

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2022.S2.036

基于改进NSGA-Ⅱ的大功率拖拉机变速箱箱体多目标优化

张延安 杜岳峰 毛恩荣 孟青峰 朱忠祥

(中国农业大学工学院,北京 100083)

摘要:为实现大功率拖拉机变速箱箱体在强度、刚度要求下的轻量化,提出一种基于改进非支配排序遗传算法(Non-dominated sorting genetic algorithm-Ⅱ,NSGA-Ⅱ)的大功率拖拉机变速箱箱体多目标优化方法。首先,分析大功率拖拉机变速箱箱体的受力情况,提出承载式变速箱箱体的静力学仿真分析方法,利用ANSYS分析箱体的强度、刚度;然后,引入K-均值聚类算法、正态分布交叉算子(Normal distribution crossover,NDX)和差分变异搜索策略改进NSGA-Ⅱ算法,并开展算例测试,结果表明,改进NSGA-Ⅱ的解集分布均匀性和算法稳定性均优于NSGA-Ⅱ,寻优效果更好,验证了所提算法的有效性与优越性;最后,基于改进NSGA-Ⅱ算法开展变速箱箱体多目标优化,对优化后的箱体进行仿真分析验证。结果表明,优化后的箱体质量、最大变形量、最大应力分别为168.16 kg、0.449 mm、215 MPa,优于NSGA-Ⅱ的168.16 kg、0.454 mm、216.12 MPa,在满足强度、刚度要求的前提下达到了轻量化的目的,同时进一步验证了本文算法在解决大功率拖拉机变速箱箱体多目标优化问题中的有效性和优越性。研究可为大功率拖拉机变速箱箱体的仿真、优化过程提供方法参考。

关键词:大功率拖拉机;变速箱箱体;改进非支配排序遗传算法;K-均值聚类算法

中图分类号: S219.032.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2022)S2-0310-10

Multi-objective Optimization of High-horsepower Tractor Gear Box Based on Improved NSGA-Ⅱ

ZHANG Yan'an DU Yuefeng MAO Enrong MENG Qingfeng ZHU Zhongxiang
(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to realize the lightweight of the high-horsepower tractor gear box under the requirements of strength and stiffness, a multi-objective optimization method for high-horsepower tractor gear box based on an improved non-dominated sorting genetic algorithm-Ⅱ (NSGA-Ⅱ) was proposed. Firstly, the force of the gear box was analyzed, and the statics simulation analysis method of the load-bearing gear box was proposed. The strength and stiffness performance of the gear box were simulated and analyzed by ANSYS. Then, K-means clustering algorithm, normal distribution crossover (NDX) and differential mutation search strategy were introduced to improve the NSGA-Ⅱ algorithm, and example tests were carried out. The results showed that the solution set distribution uniformity and stability of the improved NSGA-Ⅱ were better than NSGA-Ⅱ, and the optimization effect was better, which verified the effectiveness and superiority of the proposed algorithm. Finally, the multi-objective optimization of the gear box was carried out based on the improved NSGA-Ⅱ algorithm, and the simulation analysis and verification of the optimized gear box were carried out. The results showed that the mass, maximum deformation and maximum stress of the optimized gear box were 168.16 kg, 0.449 mm, and 215 MPa, respectively, which were better than 168.16 kg, 0.454 mm, and 216.12 MPa of NSGA-Ⅱ. That realized the lightweight of the high-horsepower tractor gear box under the requirements of strength and stiffness, and further verified the effectiveness and superiority of the proposed algorithm in solving the multi-objective optimization problem of high-horsepower tractor gear box, and the research results provided a method reference for the simulation and optimization of the high-horsepower tractor gear box.

Key words: high-horsepower tractor; gear box; improved non-dominated sorting genetic algorithm-Ⅱ; K-means clustering algorithm

收稿日期:2022-06-15 修回日期:2022-08-11

基金项目:国家重点研发计划项目(2020YFB1713502)和烟台市校地融合发展项目(2021XDRHXMP29)

作者简介:张延安(1993—),男,博士生,主要从事农机装备数字化设计与自动控制技术研究,E-mail: yanan@cau.edu.cn

通信作者:杜岳峰(1984—),男,副教授,博士生导师,主要从事农机装备数字化设计与自动控制技术研究,E-mail: dyf@cau.edu.cn

0 引言

变速箱箱体是大功率拖拉机的关键部件^[1-4]。箱体为传动系提供保护场所,将传动系内部零件与外界正确隔离;箱体轴承孔定位和支承传动轴,保证传动系的正确工作;作为液压与润滑系统的一部分,箱体油道与底壳为变速箱传动系统输送液压润滑油,提供储油空间;不同于传统变速箱箱体,大功率拖拉机变速箱箱体是底盘的一部分,起到非常关键的承载作用,因此其性能表现直接关系着整机的质量^[5-8]。

郑建强^[9]对大功率拖拉机变速箱壳体进行了强度、刚度分析,并对变速箱壳体进行拓扑优化,优化后的壳体保持了良好的强度、刚度与振动特性,箱体质量减少了 9.95%,达到了轻量化的目的,但是其认为拖拉机前部部件重力直接作用在变速箱壳体前部,因此其整车载荷施加方式有待进一步考量;杜鹏雨^[10]对某全动力换挡变速箱箱体进行了静力分析与模态分析,在一挡和倒一挡工况下进行拓扑优化,根据拓扑优化结果对箱体结构尺寸进行改进,优化后的箱体强度、刚度仍然满足要求,箱体质量减少了 11.67%,有效降低箱体制造成本;张喜清等^[11]在 7 种挡位工况下对变速箱箱体进行静力学分析与模态分析,以一阶固有频率最大为目标,约束最大位移、最大应力、体积比,对箱体进行拓扑优化,箱体质量得到减轻,动态特性得到提高;徐臻臻等^[12]针对某型号拖拉机作业过程中变速箱壳体的断裂问题,分析在不同整车作业工况下变速箱箱体的受力情况,开展静力学仿真,仿真结果中箱体危险截面与实际作业过程中箱体断裂位置基本一致,对改进后的箱体进行验证分析,薄弱位置强度得到有效加强,但在其施加载荷时,未考虑变速箱传动所带来的载荷。因此,对拖拉机变速箱箱体进行静力学仿真分析时,大部分学者忽略了拖拉机变速箱箱体所承受的整车载荷,未能真实全面地施加边界条件,过度轻量化设计导致箱体使用过程中的断裂现象。

对于大功率拖拉机变速箱箱体的研究尚处于初期,在大功率拖拉机变速箱箱体设计过程中没有完善的仿真分析方法参考,无法开展仿真分析与轻量化工作,导致设计结果无法满足实际使用要求,易损坏、质量大、成本高。亟需总结大功率拖拉机变速箱箱体仿真与优化方法,提高产品质量,降低产品成本。

