

覃凌云,杨书仪,陈哲吾,等. 基于复合优化方法的导向架结构设计[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2022, 37(1): 43-50. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2022.01.007

QIN L Y, YANG S Y, CHEN Z W, et al. Structural Design of Guided Frame Based on Composite Optimization Method [J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition) , 2022, 37(1):43-50. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2022.01.007

基于复合优化方法的导向架结构设计

覃凌云¹,杨书仪^{1*},陈哲吾¹,郭勇²

(1.湖南科技大学 机电工程学院,湖南 湘潭 411201;2.湖南科技大学 机械设备健康维护湖南省重点实验室,湖南 湘潭 411201)

摘要:以履带车辆台架试验平台的关键部件导向架为研究对象,结合拓扑优化与多目标优化方法,提出导向架的优化策略.首先,在设计初期为了达到快速减轻其质量的目的,基于变密度法对导向架进行拓扑优化;然后,利用 Workbench 建立导向架的参数化模型,通过中心复合设计法选取有限元结构分析样本点,并通过样本点和响应值建立最大应力、最大变形及质量的二阶多项式响应面模型;最后,基于遗传优化算法建立以静应力最大变形量、最大应力和质量为目标函数与约束条件的多目标优化模型,实现了导向架的多目标优化.优化结果表明:优化前后导向架性能都有不同程度的改善.

关键词:履带车辆;导向架;变密度法;响应面法;多目标优化

中图分类号:TH122 文献标志码:A 文章编号:1672-9102(2022)01-0043-08

Structural Design of Guided Frame Based on Composite Optimization Method

QIN Lingyun¹, YANG Shuyi¹, CHEN Zhewu¹, GUO Yong²

(1. School of Mechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China;

2. Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment,

Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China)

Abstract: Taking guided frame, the key component of track vehicle bench test platform's, as the research object. The guided frame's optimization strategy is proposed by the combination of topology optimization and multi-objective optimization method. Firstly, in order to reduce the mass of guide frame as soon as possible, the topology optimization of the guided frame is carried out based on variable density method. Then, the parametric model of the guided frame is constructed with Workbench. The central composite design experiment method is used to select structure finite element analysis samples in design space. The two-order polynomial response surface model of maximum deformation, maximum deformation and mass is established according to the samples and its response values. Based on the genetic optimization algorithm, a multi-objective optimization model is established by taking maximum deformation, maximum stress and mass as the objective function and constraints. The multi-objective optimization of the guided frame is realized. The optimization results show that the performance of the guided frame before and after optimization have been improved to some extent.

Keywords: track vehicle; guided frame; variable density method; response surface methodology; multi-objective optimization

收稿日期:2019-10-18

基金项目:湖南省研究生科研创新项目资助(CX2018B668);国防基础科研计划项目资助(JCKY2018****009)

*通信作者,E-mail: ysy822@126.com

履带车辆行驶工况复杂,为了获得履带车辆准确的动态特性,在其设计研发与试验阶段,需要对车辆进行环境模拟和振动测试,获取和再现履带车辆时变振动特征^[1]。目前,主要通过仿真和试验2种方法来进行研究。在仿真分析方面,Rubinstein D等^[2]基于LMS-DADS建立了M113履带式装甲运输车的动力学模型对车辆的动力学性能进行预测;Banerjee S等^[3]利用MATLAB建立了油气悬挂的非线性运动控制方程,分析了其非线性特性与履带车辆平顺性的关系;孟磊^[4]、陈媛媛^[5]等分别建立了履带车辆多体动力学模型,对车辆在越壕、爬垂直壁等工况下的动态特性进行分析。在试验研究方面,朱兴高^[6]基于整车道路模拟试验台,以履带车辆4种典型路面考虑履带效应后的几何高程信号为输入,获取了履带车辆在铺面路、砂石路、起伏路、戈壁路上以不同速度行驶时的动态特性。综上所述,国内外学者在对履带车辆动态特性的研究上已经取得了大量成果。但在试验研究方面目前仍然没有实现带履带测试,即采用激振器直接对负重轮进行激励,无法反映履带车辆真实的履带滤波效应。

