 1300N , $m=130\text{kg}$, $\delta=0.06$, $k=1$ 。

当轮椅在水平地面运动时, $\alpha=0^\circ$, $v_1=2\text{m/s}$, $\frac{dv}{dt}=0.5\text{m/s}^2$, 则轮椅平地运动所需的最大功率 P_1 为 131W 。

当轮椅在 15° 的坡面运动时, $\alpha=15^\circ$, $v_2=0.5\text{m/s}$, $\frac{dv}{dt}=0.2\text{m/s}^2$, 则轮椅坡面运动所需的最大功率 P_2 为 182W 。

由于 $131\text{W} < 182\text{W}$, 因此电动爬楼轮椅道路行驶的总功率至少为 182W 。

从能量转化的角度看, 爬楼梯过程本质上为电能转化为重力势能的过程。假设在轮椅攀爬楼梯过程中着地星轮只做纯滚动, 忽略滚动摩擦力偶, 则重力对轮椅输出功率的绝对值就等于轮椅攀爬楼梯所需的电机平均输出功率 P_3 , 即:

$$P_3 = G v_3 \sin \alpha \quad (3.14)$$

式中, v_3 为轮椅沿楼梯斜面上升的平均速度。而竖直方向上升的平均速度为轮椅每分钟攀爬高度 h 与时间 t 之比, 即:

$$v_3 = \sin \alpha = \frac{h}{t} \quad (3.15)$$

根据电动爬楼轮椅的主要参数指标, 轮椅攀爬楼梯的最大速度为每分钟 12 级台阶, 本文楼梯标准中踏步高度 $b=150\text{mm}$, 所以将 $h=1800\text{mm}$, $t=60\text{s}$ 带入式 (3.14)、(3.15) 中可得轮椅攀爬楼梯所需平均功率为:

$$P_3 = 39\text{W} \quad (3.16)$$

由于在整个爬楼过程中, 轮椅系统的质心一直是上下起伏的, 所以轮椅系统的总重力 G 对轮组的力矩也是不断变化的。因此, 该过程中电机的输出扭矩也在不断变化, 考虑到计算量和实用意义, 本文将直接对电机输出扭矩的最大值 T_{\max} 进行求解。假设座椅始终保持水平, 忽略初始时刻的转动加速度, 则 T_{\max} 即为内轴上的最大作用力 G 与行星架的长度 R 的乘积。由此可得攀爬电机的最大

瞬时功率 P_4 为:

$$P_4 = T_{\max} \omega = GR\omega \quad (3.17)$$

带入 $G=1300\text{N}$, $R=170\text{mm}$, $\omega=0.3\text{rad/s}$ 可得:

$$\begin{cases} T_{\max} = 221\text{N}\cdot\text{m} \\ P_4 = 66.3\text{W} \end{cases} \quad (3.18)$$

3.2.4 电机选型

虽然上文计算出电动爬楼轮椅在道路行驶时所需的理论最大功率为 182W , 但是实际使用中还要考虑到传动效率和功率储备等问题, 因此行走电机的最小功率 P_5 应为:

$$P_5 = \frac{P_2 \times K_1}{\eta} \quad (3.19)$$

式中: η -总传动效率;

K_1 -功率储备系数。

取 $\eta=0.9$, $K_1=1.2$, 则 $P_5=243\text{W}$ 。

本文所设计电动爬楼轮椅的平地运动机构采用左右对称布局, 单台电机的功率不能小于 122W 。综合考虑电机的尺寸、扭矩、价格和闭环控制需求等因素, 选用了富贤达机电科技公司生产的无刷直流伺服电机 FXD57BL-24200-E-003A, 每台电机额定功率为 200W , 额定扭矩为 $0.45\text{N}\cdot\text{m}$, 额定电压 24VDC , 如图 3.3 所示。



图 3.3 直流无刷电机

Fig3.3 Brushless DC motor

当轮椅攀爬楼梯时, 为了将攀爬电机的扭矩双向同步输出至两侧双星轮组, 保证两侧轮系翻转的同步性, 采用与电机匹配良好的双向输出蜗轮蜗杆减速器。攀爬电机的功率应大于爬楼时轮椅所需的最大瞬时功率。

考虑到传动系统的传递效率和功率储备, 攀爬电机的最小输出功率 P_6 为:

$$P_6 = \frac{P_4 \times K_2}{\eta} \quad (3.20)$$

取 $K_2=1.2$, $\eta=0.75$, 则 $P_6=106W$ 。

根据式 (3.20) 的计算, 并考虑到电机的购买、维护等现实因素, 选择与行走电机相同型号的伺服电机。蜗轮蜗杆减速器的减速比选择 1:80, 并选用带有自锁功能的 NMRV030 型, 其运行平稳、结构紧凑, 非常适合低速度大扭矩的输出环境。并给攀爬电机配上 1:7 的行星减速器, 通过联轴器与蜗轮蜗杆减速器连接。此时攀爬楼梯机构的总减速比为 1:560, 最大输出扭矩为 $252N \cdot m$, 大于 T_{max} , 满足使用要求。

3.2.5 驱动芯片选择

电机驱动芯片是直流无刷电机驱动的核心, 其主要用于接收来自微处理器的启停、调速、换向信号和接收来自电机位置传感器的转子位置信号, 并输出驱动桥控制信号, 其工作过程如图 3.4 所示, 驱动芯片对电机运动的控制是通过控制驱动桥功率开关的通断实现的^[44]。整个驱动过程由电机内部的位置传感器、电机驱动芯片和驱动电路三部分相互配合来完成。

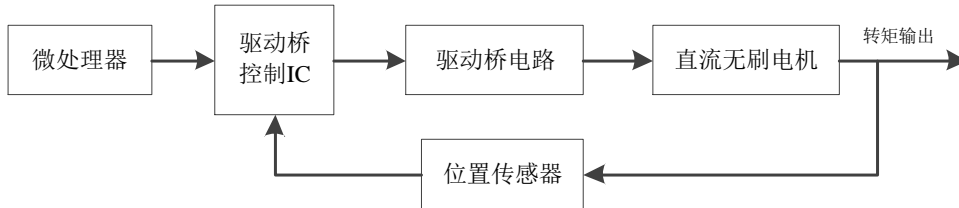


图 3.4 电机驱动工作过程示意图

Fig.3.4 Schematic diagram of motor driver working process

对市场上主流的电机驱动芯片进行比较之后, 本文选择了居逸公司的 JY01 芯片, 该芯片具有噪音小、成本低、效率高和外围电路简单等特点, 是直流无刷电机的专用控制芯片, 广泛应用于平衡车、汽车电子、科学仪器设备等领域。并搭配使用 JY21L 作为半桥驱动芯片, 以使桥式驱动电路能够正常工作, 该芯片可靠新高, 多用于中小功率电机驱动中。

3.3 动力系统仿真

3.3.1 行星轮动力学建模

为了简化动力学分析, 建立了行星轮系的坐标系, 如图 3.5 所示。以行星轮 A 与台阶的接触点为基点, 以旋转臂 CA 与水平线之间的角度 θ 为广义坐标。 M 表示电机驱动的等效转矩, m 表示爬楼梯轮椅的质量。指定当地面对行星轮的支

撑力恰好为零时，为系统的初始状态。

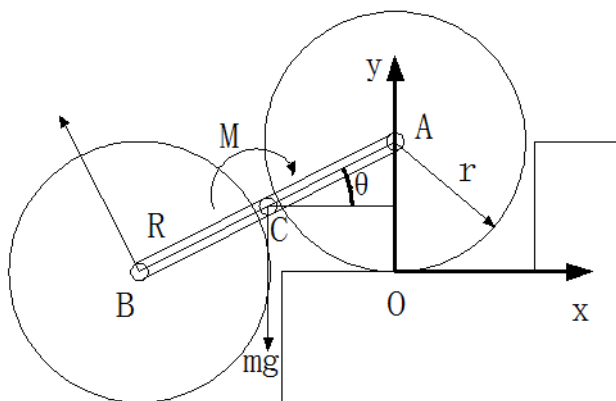


图 3.5 行星轮系动力学建模

Fig.3.5 Dynamic modeling of planetary wheel clusters

系统的拉格朗日方程为：

$$L = T - V = \frac{1}{2}J\dot{\theta}^2 - mg(r - R\sin\theta) \quad (3.21)$$

式中： T 和 V 分别为系统的动能和势能， J 为等效转动惯量， $\dot{\theta}$ 为角速度， r 和 R 分别为行星轮和转臂的半径。因为 V 中没有明确包含 $\dot{\theta}$ ，因此可求导得：

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}\right) = \frac{d}{dt}(J\dot{\theta}) = J\ddot{\theta} \quad (3.22)$$

式中： $\ddot{\theta}$ 为角加速度。进而可得电动爬楼轮椅的拉格朗日动力学方程为：

$$J\ddot{\theta} + mgR\cos\theta = M \quad (3.23)$$

由式（3.23）可得角加速度 $\ddot{\theta}$ 和角速度 $\dot{\theta}$ 的关系为：

$$\ddot{\theta} = (M - mgR\cos\theta)/J \quad (3.24)$$

3.3.2 仿真结果

根据式（3.24）可对行星轮角速度 $\dot{\theta}$ 随广义坐标 θ 的变化进行仿真。电动爬楼轮椅的自重为 50kg，最大载重为 80kg，因此设定在仿真中轮椅系统的整体质量为 $m=130\text{kg}$ ，并计算出等效转动惯量为 $J=14.16\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。

为了研究不同等效转矩下角加速度的变化，将参数分别设置为 $150\text{N}\cdot\text{m}$ 、 $200\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $252\text{N}\cdot\text{m}$ 。 M 用式（3.24）来作替换，并用前面提到的参数来计算。不同等效转矩下角加速度 $\ddot{\theta}$ 的变化如图 3.6 所示。该图表明，当角度 $\theta=0$ ，等效转矩 $M=200\text{N}\cdot\text{m}$ 或 $M=150\text{N}\cdot\text{m}$ 时，角加速度 $\ddot{\theta}$ 为负值。可以认为，扭矩太小，不能驱动行星轮系以克服重力。如图中实曲线所示，当 $M=252\text{N}\cdot\text{m}$ 时，角加速度 $\ddot{\theta}$ 为正值，即电机可以驱动爬楼梯轮椅通过楼梯。

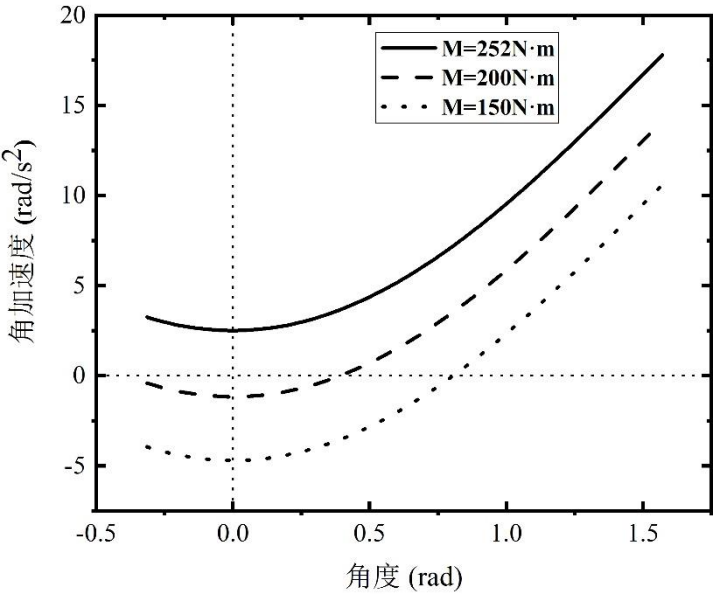


图 3.6 动力系统仿真计算

Fig.3.6 Simulation calculation of power system

3.4 爬楼梯轮椅稳定裕度分析

3.4.1 建立坐标系

为了分析轮椅的稳定性，建立了如图 3.7 所示的坐标系。

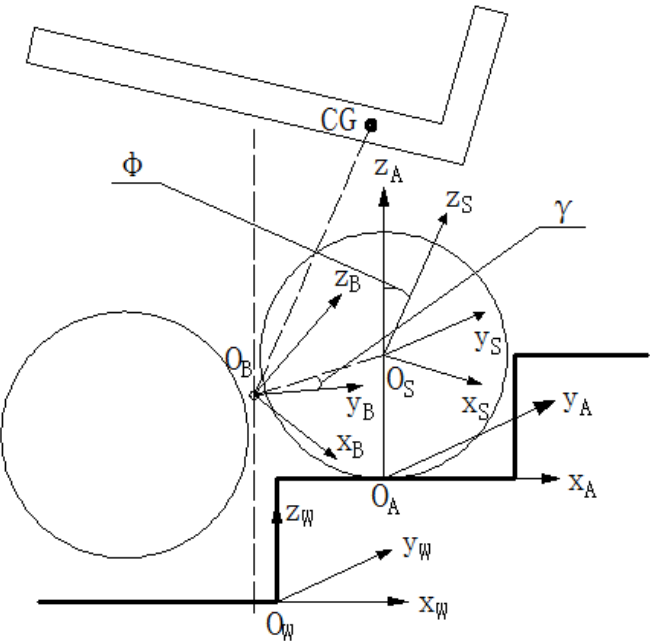


图 3.7 轮椅的坐标系

Fig.3.7 Coordinate system of the ESW

图中： $O_W-x_Wy_Wz_W$ 为世界坐标系，其 y 轴落在第一级台阶与地面的交线上，

z 轴垂直于地面向上，原点在两个行星轮中心与行星轮转臂中心三点所形成的平面内； $O_A-x_Ay_Az_A$ 为临时坐标系，其三轴分别与 $O_W-x_Wy_Wz_W$ 的三条轴对应平行，其原点为后轮与台阶的接触点； $O_S-x_Sy_Sz_S$ 为行星坐标系，其原点为后轮的中心点，将它与行星轮的旋转臂固定以表示其旋转。 $O_B-x_By_Bz_B$ 为体坐标系，其原点为旋转臂的中心，将它与轮椅的底盘固定以表示其倾斜。图中，CG 为轮椅的质心，它在体坐标系 $O_B-x_By_Bz_B$ 中的坐标为 $(x_{CG}, y_{CG}, z_{CG})^T$ 。

3.4.2 稳定裕度分析

根据这些坐标系之间的关系，可以通过以下方式实现世界坐标系与体坐标系之间的齐次坐标转换：

$$\begin{cases} T_A^W = Trans(x_A, 0, z_A) \\ T_S^A = Trans(0, 0, r) Rot(\vec{Y}_S, -\varphi) \\ T_B^S = Trans(-R, 0, 0) Rot(\vec{Y}_B, -\gamma) \end{cases} \quad (3.25)$$

式中： φ 为行星轮系对应于临时坐标系 $O_A-x_Ay_Az_A$ 的转角； γ 为轮椅对应于行星坐标系 $O_S-x_Sy_Sz_S$ 的倾角。 (x_A, z_A) 为临时坐标系 $O_A-x_Ay_Az_A$ 的原点 O_A 在世界坐标系 $O_W-x_Wy_Wz_W$ 中的坐标。由此可得，齐次变换矩阵为：

$$T_B^A = T_S^A T_B^S = \begin{bmatrix} \cos(\varphi + \gamma) & 0 & -\sin(\varphi + \gamma) & -R \cos \varphi \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin(\varphi + \gamma) & 0 & \cos(\varphi + \gamma) & -R \sin \varphi + r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

设重心 CG 在体坐标系 $O_B-x_By_Bz_B$ 中的坐标为 $(x_{CG}, 0, z_{CG}, 1)^T$ ，则可得它在临时坐标系 $O_A-x_Ay_Az_A$ 中的齐次坐标为：

$$\begin{bmatrix} x'_{CG} \\ y'_{CG} \\ z'_{CG} \\ 1 \end{bmatrix} = T_B^A \begin{bmatrix} x_{CG} \\ 0 \\ z_{CG} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{CG} \cos(\varphi + \gamma) - z_{CG} \sin(\varphi + \gamma) - R \cos \varphi \\ 0 \\ x_{CG} \sin(\varphi + \gamma) + z_{CG} \cos(\varphi + \gamma) - R \sin \varphi + r \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

易见，当 $x'_{CG}=0$ 时，轮椅的质心 CG 恰好位于行星轮与台阶表面的接触点之上。此时，轮椅处于暂时平衡状态，助手承受的力为零。

当 $x'_{CG}=0$ 时，有：

$$\frac{x_{CG}}{l_{CG}} = \cos \lambda, \frac{z_{CG}}{l_{CG}} = \sin \lambda \quad (3.28)$$

式中： $l_{CG} = \sqrt{x_{CG}^2 + z_{CG}^2}$ 为质心 CG 到行星轮系旋转臂的距离。

将式 (3.28) 代入式 (3.27) 可得：

$$\cos(\lambda + \varphi) - \tan \varphi \sin(\lambda + \varphi) = \frac{R}{l_{CG}} \quad (3.29)$$

式 (3.29) 表示的是为达到临时平衡条件所需满足的 φ 角与 γ 角。

轮椅的质心 CG 与支撑边界在水平面上的投影如图 3.8 所示。SM₁~SM₄ 为轮椅在不同方向上的稳定裕度。若没有防倾翻支架，当 CG 的投影接近于 Y_A 轴时就很容易倾翻；若有防倾翻支架，则 SM₁ 可以延伸到 SM₅，当 CG 的投影接近于 Y_A 轴时，SM₅ 足以有效地起到防倾翻的作用，保证乘客的安全。