多目标优化算法^[13-14]在实现机械结构轻量化的同时兼顾强度、刚度等要求及约束条件,为机械结构轻量化设计提供了一种有效手段。作为最流行的

多目标遗传算法之一,第二代非支配排序遗传算法(Non-dominated sorting genetic algorithm-Ⅱ, NSGA-Ⅱ)以 Pareto 支配的选择模式和密度估算选择胜出机制成为多目标优化算法的性能基准,具有运行速度快、解集的收敛性好等优点,在电力系统、制造系统和控制系统等领域的多目标优化问题中得到广泛应用^[15-19],但其通过聚集距离保持种群分布性的方式存在一定缺陷,容易陷入局部最优^[20]。

本文以大功率拖拉机动力换挡变速箱箱体为研究对象,分析箱体受力情况,提出适用于大功率拖拉机底盘的变速箱箱体静力学仿真分析方法,分析箱体的强度、刚度性能;提出一种改进的 NSGA-Ⅱ 算法,通过算例测试验证所提算法的有效性与优越性;基于改进的 NSGA-Ⅱ 算法开展箱体多目标优化,对优化后的箱体进行仿真分析验证,验证所提算法在解决大功率拖拉机变速箱箱体多目标优化问题中的可行性和有效性。

1 变速箱箱体静力学仿真分析

1.1 结构特点与受力分析

如图 1 所示,与传统拖拉机不同,现代智能大功率拖拉机无单独车架,而是将发动机和传动系各壳体用螺栓连接起来充当车架。作为车架的一部分,变速箱箱体承受前配重块、发动机、变速箱、后桥、后悬挂与农具等重力,在不同的地面状态与变速箱挡位下,变速箱箱体产生不同程度的拉弯扭组合变形。



图 1 大功率拖拉机底盘

Fig. 1 Chassis of high-horsepower tractor

1.1.1 垂向弯曲

拖拉机在静载工况、普通路面行驶工况、前桥或后桥车轮同时驶上田间地垄或驶入沟渠、农具提升与下降等工况下,由于发动机及传动系各壳体充当车架作用,承受各零部件的重力,箱体发生垂向弯曲变形。由于整机布置基本左右对称分布,故近似无扭转变形。将发动机连同传动系各壳体视作以前、

后轮为支点的简支梁,其力学模型如图2所示。

对后桥取矩,由整体合力及合力矩为零得变速

$$M_y = \begin{cases} -q_1 \left(\frac{l_1}{2} + l_2 + x \right) - q_2 \left(\frac{l_2}{2} + x \right) - q_3 x - F_p (l_p + l_1 + l_2 + x) + F_{zq} \left(\frac{l_1}{2} + l_2 + x \right) + q_4 \times 0 + F_{zh} \times 0 & \left(x \in \left[0, l_3 + \frac{l_4}{2} - l_5 \right] \right) \\ -q_1 \left(\frac{l_1}{2} + l_2 + x \right) - q_2 \left(\frac{l_2}{2} + x \right) - q_3 x - F_p (l_p + l_1 + l_2 + x) + F_{zq} \left(\frac{l_1}{2} + l_2 + x \right) - q_5 \left[x - \left(l_3 + \frac{l_4}{2} - l_5 \right) \right] & \left(x \in \left(l_3 + \frac{l_4}{2} - l_5, l_3 \right) \right) \end{cases} \quad (1)$$

式中 F_p ——前配重块重力, N

l_p ——前配重块中心至配重架距离, mm

l_{nj} ——农具中心至后桥距离, mm

q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 、 q_5 ——前配重架、发动机、变速箱、后桥、油箱的等效重力, N/mm

l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 ——前配重架、发动机、变速箱、后桥、油箱的长度, mm

F_{zq} 、 F_{zh} ——前、后桥支承力, N

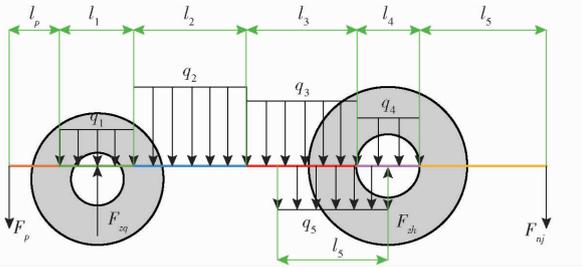


图2 垂向弯曲力学模型

Fig.2 Vertical bending mechanics model

1.1.2 侧向弯曲

拖拉机在紧急转向、横向坡道行驶、侧向风作用下及侧滑等工况下,车架将受到垂向以及侧向的前、后桥支承力,箱体将产生垂向以及侧向的组合弯曲变形。此时,纵向力忽略不计。将发动机连同传动系各壳体看成以前、后轮为支点的简支梁,侧向弯曲力学模型如图3所示,此时的侧向离心力及弯矩分布趋势与垂向弯曲工况相同。图3中, F_{py} 为紧急转弯时前配重块受到的侧向力, N; q_{1y} 、 q_{2y} 、 q_{3y} 、 q_{4y} 、 q_{5y} 分别为紧急转弯时前配重架、发动机、变速箱、后桥、油箱受到的等效侧向力, N/mm; F_{nyy} 为紧急转弯时后悬挂农具受到的侧向力, N。

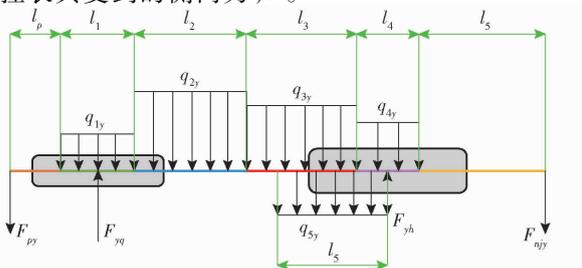


图3 侧向弯曲力学模型

Fig.3 Lateral bending mechanics model

箱箱体段的弯矩分布与最大弯矩 $M_{y\max}$ 。弯矩 M_y 的计算式为

紧急转弯时,离心力会使拖拉机车架发生侧向弯曲。拖拉机以最小半径转弯时,所受离心力应小于地面最大附着力。在最小转弯半径和最大转向速度下,拖拉机离心加速度为

$$a_{\max} = g\varphi$$

式中 φ ——地面附着系数

g ——重力加速度

最大侧向弯矩为

$$M_{z\max} = M_{y\max} \frac{a_{\max}}{g} \quad (2)$$

1.1.3 扭转变形

当拖拉机1个车轮遭遇路面凸起或凹坑,拖拉机将发生整车倾斜,由于前桥摇摆轴的存在,使得前桥能够有一定的横向摆动自由度,故当路面凸起或凹坑较小时,仍然为4个车轮支撑,整车倾斜程度较小;当路面凸起或凹坑较大时,前桥摆动至与限位块相碰,1个车轮悬空不再支撑整车重量,车架将发生较大的扭转变形。将发动机连同传动系各壳体视作以前、后轴中心点为支点的简支梁,其力学模型如图4所示,图中 M_n 为变速箱箱体所受扭转力矩, N·mm。