基于以上问题,本文设计了一种能够实现台架试验平台开展履带车辆动态特性测试时带履带激振要求的十字滑块过渡激振机构。而在实际情况中,路面激励是直接作用在履带上,没有过渡激振机构中的导向架等附加质量;导向架作为实现激振轮与负重轮同步运动的关键部件,需要跟随激振轮在竖直方向做往复运动,故为了减轻激振器的负载,希望在保证其足够动静刚度的前提下,质量越轻越好。因此,以履带车辆台架试验平台的关键部件导向架为研究对象,针对导向架的实际设计需求,首先对导向架进行了拓扑优化,在拓扑优化的基础上对导向架进行高静刚度、轻质量的多目标优化,以实现导向架结构的最优化设计。

1 过渡激励机构简介及载荷计算

1.1 过渡激励机构简介

在履带车辆振动环境模拟试验中,在负重轮受到路面激励上抬过程中,与车身和负重轮均铰接的平衡肘会绕其和车身的铰接中心做弧形摆动,即使负重轮产生竖向和横向2个方向的位移,由于履带的存在,这2个方向的自由度不能完全释放,使激振器的作用力无法作用在负重轮质心,给履带车辆带履带激振模拟造成了困难。负重轮的运动形式如图1所示。

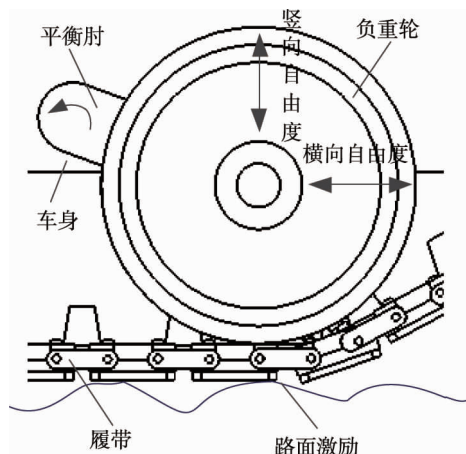


图1 负重轮运动

为此,提出了一种基于十字滑块过渡激励机构的同步激振策略来解决这一问题,其机构原理和整体结构如图2和图3所示。

履带车辆开展振动试验时,激振液压缸竖向(Y)激励导辊1,通过激振轮2作用到履带8上,履带8传递到负重轮11上的作用力,使负重轮11绕平衡肘12与车身铰接点转动,负重轮在竖向、横向(X)产生位移。与负重轮固定连接的导向支撑叉9和竖直接动杆4内导向孔,以及竖直接动杆4与导向架3之间的竖向直线导轨5形成的竖向滑动副释放了负重轮和履带与激振轮之间的竖向自由度,保证了竖向的无约束激励。导块10与固连在滑块支座7上的横向直线导轨6形成的横向滑动副,允许水平导块10带动竖直接动杆4相对于滑块支座7横向移动,释放了负重轮和激振轮的横向自由度,使激振轮、履带和负重轮同步

产生横向位移,从而实现履带车辆开展台架试验时带履带同步激振.

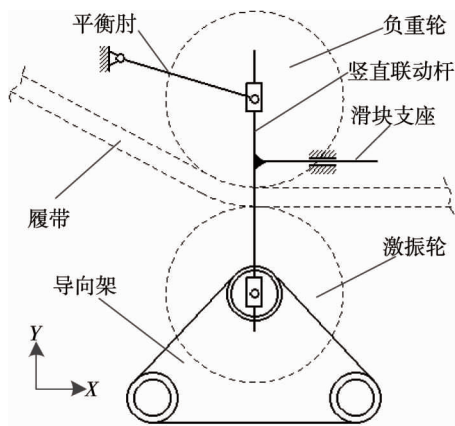
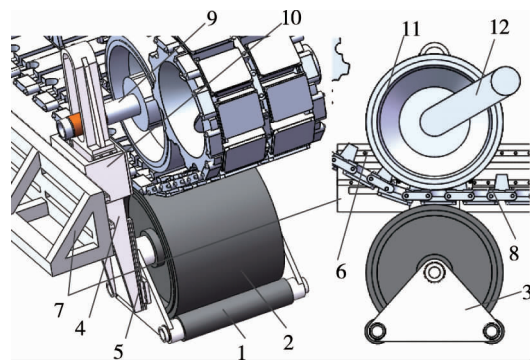


