

DOI: 10.3901/JME.2022.20.399

智能汽车集成式线控制动系统传动机构优化设计*

刘海超^{1,2} 刘红旗¹ 冯明² 李亮³ 吴进军¹ 魏凌涛³

(1. 中国机械科学研究总院 北京 100044;

2. 北京科技大学机械工程学院 北京 100083;

3. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084)

摘要: 随着汽车智能驾驶技术的快速发展,线控技术正加速制动助力系统和主动制动系统向电气化和集成化方向发展。在介绍国际知名厂商研发的制动助力和主动制动二合一集成系统(One Box)产品及其传动机构特点后,提出了基于单电机+双作用制动缸构型的集成式线控制动系统,相较传统助力器(booster)+汽车电子稳定控制系统(Electronic stability controller, ESC)的组合系统,能够更好地满足汽车对制动系统功能、空间等设计需求。传动机构能够降速增扭、运动副转换,是集成式线控制动系统主动建压的基础。对比几种传动机构组合的优缺点,基于制动系统的设计指标以及电机性能曲线,建立传动机构的数学模型。基于约束优化设计方法以及 Matlab/Simulink 与 AMESim 联合仿真模型和控制器,对传动机构的减速比进行了设计匹配和仿真验证,得到了两组最佳的齿轮副传动比。对两组设计的齿轮副进行了有限元强度校核和疲劳寿命计算,按照有限元仿真结果,推荐传动比为 2.4,主动轮齿数 15,从动轮齿数 36 的方案为最优选择。基于理论分析与仿真分析结果,研制了一台样机,并设计开发了专用试验台架,通过台架试验证明了设计方法的可行性,为类似制动系统的优化设计提供了新的思路 and 参考。

关键词: 集成式线控制动系统; 传动机构; 约束优化; 建模与仿真; 传动比

中图分类号: TH132

Optimal Designing of Transmission Mechanism in Integrated Brake-by-wire System of Intelligent Vehicles

LIU Haichao^{1,2} LIU Hongqi¹ FENG Ming² LI Liang³ WU Jinjun¹ WEI Lingtao³

(1. China Academy of Machinery Science and Technology, Beijing 100044;

2. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083;

3. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract: With the rapid development of intelligent driving technology, wire control technology is pushing brake booster system and active braking system towards electrification and integration. The characteristics of some One Box products integrated by brake booster system and electronic stability control system which produced by international well-known manufacturers are illustrated with examples as well as the transmission mechanism. An integrated brake-by-wire system based on single motor and bi-directional acting brake cylinder is proposed, compared with the traditional system combined by booster and ESC, this integrated Brake-by-Wire system can meet the function and space requirements more properly. The transmission mechanism can reduce the speed and increase the torsion and convert the motion type, which is the basis of the active pressure control of the integrated brake-by-wire system. By comparing the advantages and disadvantages of some transmission mechanism, the transmission mechanism mathematic model is established based on the braking objectives and motor performance. After calculation and simulation, two optimized transmission

* 国家工业强基资助项目(0714-EMTC-02-00071)。20220322 收到初稿,
20220628 收到修改稿

ratios are obtained with the help of constraint optimization method as well as the co-simulation model and controller created by Matlab/Simulink and AMESim. According to the finite element analysis results, the recommended parameters: the transmission ratio is 2.4, the number of driving gear teeth is 15, and the number of driven gear teeth is 36, which provides a favorable reference for production and application. Based on the results of theoretical analysis and simulation analysis, a prototype was developed, and a special test bench was designed and developed. The feasibility of the design method was proved by bench test, which provides a new idea and reference for the optimization design of similar braking system.

Key words: integrated brake-by-wire system; transmission mechanism; constrained optimization; modeling and simulation; transmission ratio

0 前言

随着科技的发展以及社会文明的不断进步,人们对辅助驾驶、智能驾驶的需求不断提高,同时也越来越重视汽车的安全性及节能性。线控制动系统在电子化控制、再生制动、制动备份等方面具有绝对的优势,是实现以上需求的必要执行部件,因此,发展线控制动系统至关重要^[1-6]。

目前线控制动从实现方式上可以分为两类:电子液压制动(Electro-hydraulic brake, EHB)和电子机械制动(Electro-mechanical brake, EMB),由于制动备份、散热、成本等一系列问题,EMB 仍未大规模市场化应用,而 EHB 得益于成本优势、备份制动、技术成熟等优点,正以势不可挡的趋势取代传统机械制动^[7-8]。

在电子液压制动 EHB 中,当助力器 booster 与车身电子稳定控制系统(Electronic stability controller, ESC)配套使用时,会产生两种结构上的组合,即 Two Box 与 One Box 形式,分别如图 1 和图 2 所示。

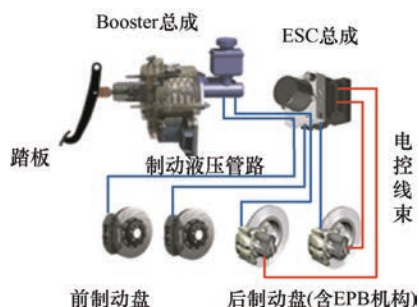


图 1 Two Box 结构示意图

Two Box 方案需要同时布置 booster 和 ESC 两个部件,所需空间较大,提高了整车布置的难度,系统集成度低。One Box 方案是将 booster 和 ESC 集成到一个体积与 1.5 个 ESC 相当的液力块中,从而缩小了体积,并且降低了泄漏的可能性,同时将二者的控制器集成,集成度大大提高,给整车布置

带来了较大的便捷性,因此又叫集成式制动系统方案。除机械结构外,两种布置方案在液压原理上也有所不同,如图 3 和图 4 所示,借助于电磁阀、踏板模拟器以及传感器,集成式制动系统方案实现了踏板与制动回路的完全解耦,从而消除了机械制动与电控液压制动之间的相互影响,提高了机械制动、电控液压制动各自的稳定性与可靠性。