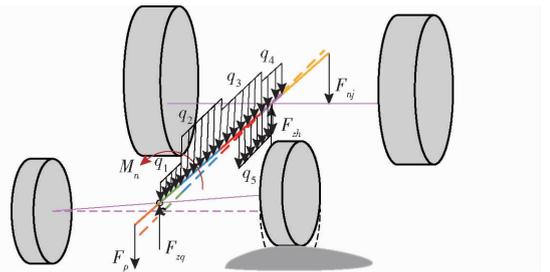


图4 扭转变形力学模型

Fig.4 Torsional deformation mechanical model

当1个车轮遇到障碍物或凹坑被抬起或沉陷,只有3个车轮承受整车重量,按单个前轮最大承载能力确定最大扭矩,侧向力忽略不计。则 M_n 计算式为

$$M_n = \frac{B_{1\max} mg (1 - \lambda_0)}{4} \quad (3)$$

式中 $B_{1\max}$ ——前轮最大轮距, mm

m ——整车质量, kg

λ_0 ——整车质量分配系数

1.1.4 轴承支点受力

对于大功率拖拉机,前进一档四驱爬行挡(1LL-KR-4WD)工况或倒挡一档四驱爬行挡(R1LL-KR-4WD)工况总传动比最大,故选择这两种工况作为危险工况。两种工况下的动力传递路线如图 5 所示,轴承支点受力计算结果如表 1 所示。

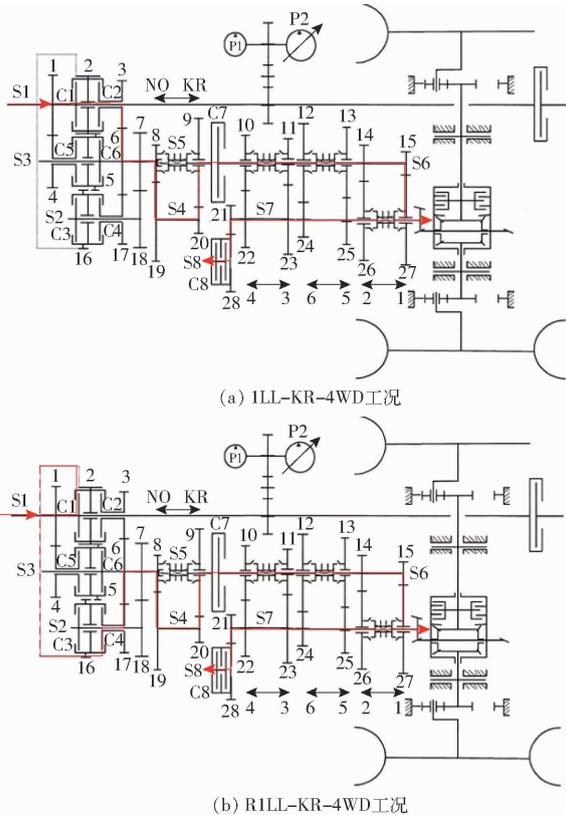


图 5 动力传递路线

Fig. 5 Power transmission route

表 1 2 种工况下的轴承支点受力

Tab. 1 Bearing fulcrum force under two working conditions

变速箱工况	位置	N				
		前支点		后支点		
		y 轴	z 轴	y 轴	z 轴	
1LL-KR-4WD	S1	0.21	-1.39	1.32	-8.53	
	S3	0.09	3.32	-4.51	-12.00	
	S4	-22.60	-3.61	-23.32	-17.08	
	S6	67.04	38.44	-50.03	-203.95	
	S7	187.54	-79.94	12.45	193.48	
	S8	-9.47	3.67	-182.04	70.51	
	R1LL-KR-4WD	S1	2.20	-0.85	5.46	-2.12
		S2	-4.26	3.15	-1.84	9.91
S3		-1.77	-2.66	15.13	4.57	
S4		-8.32	21.75	-37.60	-42.44	
S6		0.25	-78.62	154.22	147.82	
S7		200.64	-64.22	-116.9	-114.19	
S8		-9.63	3.73	-185.18	71.73	

注:y 轴为拖拉机横向,向右为正;z 轴为拖拉机垂向,向下为正;表中值为正表示沿坐标轴正向,值为负表示沿坐标轴反向。

1.2 箱体前处理

ANSYS 是世界范围内用户数量增速最快的

CAE 软件,功能完善,技术成熟,仿真计算结果的准确度高、可靠性好,基于 ANSYS 进行的仿真能够较好地反映真实情况,在航空航天、机械制造、土木工程、汽车交通、生物医学、水利、农机装备等领域有着广泛应用。根据本研究团队设计的箱体尺寸构建几何模型,经过缜密的受力分析,对几何模型施加正确的边界条件,得到的有限元模型能够较为准确地反映真实情况。

为了便于后续在箱体优化过程中的参数动态设计,在 Creo 与 ANSYS 间建立无缝连接,实现尺寸驱动与双向动态设计。建立箱体、拖拉机前桥、发动机、后桥壳模型,并删除半径小于 5 mm 的过渡圆角与直径小于 6 mm 的孔以及定位销孔、箱盖螺栓孔等对结果影响较小的附属结构,定义前后端面之间的接触类型为有摩擦连接,摩擦因数 0.15,在螺栓孔添加梁单元,按照 8.8 级螺栓强度施加标准预紧力,以模拟螺栓连接。

本文不对前桥、发动机、后桥壳的状况进行研究,将前桥、发动机、后桥壳材料属性设置为刚性,修改箱体材料为 QT450-10。

使用扫掠划分法划分六面体网格,定义网格大小为 10 mm,求解结果如图 6 所示,节点数 747 694,单元数 446 308,平均网格质量 0.773 25,纵横比 2.081 2,偏斜 0.307 41,雅克比 1.036 6,网格划分质量很好。