图 2 过渡激振机构原理



1.导辊 2.激振轮 3.导向架 4.竖直联动杆 5.纵向直线导轨 6. 横向直线导轨 7. 滑块支座 8.履带 9.导向支撑叉 10.导块 11.负重轮 12.平衡肘

图 3 过渡激振机构结构

1.2 导向架载荷计算

当激振器的激振力 F 作用在导辊上,促使激振轮及导向架受力上升从而推动负重轮向上运动,如图 4 所示,与负重轮和车身均铰接的平衡肘绕其与车体的铰接中心 O 做弧形摆动,使负重轮产生水平方向(X)上的惯性加速度,经过竖直联动杆的传递,使激振轮及导向架跟随负重轮在水平方向做同步运动,即使激振轮及导向架在水平方向上与负重轮具有相同的惯性加速度,故导向架除了上部轴承安装孔处受到来自激振器垂直方向上(Y)的激振力 F 外,导向架上纵向直线导轨的安装孔处还受到激振轮组件在做横向往复运动时在水平方向产生的惯性力 F_1 作用.图 4~图 5 中: F 表示激振力, $F=230 \text{ kN}$; β 表示平衡肘倾角, $\beta=32.75^\circ$; a 表示簧下质量最大加速度, $a=20g$; m_1 表示激振轮组件质量, $m_1=75 \text{ kg}$.导向架的受力分析图如图 5 所示.

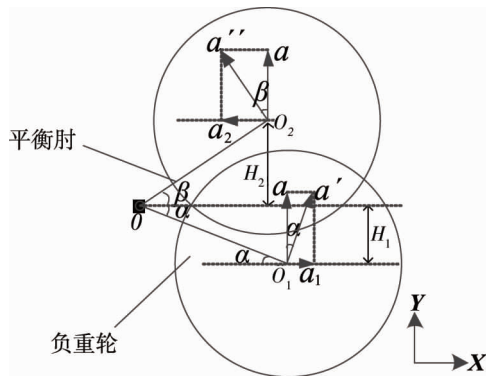


图 4 负重轮加速度分解

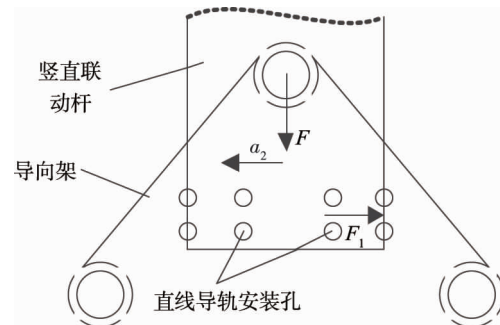


图 5 导向架受力分析

负重轮上升至最大行程时分解到水平方向(X)的加速度在整个运动过程中最大为 a_2 , 激振轮及导向架由于竖直联动杆的连接使得其与负重轮作同步运动,故激振轮及导向架在水平方向的加速度为 a_2 .则导向架直线导轨安装处(共 8 个安装孔)在水平方向所受最大惯性力为 F_1 .

$$F_1 = m_1 a_2; \tag{1}$$

$$a_2 = a \tan \beta. \tag{2}$$

将上述参数值代入式(1)和式(2)可得, F_1 为 9 450 N, 则每个直线导轨安装孔受力为 1 182 N.