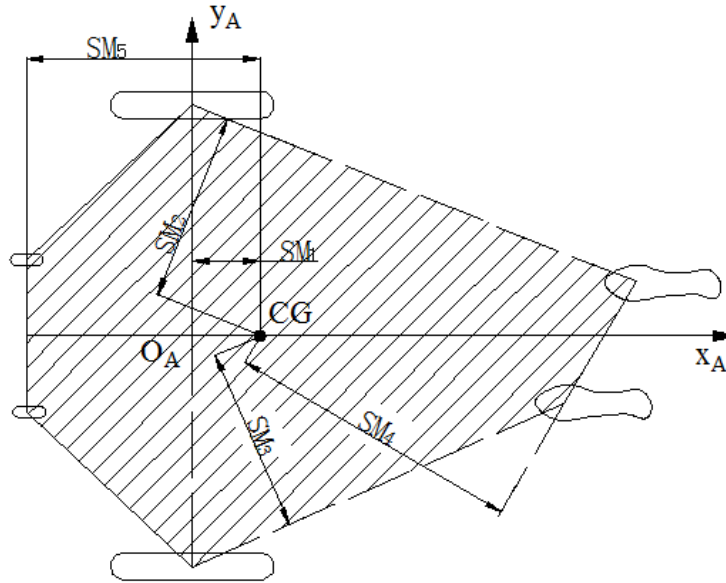


图 3.8 轮椅的稳定裕度

Fig.3.8 Stability margin of the ESW

3.5 关键零件有限元分析

3.5.1 ABAQUS 分析流程

ABAQUS 有限元软件问世至今已经过了几十年的不断发展完善，现已可以计算非常复杂的非线性问题，并已成为被广泛使用的有限元分析的通用工具。在 ABAQUS 软件中进行有限元分析时，用户可以自主设定零件的材料属性，对于接触分析、断裂分析和疲劳耐久性分析等结构问题都能顺利求解^[45]。

ABAQUS 操作简单，可以帮助人们求解难以下手的复杂问题，在工程应用问题中，用户可以利用相应的参数就可以在 ABAQUS 中进行建模，然后在软件中定义边界条件和载荷工况，最后求解即可。ABAQUS 的优点在于，当在高度非线性问题中遇到难以收敛的情况时，它会根据模拟环境中的工况自动设法增加收敛的可能，并在分析时自动调节相应的参数，使分析结果更精确^[46]。ABAQUS

的分析流程如图 3.9 所示。

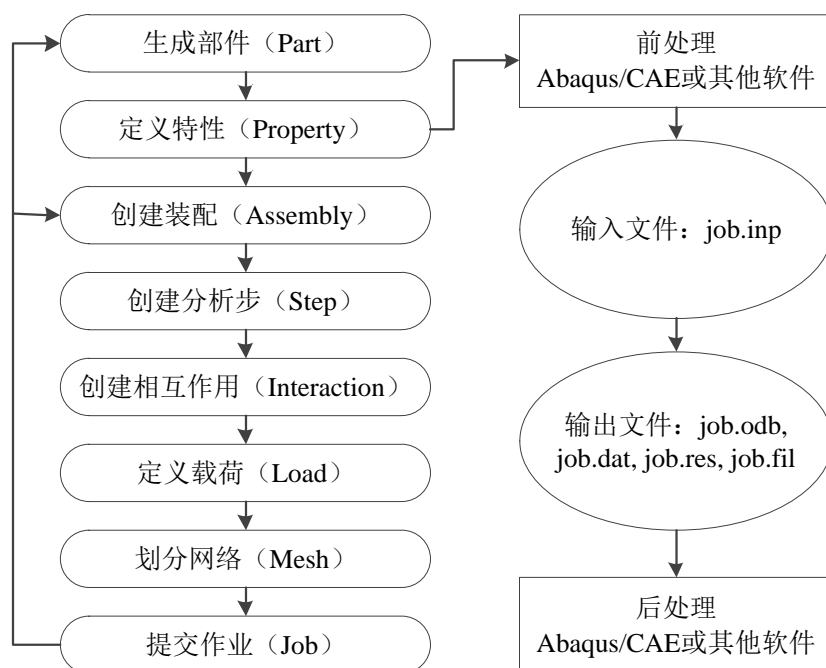


图 3.9 ABAQUS 的一般分析流程

Fig.3.9 General analysis procedures of ABAQUS

3.5.2 基于 ABAQUS 的关键零件有限元分析

由于电动爬楼轮椅机械结构的自振周期远小于所承受的载荷周期，因此可以忽略惯性效应，进而可以简化为静力分析来校核机械结构的刚度和强度能否满足要求。通过 ABAQUS 中的 CAE 模块对轮椅的关键零件进行静力学仿真分析，在一定程度上验证了电动爬楼轮椅结构设计的可靠性。

(1) 模型简化

在使用 ABAQUS 软件进行分析之前，根据三维模型的复杂程度、计算工作量的大小和电脑性能，可以通过删除模型中的一些螺纹、销孔、倒角和装饰配件等来对零件模型进行适当简化，在不影响分析结果和精度的情况下有效缩短有限元分析时间，并提高工作效率。

(2) 模型导入

通过 ABAQUS/CAE 软件 File-Import 项目中的 Part 菜单，可对 SolidWorks 中的零件模型进行导入，借助于 CAD 软件三维建模的优势，节约建立轮椅模型的时间，提升有限元分析的整体工作效率。

(3) 材料属性设置

在 ABAQUS /CAE 中通过 Property 项目中的 Materials 菜单可以自定义材料属性，在静力学分析中只需输入材料的杨氏模量和泊松比即可。本次有限元分析

选取的电动爬楼轮椅关键零件的材料是 45#钢，表 3.1 列出了这种材料的主要力学属性。

表 3.1 45#钢的材料属性

Table 3.1 Material properties of 45# steel

材料名称	杨氏模量 (GPa)	泊松比	屈服强度 (MPa)
45#钢	210	0.3	355

(4) 定义载荷

根据对轮椅在实际使用时的受力分析，给关键零件添加相应的载荷和约束，这个操作在 Load 项目和 BC 菜单下完成。电动爬楼轮椅的主要用途是攀爬楼梯，因此选择在攀爬机构中选取关键零件。在轮椅攀爬楼梯的过程中，内轴起到了将驱动转矩由蜗轮蜗杆减速器传递到两侧行星轮系的关键作用，在传动系统中扮演着沟通中部动力源与两侧输出端的桥梁角色，因此选择内轴作为本次分析的对象。内轴所承受的载荷主要包括：蜗轮蜗杆减速器作用在其输入端的扭矩、负载作用在其输出端的扭矩、两端所受的支撑力，此外还要考虑重力的作用，图 3.10 是内轴上添加载荷的示意图。

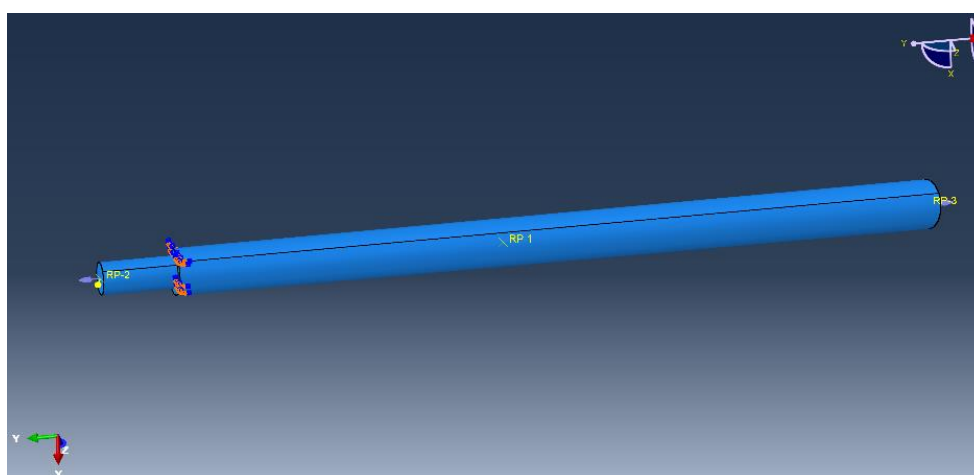


图 3.10 内轴的载荷

Fig.3.10 Load on inner axle

(5) 网格划分

网格单元类型的选择对有限元分析的耗时和准确性有很大的影响，尤其是在接触问题中。在 ABAQUS 中有四种单元类型可供三维模型在分析时选择，分别是楔形、四面体、六面体、六面体占优。其中六面体单元虽然产生的网格数量较少，能够缩短分析时间，但不够可靠；四面体单元能够自动适用于各种复杂的曲面，且高效、可靠。因此在本文接触问题的分析中选用四面体对内轴的有限元模型进行网格划分，网格划分好的内轴模型如图 3.11 所示。

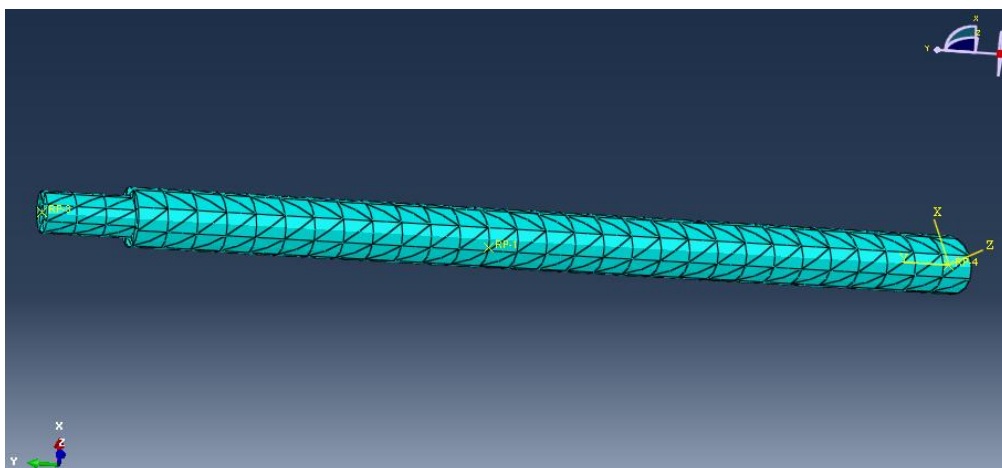


图 3.11 网格划分

Fig.3.11 Grid partition

(6) 求解结果处理与分析

完成上述各项设置之后，就可以在 Job 项目中求解分析结果。如图 3.12 所示为所分析零件的等效应力分布云图，图中用颜色区分应力的大小，红色表示最大值，应力大小从红色到蓝色依次减小。通过对等效应力分布云图的分析，可以直观、清晰地判断关键零件是否满足使用要求。

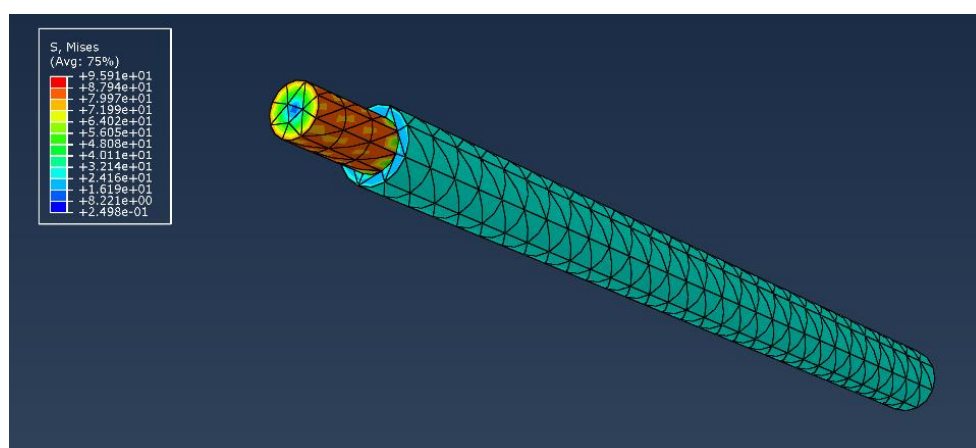


图 3.12 内轴的分析结果

Fig.3.12 Analysis results of inner axes

从上图可以看出，内轴的最大应力发生在两段阶梯轴的交线上，最大应力值为 95.91MPa，远小于材料的许用应力，满足强度设计要求^[47]。从有限元分析可知，电动爬楼轮椅整体机械结构设计合理，关键零件安全可靠，且形变很小，不影响正常工作。

3.6 本章小结

本章首先通过计算设计了双星轮组的各项关键尺寸，包括行星轮半径、行星

架长度、齿轮箱的长宽上限等，并在分析电动爬楼轮椅在不同运动状态下所需功率的基础上完成了对行走电机和攀爬电机的选型、电池选型和驱动选型等；然后通过动力学分析和仿真计算，验证了驱动力矩计算的准确性，并对轮椅攀爬楼梯时的稳定裕度进行了分析，验证了防倾翻支架的有效性，进而确保了轮椅在攀爬楼梯过程中的安全性；最后，利用 ABAQUS 软件进行了关键零件有限元分析，验证了内轴的强度满足使用需求，确保了轮椅整体机械结构的可靠性。

第 4 章 平衡算法的设计与仿真

为了拓展电动爬楼轮椅的自平衡功能,方便行动不便的老年人和肢体残障人士取放高处物品,并能使他们的视线与普通人的视线平齐以维护自尊心,本章将在建立轮椅自平衡模式下数学模型的基础上,设计一个融合了安排过渡过程 TD 的 PID 控制算法与自抗扰控制算法的自平衡控制策略,并通过 ADAMS 与 MATLAB 联合仿真验证了算法的有效性。

4.1 数学建模

为建立电动爬楼轮椅站立模式下的数学模型,根据其结构的左右对称性和能量消耗的集中性,在不影响系统性能的情况下,可做如下假设以简化模型^[48]:

- (1) 车身与人体等效为一根刚性直杆;
- (2) 平衡状态时轮椅系统的质心位于着地两轮中心正上方;
- (3) 忽略电机转子的转动动能及损耗;
- (4) 着地两轮与地面之间为纯滚动,且忽略摩擦损耗。

4.1.1 空间坐标系的建立

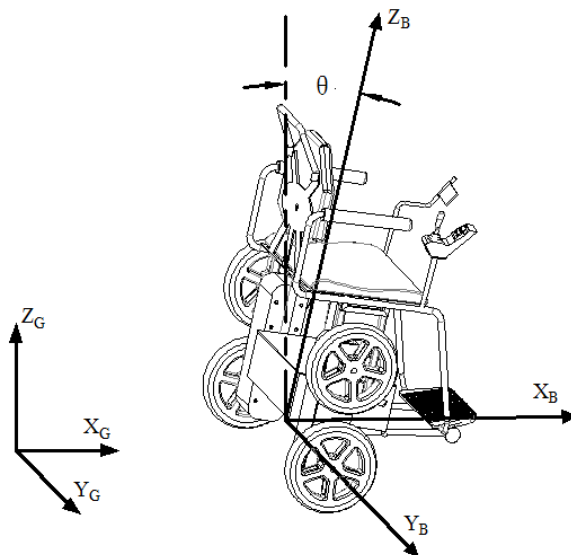


图 4.1 电动爬楼轮椅自平衡的坐标系建立

Fig.4.1 Establishment of self-balancing coordinate system of the ESW

为便于计算和分析,现建立两个坐标系,分别为大地坐标系 $O_G(x_G, y_G, z_G)$ 和车体坐标系 $O_B(x_B, y_B, z_B)$,如图 4.1 所示。在地坐标系 $O_G(x_G, y_G, z_G)$ 中,规定 z_G 轴

指向重力加速度 g 的负方向, x_G 轴指向正东, y_G 轴指向正南。在体坐标系 $O_B(x_B, y_B, z_B)$ 中, 规定原点 O_B 为着地两轮圆心连线的中点, 且在初始时刻与大地坐标系的原点 O_G 重合; z_B 轴过原点并垂直于轮系轴线, 由 O_B 指向轮椅质心; y_B 轴为轮系轴线延长线, 由 O_B 指向右着地轮圆心; x_B 轴垂直于 y_B 轴和 z_B 轴, 由 O_B 指向轮椅正前方。

4.1.2 动力学模型

图 4.2 是电动爬楼轮椅自平衡模型示意图。假设电动爬楼轮椅的着地车轮为纯滚动, 则存在约束:

$$\begin{cases} -\dot{x}\sin\delta + \dot{y}\cos\delta = 0 \\ \dot{x}\cos\delta + \dot{y}\sin\delta + D\dot{\delta}/2 - r\dot{\theta}_R = 0 \\ \dot{x}\cos\delta + \dot{y}\sin\delta - D\dot{\delta}/2 - r\dot{\theta}_L = 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

式中, D 为两着地轮中心之间的距离, δ 为车体转向角(x_B 与 x_G 的夹角), θ_L 和 θ_R 分别为着地两轮角位移, x 、 y 分别为 O_B 在地坐标系 $O_G(x_G, y_G, z_G)$ 中沿 x 、 y 轴的坐标值。