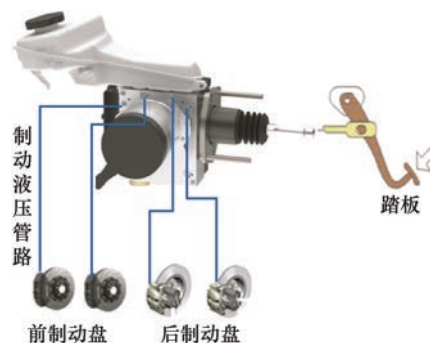


图 2 One Box 结构示意图

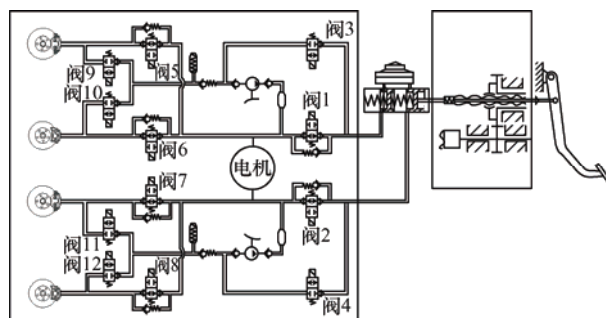


图 3 Two Box 液压原理简图

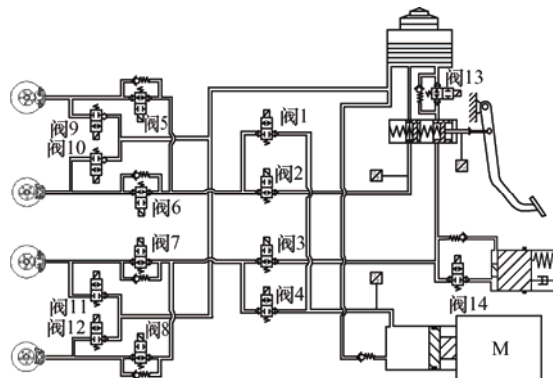


图 4 One Box 液压原理简图

集成式制动系统可以实现基础制动、辅助制动、主动制动以及车辆动态稳定等多种功能。以基础制动为例,驾驶员踩下制动踏板,由于踏板解耦阀的作用,驾驶员感受到来自踏板模拟器的阻力;同时踏板连杆上的位移传感器将驾驶员的制动请求信号反馈到电控单元(Electronic control unit, ECU),控制器按照设定的控制逻辑,将动作指令发送给电机;电机驱动降速机构(有时没有)以及运动副转化机构(如蜗轮蜗杆、滚珠丝杠等),并推动主缸活塞,产生液压力,最终推动轮缸活塞实现制动操作。当电气件(如电机)故障时,驾驶员踩下制动踏板,推动机械主缸活塞建压,并通过油路作用到轮缸活塞上实现备份制动的功能,从而提高整个系统的安全性。图 5 简要说明了集成式制动系统方案实现基础制动时的执行逻辑。

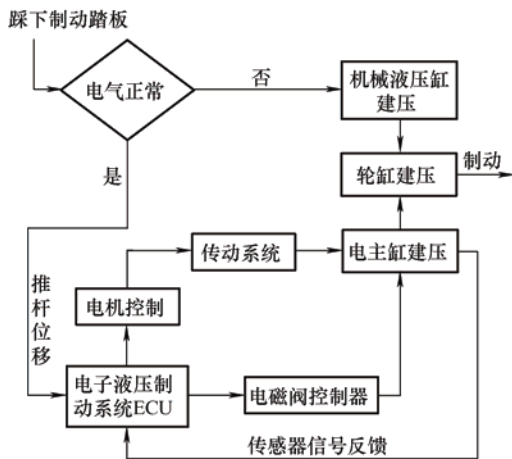






图 5 集成式制动系统基础制动模式执行逻辑

对国内主要汽车零部件配套厂商而言,集成式电液制动系统还是相对较新的技术,而部分国际知名厂商已有产品投入市场,比如 Bosch 的智能集成制动系统(Integrated power brake, IPB),大陆的 MK C1,采埃孚的集成制动控制系统(Integrated brake control, IBC),以及伯特利的 WCBS,如表 1 所示。

表 1 主流产品一览

项目	厂商			
	博世	大陆	采埃孚	伯特利
简称	IPB	MK C1	IBC	WCBS
外观				
传动机构	电机-行星轮系-滚珠丝杠	电机-滚珠丝杠	电机-滚珠丝杠	电机-蜗轮蜗杆-齿轮齿条

对表中主流产品的构型进行分析,博世的 IPB

采用了行星轮系进行降速^[9-10],结构紧凑,但是齿轮数量多,加工制造成本高。而采埃孚研发的 IBC 以及大陆研发的 MK C1,均没有减速机构,都是通过空心电机与滚珠丝杆直接组合^[11-12],丝杠安装到电机中心,并轴向固定,在其旋转的同时,推动螺母做直线运动。这种结构虽然没有减速机构,结构紧凑,但是增加了电机的设计难度,使得整个 IBC 的成本偏高。伯特利的 WCBS,电机轴与主缸活塞通过蜗轮蜗杆及齿轮齿条机构连接^[15],提高了结构紧凑性,但也牺牲了一定的传动效率,而且成本也偏高。

尽管已有国内公司能够生产出集成式制动系统相关产品,但受制于:① 高转速永磁电机技术;② 传动机构优化设计技术;③ 国外专利封锁;④ 布置空间限制;⑤ 系统各部件耦合作用机理复杂等原因,还无法量产出兼顾稳定性、可靠性及高性价比的产品。

大部分集成式线控制动系统的相关文献主要是针对其控制算法的研究,比如,TODESCHINI 等^[16]针对线控制动执行器的非线性特性,提出了一种含有线性控制器、死区补偿器等的全新控制架构,通过仿真和试验证实了该架构对位置压力曲线变化的鲁棒性。YANG 等^[17]通过对 IEHB 的结构和控制参数进行了匹配和优化,增强了在外界因素影响下调压性能的适应性。LI 等^[18]基于 Matlab/Simulink 与 CarSim 联合仿真分析了集成式电液制动系统的工作原理,研究了影响压力控制的关键因素。上官文斌等^[19]针对集成式电液制动系统,设计了基于 PID 控制的位置-压力串级控制器,有效解决了伺服主缸压力超调量和响应时间的控制问题。HE 等^[20]针对集成式电液制动系统执行器,设计了一种类似脉冲宽度调制(Pulse width modulation, PWM)的控制方法,将上层控制器的调节信息转换成永磁同步电机转矩。