2 导向架拓扑优化

2.1 导向架有限元模型的建立

导向架材料采用铝合金 7075,其密度、弹性模量、泊松比和屈服强度分别为 $2\,770 \text{ kg/m}^3$, $71\,000 \text{ MPa}$, 0.33 和 455 MPa .导向架外形为三角形,导向架上有若干轴承和直线导轨安装孔.采用 SolidWorks 建立其三维模型,以 parasolid.xt 格式导入有限元软件中,设置网格划分单元大小为 5 mm ,对导向架划分六面体网

格,得到 173 402 个节点和 44 747 个单元,且经检验网格质量良好.导向架有限元模型如图 6 所示.

2.2 载荷与约束的施加

由上述计算可知,导向架主要受到的力包括两部分,一是作用在上部轴承安装孔处的竖向激振力 F ,二是作用在直线导轨安装孔处水平方向上的惯性力 F_1 ,对导向架下部 2 个轴承安装孔施加 Y 方向位移约束,对上部轴承安装孔及滑块安装孔施加 Z 方向的位移约束,并对导向架下底边施加 X 和 Z 方向的位移约束,如图 7 所示.

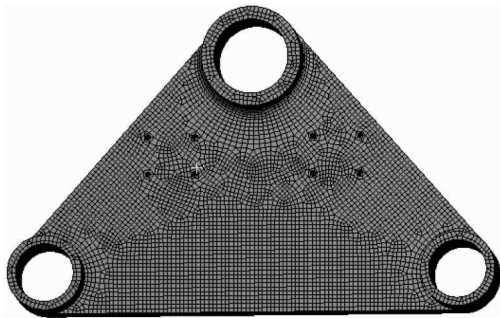


图 6 导向架有限元模型

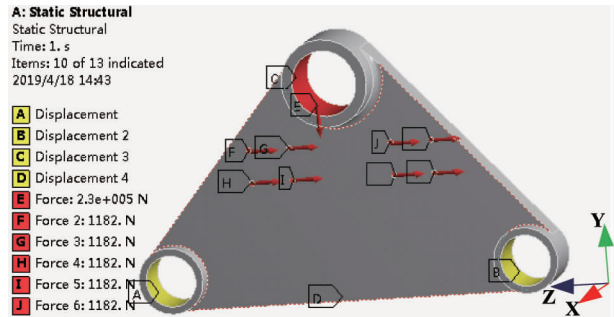


图 7 载荷与约束的施加

2.3 拓扑优化

常用的拓扑优化方法有均匀化法和变密度法^[7-8],文中采用基于各向同性材料惩罚模型(SIMP)的变密度法对导向架进行优化设计.设定所有边界条件为非优化区域,定义体积响应和应变能响应,以体积缩减 40%为约束条件,以最小柔顺度为目标函数^[9-10]对导向架进行优化,共进行 18 次迭代得到最终的优化结果,如图 8 所示.

在拓扑优化结果基础上对导向架初始结构进行改进.设计时,导向架各处厚度及尺寸均采用经验设计尺寸.如图 9 所示,经过一次优化设计后导向架质量为 10.717 kg.



图 8 导向架拓扑优化结果

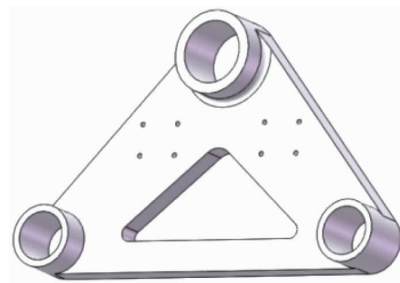


图 9 拓扑优化后导向架模型

对拓扑优化后的导向架进行有限元分析,导向架总位移云图和等效应力云图如图 10 和图 11 所示.