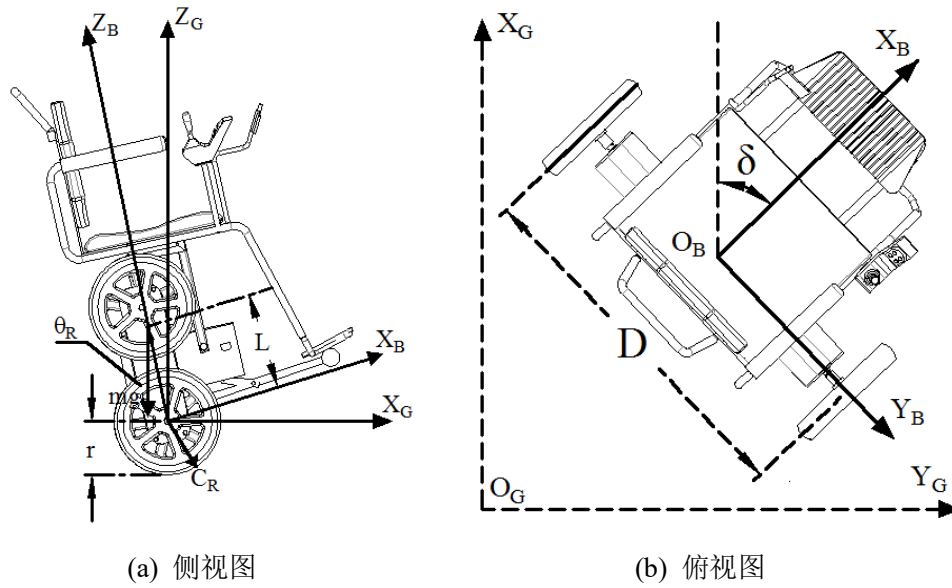


图 4.2 电动爬楼轮椅自平衡模型

Fig.4.2 Self-balancing model of the ESW

着地两轮的平动动能 T_W^T 和转动动能 T_W^R 分别为:

$$\begin{cases} T_W^T = m_W r^2 (\dot{\theta}_L^2 + \dot{\theta}_R^2) / 2 \\ T_W^R = J_W (\dot{\theta}_L^2 + \dot{\theta}_R^2) / 2 + J_{WZ} \dot{\delta}^2 \end{cases} \quad (4.2)$$

式中, m_W 为车轮质量, J_W 、 J_{WZ} 分别为车轮绕 y_B 、 z_G 轴的转动惯量。

轮椅的平动动能 T_B^T 和转动动能 T_B^R 分别为:

$$\begin{cases} T_B^T = m\{[\dot{\theta}L\cos\theta + R(\dot{\theta}_L + \dot{\theta}_R)/2]^2 + (\dot{\theta}L\sin\theta)^2 + (\dot{\delta}L\sin\theta)^2\}/2 \\ T_B^R = (J_{BY}\dot{\theta}^2 + J_{BZ}\dot{\delta}^2)/2 \end{cases} \quad (4.3)$$

式中, m 为轮椅系统总质量, L 为质心到车轴中心的距离, θ 为车体倾角 (Z_B 与 Z_G 的夹角), J_{BY} 、 J_{BZ} 分别为车体绕 y_B 、 z_B 轴的转动惯量。

取车轴的 z 轴坐标为零势能点, 则轮椅的势能为:

$$V_B = m_B g L \cos\theta \quad (4.4)$$

式中, g 为重力加速度。

取系统状态变量

$$q = [x \ y \ \delta \ \theta \ \theta_R \ \theta_L]^T \quad (4.5)$$

则拉格朗日函数为

$$L_a = T_W^T + T_W^R + T_B^T + T_B^R - V_B \quad (4.6)$$

根据拉格朗日公式法, 应用广义坐标下非完整动力学 Routh 方程, 有

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_a}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L_a}{\partial q} = T(q)C + F^T(q)\lambda \quad (4.7)$$

式中, λ 为约束力向量, $T(q) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T$, $C = [C_R \ C_L]^T$, C_L 、 C_R

分别为左右着地轮的驱动力矩, 非完整约束矩阵 $F(q) =$

$$\begin{bmatrix} -\sin\delta & \cos\delta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cos\delta & \sin\delta & D/2 & 0 & -r & 0 \\ \cos\delta & \sin\delta & -D/2 & 0 & 0 & -r \end{bmatrix}。$$

则 $F(q)$ 的零空间为:

$$Z = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \cos\delta & \sin\delta & 0 & 0 & 1/r & 1/r \\ 0 & 0 & 1 & 0 & D/(2r) & -D/(2r) \end{bmatrix}^T \quad (4.8)$$

令 $v = [\dot{\theta} \ v \ \dot{\delta}]^T$, 则

$$\dot{q} = Zv \quad (4.9)$$

式中, v 为 O_B 在 x_B 轴上的车速分量值。

分别求出 6 个状态变量的导数和偏导数, 并将结果按阶数合并整理, 可将动力学方程化为

$$M(q)\ddot{q} + V(q, \dot{q}) = T(q)C + F^T(q)\lambda \quad (4.10)$$

$$\text{式中, } M(q) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_2 & k_4 & k_4 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 & k_3 & k_5 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 & k_5 & k_3 \end{bmatrix}, \quad k_1 = m_B L^2 \sin^2 \theta + 2J_{WZ} + J_{BZ},$$

$$k_2 = m_B L^2 + J_{BY}, \quad k_3 = m_W r^2 + m_B r^2 / 4 + J_W, \quad k_4 = m_B r L \cos \theta / 2, \quad k_5 = m_B r^2 / 4,$$

$$V(q, \dot{q}) = [0, 0, m_B L^2 \dot{\delta} \dot{\theta} \sin(2\theta), -m_B L^2 \dot{\theta}^2 \sin \theta \cos \theta - m_B g L \sin \theta,$$

$$-m_B r L \dot{\theta}^2 \sin \theta / 2, -m_B r L \dot{\theta}^2 \sin \theta / 2, -m_B r L \dot{\theta}^2 \sin \theta / 2]^T。$$

式 (4.10) 两边左乘 Z^T , 可消去非完整约束项:

$$Z^T M Z \dot{v} + Z^T [M \dot{Z} v + V] = Z^T T C \quad (4.11)$$

重新选取系统状态变量

$$x = [x \ y \ \delta \ \theta \ \dot{\theta} \ v \ \dot{\delta}]^T \quad (4.12)$$

系统非线性动力学方程可写作

$$\dot{x} = A(x) + B(x)u \quad (4.13)$$

式中, $A(x) = \begin{bmatrix} Z(1:4,1:3)v \\ -[Z^T M Z]^{-1} Z^T (M \dot{Z} v + V) \end{bmatrix}$, $Z(1:4,1:3)$ 表示矩阵 Z 的 1~4 行及

$$1 \sim 3 \text{ 列组成的子矩阵; } B(x) = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ -[Z^T M Z]^{-1} Z^T T \end{bmatrix}; \quad u = \begin{bmatrix} C_R \\ C_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.5 & 0.5 \\ 0.5 & -0.5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_\theta \\ C_\delta \end{bmatrix},$$

C_θ 和 C_δ 分别为轮椅自平衡和转向所需的控制力矩。

4.2 PID 控制算法

4.2.1 PID 控制原理

PID 控制算法最初只应用于船舶伺服机构之中，由美国人 Minorsky 于 1922 年提出。但如今，PID 控制算法早已成为自动控制领域应用最为广泛的算法之一，是近百年来最为经典的控制方法^[49]。

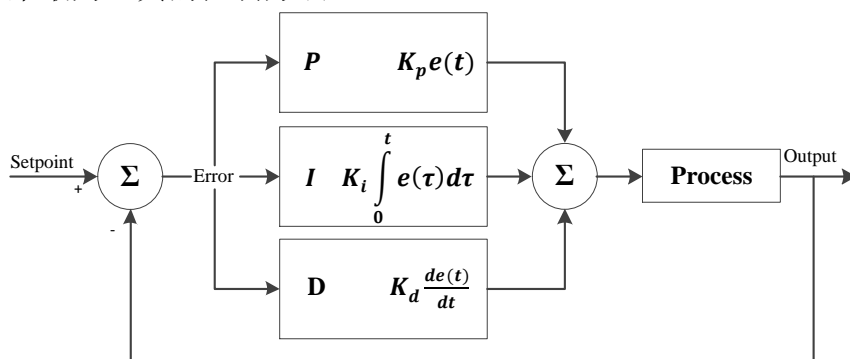


图 4.3 PID 控制器原理图

Fig.4.3 Principle diagram of PID controller

PID 控制器是一种线性控制器，结构简单，由比例单元、积分单元和微分单元组成，常见于各种模拟控制系统中^[51]，其原理框图如图 4.3 所示。PID 控制根据给定输入值 $r(t)$ 和实际输出值 $y(t)$ 来计算出控制偏差 $e(t)$ ，即：

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (4.14)$$

对控制偏差 $e(t)$ 进行比例、积分和微分运算，并将所得结果求和，即可得到控制输出 $u(t)$ 。在连续时间域内，PID 控制算法的表达式为：

$$u(t) = k_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (4.15)$$

写成传递函数的形式为：

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (4.16)$$

式中， k_p 为比例系数， T_i 和 T_d 分别为积分和微分时间常数。PID 各校正环节的作用为^[52]：

(1) P-比例环节：用于将偏差信号成倍地反映出来，控制器在偏差产生之时就立刻减少偏差。

(2) I-积分环节：用于消除系统的静态偏差，由积分时间常数 T_i 决定其控制效果的强弱。

(3) D-微分环节：用于反映偏差信号的变化速率，可提前引入修正信号来

防止偏差变得过大，有助于减少调节时间。

在数字控制系统中，因为采用间隔采样方式，所以只能根据采样时刻的偏差量计算控制量，因此式（4.15）不可以直接使用，需要先进行离散化处理^[53]。以一系列采样时刻点 kT 表示连续时间 t ，分别以和式和增量代替积分和微分，则可将式（4.15）变换为：

$$\begin{cases} t \approx kT \ (k = 0, 1, 2, \dots) \\ \int_0^t e(t) dt \approx T \sum_{j=0}^k e(jT) = T \sum_{j=0}^k e(j) \\ \frac{de(t)}{dt} = \frac{e(kT) - e((k-1)T)}{T} = \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \end{cases} \quad (4.17)$$

化简上式，并将 $e(kT)$ 简化为 $e(k)$ ，可得离散型 PID 的简化表达式：

$$\begin{aligned} u(k) &= k_p \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\} \\ &= k_p e(k) + k_i \sum_{j=0}^k e(j)T + k_d \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \end{aligned} \quad (4.18)$$

式中， $u(k)$ 为控制器在第 k 次采样时刻的输出量， T 为采样周期， k_p 、 k_i 和 k_d 分别为比例、积分和微分系数， $e(k)$ 和 $e(k-1)$ 分别为第 k 次和第 $(k-1)$ 次采样时刻控制系统的偏差值。

4.2.2 爬楼轮椅 PID 控制器的设计

（1）PID 控制器的设计

借助于姿态传感器 MPU6050 可得到电动爬楼轮椅准确的车身倾角和角速度信息^[54]。将式（4.14）和式（4.15）应用到该爬楼轮椅自平衡系统，偏差量和偏差微分量可表达为：

$$\begin{cases} e(\theta) = \theta - \theta_0 \\ \frac{de(\theta)}{dt} = \frac{d(\theta - \theta_0)}{dt} = \frac{d\theta}{dt} = \dot{\theta} \end{cases} \quad (4.19)$$

由式（4.15）和式（4.19）可知，PID 算法表达式可以表示为：

$$u = k_p \times (\theta - \theta_0) + k_d \times \dot{\theta} \quad (4.20)$$

电动爬楼轮椅在站立模式下，最理想的状态就是始终保持竖直状态，即对轮椅 z 轴倾角的期望为 $\theta_0=0$ 。轮椅自平衡系统纠正实际倾角，保持竖直状态所需的输出量即为行走电机的驱动力量，即为微控制器输出到电机驱动芯片的 PWM 控制量信号。因此，电动爬楼轮椅自平衡系统的 PID 控制器输出方程为：

$$\text{PWM_Count} = k_p \cdot \theta_z + k_d \cdot \omega_y \quad (4.21)$$

式中, PWM_Count 表示 PWM 占空比数值, θ_z 为车身倾角, ω_y 为绕 y 轴角速度。

(2) PID 参数的确定

PID 参数值是通过仿真实验的方式确定的, 具体步骤为: 首先先保持积分和微分参数为零, 逐渐增大比例参数 P 的值, 当经过外界干扰后轮椅系统回复到平衡状态的用时达到相对最小值后, 固定该 P 值; 然后开始逐渐增加大积分参数 I 值, 当系统响应曲线波动周期相对最小时, 固定该 I 值; 最后逐渐增大微分参数 D 值, 当曲线震荡程度相对最小时, 固定该 D 值。由此得到 PID 控制器的三个参数值, 该组 PID 值即为理论上较为理想的一组参数。

4.3 自抗扰控制算法

4.3.1 自抗扰控制原理

自抗扰控制技术是我国韩京清研究员基于严密的数学理论和严谨的逻辑推导, 在 PID 控制技术问世八十周年之际提出的一种有效、实用的控制技术。通过多年的深入研究和工程应用的检验, 自抗扰控制技术体现出使用方便、精度较高、运行稳定和动态性好等特点^[55]。

自抗扰控制系统主要由跟踪微分器(Tracking-Differentiator)、扩张状态观测器(Extended State Observer)和非线性状态误差反馈控制律(NLSEF)构成, 如图 4.4 所示。自抗扰控制器对被控对象数学模型的精度要求较低, 能够补偿各种扰动和误差, 且能快速、无超调地跟踪目标值^[56]。

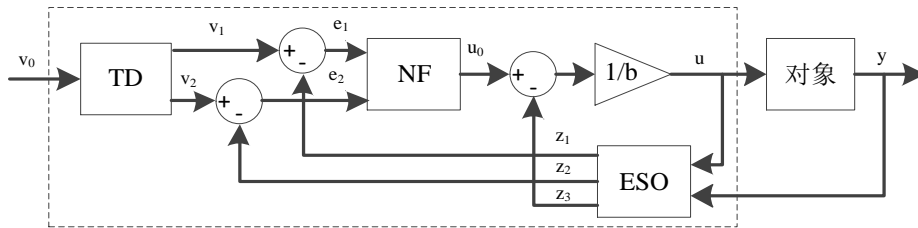


图 4.4 自抗扰控制原理

Fig.4.4 Principle of ADRC

设有二阶被控对象

$$\ddot{y} = f(y, \dot{y}, w(t), t) + bu \quad (4.22)$$

式中, b 为补偿因子, u 为控制输入, y 为系统输出, $f(y, \dot{y}, w(t), t)$ 为未知函数。

跟踪微分器根据目标值 v_0 安排过渡过程 v_1 并提取出微分信号 v_2 :

$$\begin{cases} \dot{v}_1 = v_2 \\ \dot{v}_2 = fhan(v_1 - v_0, v_2, r_1, h) \end{cases} \quad (4.23)$$

式中, r_1 、 h 为可调参数, $fhan(v_1 - v_0, v_2, r_1, h)$ 为最速控制综合函数。

扩张状态观测器根据控制输入 u 和系统输出 y , 估计出对象状态值 z_1 、 z_2 以及总和扰动值 z_3 。

$$\begin{cases} e = z_1 - y \\ \dot{z}_1 = z_2 - \beta_1 e \\ \dot{z}_2 = z_3 - \beta_2 fal(e, 0.5, h) + bu \\ \dot{z}_3 = -\beta_3 fal(e, 0.25, h) \end{cases} \quad (4.24)$$

式中, β_1 、 β_2 和 β_3 为可调参数, $fal(e, *, h)$ 为非线性组合函数。

非线性状态误差反馈控制率根据系统状态误差 e_1 、 e_2 及扰动估计值补偿来确定最终控制值 u :

$$\begin{cases} e_1 = v_1 - z_1 \\ e_2 = v_2 - z_2 \\ u_0 = -fhan(e_1, 0.5e_2, r_2, h_2) \\ u = (u_0 - z_3)/b \end{cases} \quad (4.25)$$

式中, r_2 、 h_2 为可调参数。

由文献[57]可知, 当采样步长 h 一定时, 自抗扰控制器参数通常可取以下值:
 $r_1 = 10^{-4}h^{-2}$, $\beta_1 = h^{-1}$, $\beta_2 = 3^{-1}h^{-2}$, $\beta_3 = 32^{-1}h^{-3}$, $r_2 = 0.5/h^2$, $h_2 = 5h$ 。

4.3.2 爬楼梯轮椅自抗扰控制策略设计

电动爬楼轮椅的自平衡控制策略如图 4.5 所示, 图中 θ_v 和 θ_y 分别是自平衡控制中轮椅的速度和倾角, δ_v 和 δ_y 分别是转向控制中轮椅的速度和倾角。