目前对集成式电液制动系统传动机构的设计方法研究较少。传动机构是实现集成式线控制动系统主动建压的基础,既要保证系统建压速度快还要满足目标压力的要求,如图 6 所示,因此,对传动机构的设计方法进行研究有重要意义。

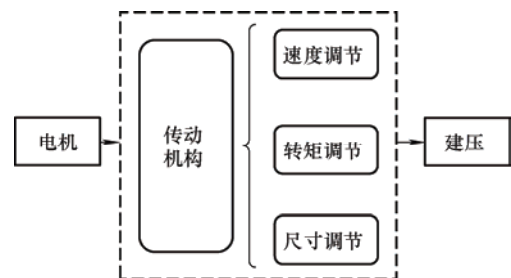


图 6 传动机构作用

约束优化设计一般是将实际问题描述表达为合理的数学模型,然后基于一种数值计算方法,求得最佳设计参数。约束优化设计的基本要素是:设计变量、约束条件及目标函数。数学模型能够从本质上描述实际问题,是进行优化设计的基础,但是,在制动过程中,制动力受各种因素的影响,系统中不仅存在独立变量(如质量),而且有很多相关变量(如制动液黏度、运动副间的摩擦力等),这些变量非常容易受到系统边界外的影响,另外,产品的外形轮廓及安装空间同样受到严格的限制,因此,此类传动机构的非线性优化问题很难通过直接的数学解析式求出,适合借助仿真软件,搭建可靠的模型及控制器,以此作为类似于数值计算方法的求解器,进行优化设计。

文章首先概述了线控制动技术的分类以及目前主流汽车零部件厂商的集成式线控制动系统产品及其传动机构。设计了以单级齿轮副+滚珠丝杠为传动机构的集成式电液制动系统方案。在给定电机、液压性能和尺寸限制等约束条件下,搭建了传动机构的数学模型;基于该数学模型,构建了 Matlab/Simulink 与 AMESim 联合仿真模型,将联合仿真模型作为类似数值计算的求解器并通过 KISSsoft 软件,求解了最优传动比。通过有限元仿真分析对齿轮副做了进一步强度校核和疲劳寿命的计算,为类似产品的设计提供了有效的参考方法。最后,通过台架试验证实了所设计的传动机构可以满足目标压力和建压速度的要求。

1 传动结构设计

1.1 设计条件及要求

某轿车基本参数长×宽×高 4 980 mm×1 910 mm×1 495 mm,轴距 2 920 mm,前后轮距均为 1 640 mm,前轮缸径 57.2 mm,后轮缸径 32 mm,总质量 2 020 kg。经过计算,可以得到如下设计条件。

(1) 建压性能特性要求:双向作用电主缸前腔容积约 33 mL,前后活动容积比 6:4,最大主动建压压力为 18 MPa,建压速度为 10 MPa 小于 200 ms;

(2) 尺寸限制要求:基于系统整体安装空间、液力块上零部件的布置等因素,规定了安装宽度不大于 240 mm。

(3) 使用已有电机,其转矩与转速性能曲线如图 7 所示。额定电压 13.5 VDC,最大转矩 4.8 N·m,最高转速为 2 700 /min。

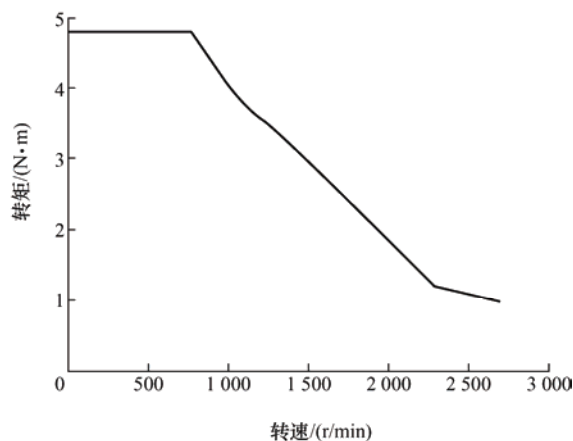


图 7 无刷永磁电机性能曲线

1.2 方案设计

按照以上设计条件和要求,对于主缸缸径 42 mm,推杆直径 30 mm,通过计算,可以得到,主缸活塞在建压 18 MPa 时,作用在活塞杆的推力约 12 717 N;另外,根据建压 10 MPa 在 200 ms 之内的要求,计算得到活塞的平均速度应大于 0.025 m/s。

通过整理目标要求、设计条件等,可以明确在如此电机配置下,必须引入减速机构,同时,由于电机提供的是旋转运动,为了实现电主缸内活塞的直线运动,必须将旋转运动转换为直线运动;总结为:设计的传动机构要同时具备减速、增扭以及运动转换的功能,按照机械设计理论,可以将搭配组合方案整理如表 2 所示。

表 2 传动机构组合表

项目	方案				
	A	B	C	D	E
备选传动机构类型	直齿圆柱齿轮+滚珠丝杠	斜齿圆柱齿轮+滚珠丝杠	行星滚柱丝杠	蜗轮蜗杆+齿轮齿条+	行星轮系+滚珠丝杠
优点	齿轮生产过程简单、造价低	传动平稳;重合度高;承载能力强;噪声低	寿命长;可实现的转速高;运行平稳	工作平稳,传动比上限高,可用于传递两交错轴的运动和动力;可以自锁	工作平稳,结构相对紧凑,承载能力强
缺点	容易产生冲击、振动及噪声;降低车辆舒适性	齿轮加工要求精度高;会产生轴向分力	设计难度大,要求数学计算精度高;当应用于双作用缸时,整体布置尺寸较大	传动效率低;布局空间要求大,紧凑性较差;整体布置难度大;已有专利限制	结构相对复杂,对制造和安装工艺要求较高,国外已有专利封锁