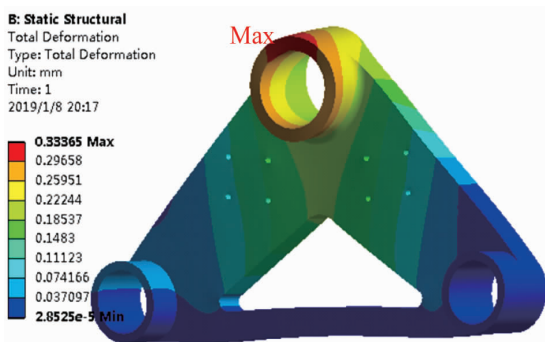


图 10 导向架总位移云图

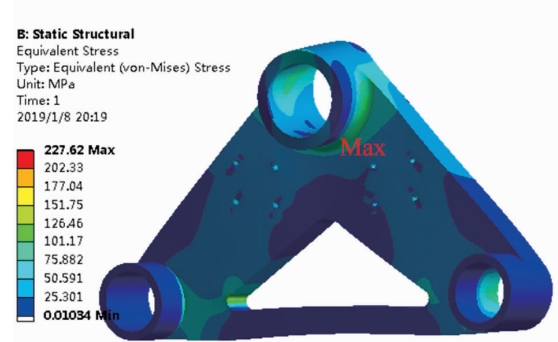


图 11 导向架等效应力云图

由图 10 可知,导向架在静力载荷作用下,最大变形发生在导向架上部轴承安装孔上部,最大静变形量为 0.333 65 mm.由图 11 可知,导向架在静力载荷作用下,导向架受到的静应力最大值出现在上部轴承安

装孔的颈部,最大值为 227.62 MPa,该值远远小于铝合金 7075 的屈服强度 455 MPa,安全系数高.由以上分析可知导向架在经过拓扑优化后满足设计要求,但由于导向架的厚度、宽度及圆角等尺寸均采用经验设计尺寸,并不一定是最优尺寸,故需要在此基础上对导向架的结构尺寸进行进一步优化.

3 导向架多目标优化

3.1 响应面模型的建立

3.1.1 初始设计变量的选取

根据导向架具体结构尺寸与有限元分析结果,选取 $x_1 \sim x_8$ 作为优化设计变量,并根据实际经验给定具体参数取值范围,如表 1 和图 12 所示.

表 1 导向架优化设计变量

序号	设计变量	初始参数	下限值	上限值
1	x_1	35	30	40
2	x_2	79	70	88
3	x_3	32	30	34
4	x_4	330	310	350
5	x_5	130	115	145
6	x_6	12	10	14
7	x_7	26	22	30
8	x_8	12	10	14

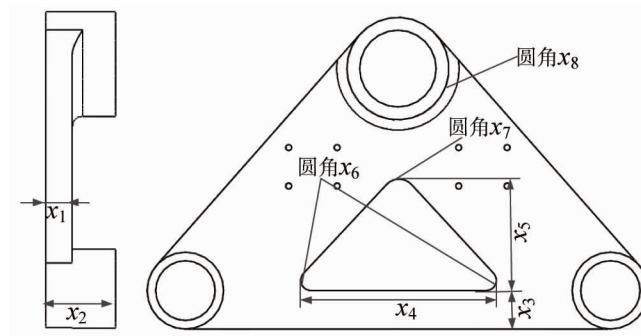


图 12 导向架结构

3.1.2 试验设计

试验点的选取对响应面的建立具有重要意义.文中采用由 BOX^[11] 等提出的中心复合试验设计(CCD)生成试验点,对于 n 个因子两水平的情况,试验点 z 由中心点、轴向点以及析因点 3 部分组成,其关系式^[12]如式(3)和表 2 所示.

$$z = 2^{n-\xi} + 2n + 1. \quad (3)$$

表 2 设计变量与试验点个数的关系

设计变量数 n	1	2	3	4	5	6	7	8
析因系数 ξ	0	0	0	0	1	1	1	2
试验点个数 z	5	9	15	25	27	45	79	81

文中共选取 8 个设计变量,通过中心复合试验设计构造出 81 个试验设计点.