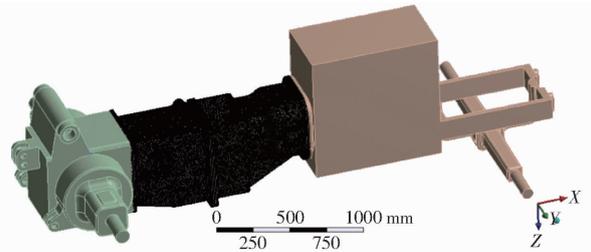


图 6 网格划分结果

Fig. 6 Meshing results

1.3 边界条件

根据前文所述箱体的受力分析,在表 2 所示仿真工况与边界条件下开展静力学仿真。其中工况 1 的边界条件设置如图 7 所示。

1.4 求解与后处理

1.4.1 结构刚度

各工况下的总变形量云图如图 8 所示。

由图 8a 可知,箱体发生较大的垂向弯曲变形,变形较大的部位主要位于箱体侧面、前箱下肋板等位置。最大变形量为 0.288 mm,位于前箱、后箱连接位置。

由图 8c 可知,与工况 1 的变形相比,箱体垂向弯曲变形减小,但发生较大侧向弯曲变形,主要变形

表2 边界条件

Tab. 2 Boundary conditions

工况	变速箱工况	整车工况	边界条件	
			约束条件	载荷条件
1	1LL-KR-4WD	后悬挂农具提升工况	前桥 $\vec{y}, \vec{z}, \vec{z}$, 后桥 $\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$, \hat{x}, \hat{z}	动载荷系数 1.5; 螺栓预紧力、前配重重力、驾驶室总成重力、后悬挂农具最大提升力; 轴承支点载荷
2	R1LL-KR-4WD	升工况	\hat{x}, \hat{z}	动载荷系数 1.3; 螺栓预紧力、前配重重力、驾驶室总成重力、后悬挂农具重力; 轴承支点载荷
3	1LL-KR-4WD	紧急转弯工况	前桥 \vec{y}, \vec{z} , 后桥 $\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}, \hat{x}$	动载荷系数 1.2; 螺栓预紧力、前配重重力、驾驶室总成重力、后悬挂农具重力; 轴承支点载荷
4	R1LL-KR-4WD	1个车轮悬空	前桥右端 $\vec{y}, \vec{z}, \hat{z}$, 后桥 \vec{x} , $\vec{y}, \vec{z}, \hat{x}, \hat{z}$	动载荷系数 1.2; 螺栓预紧力、前配重重力、驾驶室总成重力、后悬挂农具重力; 轴承支点载荷
5	1LL-KR-4WD	1个车轮悬空	前桥右端 $\vec{y}, \vec{z}, \hat{z}$, 后桥 \vec{x} , $\vec{y}, \vec{z}, \hat{x}, \hat{z}$	动载荷系数 1.2; 螺栓预紧力、前配重重力、驾驶室总成重力、后悬挂农具重力; 轴承支点载荷
6	R1LL-KR-4WD	1个车轮悬空	前桥右端 $\vec{y}, \vec{z}, \hat{z}$, 后桥 \vec{x} , $\vec{y}, \vec{z}, \hat{x}, \hat{z}$	动载荷系数 1.2; 螺栓预紧力、前配重重力、驾驶室总成重力、后悬挂农具重力; 轴承支点载荷

注: $\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$ 分别为沿 x, y, z 轴的平移自由度, $\hat{x}, \hat{y}, \hat{z}$ 分别为绕 x, y, z 轴的旋转自由度。

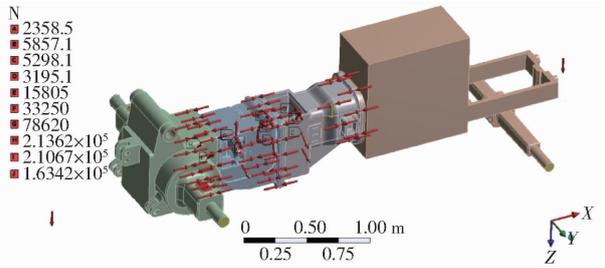


图7 边界条件设置

Fig. 7 Boundary condition settings

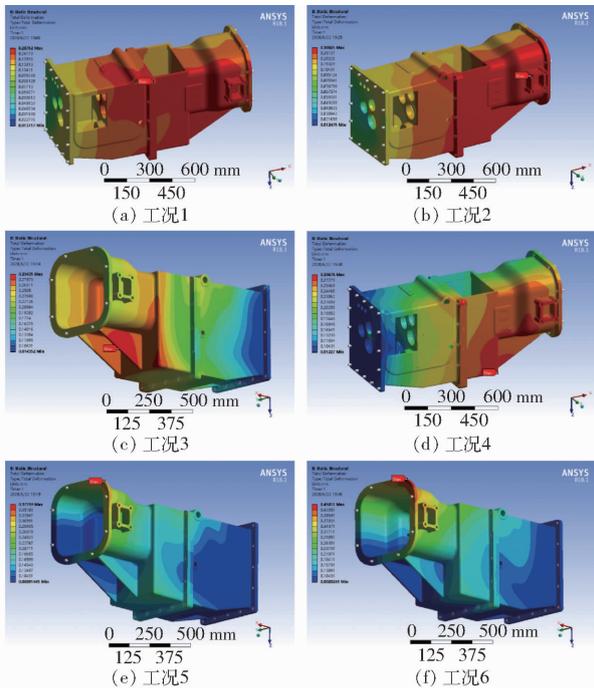


图8 总变形量云图

Fig. 8 Total deformation contour

集中在箱体侧面和前箱下肋板。最大变形量为 0.294 mm, 位于前箱下肋板。

由图 8e 可知, 箱体沿箱体对角方向发生较大的弯曲, 主要变形前箱上部。最大变形量为 0.372 mm, 位于前箱与发动机连接处。

由图 8b、8d、8f 可知, 工况 2、4、6 的箱体变形情况分别与工况 1、3、5 基本相同, 最大变形量分别为 0.300、0.287、0.450 mm, 分别位于前箱侧面、前箱右

前部底角、前箱与发动机连接处。

通过不同变速箱工况箱体变形的对比可知, 在两种变速箱工况下, 变速箱变形情况差别不大, 相比于整车工况, 变速箱工况对箱体变形影响较小。通过不同整车工况下箱体变形的对比可知, 相对于农具提升工况与紧急转弯工况, 在 1 个车轮悬空工况时, 变速箱变形更大, 因此 1 个车轮悬空工况更加危险。

1.4.2 结构强度

各工况下的应力云图如图 9 所示。

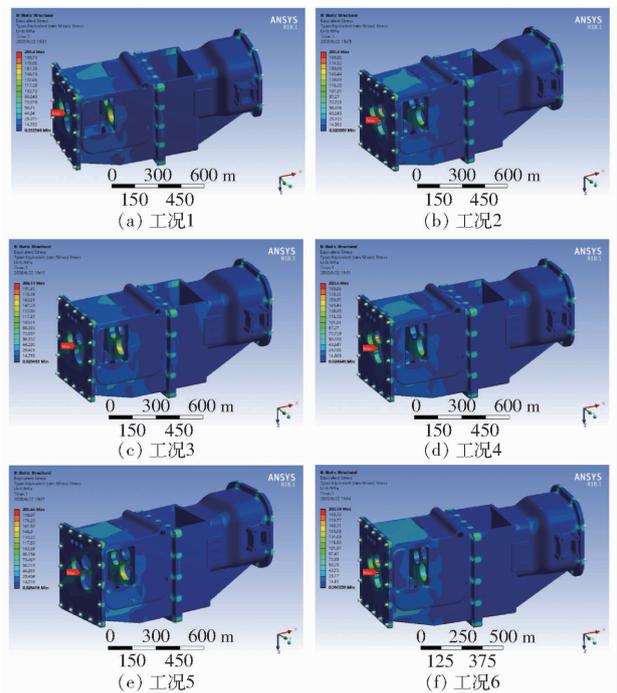


图9 应力云图

Fig. 9 Equivalent stress contours

由图 9 可知, 6 种工况下的应力分布情况基本一致。较大的应力分布主要在各轴承支承面、螺栓连接处、后箱上部等位置。最大等效应力分别为 205.4、203.6、206.19、203.6、205.66、203.89 MPa, 均位于输出轴后轴承座处。

