

引用格式:

孙晓旭, 鲁植雄, 陈元. 基于权重优化的液压机械无级变速器箱体的轻量化设计[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2022, 48(3): 363–369.

SUN X X, LU Z X, CHEN Y. Lightweight design of hydro-mechanical continuously variable transmission box based on weight optimization[J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2022, 48(3): 363–369.

投稿网址: <http://xb.hunau.edu.cn>



基于权重优化的液压机械无级变速器箱体的轻量化设计

孙晓旭, 鲁植雄*, 陈元

(南京农业大学工学院, 江苏 南京 210031)

摘 要: 为了优化自主研发的六轴式三行星排液压机械无级变速器(HMCVT)箱体的结构性能, 提高材料的利用率, 减轻箱体质量, 对 HMCVT 箱体进行拓扑优化设计。考虑 HMCVT 箱体所受载荷的复杂性, 基于虚拟样机技术, 建立变速器虚拟样机模型, 结合拖拉机地面振动测试, 获取单行星排工作、双行星排工作和三行星排工作 3 种不同载荷传递工况下变速器轴承孔动载荷; 以应力、体积比为约束, 基于折衷规划法建立包含 3 种载荷传递工况下刚度和箱体前三阶固有频率的综合目标函数; 考虑子目标权重的影响, 基于代理模型和遗传算法获取最佳权重并与层次分析法进行对比分析; 最后, 利用 Hypermesh 对 HMCVT 箱体进行拓扑优化求解。优化结果表明, 优化后的箱体最大应力减小了 13.6%, 最大变形减小了 0.5%, 箱体的刚度和强度基本不变或略有提升, 质量减轻 10.9%, 实现了变速器箱体轻量化目标。

关 键 词: 液压机械无级变速器箱体; 虚拟样机; 代理模型; 拓扑优化

中图分类号: TH137.5

文献标志码: A

文章编号: 1007-1032(2022)03-0363-07

Lightweight design of hydro-mechanical continuously variable transmission box based on weight optimization

SUN Xiaoxu, LU Zhixiong*, CHEN Yuan

(College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing, Jiangsu 210031, China)

Abstract: In order to optimize the structural performance of the independently developed six-axis three-planetary row hydraulic mechanical continuously variable transmission(HMCVT) box, the topology optimization was carried out to improve the utilization rate of materials and reduce the weight of the HMCVT box. Considering the complexity of the load on the HMCVT box, the transmission virtual prototype model was established based on the virtual prototype technology. Combined with the tractor ground vibration test, the dynamic load of transmission bearing hole is obtained under three different load transfer conditions of single planetary row, double planetary row and three planetary row, respectively. Secondly, with stress and volume ratio as constraints, a comprehensive objective function containing the stiffness and the first third order natural frequency of the box under three working conditions was established based on the compromise programming method. Then, considering the influence of sub-objective weight, the optimal weight was obtained based on proxy model and genetic algorithm and compared with traditional empirical method and analytic hierarchy process. Finally, the topology optimization of the HMCVT box was carried out by using Hypermesh. The optimization results show that the maximum stress of the optimized box is reduced by 13.6%, and the maximum deformation is reduced by 0.5%. The stiffness and strength of the box are basically unchanged or slightly improved, and the mass is reduced by 10.9%. It achieve the target of lightweight gearbox box.

收稿日期: 2021-03-22

修回日期: 2022-01-09

基金项目: 科学技术部国家重点研发专项(2016YFD0701103)

作者简介: 孙晓旭(1995—), 男, 安徽六安人, 硕士研究生, 主要从事农业机械结构设计与优化研究, sxx18705190738@163.com; *通信作者, 鲁植雄, 博士, 教授, 主要从事车辆电子控制、车辆动力学研究, luzx@njau.edu.cn

Keywords: hydro-mechanical continuously variable transmission box; virtual prototype model; surrogate model; topology optimization