3.1.3 响应面模型

响应面法(Response Surface Methodology, RSM)是一种通过试验设计理论得到目标函数和约束条件的响应面模型,来预测非试验点的响应值的方法^[13].通过建立响应面可获得输入与输出间的函数关系,这种函数关系把复杂的输入-输出响应,简化成一个容易处理的函数或曲面(响应面).文中采用 Workbench 内

置的二阶多项式响应面函数^[14]来构建最大应力、最大变形和质量响应面模型,这里由于篇幅限制,只列出了部分响应曲面,这些曲面分别反映了这些设计变量变化时相应目标函数与约束函数的变化情况,如图13所示.

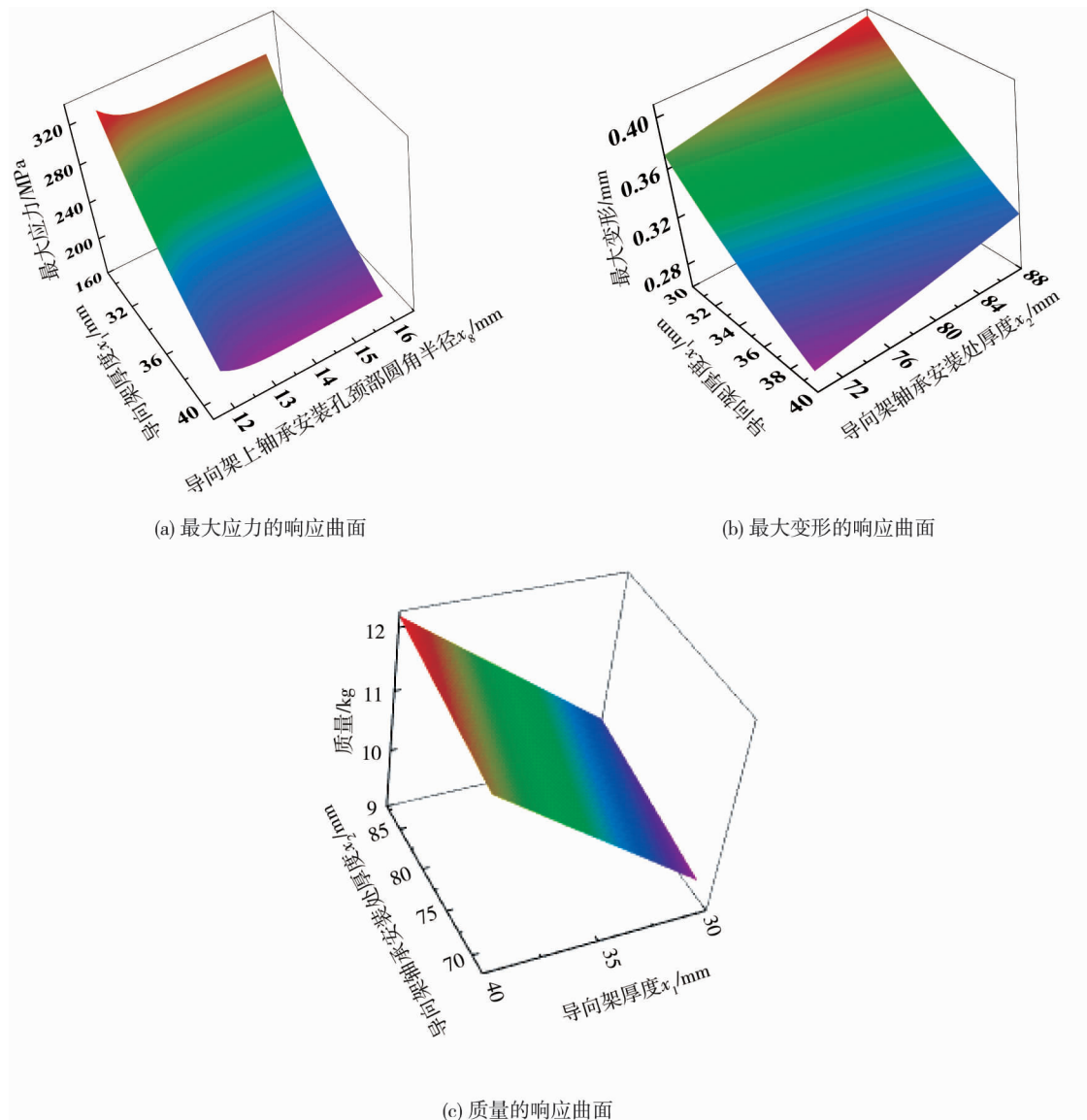


图13 响应曲面

生成响应面后,可利用决定系数 R^2 ,调整决定系数 R_a^2 和均方根差 σ_{RMSE} 对响应面的精度进行评估,响应面拟合度量值如表3所示.