2 改进 NSGA-II 算法

NSGA-II 通过计算聚集距离来保持种群分布,

且空间搜索能力差,易陷入局部最优。因此,引入 K-均值聚类算法、NDX 交叉算子和差分变异搜索策略来提高算法的全局寻优能力。

2.1 K-均值聚类算法

NSGA-II 采用二元锦标赛选择法选择两个个体进行交叉和变异。然而,选择的两个个体可能为相似个体,产生无效计算。所以引入 K-均值聚类算法^[21-22],在实施进化过程前提高选择的多样性。

K-均值聚类算法根据归一化目标向量将样本分配到 k 类中,同一聚类中的个体彼此相似,不同聚类中的个体不相似,使得平方和最小。其计算步骤如图 10 所示。

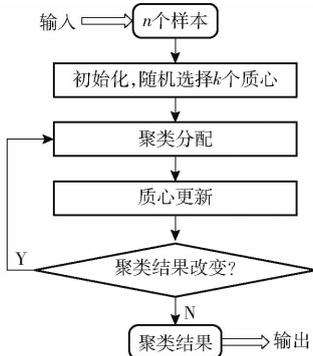


图 10 K-均值聚类算法计算步骤

Fig. 10 K-means clustering algorithm calculation steps

其中聚类分配和质心更新过程具体如下:

(1) 聚类分配

计算样本与质心间的距离,将它们分到距离最近的聚类中心所对应的类,使得平方和最小。即

$$S_i^{(t)} = \{x_p : \|x_p - m_i^{(t)}\|^2 \leq \|x_p - m_j^{(t)}\|^2 \forall j, 1 \leq j \leq k\}$$

式中 x_p ——样本个体
 S_i ——聚类集合
 m_i ——聚类质心
 k ——聚类数

(2) 质心更新

计算上一步聚类集合的均值作为新的质心,即

$$m_i^{(t+1)} = \frac{1}{|S_i^{(t)}|} \sum_{x_j \in S_i^{(t)}} x_j$$

2.2 NDX 交叉算子

传统二进制交叉算子 (Simulated binary crossover, SBX) 搜索范围有限,易陷入局部最优,进化过程稳定性差。因此,将 NDX 交叉算子^[23]引入交叉过程,在保证非支配解集质量基础上,扩大算法寻优范围,避免陷入局部最优,交叉过程计算式为

$$c_i = \begin{cases} \frac{(a_i + b_i)}{2} \pm 1.481 |N(0,1)| \frac{(a_i - b_i)}{2} & (z \leq 0.5) \\ \frac{(a_i + b_i)}{2} \mp 1.481 |N(0,1)| \frac{(a_i - b_i)}{2} & (z > 0.5) \end{cases} \quad (4)$$

式中 a_i, b_i ——两个父代个体的第 i 个变量

c_i ——子代个体的第 i 个变量

$|N(0,1)|$ ——正态分布随机变量

z ——区间 $(0,1)$ 的随机数

2.3 差分变异搜索策略

以差分向量作为变异算子,可以干预个体进化方向,提高算法局部寻优能力,在维持样本多样性的同时,加速解的收敛过程。差分变异搜索策略^[24]如图 11 所示。

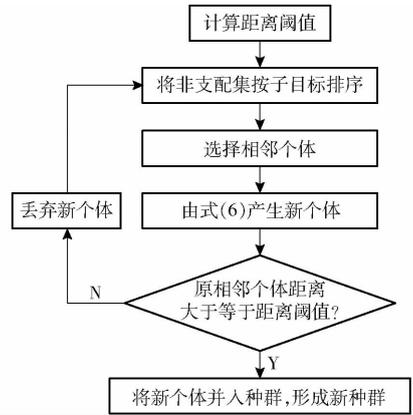


图 11 差分变异搜索策略

Fig. 11 Differential mutation search strategy

其中,距离阈值的产生方法如下:

(1) 距离阈值的产生

$$\Delta_t = \frac{2\Delta}{|\psi| - 1} \quad (5)$$

式中 Δ_t —— ψ 在子目标下的距离阈值

Δ ——极值端点的目标值差

ψ ——当代种群非支配集个体数目

(2) 产生新个体

$$c = ra + (1 - r)b \quad (6)$$

式中 r ——影响因子

a, b ——2 个父代个体

2.4 改进 NSGA-II 多目标优化算法流程与算例验证

2.4.1 算法流程

在选择前,采用 K-均值聚类算法对样本进行聚类,随机选择两个聚类,在每个聚类中选择两个个体,各自进行二元锦标赛,选出获胜者作为父代进行交叉、变异,提高选择的多样性。利用 NDX 算子代替 SBX 算子,将差分变异搜索策略引入变异过程中,得到改进的 NSGA-II 多目标优化算法流程如图 12 (图中 T_{max} 表示时间阈值) 所示。

2.4.2 算例验证

利用所提算法与 NSGA-II 算法求解 4 个 MOP 测试函数^[25]。算法参数:初始种群 200,进化代数 300,交叉概率 0.85,变异概率 0.15,聚类数 10。计

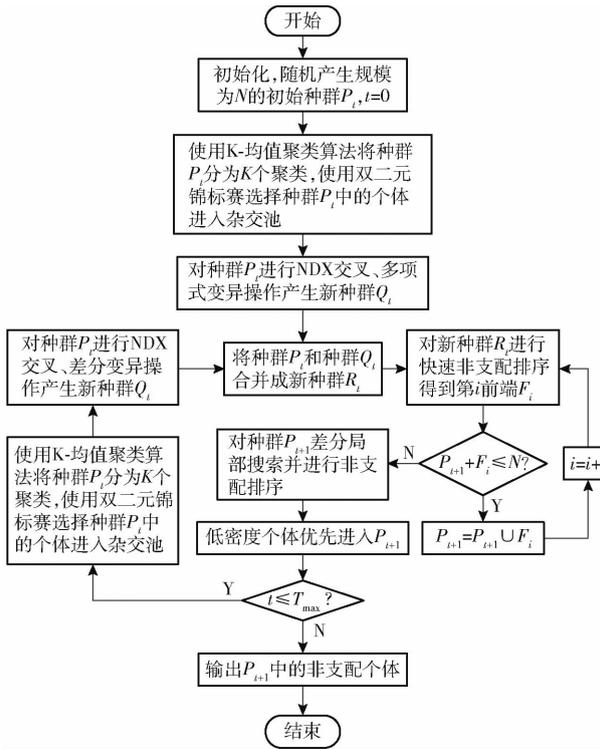


图 12 改进 NSGA-II 算法计算流程

Fig. 12 Improved NSGA-II algorithm computation flow chart

算结果如图 13 所示。

结果显示, 本文算法与原算法均得到了较好 Pareto 解集, 但本文算法收敛性比原算法更好, 更接近测试函数的真实 Pareto 最优解, 且原算法 Pareto