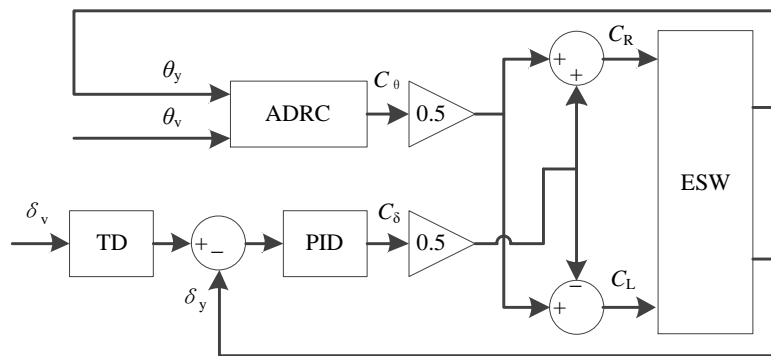


图 4.5 自抗扰控制策略示意图

Fig.4.5 Schematic diagram of control strategy of ADRC

考虑到控制性能好坏及算法的可操作性, 自平衡部分采用自抗扰控制技术,

转向部分采用融合安排过渡过程 TD 的 PID 控制技术, 按式 (4.13) 分配叠加后将两部分控制力矩输入给爬楼轮椅。

4.4 基于 MATLAB 和 ADAMS 的联合仿真

MATLAB (Matrix & Laboratory) 是一款性能优异的数值分析软件, 在工程技术和科学研究领域有着广泛的应用。MATLAB 内置有 Simulink 工具箱, 能帮助人们方便地对控制系统进行动态的仿真分析^[58]。ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System) 是一款动力学仿真分析软件, 常用于对虚拟样机的机械系统进行仿真分析。使用该软件进行虚拟样机的仿真分析不仅能提高仿真结果的准确性, 还避免了建立复杂数学模型和进行大量计算分析的过程, 有效提高了工作效率^[59]。

在电动爬楼轮椅物理样机无法达到自平衡行走实验条件的情况下, 结合 MATLAB 和 ADAMS 二者的优点, 通过联合仿真来模拟实际的工况, 并检验所设计的自抗扰控制策略的控制效果。

4.4.1 建立 ADAMS 模型

ADAMS 软件建模的方法有两种: 直接建立模型和导入第三方模型 (如 Pro/E、UG、SolidWorks 等)^[60]。虽然在软件中可以直接快速地利用内置零件库创建齿轮、轴承、连杆等基本机械零件, 但对于一些零部件众多、结构复杂的机械系统则不太适用, 会给工作的开展带来许多不必要的麻烦。考虑到电动爬楼轮椅的结构特点, 本文将直接导入建立在 SolidWorks 软件中的轮椅三维模型。

根据轮椅系统的运动状态和受力情况, 可将自平衡模型抽象为三个部分: 两侧的着地星轮和齿轮箱、轮椅的底盘和座椅、80kg 的模拟载荷。另外, 在动力学仿真模型中还需添加一个地面模型, 以便于添加着地星轮与地面之间的接触力。

在 SolidWorks 环境下, 根据电动爬楼轮椅各个零部件的实际尺寸创建相应的三维模型, 然后根据各个零部件的材料属性, 在【评估/质量属性】项目中修改相应的密度值, 使得各个零部件的质量与实际情况相符, 并添加一个 80kg 的载荷来模拟用户的体重。完成各个零部件的创建后, 在装配体页面进行轮椅的三维模型装配工作, 完成后如图 4.6 所示。将该三维模型导入 ADAMS 软件中准备进行动力学仿真的前期设置工作^[61], 如图 4.7 所示。



图 4.6 SolidWorks 中爬楼轮椅的三维模型

Fig.4.6 3D model of the ESW in SolidWorks



图 4.7 导入 ADAMS 后的爬楼轮椅模型

Fig.4.7 Model of the ESW after importing ADAMS

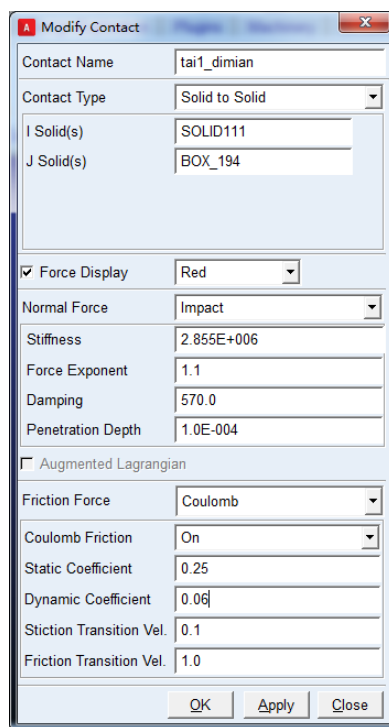


图 4.8 车轮和地面接触力的设置

Fig.4.8 The setting of the contact force between the wheel and the ground

根据电动爬楼轮椅在自平衡模式下的运动状态，在 ADAMS 环境下对三维模型添加各项约束和力以模拟真实的运动情况^[62]。这些约束包括：行星轮与输出轴的转动副约束；侧箱与底盘的转动副约束；地面与系统中 ground 的固定副约束等。受力包括：系统默认添加重力（ $g=9.8\text{m/s}^2$ ）；两着地车轮与输出轴的转动力矩；两着地车轮与地面的接触力等，静摩擦系数和动摩擦系数分别设置为 0.25

和 0.06，如图 4.8 所示。

上述各项约束和力在 ADAMS 中分别用绿色和红色表示，添加完成后的 ADAMS 轮椅三维模型如图 4.9 所示。

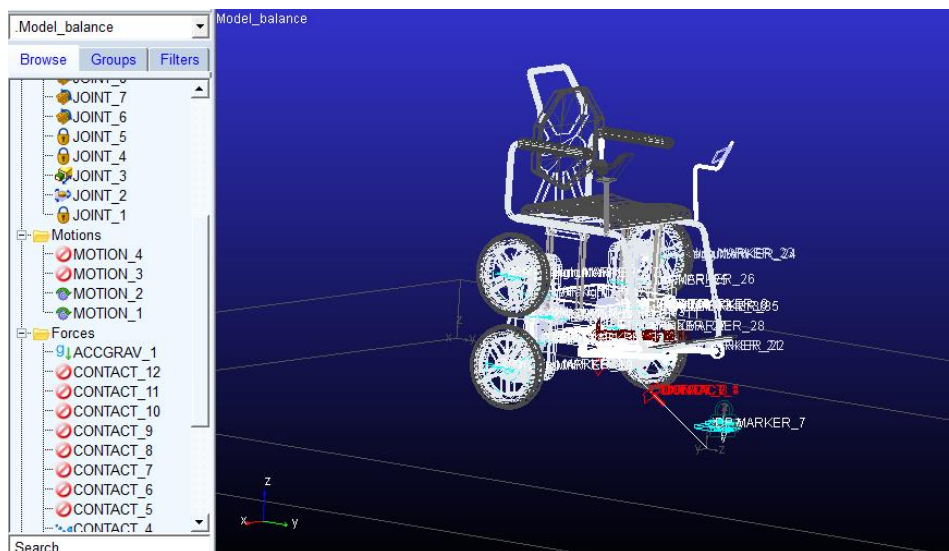


图 4.9 添加约束和受力后的 ADAMS 模型

Fig.4.9 ADAMS model with constraints and forces

4.4.2 建立 ADAMS 和 MATLAB 联合仿真接口

ADAMS 虽然是一款出色的动力学仿真软件，但是缺乏对控制算法的仿真能力，因此需要借助 MATLAB 的专业计算功能，利用内置的 Simulink 工具箱可以轻松便捷地建立控制算法的仿真模型。通过 M 文件的数据共享，ADAMS 和 MATLAB 可以相互输入和输出，形成联合回路。回路模型如图 4.10 所示。

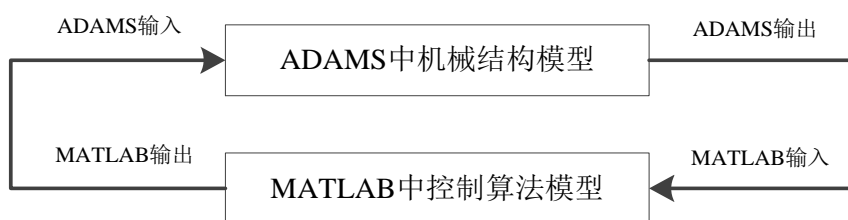


图 4.10 ADAMS 与 MATLAB 联合仿真回路模型

Fig.4.10 Co-simulation loop model of ADAMS and MATLAB

建立联合仿真回路模型的具体方法如下：

(1) 设置 ADAMS 输入输出量

根据电动爬楼轮椅自平衡模式下的实际运动情况，设置 ADAMS 的输入量为两着地车轮的输入力矩，并设置六个输出量，具体步骤如下：

①创建状态变量。

通过 ADAMS 的 Build 菜单中的 System Elements 建立六个状态变量，分别

是两着地车轮的输入力矩 C_L 和 C_R , y 轴角度 θ_y 、 y 轴角速度 ω_y 、 x 轴速度 v_x 和 z 轴角速度 ω_z 。输出变量 θ_y 和 v_x 需要设置 Function 形式, θ_y 的 Function 使用 Angle about Z 函数, 其书写形式为 $AZ(MARKER_1, MARKER_12)*180/PI$; v_x 的 Function 使用 Angle Velocity about Z 函数, 其书写形式为 $WZ(MARKER_1, MARKER_12)*180/PI$ 。其中 $MARKER_1$ 和 $MARKER_12$ 分别表示地面上和车身上的参考点^[63]。

②关联输入变量与模型驱动力矩。

本次动力学仿真中的输入变量 C_L 和 C_R 即为两着地车轮的驱动力矩, 在两个力矩上进入 Modify Torque 右键菜单, 设置 Function 形式为 Algebraic Variable Value 函数, 书写形式为 $VARVAL(C_L)$ 和 $VARVAL(C_R)$ 。

③指定仿真模型的输入量和输出量。

将六个状态变量与其模拟状态相互对应, 通过 ADAMS 的 Build 菜单中的 Data Elements 将状态变量 C_L 和 C_R 指定为输入变量, 将状态变量 θ_y 、 ω_y 、 v_x 和 ω_z 指定为输出变量。

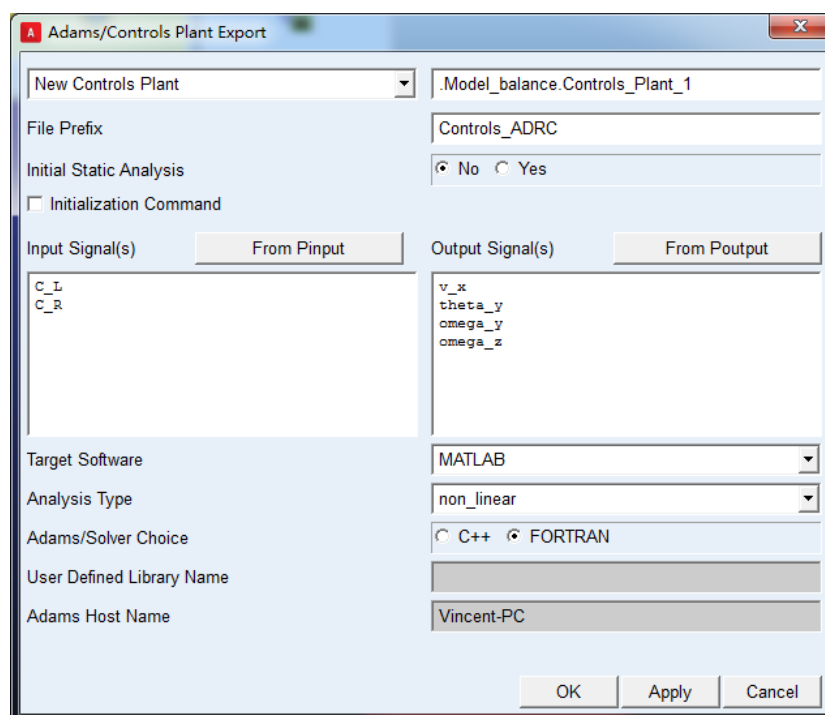


图 4.11 机械系统导出对话框

Fig.4.11 Mechanical system export dialog box

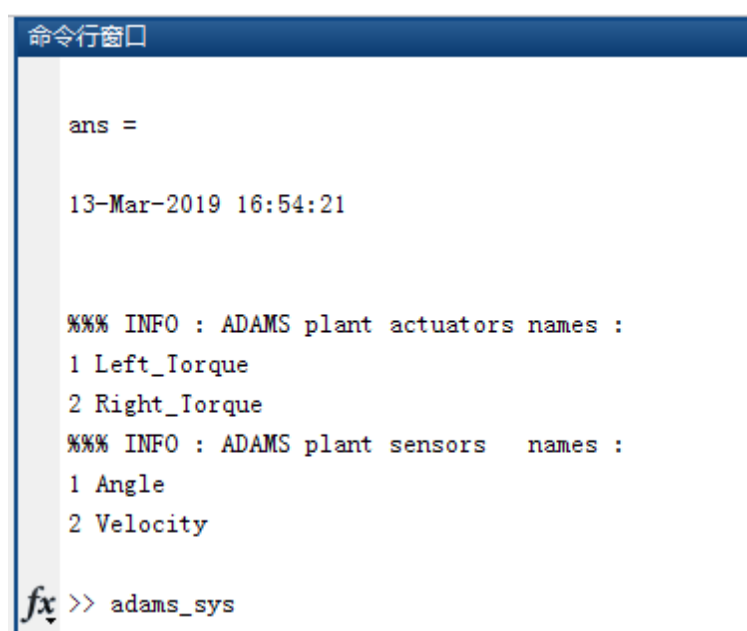
④导出模型文件。

在 ADAMS/Controls 模块中将电动爬楼轮椅的 ADAMS 模型导出, 如图 4.11 所示。将六个状态变量分别填入相应的输入信号和输出信号栏中, 完成相关设置后即可在文件夹中生成 $Controls_ADRC.m$ 、 $Controls_ADRC.cmd$ 和

Controls_ADRC.adm 三个仿真文件^[64]。

(2) 在 MATLAB 中建立联合仿真接口

在 MATLAB 中设置好文件路径后，在命令行输入上文导出的 M 文件名“Controls_ADRC”，即可读取该 ADAMS 模型文件的输入输出量，如图 4.12 所示。通过 `adams_sys` 命令即可打开联合仿真数据交换窗口。`adams_sub` 即为两种软件联合仿真的接口，其内部结构中，S-Function 表示实体的非线性数学模型，State-Space 表示模型的状态空间。在进行 MATLAB 和 ADAMS 联合仿真时，若想调用动力学模型时，只需把 `adams_sub` 放入 Simulink 的仿真文件中，与控制器模型连接起来，即可实现。



```
命令窗口

ans =

13-Mar-2019 16:54:21

%%% INFO : ADAMS plant actuators names :
1 Left_Torque
2 Right_Torque
%%% INFO : ADAMS plant sensors names :
1 Angle
2 Velocity

fx >> adams_sys
```

图 4.12 MATLAB 启动 ADAMS 模型指令

Fig.4.12 MATLAB start ADAMS model instruction

4.4.3 建立控制算法的仿真模型

在联合仿真的开始时，需要有一个干扰信号来模拟电动爬楼轮椅在站立行走时的初始不平衡状态，因此需要在 Simulink 的仿真模型中添加一个 Signal Builder 模块，使系统在仿真的 0-0.5s 内产生一个干扰信号，如图 4.13 所示，并添加一个过 Scope 模块以便观测系统的运动状态和所设计的自抗扰控制策略的运行效果^[65]。

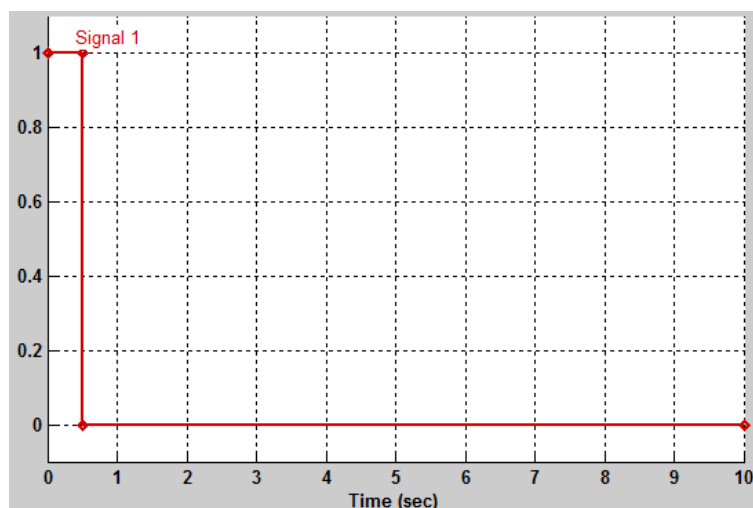


图 4.13 模拟初始角度的信号

Fig.4.13 Signal simulating initial angle

ESO 中可以利用一个 M_function 程序使用非线性函数 $\text{fcn}(e,a,\delta)$ 得到 $\dot{z}_1, \dot{z}_2, \dot{z}_3$ 三个微分式中的减数。其程序如下：

```
function [y3,y2,y1] = fcn(e,B3,B2,B1)
y1 = B1*e;
y2 = B2*fcn(e,0.5,0.01);
y3 = B3*fcn(e,0.25,0.01);
function [y] = fcn(e,a,b)
if abs(e) > 0.01
y = (abs(e)^a)*sign(e);
else
y = e/(b^(1-a));
end
```