通过以上方案的优缺点对比,结合项目设计条件及目标要求,最终选择了单级齿轮+滚珠丝杠组合结构,如图 8 所示。

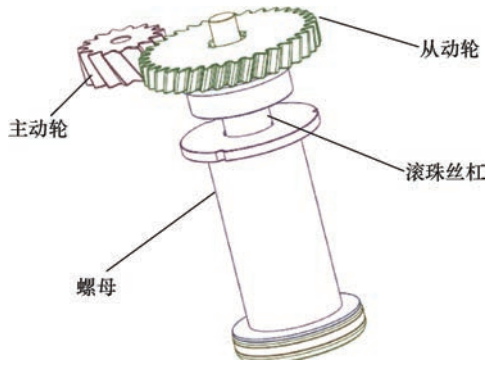


图 8 设计方案选择示意

2 传动机构设计

2.1 电机数学模型

电机作为整个系统的动力来源, 将电能转化为机械能, 并通过传动系统, 进一步转化为液压能, 最终推动卡钳与制动盘接触产生制动所需的摩擦力。电机转速是由电源频率和自身磁极对数共同决定的; 而电机的功率是指其可带动机械负载的能力。

$$P = \frac{T \times n}{9550} \quad (1)$$

式中, P 是额定功率(kW), n 为额定转速(r/min), T 为额定转矩(N·m)。

2.2 滚珠丝杠机构数学模型及选型

通过滚珠丝杠机构可以将电机输出的旋转运动转换为直线运动, 将推力作用到制动主缸的活塞上, 从而建立起制动系统的液压力。

滚珠丝杠副输入转矩与输出推力的关系式可以表达为

$$F_b = \frac{T_b \times 2\pi \times \eta}{P_b} \quad (2)$$

式中, F_b 是滚珠丝杠副输出推力, T_b 为输入转矩, P_b 为滚珠丝杠副导程, η 为传动效率。

滚珠丝杠副转速与直线速度的关系式可以表达为

$$N_b = \frac{V_b \times 60}{P_b} \quad (3)$$

式中, N_b 是丝杠副转速, V_b 为丝杠副直线速度。

考虑布置空间及承载力的计算^[13-14], 本文设计的滚珠丝杠直径 16 mm, 导程 5 mm, 由于计算内容不是本文研究重点, 此处不详细介绍。

2.3 齿轮减速机构数学模型

齿轮副在起到降速作用的同时, 提高了传动系统的动力转矩, 在忽略能量损耗的条件下, 转矩与齿数成正比例关系

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = i = \frac{T_2}{T_1} \quad (4)$$

式中, N_1 和 N_2 分别是主动轮与从动轮的转速; Z_1 、 Z_2 分别为主动轮、从动轮的齿数; i 是传动比; T_1 、 T_2 分别是主动轮、从动轮的转矩。

2.4 系统数学模型

活塞位移与轮缸压力的关系式可以按照线性区和非线性区分别通过多项式表示为

$$L_p = a_1 P_c + b_1 \quad (5)$$

$$L_p = a_2 P_c^2 + b_2 P_c + c_1 \quad (6)$$

式中, L_p 是电主缸活塞位移, a_1 、 a_2 、 b_1 、 b_2 、 c_1 分别是多项式系数; P_c 为轮缸压力; 将式(5)、式(6)合并表达为

$$L_p = f(P_c) \quad (7)$$

式中, f 表示从 P_c 到 L_p 的映射关系, 包含了线性区以及非线性区两个分段区间。

活塞位移可以通过丝杠螺母转过的圈数 R 与丝杠导程 P_b 表达为

$$L_p = R \times P_b \quad (8)$$

在电机工作过程中, 转速并不是恒定值, 因此, 螺母转速也是随时间变化的, 那么螺母转过的圈数 R 可以表达为

$$R = \int_0^t \frac{1}{i} \times n(t) dt \quad (9)$$

式中, $n(t)$ 是电机的瞬时转速; 联立式(7)、(8)、(9)可以建立电机转速与轮缸压力的数学模型

$$P_b \times \int_0^t \frac{1}{i} \times n(t) dt = f(P_c) \quad (10)$$

对式(10)进行整理, 可以获得电机转速与传动比的表达式

$$i = \frac{P_b \times \int_0^t n(t) dt}{f(P_c)} \quad (11)$$

2.5 基于约束优化法对减速机构的优化设计

按照不同的约束性质, 约束分为区域约束和性

能约束。该降速机构设计中需要考虑的约束条件有：最大制动液建压能力、建压速度、安装空间、齿轮强度及疲劳寿命。

2.5.1 制动液压力约束

正常工作时，要求的最大主动增压不小于 18 MPa，换算到活塞上的反作用力不小于 12 717 N，也就是滚珠丝杠实际工作需满足下式

$$F_b = \frac{i \times T_1 \times 2\pi \times \eta}{P_b} \geq 12\,717\text{ N} \quad (12)$$

式中， T_1 是齿轮副的输入转矩。

2.5.2 建压速度约束

正常工作时，要求主动增压 10 MPa 时，时间不大于 200 ms，同时基于轮缸内径，并参考图 9 所示的轮缸的 P-V 特性曲线。

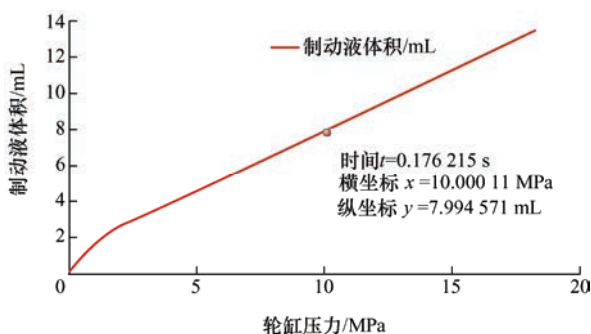


图 9 P-V 特性曲线

那么滚珠丝杠实际运动需要满足下式

$$L_{p200} = R_{200} \times P_b \geq V / S \quad (13)$$

式中， V 和 S 分别是轮缸建压 10 MPa 时，电主缸前腔排液量及腔体内径， $L_{p200}=200\text{ ms}$ 时活塞位移， $R_{200}=200\text{ ms}$ 时螺母转过的圈数。

进一步可得

$$P_b \times \int_0^{0.2} \frac{1}{i} \times n(t) dt \geq V / S \quad (14)$$

整理后

$$i \leq \frac{S}{V} \times P_b \times \int_0^{0.2} n(t) dt \quad (15)$$

综合速度和压力约束，传动比上下限范围可以做出如下限定

$$\frac{S}{V} \times P_b \times \int_0^{0.2} n(t) dt \geq i \geq \frac{12\,717 \times P_b}{T_1 \times 2\pi \times \eta} \quad (16)$$