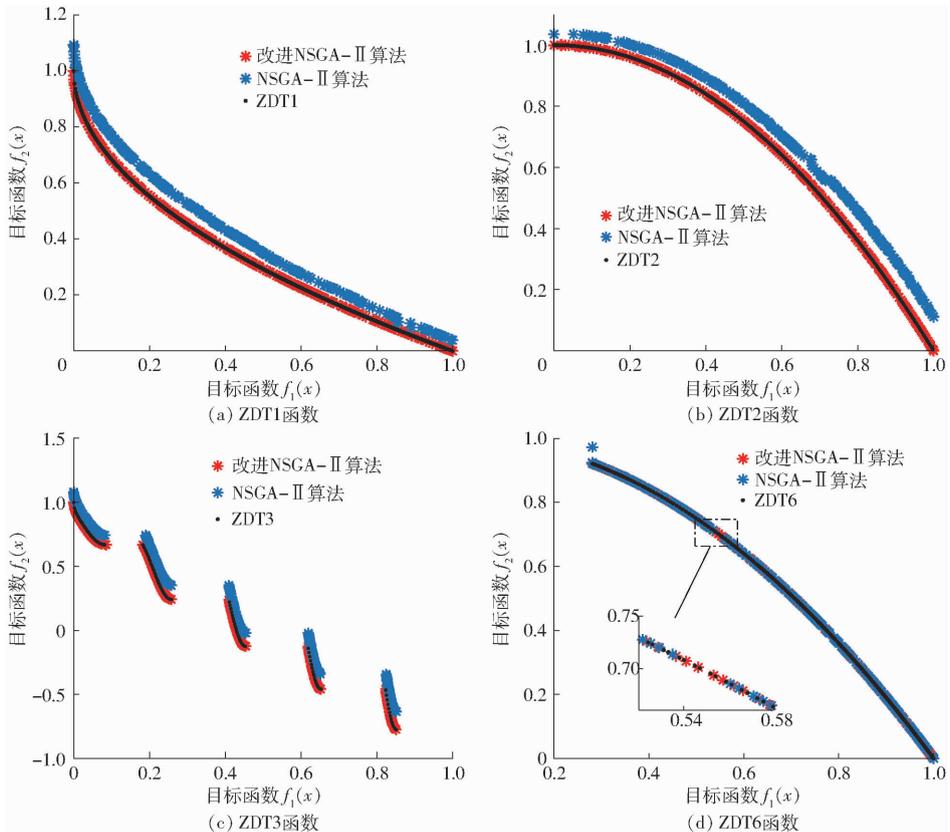


图 13 计算结果

Fig. 13 Calculation results

解分布不均匀, 某些区域内个体分布过于集中, 而某些区域个体稀疏, 甚至没有个体。运行 10 次得到 SP^[20] 的均值及标准差, 对比表 3 可知, 本文算法在解集分布均匀性和稳定性方面均优于原算法, 寻优效果更好, 验证了所提算法的有效性与优越性。

3 基于改进 NSGA-II 的箱体优化与验证

3.1 优化过程与结果

在满足强度、刚度等性能要求的情况下, 开展面向轻量化的结构优化。因变速箱箱体大部分部位厚度为铸造性要求的最小壁厚, 故不可随意减小, 以免加大铸造难度。仅有后箱前、后壁为加厚设计, 面向变速箱后箱的前、后壁, 利用改进 NSGA-II 多目标优化算法进行优化。优化目标、约束条件、设计变量如表 4、5 所示。

如表 4 所示, 将箱体质量、最大应力、最大变形量定义为优化目标, 力求 3 项目标变量最小; 以许用应力与许用变形量为约束条件, 以初始箱体模型的质量、最大应力、最大变形量为各项参数上限。如表 5 所示, 以前、后壁厚及轴承座尺寸为设计变量, 在参数初始值周围合理范围内取值。

运用中心组合设计方法获得 45 个样本点。由图 14 可知, 最大变形量对所选取的变量均较为敏感, 最大等效应力对后壁厚、输出轴后轴承座外径、

表 3 SP 均值及标准差比较

Tab.3 Comparison of SP average value and standard deviation

测试函数	改进 NSGA-Ⅱ		NSGA-Ⅱ	
	均值	标准差	均值	标准差
ZDT1	0.014 8	0.001 8	0.016 8	0.003 8
ZDT2	0.015 8	0.001 8	0.017 8	0.005 9
ZDT3	0.015 9	0.001 3	0.016 0	0.001 8
ZDT6	0.018 4	0.001 3	0.043 9	0.014 4

表 4 优化目标与约束条件

Tab.4 Optimization objectives and constraints

优化目标	初始值	约束条件		重要性	物理意义
		下限	上限		
P_{11}	172.94 kg	172.94 kg		高	箱体质量
P_2	206.19 MPa	206.19 MPa		低	最大应力
P_1	0.450 mm	0.450 mm		低	最大变形量

中间轴后轴承座外径比较敏感,对箱体总质量影响较大的是前、后壁厚。

根据样本点得到优化目标与设计变量间的标准响应曲面如图 15 所示。由图 16 可知,样本点基本处于对角线位置,响应面拟合优度较高,能够较好地

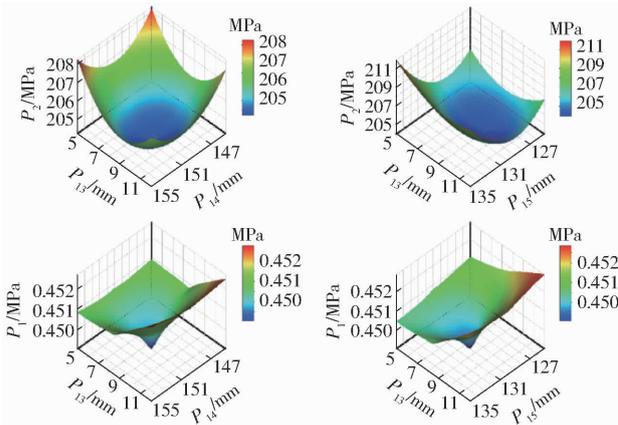


图 15 响应曲面

Fig.15 Response surface

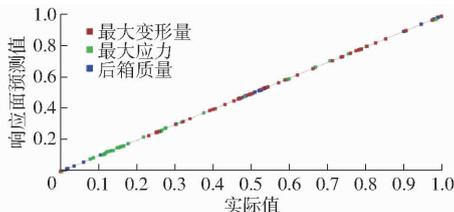


图 16 拟合度曲线

Fig.16 Fit curve

利用改进 NSGA-Ⅱ 多目标优化算法进行分析,得到最优解集如图 17 所示,可行解邻近 P_1 与 P_2 所构成的平面,即存在使箱体质量尽可能降低且满足约束条件的最优解集。

求解得到 3 组优化候选点,候选点 1 的 3 个目标参数均较小,取候选点 1 为最优解,并圆整如表 6 所示。

表 5 设计变量

Tab.5 Design variables

设计变量	初始值/mm	取值范围/mm	物理意义
P_{12}	25	20 ~ 27	后壁厚
P_{13}	10	5 ~ 12	前壁厚 - 10
P_{14}	150	145 ~ 155	输出轴前轴承座外径
P_{15}	130	125 ~ 135	中间轴前轴承座外径
P_{16}	150	145 ~ 155	输出轴后轴承座外径
P_{17}	130	125 ~ 135	中间轴后轴承座外径