表3 拟合度量值

目标函数	$R^2/\%$	$R_a^2/\%$	σ_{RMSE}
最大变形	99.965	99.985	0.001 3
最大应力	99.732	99.859	0.006 8
质量	99.835	99.988	0.003 5

由表3可知构建的响应面模型质量高,能够反映局部与全局特点,具有较好的预测能力.

3.2 基于遗传算法的多目标优化

3.2.1 优化数学模型

优化过程中,希望在保证导向架具有足够的强度的同时,质量最轻,变形最小.基于上述构建的响应面模型,以导向架质量和最大变形为优化目标,最大等效应力为约束条件,建立导向架的多目标优化设计数

学模型为

$$\begin{aligned} & \min m; \\ & \min \delta(\mathbf{X}); \\ & \text{s.t.} \begin{cases} \sigma(\mathbf{X}) \leq \sigma_0; \\ \mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_8)^T; \\ x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max} (i = 1, 2, \dots, 8). \end{cases} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: \mathbf{X} 为优化设计变量; x_{\min} 为设计变量下限; x_{\max} 为设计变量上限; $\delta(\mathbf{X})$ 为导向架最大静变形; $\sigma(\mathbf{X})$ 为导向架最大应力; σ_0 为优化前导向架所受的最大静应力.

3.2.2 多目标优化过程及结果

求解多目标优化问题 Pareto 解的方法很多,文中采用基于 Pareto 解的 NSGA-II 算法^[15-16]来解决式(4)的多目标优化问题,该算法通用性强、鲁棒性好.首先采用 Shifted Hamersley 抽样方法在设计空间抽取排序靠前 200 的样本点作为初始种群,然后利用多目标遗传优化算法(MOGA)对目标函数进行优化求解,设定最大进化迭代数为 100 次,得到优化问题的 Pareto 最优解如图 14 所示.

由图 14 可知导向架变形量与质量之间是相互矛盾的,当质量较小时导向架的总体位移较大,故不存在一个最优设计点使得这 2 个目标同时达到最优,故要根据目标期望对这 2 个目标进行权衡,从 Pareto 解集中选取 3 组最合适的候选方案,如表 4 所示.

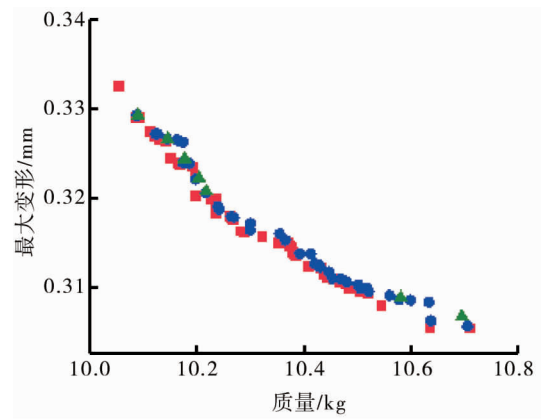


图 14 Pareto 解集

表 4 优化解集

序号	最大变形/mm	最大应力/MPa	质量/kg
1	0.316 46	197.25	10.281
2	0.318 52	197.13	10.235
3	0.326 74	216.49	10.127

这里希望质量轻、变形小的同时静应力较小,所以选择第 2 组候选点作为最终设计方案.为了便于加工和生产,需要根据设计变量与性能指标的关系对设计变量进行修正.修正结果如表 5 所示.