式中， $T_1 = T_m - T_f$ ， T_m 是电机的输出转矩， T_f 是等效摩擦力矩，包括齿轮副摩擦、滚珠丝杠摩擦、制动液粘性摩擦力矩等。

2.5.3 安装空间约束

液力块零部件安装矩形面为 120 mm×140 mm，为了保证齿轮副、电机、齿轮箱等零部件在液力块上的可靠固定，如图 10 所示，需要齿轮副的临界轮廓径向长度 L_j 满足如式(17)，式中 D_1 为主动轮的分度圆直径，在实际中，使用齿顶高直径代入计算。

$$L_j = 110 - \sqrt{2}D_1 \geq (1+i)D_1 \quad (17)$$

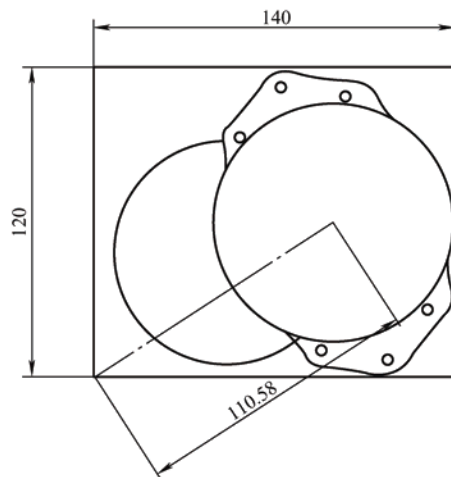


图 10 空间布置限制示意

3 仿真计算与优化设计

3.1 AMESim-Simulink 联合仿真模型

在电机、滚珠丝杠参数确定后，该传动机构的设计及优化问题则转化为选择合适的传动比。在经过以上章节传动机构数学模型的分析后，不难看出，想要通过具体的解析式求解找出优化结果相当困难，因此，本文通过 AMESim 搭建了轮缸、电主缸、传动系统、电磁阀等能够满足测试传动结构的仿真模型，见图 11，并基于 Matlab/Simulink 建立了控制器模型，见图 12，通过两者联合仿真，对不同减速比下的建压能力和时间进行计算。

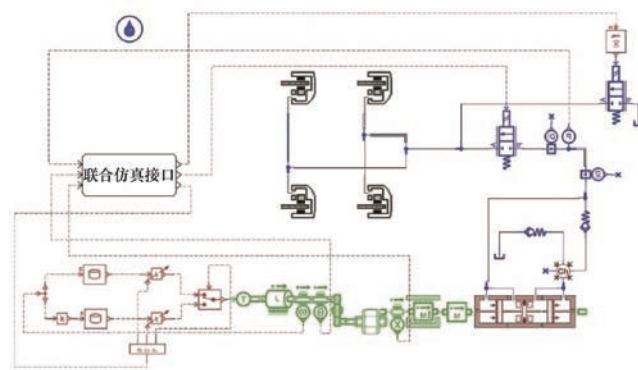


图 11 AMESim 仿真模型

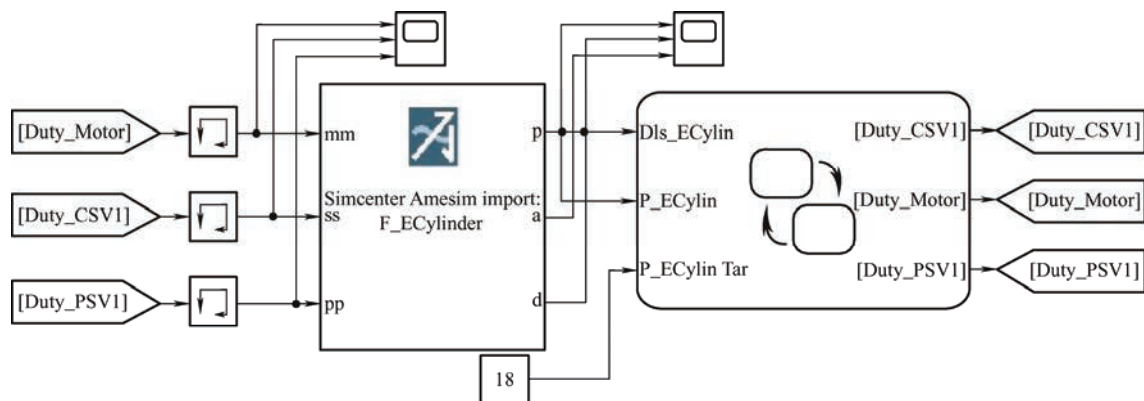


图 12 Matlab/Simulink 控制器模型

3.2 传动比优选区间

基于 AMESim 与 Matlab/Simulink 联合仿真模型, 通过调整减速机构的传动比, 汇总了建压时间以及其与减速比的对应关系, 见图 13 和图 14。当减速比低于 2.3 时, 压力无法满足 18 MPa 的设计目标压力; 当减速比处于 2.4~2.8 时, 保证 18 MPa 目标压力的同时, 能够将 10 MPa 的减压时间维持

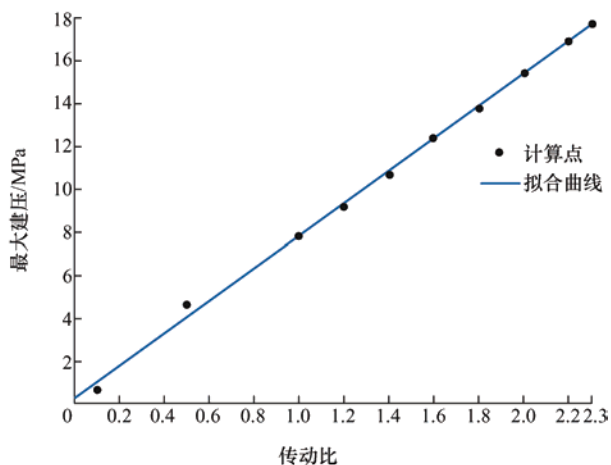
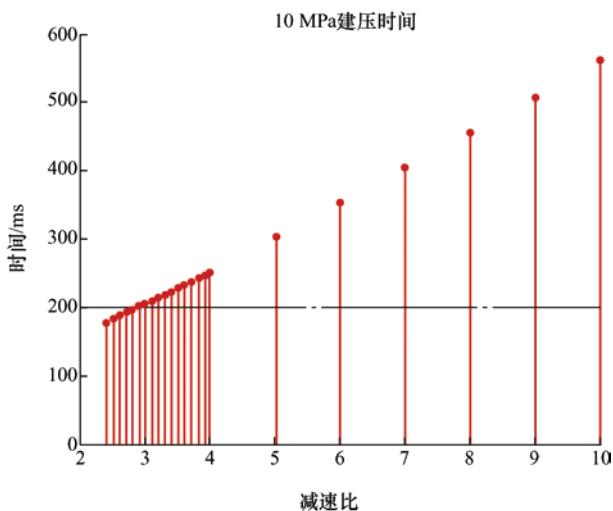
图 13 主缸最大建压能力(传动比 ≤ 2.3)