扩张状态观测器的仿真模型如图 4.14 所示。选中该 ESO 子系统，右键选择 Create Mask。其中的 Icon 标签页可使用 MATLAB 程序语句设计封装图标。在 Para 标签页下添加 3 个参数 B1、B2、B3，均为 Edit 属性。封装完成后便可通过双击子系统图标进行参数设置。

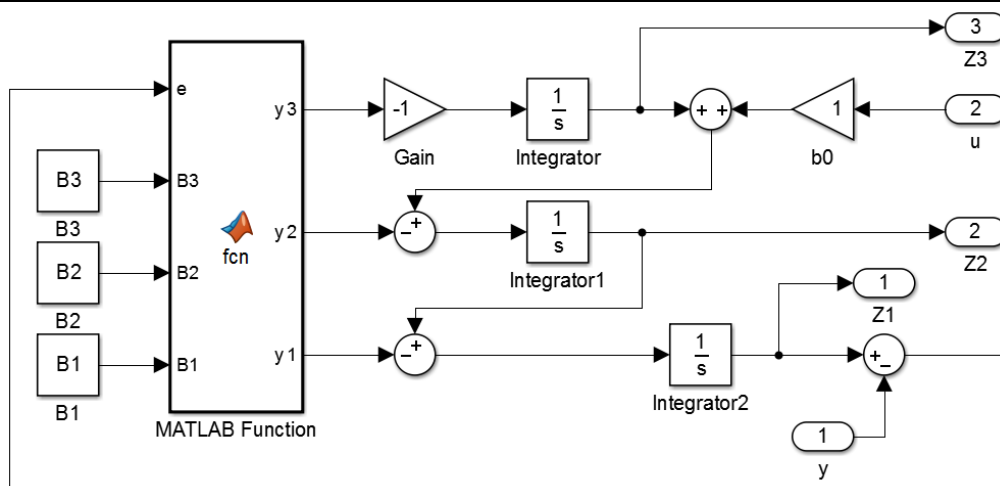


图 4.14 扩张状态观测器的 Simulink 仿真模型

Fig.4.14 Simulink simulation model of the ESO

自抗扰控制的 Simulink 仿真模型如图 4.15 所示,添加电动爬楼轮椅 ADAMS 动力学模型 `adams_sub` 单元,输入着地两轮的力矩信号,如图 4.16 所示。设置 10s 的仿真时间,通过 Scope 模块记录 ω_y 、 v_x 和 ω_z 的变化曲线。

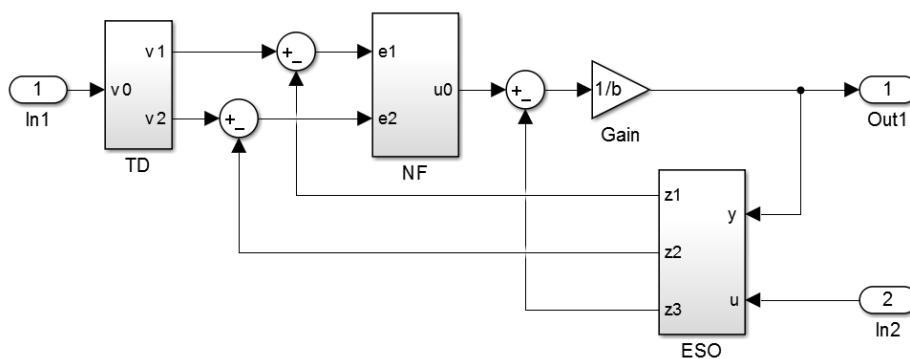


图 4.15 自抗扰控制器的 Simulink 仿真模型

Fig.4.15 Simulink simulation model of the ADRC

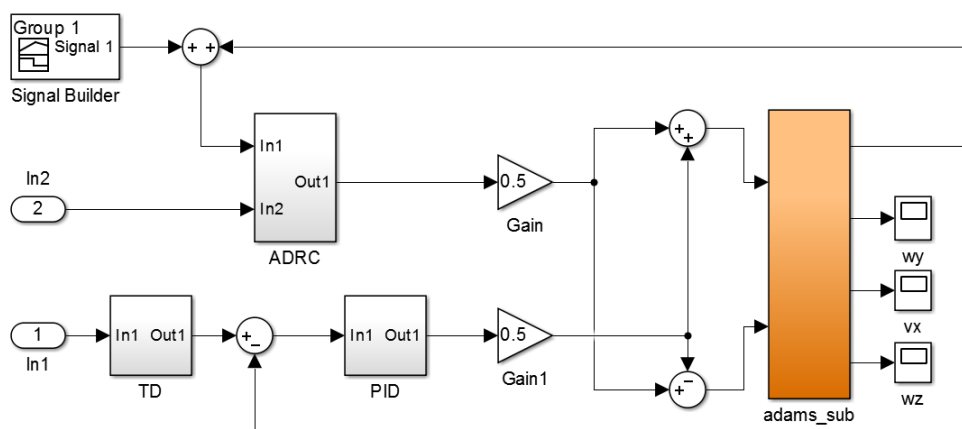


图 4.16 自抗扰控制策略的联合仿真模型

Fig.4.16 Co-simulation model of the ADRC control strategy

如图 4.17 所示为电机的速度响应曲线,设定攀爬电机的转速为 $\omega=3500\text{rpm}$ 。由仿真结果可知,系统的调节时间约为 0.13s,超调量为 7.7%,在经过大约 0.28s 后电机的转速就能达到设定值,体现了本文控制器良好的鲁棒性和稳定性。

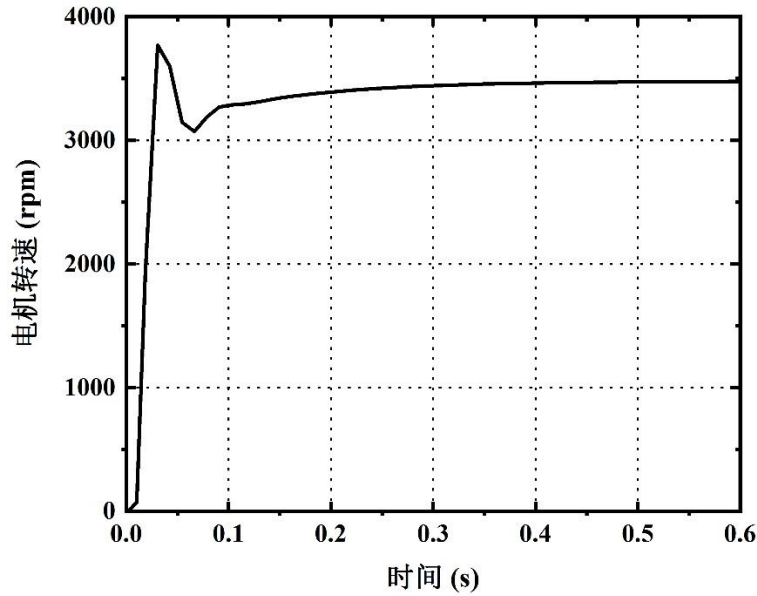


图 4.17 电机的速度响应曲线

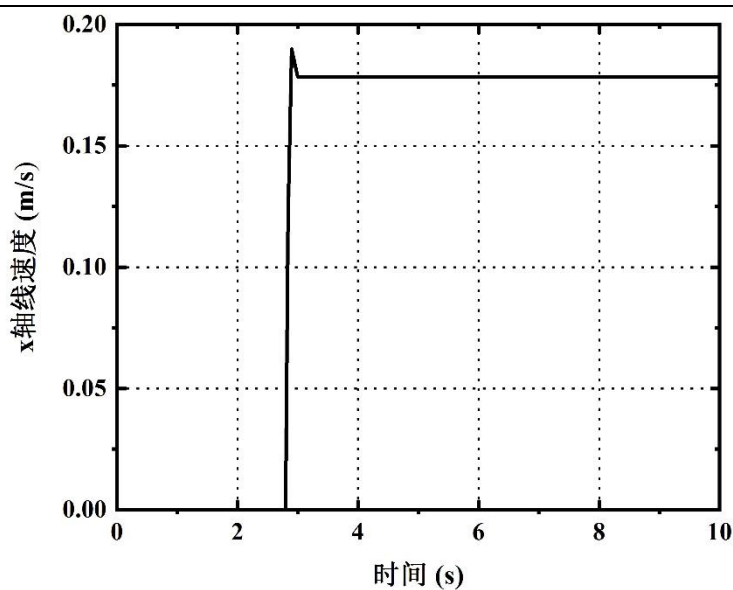
Fig.4.17 Motor speed response curve

4.4.4 爬楼梯轮椅站立行走仿真

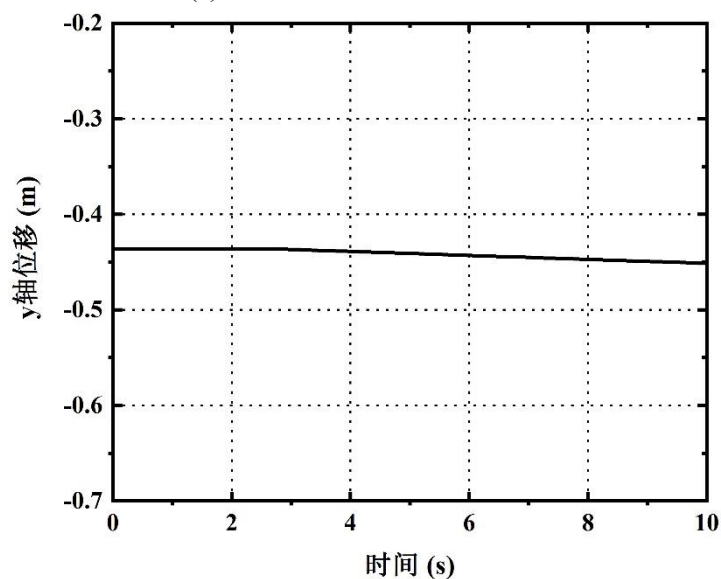
在电动爬楼轮椅的站立行走仿真中^[66],首先进行直线运动仿真。设定轮椅两个行走电机的转速为 $\omega=1180\text{rpm}$,即轮椅沿 x 轴的理论线速度大小为:

$$v_x = \frac{\omega}{100 \times 60} \times 2\pi r = 18.54 \text{ cm/s}$$

仿真结果如图 4.18 所示,前 2.8 秒为启动阶段。图 4.18(a)是电动爬楼轮椅质心在 x 轴方向的速度曲线和位移曲线,由仿真结果可知,轮椅的运动速度约为 17.84cm/s,与理论计算的误差约为 3.8%。图 4.18(b)是轮椅质心在 y 轴方向的位移曲线,由图可知轮椅在 y 轴方向的位移较小,约为 15mm,而在 x 轴方向的位移为 1.25m,即轮椅直线站立行走的误差约为 1.2%。



(a) 质心在 x 轴方向的线速度



(b) 质心在 y 轴方向的位移

图 4.18 站立行走直线运动仿真曲线

Fig. 4.18 Standing straight walking simulation curve

然后进行电动爬楼轮椅站立行走时的原地回转运动仿真, 回转半径的大小影响着轮椅的运动性能。爬楼梯轮椅两侧行星轮的间距为 0.8m , 设定两个行走电机的转速为 $\omega=1050\text{rpm}$, 即轮椅绕 z 轴的理论角速度大小为:

$$\omega_z = \frac{\frac{\omega}{4500} \times 0.71}{0.8\pi} \times 360 = 23.73^\circ / s$$

两个电机的转向相反。仿真过程中轮椅质心绕 z 轴的角速度如图 4.19 所示。由仿真结果可知, 质心绕 z 轴旋转时角速度波动较小, 大小约为 $22.88^\circ/\text{s}$, 与理论计算的误差约为 3.6% 。

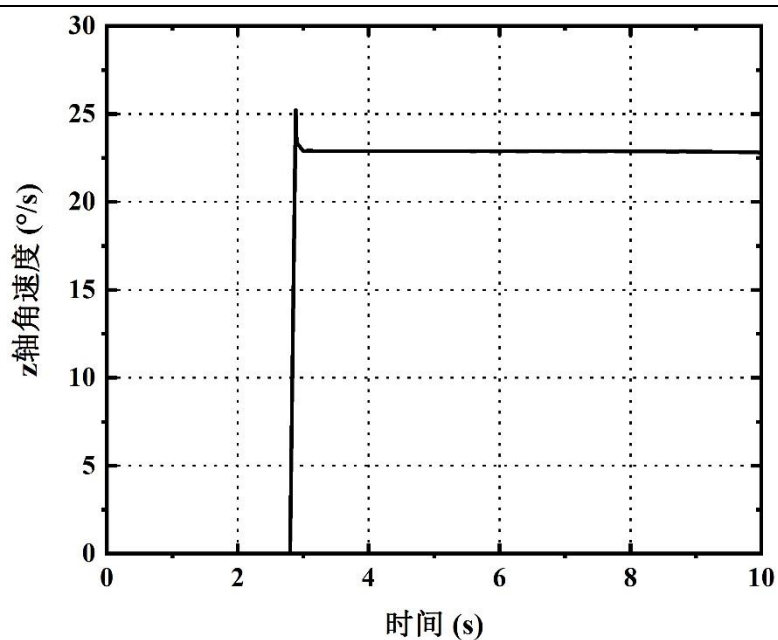


图 4.19 站立转弯时质心绕 Z 轴角速度

Fig.4.19 The angular velocity of the center of mass around the Z axis in standing turn

4.5 本章小结

本章针对电动爬楼轮椅站立行走状态下的自平衡问题,在对其进行动力学建模的基础上设计了 PID 控制器和自抗扰控制器,并将融合了安排过渡过程 TD 的 PID 控制算法与自抗扰控制算法相结合,设计了一种自抗扰控制策略。在 ADAMS 软件中建立了轮椅的动力学模型后,与 MATLAB 软件进行了联合仿真,仿真结果良好、轮椅运行稳定,从而验证了本文电动爬楼轮椅机械结构设计的合理性和自平衡控制策略设计的有效性,为爬楼梯轮椅拓展自平衡功能积累了理论基础。

第 5 章 爬楼梯轮椅样机搭建与实验验证

电动爬楼轮椅物理样机的设计主要包括机械结构的设计和控制系统的的设计，上文已对轮椅机械结构和控制算法的设计进行了详细论述，本章将对控制系统的设计进行阐述，并分别介绍硬件系统和软件系统的设计，然后完成物理样机的搭建，通过该样机进行爬楼梯轮椅关键功能的实验测试。针对轮椅的平地回转和攀爬楼梯功能，设计并进行相关实验进行验证。

5.1 样机的搭建

5.1.1 样机的组装

根据上文给出的电动爬楼轮椅设计和实施方案，设计、加工和购买了搭建电动爬楼轮椅实验样机所需的各种零部件，如图 5.1 所示。电动爬楼轮椅底盘尺寸为 $450\text{mm} \times 330\text{mm} \times 150\text{mm}$ ，厚度为 2mm ，起整车的支撑作用。轮椅底盘与两侧行星轮系间通过内外轴和轴承连接，由于轴承除了承受外轴和底盘侧壁的摩擦之外，还要承受轴截面方向的挤压，普通的轴承无法承载这种剪应力，因此本文选择承载能力强的锌合金带座轴承，如图 5.2 所示。



图 5.1 轮椅零部件

Fig.5.1 Components of the ESW



图 5.2 底盘与侧箱的装配

Fig.5.2 Assembly of chassis and gear box

在电动爬楼轮椅行星齿轮系侧箱的装配中，根据机械设计（第四版）的设计标准^[67]，选用了五个完全相同的斜齿圆柱齿轮，齿轮的部分参数如表 5.1 所示。齿轮和轴之间用平键连接，并使用紧定螺钉紧固连接，由于所受载荷大，并且有一定的冲击性，采用过渡配合，H7/m6。之后完成侧箱中齿轮系的装配，主要是平地运动机构与攀爬楼梯机构的装配，轮系装配如图 5.3 所示。由于齿轮的尺寸较大，所以将输出轴单独设计。输出轴的一段固定在轴承上，另一端通过法兰盘与车轮固定，选用普通 A 型平键， $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 32\text{mm}$ (GB/T 1096-1979)，作过

渡配合固定。

表 5.1 齿轮的参数

Table 5.1 Gear parameters

项目	参数	项目	参数
齿数	20	法面模数	4
螺旋角(°)	14	基圆直径(mm)	77.20
法向压力角(°)	20	分度圆直径(mm)	82.45
端面重合度	1.44	轮毂宽度(mm)	10



图 5.3 齿轮系装配图

Fig.5.3 Photo of the gear system

伺服电机采用定制的电机支架（如图 5.4 所示）固定在底盘上，电机输出轴上使用平键和紧定螺钉固定小锥齿轮，在安装到底盘上时小锥齿轮与大锥齿轮啮合。攀爬电机通过联轴器与蜗轮蜗杆减速器连接，安装在底盘的正中间，左侧为锂电池，右侧为驱动器，如图 5.5 所示。