表 5 导向架设计变量优化前后对比

序号	初始参数	优化后参数	取整值
x_1	35	34.304	34
x_2	79	70.186	70
x_3	32	30.176	30
x_4	330	310.920	311
x_5	130	143.230	143
x_6	12	13.175	13
x_7	26	28.365	28
x_8	12	12.726	13

为了说明导向架经过拓扑优化和多目标优化 2 次优化后性能的提升,将优化前后的各项性能指标进行对比,结果如表 6 所示.由表 6 可知,2 次优化后相对于优化前最大变形量减少 8.42%,质量减轻 20.27%,同时最大应力降低了 19.73%.

表6 优化前后结果对比

参数	最大变形	最大应力	质量
优化前	0.341 32 mm	234.52 MPa	12.742 kg
优化后	0.318 52 mm	197.13 MPa	10.235 kg
设计参数修正	0.312 58 mm	188.35 MPa	10.159 kg
减小比例/%	8.42	19.73	20.27

4 结论

1)以履带车辆台架试验平台的关键部件导向架为研究对象,结合拓扑优化法和多目标优化法对导向架进行结构设计.经过2次优化后,导向架的质量、最大静变形和最大静应力分别降低了20.27%,8.42%和19.73%.

2)拓扑优化与多目标优化相结合的复合优化方法优化效果明显,可为机械产品的快速优化设计提供参考.

参考文献:

- [1] 丁法乾. 履带式装甲车辆悬挂系统动力学[M]. 北京:国防工业出版社, 2004: 49-57.
- [2] Rubinstein D, Hitron R. A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicles[J]. Journal of Terramechanics, 2004, 41(2/3): 163-173.
- [3] Banerjee S, Balamurugan V, Krishnakumar R. Ride dynamics mathematical model for a single station representation of tracked vehicle[J]. Journal of Terramechanics, 2014, 53:47-58.
- [4] 孟磊. 履带车辆行动系统及软地面的动力学建模与分析[D]. 北京:北京理工大学, 2016.
- [5] 陈媛媛. 履带车辆行动系统动力学仿真分析[D]. 沈阳:沈阳理工大学, 2012.
- [6] 朱兴高. 高速履带车辆负重轮系—履带—地面耦合动态特性研究[D]. 北京:北京理工大学, 2015.
- [7] Eshenauer H A, Olhoof N. Topology optimization of continue structures; a review[J]. Applied Mechanics Reviews, 2001, 54(4): 331-389.
- [8] 赵海鸣, 蒋彬彬, 李密. 基于拓扑优化与多目标优化的机床底座结构设计[J]. 机械设计与研究, 2018, 34(4): 100-105.
- [9] 彭艳华, 管贻生, 张宪民, 等. 基于复合优化方法立式数控加工中心的多目标优化设计[J]. 振动与冲击, 2012, 31(6): 48-52.
- [10] Matsui K, Terada K. Continuous approximation of material distribution for topology optimization[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2004, 59(14): 1925-1944.
- [11] Box G E P, Draper N R. Experimental model building and response surfaces[M]. New York: John Wiley & Sons, 1987.
- [12] 张志红, 何桢, 郭伟. 在响应曲面方法中三类中心复合设计的比较研究[J]. 沈阳航空工业学院学报, 2007(1): 87-91.
- [13] 姜衡, 管贻生, 邱志成, 等. 基于响应面法的立式加工中心动静态多目标优化[J]. 机械工程学报, 2011, 47(11): 125-133.
- [14] 胡俊峰, 徐贵阳, 郝亚洲. 基于响应面法的微操作平台多目标优化[J]. 光学精密工程, 2015, 23(4): 1096-1104.
- [15] Poles S, Fu Y, Rigoni E. The effect of initial population sampling on the convergence of multi-objective genetic algorithms [J]. Multi-objective Programming and Goal Programming: Theoretical Results and Practical Applications, 2009, 618: 123-133.
- [16] Fu Y, Diwekar U M. An efficient sampling approach to multi-objective optimization[J]. Annals of Operation Research, 2004, 132: 109-134.