图 14 10 MPa 建压响应时间(传动比 ≥ 2.4)

在 200 ms 以下;当减速比大于 2.9 时,虽然能够实现 18 MPa 的目标建压,但 10 MPa 的减压时间均超出了 200 ms,因此,减速比在 2.4~2.8 能够满足设计要求。

3.3 传动比确定及执行系统建压响应仿真

按照前述小节分析的结果,可将满足条件的传动比选择提取见表3。

表3 备选减速比

项目	方案编号				
	1	2	3	4	5
传动比	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
10 MPa 建压时间/ms	177	182	186	191	196

在以上备选方案中, 较小的减速比可以实现更小尺寸的齿轮副设计以及更快的建压时间, 因此, 综合对比时间、重量、空间等优势后, 本文选择方案 1 为最终减速比。

按照方案 1 仿真的轮缸建压响应曲线如图 15 所示。

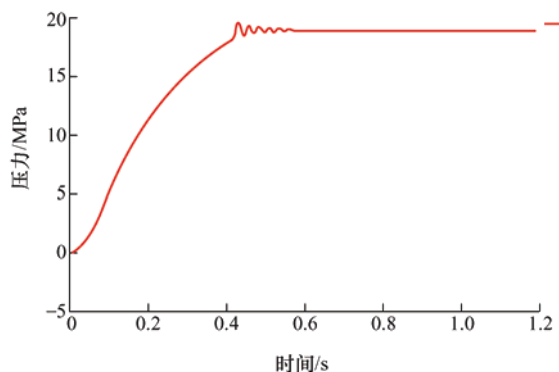


图 15 液压力响应曲线

3.4 齿轮参数的选型

按照前述选定方案 1 的传动比, 基于空间优势原则、强度可靠原则, 运用 KISSsoft 软件, 快速获得推荐的齿轮副参数, 经筛选得到了两组最优齿轮

副组合, 如表 4 所示。

表 4 齿轮参数表

方案	参数					
	法向模数	中心距/mm	螺旋角/(°)	传动比	主动轮齿数	从动轮齿数
A	1.5	30.4	22	2.4	11	26
B	1.5	42.5	21.5	2.4	15	36

本节基于搭建的联合仿真模型, 并结合第 2 节构建的系统数学模型以及约束优化法中的三个约束条件, 在求得优选传动比区间后, 通过建压响应仿真、齿轮参数选型等得到了推荐的两组齿轮副组合。

4 既定齿轮副方案有限元分析

4.1 前处理

齿面磨损受到材料、热处理、安装、环境等多种因素影响, 不作为研究重点, 文章主要针对齿根强度和疲劳进行研究。

对方案 A 和方案 B 两组齿轮副进行三维建模, 将模型导入有限元分析软件 Workbench 瞬态动力学模块中。

(1) 在 SpaceClaim 中对三维模型进行编辑, 为提高网格质量, 清理齿上的倒角、小边等几何特征。

(2) 分别选中主动轮和从动轮的轮齿两侧面, 并分别创建 Named Selection, 定义主、从动轮轮齿之间为摩擦因数为 0.15 的有摩擦接触, 如图 16 所示。分别选中主、从动轮中心孔内表面, 创建各自的转动副。

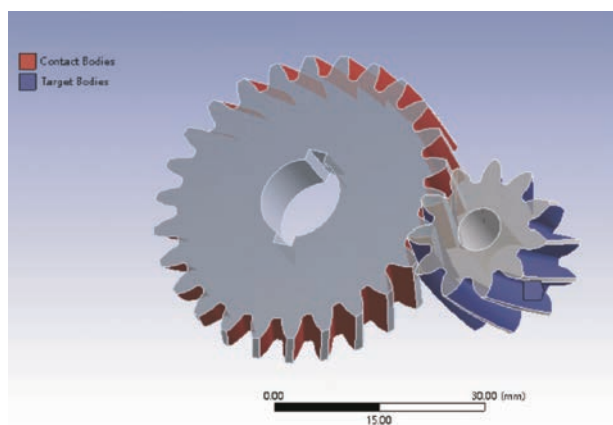


图 16 定义轮齿面有摩擦接触

(3) 由于斜齿形状的不规则, 选择四面体网格进行划分, 如图 17 所示, 方案 A 网格数量 40 820, 节点数量为 97 668, 方案 B 网格数量 47 624, 节点数量为 78 844。

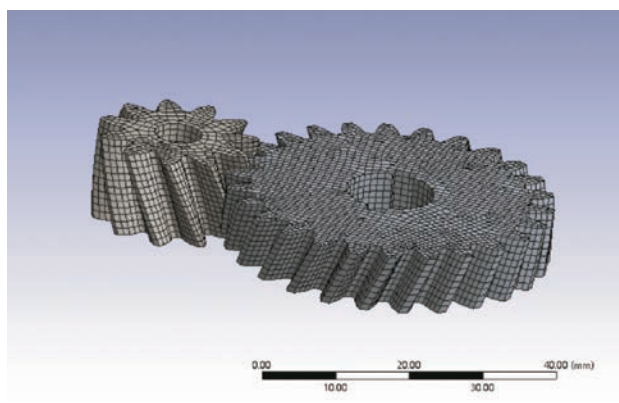


图 17 网格划分

(4) 通过换算最大建压的要求, 得到在从动轮转动副上添加载荷转矩 $11.5 \text{ N} \cdot \text{m}$, 为提高求解速度, 在主动轮转动副上添加旋转角度 30° , 设置求解时间为 1 s, 分析步 1, 最小子步 5, 初始子步 150 等, 进行求解。