变速器是拖拉机动力总成的重要组成部分,主要包括变速器箱体、齿轮、泵马达、轴承等,在其工作过程中会受到多种动载荷的作用。为保证箱体作业的可靠性,箱体结构设计往往比较保守,使得箱体材料用量多,整体质量偏大,不仅增加了生产的成本,同时也增加了整车的燃油消耗。

有关变速器结构优化的研究,闵海涛等^[1]对变速器箱体进行静力学强度和动力学强度分析,以轴承孔位移为约束,以设计空间质量最小为目标对箱体进行了拓扑优化设计,结果在保证箱体刚度不变、强度变化小于 5%的前提下,箱体质量减轻了 8%。刘辉等^[2]以应力、位移、体积比和一阶固有频率为约束,以组合应变能为目标,对变速器箱体进行了多工况下静态联合拓扑优化,改进后的箱体不仅质量减轻 5.9%,而且箱体结构的振动也减弱了。朱剑峰等^[3]基于变密度法,结合箱体制造工艺约束对箱体进行了优化设计,不仅降低了箱体各工况下的应力水平,而且使得一阶模态避开了动力总成共振敏感区,优化效果明显。袁林等^[4]利用带权重的平均特征值法对电动车电池箱体进行多目标优化设计,使得优化后的箱体在保证碰撞安全性的前提下减重 26.6%。梅超等^[5]运用折衷规划法联合静态刚度和动态固有频率为优化目标,以体积比为约束,对汽车变速器箱体进行多工况拓扑优化,优化后箱体结构性能有了明显提升,表明折衷规划法是一种有效解决多目标优化问题的方法。郑冲等^[6]基于灰色关联分析法,对确定权重汽车控制臂进行了拓扑优化,验证了设计的合理性。臧晓蕾等^[7]利用层次分析法选定了子目标权重对矿用车车架进行了拓扑优化,改善了车架的使用性能。这些研究,在多目标优化过程中,都不可避免地会遇到权重分配问题,但是这些研究中权重的确定都有一定程度的主观判断,对最终优化结果的质量会有一定的影响。

基于此,笔者利用多体动力学和有限元方法建立六轴式三行星排液机械无级变速器(HM-CVT)虚拟样机模型,结合拖拉机路面振动试验,获得不同载荷传递工况下 HM-CVT 箱体轴承孔处动态载荷;基于折衷规划法建立包含静态刚度和动态低阶固有频率的综合目标函数;将 3 个载荷工况下刚度

和固有频率所占权重比作为设计变量,采用拉丁超立方试验设计方法采样,构造代理模型,并在代理模型的基础上利用遗传算法进行寻优,得到各目标最佳权重比;最后将获得的权重比代入综合目标函数中进行拓扑优化,以实现变速器轻量化的目标。

1 变速器刚柔耦合虚拟样机模型的建立

1.1 变速器的结构及工作原理

HM-CVT 基于功率分流原理,将机械功率和液压功率并联传动,以实现无级变速。选择的六轴式三行星排液机械无级变速器 HM-CVT 包含 3 排行星齿轮机构(P1、P2、P3),5 个离合器(C1、C2、C3、CV、CR),1 个定量马达,1 个变量泵,6 根轴(I、II、III、IV、V、VI),分 3 个工作区段,对应 3 种载荷工况,其传动原理如图 1 所示。

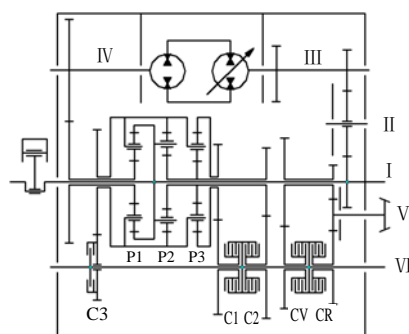


图1 HM-CVT的传动原理

Fig.1 Schematic diagram of HM-CVT

在拖拉机工作过程中, HM-CVT 箱体主要承受两大激励:一是齿轮啮合产生的交变载荷,箱体支撑着整个变速箱内部的传动系统,齿轮啮合力由传动轴经两端轴承作用到箱体的轴承座;二是由于路面不平所带来的路面激励, HM-CVT 箱体位于拖拉机驾驶室下方,前端与发动机相连,架在前桥上,后端与分动箱相连,架在后桥上,行驶过程中,路面不平所带来的振动激励也会引起箱体产生复杂的动态响应。