图 5.4 电机与电机支架

Fig.5.4 Motor and motor bracket

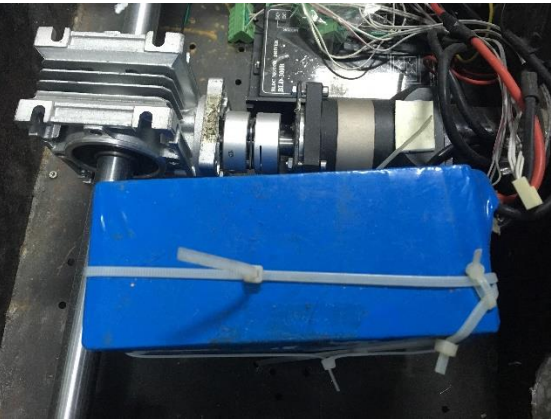


图 5.5 底盘局部装配图

Fig.5.5 Photo of local chassis

电动爬楼轮椅底盘及行星轮系装配结束后的整体效果如图 5.6 所示。由于上文根据人机工程学原理所设计的座椅比较复杂，且座椅的形状对验证本文电动爬楼轮椅的性能并无明显影响，考虑到定制座椅的经费和耗时等现实因素，

决定使用一个普通座椅来完成样机实验。电动爬楼轮椅装配完成后的整体效果如图 5.7 所示，样机的主要参数如表 5.2 所示。

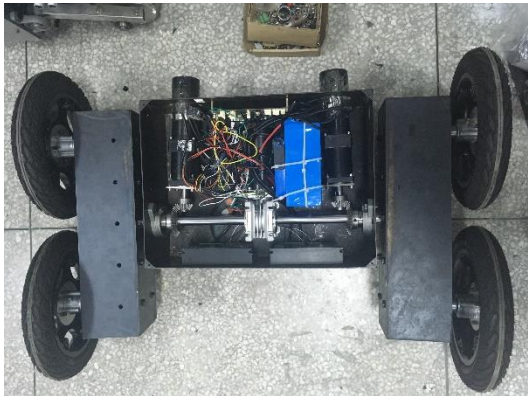


图 5.6 样机底盘效果图

Fig.5.6 Photo of the chassis



图 5.7 样机整体效果图

Fig.5.7 Photo of the prototype

表 5.2 样机的主要参数

Table 5.2 The main parameters of the prototype

项目内容	性能指标
总长（mm）	650
总宽（mm）	850
总高（mm）	1000
前后轴间距（mm）	330
攀爬机构减速比	1:560
行走机构减速比	1:100
工作电压	24VDC

5.1.2 爬楼梯轮椅硬件系统的设计

电动爬楼轮椅硬件系统的设计 主要包括主控制电路、电源转换电路、编码器信号采集电路以及使能/转向/PWM 输出电路等。Altium Designer 软件融合了原理图设计、电路仿真、PCB 绘制和信号完整性分析等多项功能，是完成硬件电路原理图设计的理想工具。本文硬件电路原理图的设计是在该软件环境下完成的。

本文电动爬楼轮椅主控芯片采用 STMicroelectronics 公司基于 ARM Cortex-M3 内核的开发的 32 位闪存微控制器系列 STM32。STM32 具有低功耗、高性能、高性价比等优点，为 MCU 用户开辟了一个全新的自由开发空间，是各类中小项目的理想选择。根据实际性能需求，选择了 F103 系列中具有 72MHz 工作频率的

STM32F103VET6 芯片, 拥有 512KB 内置存储器、3 个 USART、8 个定时器和丰富的 I/O 口, 还集成了 USB、I²C、ADC、CAN 等多种功能, 能够满足电动爬楼轮椅的控制要求。其最小系统包含晶振电路、参考电压滤波电路和复位电路等。

目前直流无刷电机驱动电路一般有 IGBT 或 MOSFET 组成的桥式电路两种, IGBT 的功率容量较大, 多用于高压或者大电流的场合; MOSFET 的导通内阻小、散热快、频率响应好, 多用于信号处理中。综合二者的特点, 本文电动爬楼轮椅无刷直流电机驱动电路选择采用 MOSFET 搭载桥式电路, 电路原理如图 5.8 所示, 由三个半桥电路组成。考虑到电路保护的问题, 利用 JY01 完善的过载保护功能, 在电机驱动电路中设计了保护电路以防止电机启动或堵转时产生过大的电流损坏元器件。JY01 的过载监控阈值为 0.1V, 当其检测到电流反馈信号达到阈值时就会启动过载监控功能, 使驱动电流恒定, 不再随控制电压和负载的增大而改变, 以保证电机恒定的驱动功率。JY01 的堵转保护功能是指当其检测到电机在反复启动 5 秒后仍然工作异常时, 就自动进入保护状态, 保护电机不被损坏, 然后降低控制电压至 0V 以解除堵转保护, 再重新启动电机。同时, 为了避免驱动电路发生异常时会损坏控制电路, 用光耦器件对两种电路进行了隔离处理。

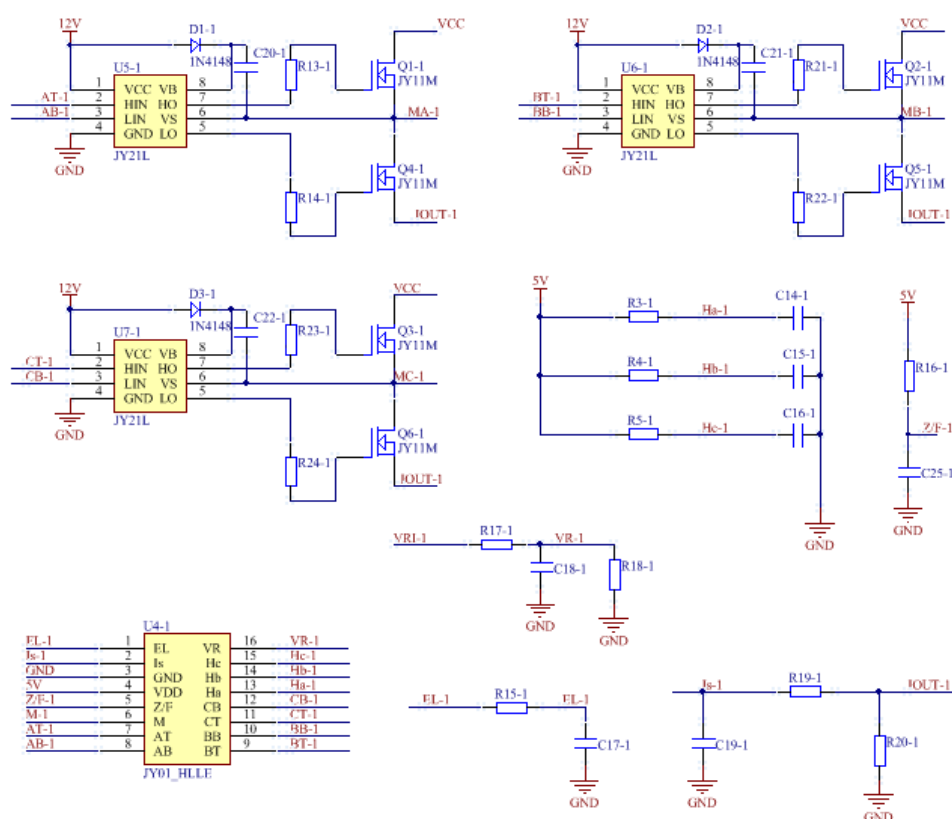


图 5.8 单个直流无刷电机驱动电路

Fig.5.8 Single BLDC motor drive circuit

本文电动爬楼轮椅选用的直流无刷电机自带 1000 线光电编码器, 当电机工作时, 编码器会给微处理器反馈方波信号, 被具有编码器捕获功能的定时器捕

获就能后完成闭环控制。为了防止反馈信号中的噪声干扰，将通过光耦隔离的办法将反馈信号过滤后输入给微控制器。光耦隔离的器件选用可以同时采集两个电机反馈信号日本东芝公司推出的 TLP521-4，集成 4 路独立的光耦单元，抗干扰能力强、转换速度快，编码器采集电路如图 5.9 所示。

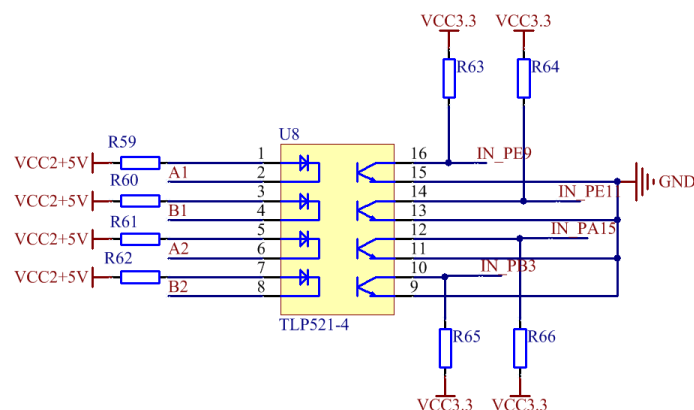


图 5.9 编码器信号采集电路

Fig.5.9 Encoder signal acquisition circuit

本文电动爬楼轮椅电机的控制采用速度环和电流环双闭环控制，速度环借助于电机自带的编码器和编码器信号采集电路实现，电流环则借助于电流检测电路实现，需要采集电机的各相电流。由于无刷直流电机的三相绕组采用的是星型接法，因此三相电流的矢量和为零，所以只需采集任意两相电流就可通过计算得到第三相电流的大小。电流检测一般有采样电阻法、电流互感器法和霍尔电流传感器法三种，考虑到采样电阻法精度不高，电流互感器法一般用于大功率电机，而霍尔电流传感器法精度高、功耗低、稳定性好，所以本文选用基于霍尔感应原理的 ACS712 芯片进行相电流检测电路的设计。如图 5.10 所示为相电流检测电路，采用 RC 滤波过滤传感器输出中的干扰信号，使用 A/D 转换器采集电压信号后即可计算出相电流的大小。

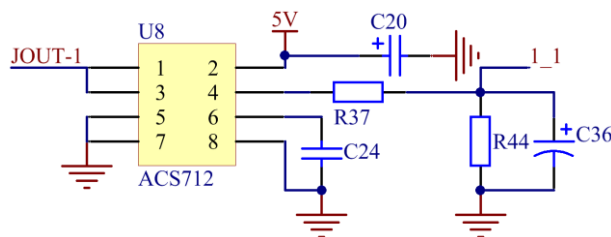


图 5.10 相电流检测电路

Fig.5.10 Phase current detection circuit

完成电路原理图的设计之后，接下来要进行 PCB 的设计，将原理图转变成实际控制电路。在 PCB 元件布置和布线过程中，需要把握以下原则：（1）合理安排布局，晶振电路周边尽量不走线以降低干扰，发热较多的元器件应尽量靠近

电路板边缘；（2）合理安排走线宽度，根据电路中各种信号线、CPU 以及各元器件电源电路、控制板的电源电路的电流大小分别不超过 0.1A、0.2A 和 2.5A，在 PCB 设计中走线分别采用 10mil、40mil 和 70mil 的宽度；（3）遵循倒角规则，走线时应当采用 120°转角变向，尽量避免直角或锐角。

基于以上原则，设计出主控板的 PCB，当 DRC 检查无误后就可以进行打样，采购所需的各种元器件，然后焊接并调试所设计的主控板。制作完成的控制电路板如图 5.11 所示。

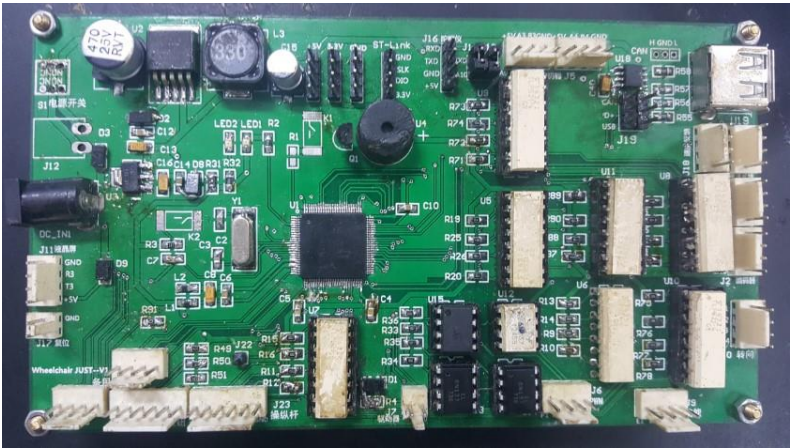


图 5.11 控制电路板图

Fig.5.11 Photo of the circuit board

5.1.3 爬楼梯轮椅软件系统的设计

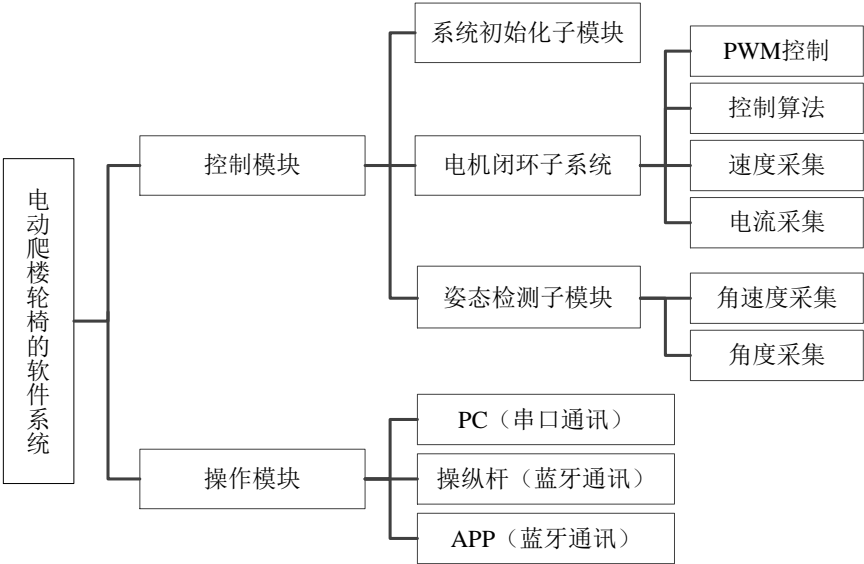


图 5.12 软件设计框架图

Fig.5.12 Software design framework

电动爬楼轮椅软件系统的设计主要包括软件流程图和控制程序的设计。如图 5.12 所示为系统的软件设计框架图，分为控制和操作两大模块，控制模块主要包

括电机的速度环、电流环双闭环控制和基于 MPU6050 的姿态检测模块等，用于轮椅的运动控制；操作模块用于轮椅与外设的通讯，通讯方式包括串口和蓝牙两种，用户主要使用操纵杆和手机应用程序进行日常操作，PC 机则主要用于调试。

电动爬楼轮椅的软件系统流程图如图 5.13 所示，主要分为运动控制和姿态检测两部分。轮椅系统初始化后开始等待输入信号，当检测到行走电机的速度指令后，自动转换为 PWM 信号并开启 PID 双闭环控制，行走电机工作；当检测到攀爬电机的速度指令后，同样通过 PWM 占空比来调节电机的转速，攀爬电机工作。轮椅在爬楼梯或自平衡运动时，陀螺仪模块会实时对轮椅的姿态进行检测，将检测到的倾角、加速度和角速度信息经过卡尔曼滤波后发送给控制器，控制器通过算法对反馈的数据进行分析和处理，然后作用于攀爬电机用来调节轮椅的姿态，使轮椅在运行过程中保持平衡。

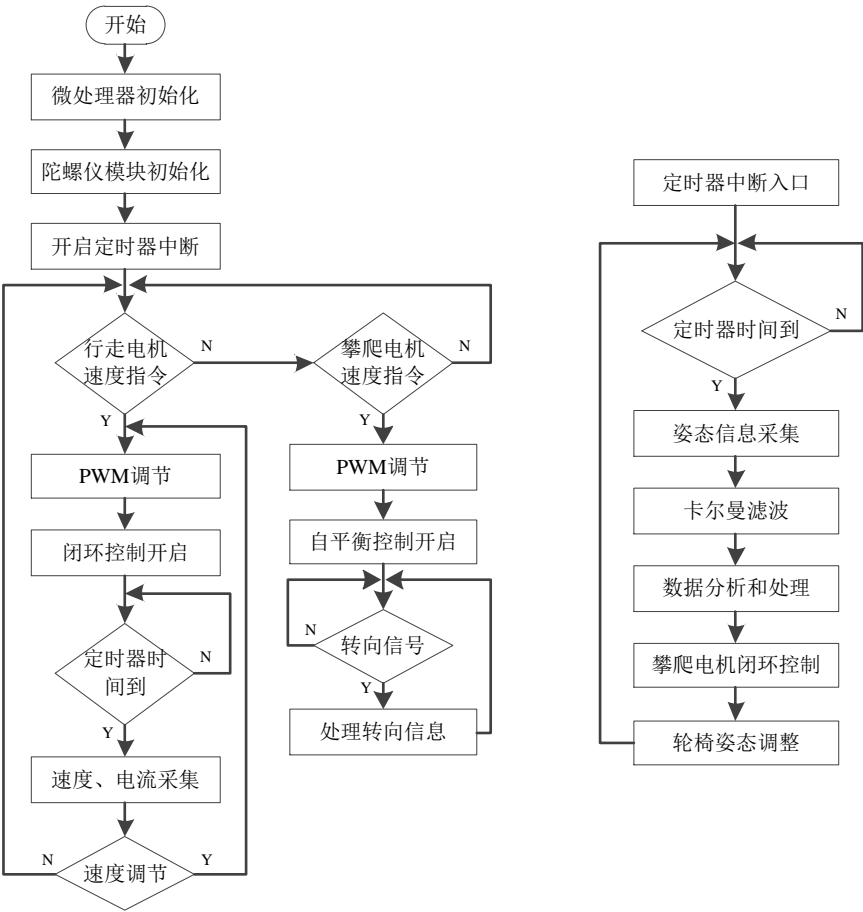


图 5.13 软件系统流程图

Fig.5.13 Flow chart of software system

MDK 5 是 ARM 旗下德国 KEIL 公司推出的一款专门针对 ARM 处理器，尤其是 Cortex M 内核处理器的集成开发环境，操作简单、界面友好，其提供的 STM32 固件库中包含有微处理器所有外设的性能特征，如各种函数、宏定义和