4.2 强度分析计算

通过瞬态动力学分析后, 从应力云图(图 18、19)可以看出, 方案 A 和方案 B 最大应力点均发生在齿根处, 分别是 236.54 MPa 和 188.91 MPa, 方案 A 中齿轮根部受力明显大于方案 B。

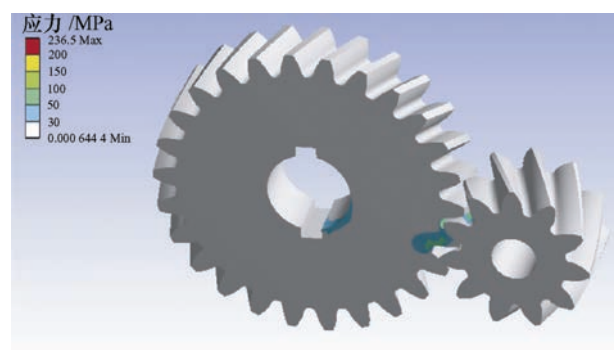


图 18 方案 A 的齿轮副等效应力云图

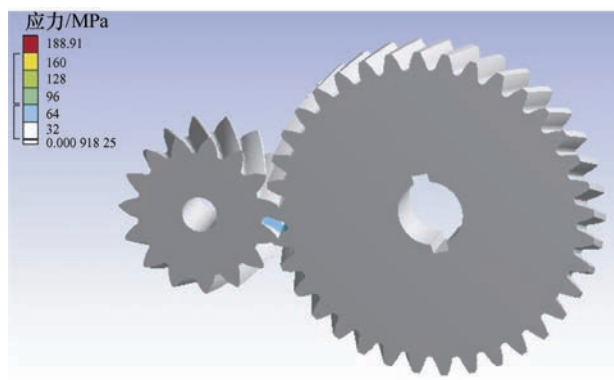


图 19 方案 B 的齿轮副等效应力云图

4.3 疲劳寿命分析

疲劳破坏是机械结构件失效的主要原因之一, 因此, 有必要对齿轮副进行疲劳寿命的研究。在实际工程中, Miner 线性累计损伤理论被广泛运用于交变载荷作用下构件的疲劳寿命分析。Design Life 是 nCode 公司开发的一款 CAE 疲劳分析软件, 同时具备有 S-N、E-N、焊缝等多种疲劳分析模型, 可以集成至 Workbench 中, 实现高效的联合仿真。

Design Life 进行疲劳分析时, 同有限元分析类似, 概括为 3 个步骤: 前处理、求解、后处理(结果查看); 在前处理中, 最为关键的是有限元分析结果的导入、材料映射以及载荷映射。材料性能、表面处理工艺等对构件的疲劳寿命有至关重要的作用, 由于本文只是提出系统性的优化设计方法, 因此, 不对材料和工艺进行重点研究。该齿轮对的材料选择 Cr-Mo SAE4142, 软件材料库中自带此材料的 S-N 曲线, 表面加工处理方式选择为 machined。

通过查看计算结果, 如图 20 所示, 可以得到, 方案 A 齿轮对的最小寿命为 $8.716e^9$, 发生在节点 24 213 处。而方案 B 齿轮对无疲劳破坏的风险, 如图 21 所示。综合有限元强度分析和疲劳分析结果, 方案 B 表现出更好的可靠性, 因此, 选用方案 B 更加合适。

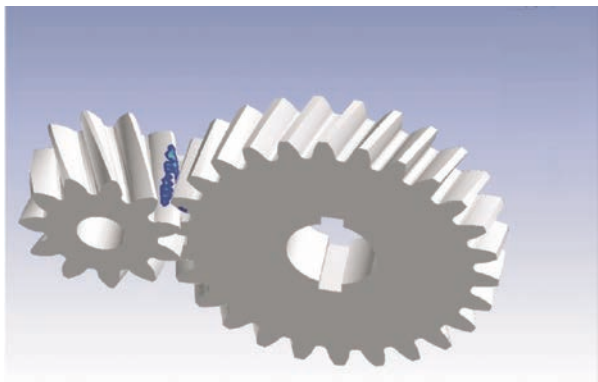


图 20 方案 A 齿轮对疲劳分析结果

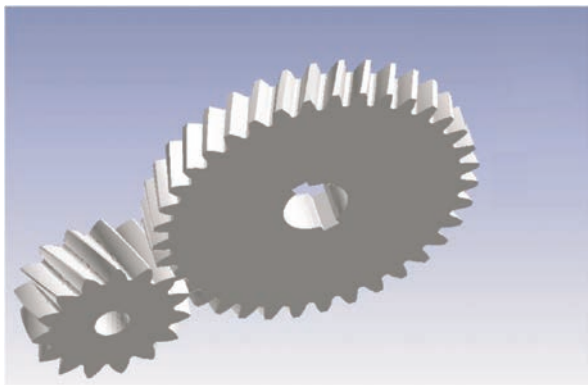


图 21 方案 B 疲劳分析结果

5 试验

按照前述设计方案, 生产加工了集成式线控制动系统部件, 并组装了具备电控的试验样机, 针对该试验样机搭建了测试台架, 如图 22 所示, 对轮缸增压过程进行测试。



图 22 测试台架

由图 23 可以看出, 轮缸压力达到 10 MPa 时, 所需时间为 182 ms, 最大建压能力超过 18 MPa, 符合设计目标要求。

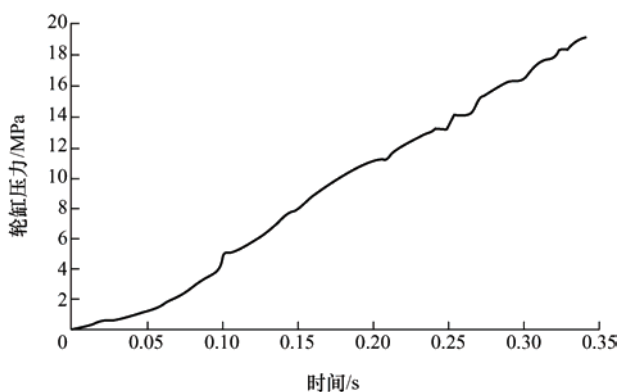


图 23 建压能力及建压速度测试结果

6 结论

(1) 针对传动机构为单级齿轮副+滚珠丝杠组合形式的 One Box 伺服建压单元, 建立了从电机到轮缸液压力的数学模型, 分析了建压时间和传动比的约束关系。

(2) 在给定电机、液压性能和尺寸限制等约束条件下, 基于传动机构的数学模型, 构建了 Matlab/Simulink 与 AMESim 联合仿真模型, 将联合仿真模型作为类似数值计算的求解器并通过 KISSsoft 软件, 求解了最优传动比。