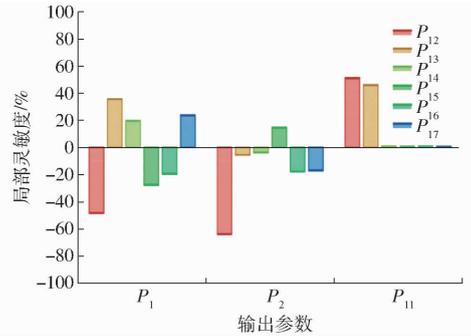


图 14 局部灵敏度

Fig.14 Local sensitivity

满足优化要求。

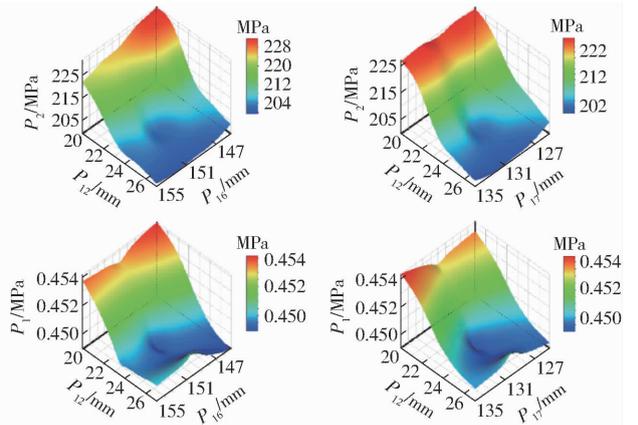


图 15 响应曲面

Fig.15 Response surface

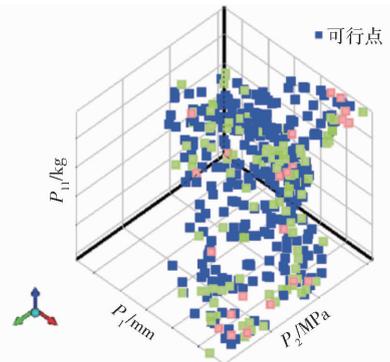


图 17 最优解集

Fig.17 Optimal solution set

3.2 仿真分析验证

利用优化设计结果更新箱体模型,在工况 3 和

表6 候选点与圆整尺寸

Tab.6 Candidate points and round dimensions

变量	候选点1	候选点2	候选点3	圆整尺寸
P_{12}/mm	24.346	24.122	24.338	24
P_{13}/mm	5.0576	5.2502	5.0297	5
P_{14}/mm	148.63	152.46	150.89	149
P_{15}/mm	127.97	131.85	131.61	128
P_{16}/mm	150.48	150.16	151.23	150
P_{17}/mm	128.89	130.79	130.54	129
P_1/mm	0.44988	0.44969	0.44973	
P_2/MPa	205.33	206.02	205.95	
P_{11}/kg	168.16	168.22	168.22	

工况6下进行静力学仿真验证。优化后的总变形量云图和应力云图如图18、19所示。

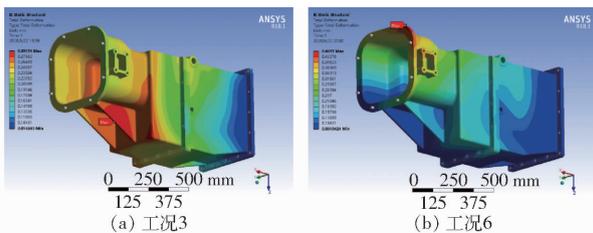


图18 优化后的总变形量云图

Fig.18 Total deformation contours after optimization

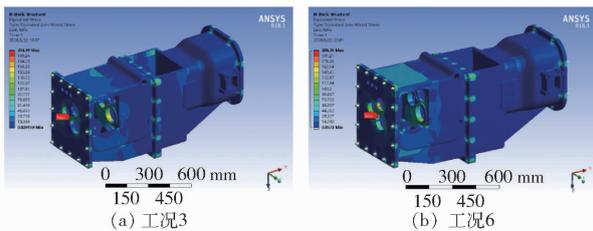


图19 优化后的应力云图

Fig.19 Equivalent stress contours after optimization

本文算法优化后的箱体质量、最大变形量、最大

应力分别为 168.16 kg、0.449 mm、215 MPa,在满足强度、刚度要求的前提下达到了轻量化的目的^[9],优于 NSGA-Ⅱ 的 168.16 kg、0.454 mm、216.12 MPa,验证了本文算法的有效性和优越性。

4 结论

(1)结合大功率拖拉机底盘结构特点,分析箱体受力情况,提出了大功率拖拉机变速箱箱体静力学仿真分析方法,分析了大功率拖拉机动力换挡变速箱箱体的强度、刚度性能。

(2)为提高算法的全局寻优能力,引入 K-均值聚类算法、正态分布交叉算子和差分变异搜索策略,提出了一种改进的 NSGA-Ⅱ 算法,算例测试结果显示,改进 NSGA-Ⅱ 对 ZDT1、ZDT2、ZDT3、ZDT6 的 SP 均值分别为 0.014 8、0.015 8、0.015 9、0.018 4, SP 标准差分别为 0.001 8、0.001 8、0.001 3、0.001 3,优于 NSGA-Ⅱ 的 0.016 8、0.017 8、0.016 0、0.018 5 和 0.003 8、0.005 9、0.001 8、0.014 4,解集分布均匀性和算法稳定性更好,验证了所提算法的有效性与优越性。

(3)以箱体质量、最大应力与最大变形量为优化目标,以最大应力与最大变形量为约束条件,以前后壁厚及轴承座尺寸为设计变量,基于改进的 NSGA-Ⅱ 算法开展箱体优化,优化后的箱体质量、最大变形、最大应力分别为 168.16 kg、0.449 mm、215 MPa,在满足强度、刚度要求的前提下达到了轻量化的目的,优于 NSGA-Ⅱ 的 168.16 kg、0.454 mm、216.12 MPa,进一步验证了本文算法在大功率拖拉机变速箱箱体多目标优化问题中的有效性和优越性。

参考文献

- [1] 杜岳峰,傅生辉,毛恩荣,等.农业机械智能化设计技术发展现状与展望[J].农业机械学报,2019,50(9):1-17.
DU Yuefeng, FU Shenghui, MAO Enrong, et al. Current status and prospects of intelligent design technology for agricultural machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 1-17. (in Chinese)
- [2] ZHAO J, XIAO M, BARTOS P, et al. Dynamic engagement characteristics of wet clutch based on hydro-mechanical continuously variable transmission[J]. Journal of Central South University, 2021, 28(5): 1377-1389.
- [3] 闫祥海.拖拉机动力换挡传动系虚拟试验关键技术研究[D].洛阳:河南科技大学,2020.
YAN Xianghai. Research on the key technologies of virtual test of tractor powershift transmission[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2020. (in Chinese)
- [4] 傅生辉,顾进恒,李臻,等.基于MFAPC的动力换挡变速箱湿式离合器压力控制方法[J].农业机械学报,2020,51(12):367-376.
FU Shenghui, GU Jinheng, LI Zhen, et al. Pressure control method of wet clutch for PST of high-power tractor based on MFAPC algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(12): 367-376. (in Chinese)
- [5] 宋建军,唐立中,梁伟朋.变速器壳体设计方法研究[J].机械研究与应用,2017,30(2):58-61.
SONG Jianjun, TANG Lizhong, LIANG Weipeng, et al. Research on design methods for transmission case[J]. Mechanical Research & Application, 2017, 30(2): 58-61. (in Chinese)
- [6] 庞正刚.减速器箱体的形状及尺寸设计方法[J].南方农机,2019,50(19):137-138.
PANG Zhenggang. Shape and dimension design method of reducer box[J]. China Southern Agricultural Machinery, 2019, 50(19): 137-138. (in Chinese)
- [7] 上官蓝田.大型轮式拖拉机变速箱数字化设计与箱体制造工艺规划[D].北京:中国农业大学,2014.