数据结构等，可供用户按需求添加使用。MDK 5 让用户只需调用函数就能实现相应的功能，而不需要深入掌握微处理器繁多的寄存器功能，大幅降低了程序开发门槛，提升了软件开发效率。因此，本文选用 MDK 5 软件，借助其程序编写和下载、代码编译和调试等功能来编写主控芯片 STM32F103VET6 的控制程序。

在编写电动爬楼轮椅的软件程序时，按照功能不同将其划分为含有内在联系的独立模块，并将各个模块中的函数分为*.h 和*.c 两种文件，前者称为头文件，用于数据的声明和功能函数的定义；后者称为源文件，用于可执行的程序文件，其调用程序执行功能的入口为主函数 main.c。这种模块化的处理方式使得编程思路更加清晰，能够提高程序的可读性，也便于程序的编写和调试。本文电动爬楼轮椅控制程序的部分主要代码如下：

```
void PID_setpoint(PIDtypedef*PIDx, u16 setvalue)
{PIDx->setpoint=setvalue;}
int incPIDcalc(PIDtypedef*PIDx, u16 NextPoint)
{int iError, iIncpid;
iError=PIDx->setpoint-NextPoint;
iIncpid=PIDx->proportion*iError-PIDx->integral*PIDx->last_error
+PIDx->derivative*PIDx->prev_error;
PIDx->prev_error=PIDx->last_error;
PIDx->last_error=iError;
return(iIncpid);}
```

5.1.4 控制终端的设计

Android 是一款基于 Linux 的开源操作系统，由美国 Google 公司成立的 Open Handset Alliance (OHA, 开放手持设备联盟) 持续开发与更新中，最初只被应用于数码相机，但随后改为面向智能手机，如今已成为全球应用最广的移动设备操作系统，主要应用于智能手表、手机和平板电脑等领域。Android 系统本质上就是在 Linux 系统上增加了 Java 虚拟机 Dalvik，所有的应用程序都运行在 Dalvik 虚拟机上，并从 Android 5.0 版本开始将虚拟机改为 ART 以提升运行速度。Android 系统分为四层架构，分别是 Linux 内核层 (Linux Kernel)、应用程序层 (Application)、系统运行库层 (Libraries) 和应用程序框架层 (Application Framework)，其体系架构如图 5.14 所示。



图 5.14 Android 系统的体系架构

Fig.5.14 Architecture of Android system

本文手机控制软件是基于 Android Studio 平台开发的，该平台是 Android 系统的发布者 Google 公司官方推出的，能提供强大的 Android 应用软件开发支持。本文设计的手机控制软件界面如图 5.15 所示。



图 5.15 手机软件控制界面

Fig.5.15 Mobile software control interface

图 5.15(a)为调速模式，在样机实验中可自定义输入参数，分别设定平地运动时左右行星轮的线速度和攀爬楼梯时行星轮系的翻转角速度；图 5.15(b)为行驶

模式，将行星轮的速度设为定值后，可直接控制轮椅在平地运动时的行驶，比较适合日常使用。

5.2 数据读取实验

为了测试姿态传感器 MPU6050 的数据采集和主控制板是否正常工作，分别在水平状态下和模拟运动状态下进行了数据读取实验，以 y 轴角度和角速度为例。实验中设定采样频率为 100Hz，将微处理器读取到的各项数据通过蓝牙串口发送到 PC 端。在相对水平的状态保持姿态传感器静止，借助 PC 机上的串口助手软件读取传感器的倾角和角速度信息，两种数据都基本为 0，说明采集到的数据处在正常范围内。如图 5.16 所示。

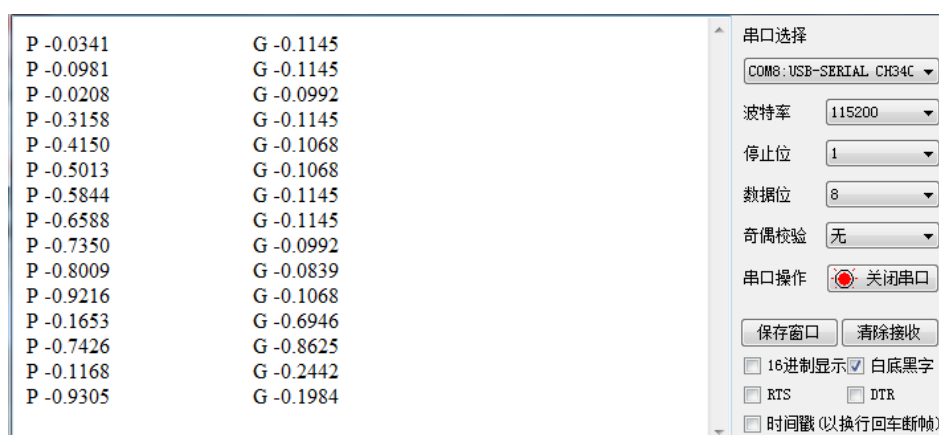


图 5.16 水平状态下串口接收的信息

Fig.5.16 Information received by serial port in horizontal state

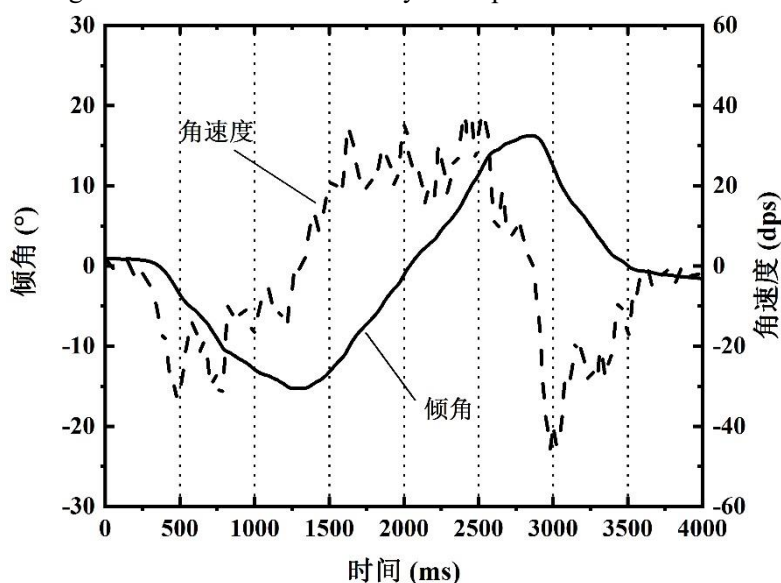


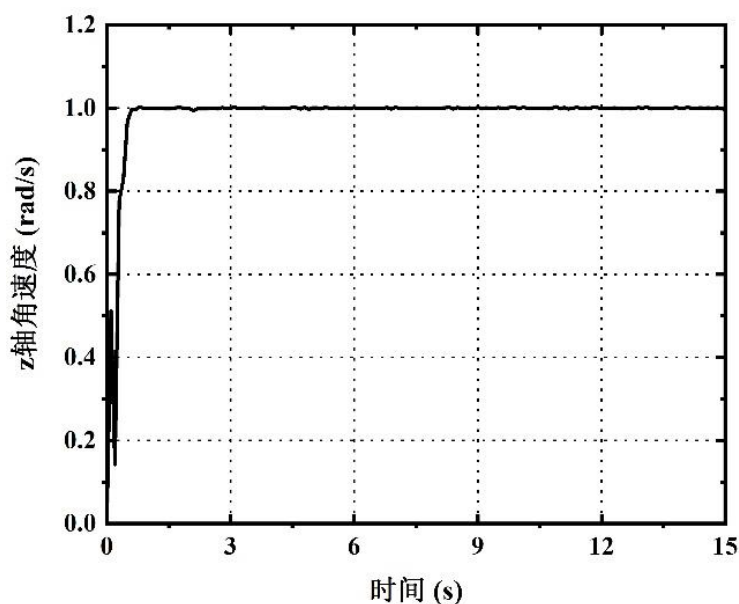
图 5.17 模拟运动实验下倾角与角速度变化曲线

Fig.5.17 Variation curves of inclination and angular velocity in simulated motion experiments

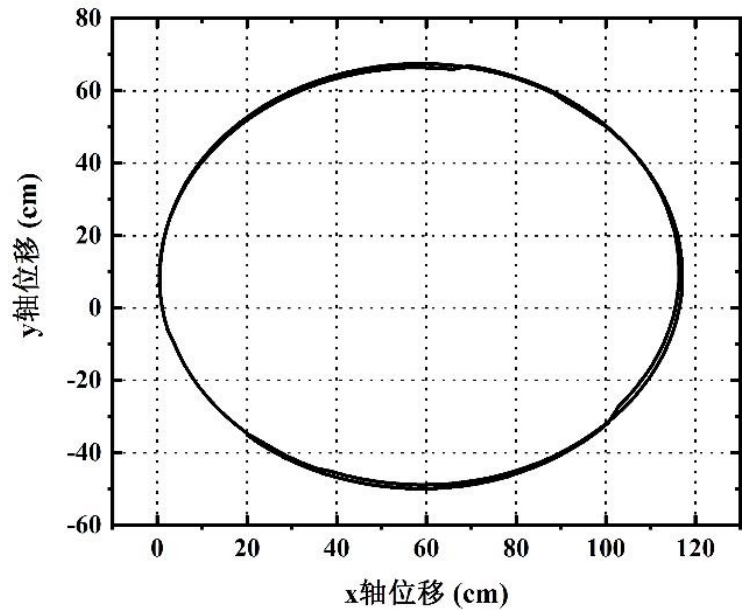
在模拟运动状态的姿态信息读取实验中,通过手持姿态传感器并将其轻轻转动的方式,使其经历水平-前倾-后倾-水平的运动过程,并将运动期间传回的倾角和角速度变化信息绘成曲线,如图 5.17 所示,整个过程持续 4000ms。由图可知,读取到的倾角和角速度的变化信息基本符合传感器实际的运动情况,说明姿态检测模块的数据读取正常。

5.3 平地回转实验

电动爬楼轮椅运行的灵活性很大程度上取决于最小回转半径,为了测量样机的最小回转半径,设计并进行了轮椅的平地回转实验,通过两侧轮系的速度差可得回转时质心的角速度。考虑到电机一般在最大转速的 $[0.1, 0.9]$ 范围内性能比较稳定,因此在实验中,设定两个行走电机的转速分别为 66rps 和 8rps,运动时间为 15s, PID 三个参数值分别为 0.3、0.02 和 0.01,实验结果如图 5.18 所示。图 5.18(a)是轮椅质心绕 z 轴的角速度,基本稳定在 1rad/s;图 5.18(b)是 15s 内轮椅质心回转两圈的运动轨迹图,起始位置为 $x=0\text{cm}$, $y=0\text{cm}$,末位置为 $x=22\text{cm}$, $y=-36\text{cm}$,运动轨迹近似圆形,回转半径约为 60cm,能够满足 GB/T 12996-2012 中规定的室内型轮椅最小回转半径小于 90cm 的要求。两次的回转运动轨迹有一定的误差,主要是由内侧行星轮与实验室地面发生滑动摩擦的现象导致的。



(a) 质心绕 z 轴的角速度



(b) 质心的运动轨迹

图 5.18 平地回转实验

Fig.5.18 Flat-ground rotation experiment

5.4 爬楼梯实验

为验证电动爬楼轮椅的爬楼梯功能，设计并进行了轮椅的爬楼梯实验。实验在实验楼梯上进行，采用轮椅背对楼梯式爬楼，由于无人乘坐，所以没有安装防倾翻支架。实验过程如图 5.19 所示，轮椅共攀爬了七级台阶，但由于攀爬第一级台阶时行星轮系是从平地开始翻转的，所以完整的翻转爬楼梯过程是从第二级到第七级台阶。实验时设定攀爬电机的转速为 38rps，即行星轮系的翻转速度为 0.43rad/s。由于行星轮系每翻转半圈可爬上一级台阶，故此翻转速度下的理论爬楼梯速度为每分钟 8.4 级台阶，实验结果如图 5.20 所示。图中 t_1 - t_6 时间段内是六个完整的爬楼梯周期，共耗时 45s 左右，比理论值稍慢。从图中可以看出，在攀爬楼梯过程中座椅的倾角变化幅度基本保持在 25° 以内，可以保证乘坐者的舒适性。

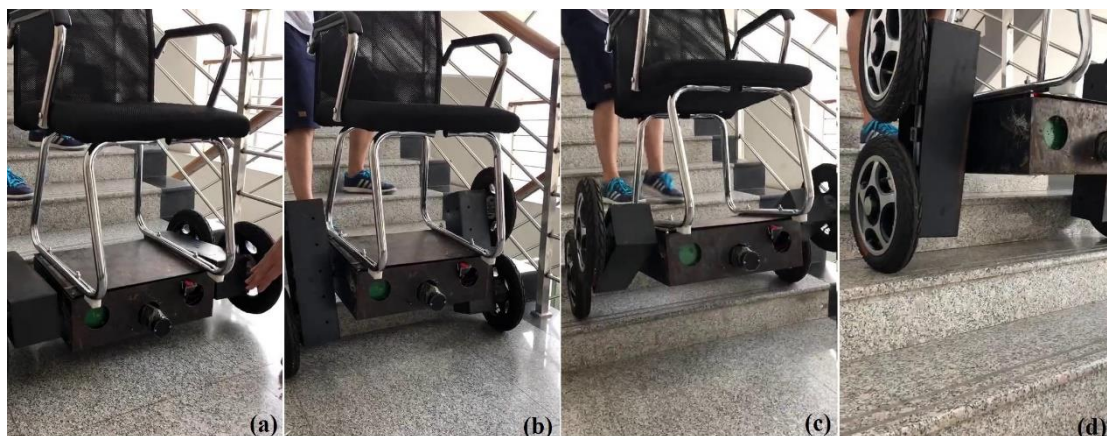


图 5.19 爬楼梯实验过程

Fig.5.19 The experimental process of climbing stairs

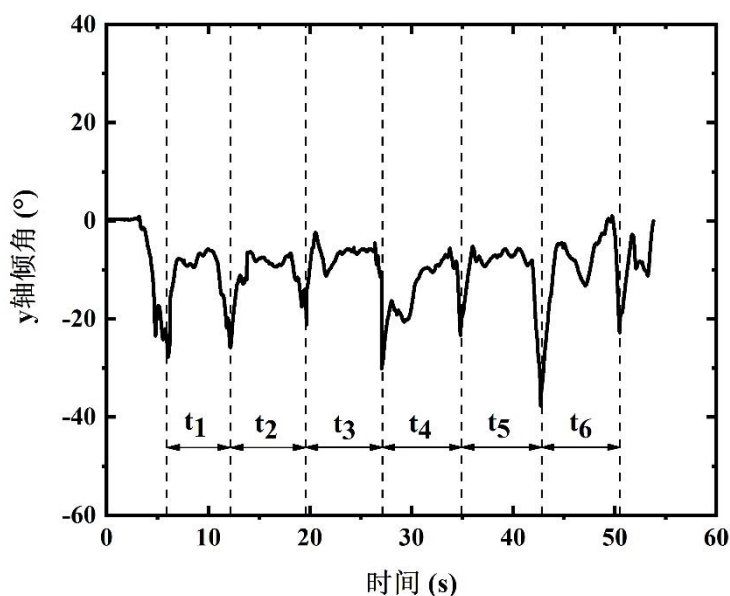


图 5.20 y 轴倾角变化图

Fig.5.20 Y-axis inclination change chart

5.5 本章小结

本章首先对电动爬楼轮椅进行了控制系统软硬件的设计,并结合上文的机械结构设计方案完成了轮椅物理样机的制作。然后进行了姿态传感器的数据读取实验,通过蓝牙通信,完成了主控板向 PC 端的数据传送,证明了主控板数据读取工作正常。最后借助本文设计的基于 Android 系统的手机应用程序,设计并完成了样机的平地回转实验和爬楼梯实验,实验效果良好,体现了本文电动爬楼轮椅的可靠性和舒适性,验证了本文所提出的轮椅整体设计方案的可行性。

总结与展望

总结

在人口老龄化加速进程、残疾人口尤其是肢体残障人士数量持续增加的背景下,本课题通过总结与分析国内外关于爬楼梯轮椅方面的研究现状,结合需求人群的经济水平和相关国标规定,优化设计了一种基于行星轮式攀爬机构的电动爬楼轮椅。可通过传动系统的切换实现平地运动和攀爬楼梯运动,其结构紧凑、功能多样、稳定性好,并具备站立行走的自平衡条件,具有良好的实用价值和研究意义。本文所做的主要工作内容如下:

(1) 通过分析国内外最新的爬楼梯轮椅研究现状及发展趋势,并参照现有产品的机械结构和爬楼过程,确定了行星轮式攀爬机构的方案。参照我国关于建筑楼梯和电动轮椅车的相关标准,优化设计了一种电动爬楼轮椅,并考虑到对老年人和肢体残障人士的关怀,在设计中兼顾了自平衡功能的拓展需求。

(2) 本文电动爬楼轮椅选用了三电机驱动的运动机构,利用蜗轮蜗杆减速器的传动特点使两侧轮系在攀爬楼梯状态下保持同步翻转,提高了轮椅的爬楼效率,并通过防倾翻支架进一步保证爬楼时的稳定性。采用模块化思想,将整体设计方案分为攀爬楼梯机构、平地运动机构、防倾翻支架和座椅四大组成部分分别进行设计研究,并在座椅的设计中融合了人机工程学的相关思想,保证了乘坐者的舒适性,体现了人文关怀。同时,在三维绘图软件 SolidWorks 环境下完成了轮椅的建模,并进行了爬楼梯过程演示。

(3) 根据我国有关建筑楼梯和电动轮椅车的国标要求和行星轮式机构的运动特性,借助对轮椅理想攀爬状态和攀爬楼梯时相关尺寸约束的研究,确定了双星轮组的尺寸参数。通过计算轮椅在不同工作状态下的最大需求功率,设计了轮椅的动力系统相关参数,并通过仿真计算验证了设计的可行性。针对轮椅爬楼时的稳定性问题,通过计算稳定裕度验证了轮椅的稳定性。最后,通过基于 ABAQUS 的关键零件有限元分析,验证了机械结构设计方案的可行性。

(4) 根据对轮椅站立行走状态的数学建模和动力学分析,设计了基于 PID 控制和自抗扰控制的爬楼梯轮椅自平衡控制策略,并在 MATLAB/Simulink 环境下搭建了控制策略的模型。利用上文建立的电动爬楼轮椅三维模型,在 ADAMS 中根据实际运动状态给相关零部件添加了相应的约束和力,并在 MATLAB 中建立了 ADAMS 的联合仿真接口。通过联合仿真验证了所设计的轮椅机械结构的合理性和自抗扰控制策略的可行性,为电动爬楼轮椅拓展自平衡功能提供了理论

依据。

(5) 基于 STM32 单片机完成了电动爬楼轮椅控制系统的软硬件设计，并完成了轮椅物理样机的搭建。针对轮椅在平面上的回转性能和爬楼梯功能的实现，通过本文制作的一款基于 Android 开发环境的手机控制软件，设计并完成了相关的实验测试，实验结果表明，文本所设计的电动爬楼轮椅性能良好，能够有效保证爬楼梯过程中乘客的安全性和舒适性。

展望

通过本课题的研究，电动爬楼轮椅的开发取得了一定成果，基本达成了所设计的技术指标，并符合相关的国家标准。但由于爬楼梯轮椅集多种高新技术于一体，涉及的学科内容广泛，且受实验室条件制约，轮椅的物理样机仍有不足之处，后续改进可从以下四个方面进行：

(1) 为降低制作成本和加工难度，本文电动爬楼轮椅的物理样机大多机械结构都采用 45# 钢材料，造成整体重量较大。后续研究可以考虑使用铝合金等轻便材料制作轮椅的底盘和侧箱等主体结构，使用聚甲醛、聚酰胺等新型材料制作齿轮和轴等关键零件，在保证强度和刚度满足条件的情况下，尽可能地减轻轮椅的总体重量。轻便化的自重不仅可以延长电动轮椅的续航时间，而且可以提高爬楼时的灵活性，降低控制难度。

(2) 本文虽然对座椅部分进行了基于人机工程学的人性化设计，但考虑到制作成本和时间等因素，并未实际实施，且轮椅整体的设计与制作相对粗糙，缺乏美感，不利于走向产品化。后续研究可在完善机械结构设计的基础上，增加细节内容，改善轮椅的美观性，提高外观工业设计水平。

(3) 为完成物理样机的实验测试，本文基于 Android 系统开发了电动爬楼轮椅的手机控制软件。由于开发周期短，且主要是针对实验中的调试需求，该应用程序的界面不够美观、功能比较单一，后续研究可进一步优化用户界面，深入拓展功能，以提升服务水平。

(4) 本文虽然在机械结构设计时为轮椅的站立行走功能作了许多考虑，也做了设计自平衡算法和进行联合仿真等相关研究，但受限于实验室条件，并未进行物理样机的站立行走实验测试。后续研究可在优化机械结构和控制系统的基础上，通过实验验证电动爬楼轮椅自平衡功能。

参考文献

- [1] 黄匡时, 刘鸿雁. 基于《世界人口展望》2017 年修订版的深度解读[J]. 人口与计划生育, 2017(8): 15-17.
- [2] 徐宏, 郝涛, 郝祥如. 我国老年残疾人口发展趋势预测及养老服务研究[J]. 海南大学学报人文社会科学版, 2015, 33(5): 27-29.
- [3] 马良. 中国残疾人社会工作历史、现状与发展趋势分析[J]. 残疾人研究, 2013, 1: 42-44.
- [4] 范星光. 爬楼轮椅的总体设计及关键问题研究[D]. 贵州: 贵州大学, 2016.
- [5] G. Quaglia, M. Nisi. Design of a self-leveling cam mechanism for a stair climbing wheelchair[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2017, 112: 84-104.
- [6] N. M. A. Ghani, M. O. Tokhi. Simulation and control of multipurpose wheelchair for disabled/elderly mobility[J]. *Integrated Computer-Aided Engineering*, 2016, 23(4): 331-347.
- [7] A. Bhole, S. H. Turlapati, V. S. Rajashekhar, *et al.* Design of a robust stair-climbing compliant modular robot to tackle overhang on stairs[J]. *Robotica*, 2019, 3: 428-444.
- [8] 贾永祥. 新型轮-履复合式爬楼梯轮椅设计与实现[D]. 南京: 南京理工大学, 2016.
- [9] 何丽. 腿轮复合式电动爬楼轮椅的设计与分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015.
- [10] 广亮. 轮腿式爬楼轮椅脚踏板机构设计与研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2017.
- [11] 吕河. 轮腿式爬楼轮椅前腿机构力学分析及优化设计[D]. 天津: 河北工业大学, 2017.
- [12] 张建卓, 刘佳. 可上下楼梯轮椅机器人的现状研究概述[J]. 现代制造工程, 2016, 1: 44-48.
- [13] 段东新, 孙建桂, 辛加旭, 等. 医用残疾人轮椅的设计分析[J]. 机械装备, 2017, 48(24): 52.
- [14] 范星光, 李屹, 贾亮. 行星轮式爬楼轮椅的传动方案及运动仿真[J]. 机械传动, 2016, 40(03): 82-84+106.
- [15] 戴本圣. 多功能行星轮式爬楼梯轮椅的设计与研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2017.
- [16] C. H. Lee, K. M. Lee, J. Yoo, *et al.* A compact stair-climbing wheelchair with two 3-DOF legs and a 1-DOF base[J]. *Industrial Robot-an International Journal*, 2016, 2(43): 181-192.
- [17] K. Sasaki, Y. Eguchi, K. Suzuki. A wheelchair with lever propulsion control for climbing up and down stairs[C]. *Engineering in Medicine & Biology Society IEEE*, 2016: 3358-3361.
- [18] G. S. Modak, M. M. Bhoomkar. Innovative stair climber using associated wheels[J]. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 2016, 3(11): 299-310.
- [19] P. K. Behera, A. Gupta. Novel design of stair climbing wheelchair[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018(10): 4903-4908.
- [20] 曹鹏彬, 赵建宇, 汤旭青. 履带轮椅机器人爬楼姿态控制的研究[J]. 武汉工程大学学报,

- 2016, 38(5): 485-487.
- [21] 曹冲振, 周娜, 王凤芹, 等. 履带变构式轮履复合爬楼轮椅设计[J]. 山东科技大学学报 (自然科学版), 2016, 35(01): 91-96.
- [22] S. A. Sundaram, H. W. Wang, D. Ding, *et al.* Step-climbing power wheelchairs: a literature review[J]. *Topics in spinal cord injury rehabilitation*, 2017, 2(23): 98-109.
- [23] 曹冲振, 周娜, 王凤芹, 等. 履带变构式轮履复合爬楼轮椅爬楼平稳性分析[J]. 机械设计与制造, 2018, 2: 192-193.
- [24] W. J. Tao, Y. X. Jia, T. Liu, *et al.* A novel wheel-track hybrid electric powered wheelchair for stairs climbing[J]. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 2016, 10(4): 53-74.
- [25] W. J. Tao, J. Y. Xu, T. Liu. Electric-powered wheelchair with stair-climbing ability[J]. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 2017, 4(10): 1-13.
- [26] 何丽. 腿轮复合式电动爬楼轮椅的设计与分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015.
- [27] 信召峰. 轮腿式轮椅传动机构的设计与仿真[D]. 天津: 河北工业大学, 2015.
- [28] 常宏. 轮腿式爬楼轮椅控制系统设计[D]. 天津: 河北工业大学, 2015.
- [29] J. A. Chocoteco, R. Morales, V. Feliu. Enhancing the trajectory generation of a stair-climbing mobility system[J]. *Sensors*, 2017, 17(11): 2608.
- [30] J. A. Chocoteco, R. Morales, V. Feliu. Improving the climbing/descent performance of stair-climbing mobility systems confronting architectural barriers with geometric disturbances[J]. *Mechatronics*, 2015, 30: 11-26.
- [31] J. A. Chocoteco, R. Morales, V. Feliu, *et al.* Trajectory planning for a stair-climbing mobility system using laser distance sensors[J]. *IEEE Systems Journal*, 2016, 10(3): 944-956.
- [32] J. A. Chocoteco, R. Morales, V. Feliu, *et al.* Robust output feedback control for the trajectory tracking of robotic wheelchairs[J]. *Robotica*, 2015, 33(1): 41-59.
- [33] 汤俊勇. 轮腿混合式轮椅座椅姿态调节机构设计与运动学仿真[D]. 天津: 河北工业大学, 2015.
- [34] 李惠. 可重构八足轮腿式爬楼梯轮椅机构设计及运动分析[D]. 天津: 河北工业大学, 2015.
- [35] 范星光, 李屹, 贾亮. 行星轮式爬楼轮椅的传动方案及运动仿真[J]. 机械工程学报, 2016, 40(3): 83-85.
- [36] 王彦云. 阶梯攀爬机器人机械系统及关键技术的研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2016.
- [37] GBJ. 建筑楼梯模数协调标准[S], 1987.
- [38] GB. 中华人民共和国国家标准. 电动轮椅车[S], 2012.
- [39] 柳姗姗, 曹东兴, 王超, 等. 基于多传感器的爬楼轮椅底盘机构控制策略研究[J]. 传感

- 器与微系统, 2018, 37(01): 70-73+78.
- [40] 郑宇飞. 基于人机工程学智能轮椅的设计与研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2016.
- [41] 李灿, 刘增宝, 鲁建军, 等. 爬楼轮椅后腿机构优化设计[J]. 机械传动, 2018, 42(09): 80-84.
- [42] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008, 569-572.
- [43] 戴本圣. 多功能行星轮式爬楼梯轮椅的设计与研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2017.
- [44] 王超. 基于 TMS320F2812 的爬楼轮椅电机控制系统设计[D]. 天津: 河北工业大学, 2017.
- [45] 余云云. 基于 ABAQUS 的剖分式滚滑轴承的接触分析[D]. 南昌: 华东交通大学, 2018.
- [46] 丁飞. 爬楼轮椅机架结构有限元分析及其优化设计[D]. 天津: 河北工业大学, 2016.
- [47] 喻子豪, 刘祚时, 张平. 基于 Pro/E 和 Abaqus 的弧齿锥齿轮建模与动态接触分析[J]. 机械传动, 2018, 42(10): 83-90.
- [48] 张庆涛. 载人双轮自平衡车的分析与设计[D]. 济南: 山东大学, 2015.
- [49] B. P. Zhang, G. X. Wu. Design of two-wheel self-balancing vehicle based on visual identification[J]. *Eurasip Journal on Image and Video Processing*, 2019, 1-21.
- [50] 王珏. 两轮自平衡机器人系统设计与实现[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.
- [51] 刘雪薇. 双轮自平衡小车的建模与控制方法研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2015.
- [52] 安聪. 两轮自平衡车轨迹跟踪控制关键技术研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2016.
- [53] 徐晗. 自平衡式两轮电动车运动控制技术研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2016.
- [54] 李凡凡. 两轮自平衡小车的鲁棒滑模控制技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017.
- [55] 张明. 载人两轮自平衡车控制系统的研究与设计[D]. 成都: 电子科技大学, 2017.
- [56] J. O. Cerezo, E. C. Morales, J. M. C. Plaza. Control system in open-source FPGA for a self-balancing robot[J]. *Electronics*, 2019, 2(8): 1-19.
- [57] 姜立标, 何家寿. 两轮自平衡代步车控制策略及动力学仿真[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2016, 44(1): 9-15.
- [58] C. C. Ding, Y. Q. Chen, L. Chen. Self-balancing robot bionic intelligence multi-dimensional decision-making evaluation algorithm[J]. *Concurrency and Computation: Practice and Experience*, 2018, 30(22).
- [59] 李肖漫. 基于多传感器融合的智能轮椅实时避障研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2015.
- [60] 王国宇. 基于 STM32 的无刷直流电机控制系统设计及仿真研究[D]. 桂林: 广西师范大学, 2016.
- [61] 柳姗姗. 基于 DSP 的爬楼轮椅底盘感知系统研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2017.
- [62] 刘增宝. 爬楼轮椅后腿机构受力分析与优化设计[D]. 天津: 河北工业大学, 2017.
- [63] 姜利彬. 一种双轮自平衡车的设计和实现[D]. 南京: 东南大学, 2016.
- [64] 魏军英, 杨世强, 王吉岱, 等. 八轮式爬楼越障机器人设计与仿真分析[J]. 机械科学与

技术, 2019, 38(10): 1519-1525.

[65] 顾艳红, 王晟楠, 刘占民, 等. 轻载型电动载物爬楼机[J]. 机械传动, 2018, 42(09): 160-163+167.

[66] 纪亚强. 多功能爬楼轮椅的设计与研究[D]. 镇江: 江苏科技大学, 2018.

[67] 邱宣怀. 机械设计第四版[M]. 高等教育出版社. 1997.

攻读硕士学位期间所取得的研究成果

学术论文:

- [1] 章玮滨, 唐炜. 行星轮式爬楼梯轮椅的设计与分析. 机械传动, 2019, 43(08): 103-106+115.
- [2] 章玮滨, 唐炜. 一种 Mecanum 轮全向移动平台的设计. 机电工程, 2018, 35(07): 679-684.

发明专利:

- [1] 顾金凤, 刘祥勇, 纪亚强, 唐炜, 章玮滨, 刘操, 张玮文. 一种机器人自动排障方法. 中国专利: 201710455042.8, 2020-05-29.

致谢

时光荏苒，这是一个非常普通的开头。然而它实在匆匆，转眼间三年的硕士生涯即将结束。回想三年前在八百多公里外的学校埋头苦读、努力考研，只是为了想离家人更近一些，而我与江科大的缘分也就此结下。感谢母校江苏科技大学为我提供了一个良好的学习环境，使我能够深入学习与研究。一路走来，得到了太多人的无私奉献和帮助，谨在此表示衷心感谢。

本课题是在我的导师唐炜教授的悉心教导下完成的，唐老师在我整个硕士研究生学习期间都给予了细致的关怀，从一开始就十分注重培养我的专业素养。对我的课题选择、方案设计、样机的搭建，和论文选题、开题和撰写都给予了殷切的指导。唐老师严谨认真、兢兢业业，给我树立了一个非常优秀的榜样，他丰富的科研经验使我受益良多。

感谢杨林初老师在制作物理样机时提供的帮助和便利。感谢纪亚强、刘祥勇师兄在课题研究时和平时生活中给予的关心和帮助。感谢毛猛和吴文辉、杨杰师弟在平时工作上的配合。同时也要感谢好友李猛猛、王会在生活和学习上的帮助。

感谢我的父母家人对我二十多年来的养育之恩，感谢你们对我一如既往、不求回报的付出。感谢我的女友席晨冉多年来的关心和陪伴。感谢你们鼓励我、支持我继续读博深造。眼看着同龄人都工作养家、成家立业，眼看着父母一天天老去，而我却还要继续做一个学生消费者，我的心里十分难受，唯有努力读书，但求不负韶华。希望弟弟也勤学苦练，将来比我有出息。

最后，我要感谢江苏大学的王权老师，让我能开启博士生涯，虽然我还没有真正读博，但是已默默为我筹划，让我能有机会进入南京大学进行联合培养。感谢南京大学的袁洪涛老师，愿意接纳我成为 IPE 课题组的一员，希望三年的南大生涯能让我收获有分量的科研成果。