(3) 针对优化设计得到的两组齿轮副, 运用有

限元分析方法进行了强度校核和疲劳寿命分析,最后给出方案 B,即:传动比 2.4,主动轮齿数 15,从动轮齿数 36 的齿轮副为优选方案,通过台架试验证实了所设计的传动机构可以满足目标压力和建压速度的要求,为类似产品的优化设计提供了有效的参考方法。

参 考 文 献

- [1] 余卓平, 韩伟, 徐松云, 等. 电子液压制动系统液压力控制发展现状综述[J]. 机械工程学报, 2017, 53(14): 1-15.
YU Zhuoping, HAN Wei, XU Songyun, et al. Review on hydraulic pressure control of electro-hydraulic brake system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 1-15.
- [2] 周明岳, 武振江, 冯天骥. 线控制动技术现状及趋势综述[J]. 中国汽车, 2020(7): 51-57.
ZHOU Mingyue, WU Zhenjiang, FENG Tianji. Overview of the status and tendency of vehicle brake-by-wire technology[J]. China Auto, 2020(7): 51-57.
- [3] 李亮, 王翔宇, 程硕, 等. 汽车底盘线控与动力学域控制技术[J]. 汽车安全与节能学报, 2020, 11(2): 143-160.
LI Liang, WANG Xiangyu, CHENG Shuo, et al. Technologies of control-by-wire and dynamic domain control for automotive chassis[J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2020, 11(2): 143-160.
- [4] 徐哲. 汽车线控液压制动系统特性及控制研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
XU Zhe. Research on characteristic and control of electro-hydraulic brake system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014.
- [5] 丁明慧. 乘用车线控液压制动系统执行器动态特性研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
DING Minghui. Research on actuator dynamic characteristics of hydraulic brake-by-wire system for passenger car[D]. Changchun: Jilin University, 2018.
- [6] 赵洵. 汽车线控制动系统动态测试、建模与控制方法研究[D]. 北京: 清华大学, 2018.
ZHAO Xun. Research on dynamic test, modeling and control strategy of vehicle brake by wire system[D]. Beijing: Tsinghua University, 2018.
- [7] 董雪梅. 汽车线控制动技术的研究与分析[J]. 汽车实用技术, 2019(5): 123-125.
DONG Xuemei. Research and analysis of vehicle brake by wire technology[J]. Automobile Applied Technology, 2019(5): 123-125.
- [8] 刘亚欧, 李睿申, 李晶. 电子机械制动系统应用及关键技术分析[J]. 汽车工程师, 2020(2): 45-47.
LIU Yaou, LI Ruishen, LI Jing. Application and key technology analysis of electromechanical braking system[J]. Auto Engineer, 2020(2): 45-47.
- [9] 罗伯特. 博世有限公司. 旋转/平动转换器传动装置: 中国, CN201610610511.4[P]. 2017-02-15.
ROBERT BOSCH GMBH. Rotation/translation converter gear unit: China, CN201610610511.4[P]. 2017-02-15.
- [10] 罗伯特. 博世有限公司. 活塞泵组: 中国, CN201680069531.3 [P]. 2021-07-23.
ROBERT BOSCH GMBH. Piston pump assembly: China, CN201680069531.3 [P]. 2021-07-23.
- [11] ZF 主动安全有限公司. 用于液压制动系统的组件以及车辆制动系统: 中国, CN201680069531.3 [P]. 2020-07-17.
ZF Active Safety GmbH. Assembly for a hydraulic brake system, and vehicle brake system: China, CN201680069531.3 [P]. 2020-07-17.
- [12] 大陆-特韦斯贸易合伙股份公司及两合公司. 制动操作单元: 中国, CN201280050385.1 [P]. 2016-06-08.
CONTINENTAL TEVES AG&CO.OHG. Brake actuating unit: China, CN201280050385.1 [P]. 2016-06-08.
- [13] 闻邦椿. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
WEN Bangchun. Mechanical design handbook[M]. Beijing: China Machine Press, 2010.
- [14] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 17587—2008 滚珠丝杠副[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. GB/T 17587—2008 Ball screws[S]. Beijing: Standards Press of China, 2008.
- [15] 芜湖伯特利电子控制系统有限公司. 一种液压发生装置: 中国, 201810594847.5[P]. 2018-06-11.
BETHEL AUTOMOTIVE SAFETY SYSTEMS CO., LTD. Hydraulic generation device: China, 201810594847.5[P]. 2018-06-11.
- [16] TODESCHINI F, FORMENTIN S, PANZANI G, et al. Nonlinear pressure control for bbw systems via dead-zone and antiwindup compensation[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2015, 24(4): 1419-1431.
- [17] YANG X, LI J, MIAO H, et al. Hydraulic pressure control

- and parameter optimization of integrated electro-hydraulic brake system[R]. SAE Technical Paper , No. 2017-01-2516, 2017.
- [18] LI J, YANG X, MIAO H, et al. Co-simulation research of integrated electro-hydraulic braking system[R]. SAE Technical Paper, 2016-01-1647, 2016.
- [19] 上官文斌, 梁士强, 蒋开洪, 等. 集成式电液制动系统建模与压力控制方法研究[J]. 北京理工大学学报, 2019, 39(4): 413-418.
- SHANGGUAN Wenbin , LIANG Tuqiang , JIANG Kaihong , et al. Modeling and pressure control of integrated electro-hydraulic brake system[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2019, 39(4): 413-418.
- [20] HE X, JI X, YANG K, et al. Autonomous emergency braking control based on hierarchical strategy using integrated-electro-hydraulic brake system[R]. SAE , 2017-01-1964, 2017.
-
- 作者简介: 刘海超, 男, 1986 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机械设计、制动系统结构优化设计。
E-mail: b20190263@xs.ustb.edu.cn