- SHANGGUAN Lantian. Digital design of large wheeled tractor gearbox and manufacturing planning for its casing[D]. Beijing: China Agricultural University, 2014. (in Chinese)
- [8] 谢富明, 王雪, 周沙沙. 浅析平面密封胶在拖拉机结合面密封上的应用[J]. 拖拉机与农用运输车, 2018, 45(6): 27-29.
XIE Fuming, WANG Xue, ZHOU Shasha. Application of plane sealant in tractor binding surface sealing[J]. Tractor & Farm Transporter, 2018, 45(6): 27-29. (in Chinese)
- [9] 郑建强. 大马力拖拉机变速箱壳有限元分析与结构优化[D]. 淄博: 山东理工大学, 2018.
ZHENG Jianqiang. Finite element analysis and optimum structural design of shell of a high-power tractor transmission[D]. Zibo: Shandong University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [10] 杜鹏雨. 拖拉机动力换挡变速箱箱体的强度分析及轻量化设计[D]. 长春: 吉林大学, 2019.
DU Pengyu. Strength analysis and lightweight design of tractor power shift transmission housing[D]. Changchun: Jilin University, 2019. (in Chinese)
- [11] 张喜清, 项昌乐, 刘辉. 多工况下变速箱箱体结构的拓扑优化设计[J]. 中国机械工程, 2011, 22(15): 1779-1783.
ZHANG Xiqing, XIANG Changle, LIU Hui. Topology optimization design of gearbox housing under multiple loading cases[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(15): 1779-1783. (in Chinese)
- [12] 徐臻臻, 赵玉垒. 某拖拉机变速箱壳体断裂强度有限元分析[J]. 农业机械, 2013(28): 145-147.
XU Zhenzhen, ZHAO Yulei. Finite element analysis of fracture strength of a tractor gearbox casing[J]. Farm Machinery, 2013(28): 145-147. (in Chinese)
- [13] WANG J, ZHOU Y, LI Z. Hour-ahead photovoltaic generation forecasting method based on machine learning and multi objective optimization algorithm[J]. Applied Energy, 2022, 312: 118725.
- [14] CAO Z, WANG Z, ZHAO L, et al. Multi-constraint and multi-objective optimization of free-form reticulated shells using improved optimization algorithm[J]. Engineering Structures, 2022, 250: 113442.
- [15] 盛万兴, 叶学顺, 刘科研, 等. 基于 NSGA-II 算法的分布式电源与微电网分组优化配置[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(18): 4655-4662.
SHENG Wanxing, YE Xueshun, LIU Keyan, et al. Optimal allocation between distributed generations and microgrid based on NSGA-II algorithm[J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(18): 4655-4662. (in Chinese)
- [16] HU Y, BIE Z, DING T, et al. An NSGA-II based multi-objective optimization for combined gas and electricity network expansion planning[J]. Applied Energy, 2016, 167: 280-293.
- [17] ABUL' WAF A R. Optimization of economic/emission load dispatch for hybrid generating systems using controlled elitist NSGA-II[J]. Electric Power Systems Research, 2013, 105(6): 142-151.
- [18] 刘孟楠, 周志立, 徐立友, 等. 基于多性能目标的拖拉机运输机组优化设计[J]. 农业工程学报, 2017, 33(8): 62-68.
LIU Mengnan, ZHOU Zhili, XU Liyou, et al. Multi-objective optimization and design of tractor trailer systems[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(8): 62-68. (in Chinese)
- [19] 乔俊飞, 魏静, 韩红桂. 基于改进 NSGA2 算法的给水管网多目标优化设计[J]. 控制工程, 2016, 23(12): 1861-1866.
QIAO Junfei, WEI Jing, HAN Honggui. Multi-objective optimization of water distribution system based on an improved NSGA2 algorithm[J]. Control Engineering of China, 2016, 23(12): 1861-1866. (in Chinese)
- [20] 谢承旺, 李凯, 廖国勇. 一种带差分局部搜索的改进型 NSGA2 算法[J]. 计算机科学, 2013, 40(10): 235-237, 238.
XIE Chengwang, LI Kai, LIAO Guoyong. Improved NSGA2 algorithm with differential evolution local search[J]. Computer Science, 2013, 40(10): 235-237, 238. (in Chinese)
- [21] 王海超, 宗哲英, 张文霞, 等. 采用 K 均值聚类和环形结构的狭叶锦鸡儿木质部提取算法[J]. 农业工程学报, 2020, 36(1): 193-199.
WANG Haichao, ZONG Zheyang, ZHANG Wenxia, et al. An extraction xylem images of *Caragana stenophylla* Pojark based on K-means clustering and circle structure extraction algorithm[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(1): 193-199. (in Chinese)
- [22] 张鑫, 赵建民, 倪祥龙, 等. 基于多重分形降趋算法与改进的 K 均值聚类滚动轴承故障诊断[J]. 北京理工大学学报, 2019, 39(5): 473-479.
ZHANG Xin, ZHAO Jianmin, NI Xianglong, et al. Fault diagnosis of rolling bearing based on multifractal descending algorithm and improved K means clustering[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2019, 39(5): 473-479. (in Chinese)
- [23] 李进, 李二超. 基于正态分布和自适应变异算子的 ϵ 截断算法[J]. 山东大学学报(工学版), 2019, 49(2): 47-53.
LI Jin, LI Erchao. Epsilon truncation algorithm based on NDX and adaptive mutation operator[J]. Journal of Shandong University(Engineering Science), 2019, 49(2): 47-53. (in Chinese)
- [24] 孙灿, 周新宇, 王明文. 一种融合邻域搜索的多策略差分进化算法[J]. 系统仿真学报, 2020, 32(6): 1071-1084.
SUN Can, ZHOU Xinyu, WANG Mingwen. A multi-strategy differential evolution algorithm combined with neighborhood search[J]. Journal of System Simulation, 2020, 32(6): 1071-1084. (in Chinese)
- [25] 李浩君, 张鹏威, 郭海东. 基于种群曼哈顿距离的自适应多目标粒子群优化算法[J]. 计算机集成制造系统, 2020, 26(4): 1019-1032.
LI Haojun, ZHANG Pengwei, GUO Haidong. Adaptive multi-objective particle swarm optimization algorithm based on population manhattan distance[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2020, 26(4): 1019-1032. (in Chinese)