1.2 基于田间试验的路面振动激励测试

为获取拖拉机作业过程中所受到的路面激励,采用 LMS Test. Xpress 测试系统对拖拉机典型作业路况进行田间实测,获取拖拉机轮胎中心处的振动激励。测试系统由单向加速度传感器、数据采集前

端 SCM-V8 数据输入模块组成。由于试验过程中轮胎不断旋转,因此,将加速度传感器分别安装在靠近拖拉机轮胎中心内侧的前后桥上。为提高数据采集精度,对数据采集前端进行传感器灵敏度等相关设置,对采集得到的数据进行去趋势项、滤波等处理^[8]。根据采样定理,采样频率至少应为分析信号中最高频率成分的 2 倍^[9],在实际工程应用中取 3~5 倍,经计算,设置采样频率为 200 Hz。

测试于 2020 年 7 月 31 日在南京溧水区江苏现

代农机科技示范园进行。根据企业调查结果,拖拉机 90% 为犁耕作业,因此,选择测量拖拉机以 8 km/h 作业速度行驶在田间道路的路面随机振动加速度作为仿真的输入。测试遵循拖拉机操作规范,参照 GB/T 14225—2008 对作业环境及作业质量进行检测。由于软土路面振动激励的随机性,同种工况进行多次的试验结果均为非稳态随机振动,最终截取拖拉机平均速度最接近 8 km/h 的测试数据作为虚拟样机路面的输入对象。结果如图 2 所示。

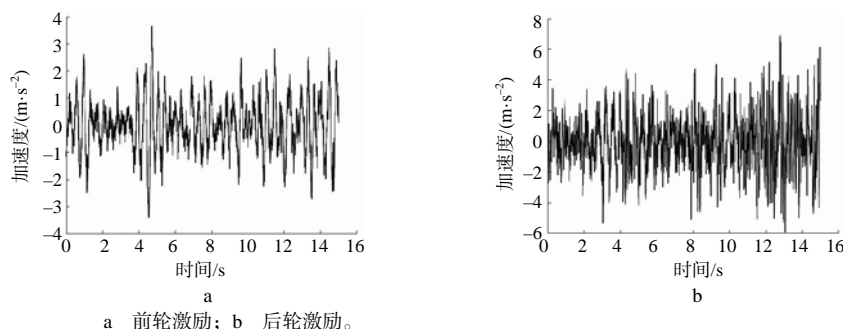


图2 拖拉机实测田间路面振动激励

Fig. 2 Actual ground vibration excitation of tractor

1.3 虚拟样机模型的建立

利用 UG 三维建模平台,建立变速器箱体齿轮传动系统实体模型。将建立好的三维模型导入 Adams 中,添加相应运动副。为了更好地模拟齿轮传动,在啮合的齿轮之间添加接触力,在输入轴(I 轴)添加转动驱动,模拟发动机输入;在马达轴(IV 轴)添加转动驱动,模拟马达输入;输出轴上添加与转速方向相反的力矩来模拟变速箱负载。为了更真实地模拟变速器箱体材料对振动激励的作用效果,将传递振动的变速器箱体进行柔性化处理。采用 Hypermesh,以四面体单元对变速器箱体进行网格离散,并根据变速器箱体与其余刚性体连接位置坐标建立硬点,利用 rigids 单元在连接点位置创建刚性连接区域。模拟变速器在拖拉机中实际安装位置,简化发动机模型与分动箱模型,导入 Adams

中进行装配。针对拖拉机结构特点,拖拉机前桥与发动机的连接,后桥与分动箱的连接均为刚性连接。参考相关路面激励的加载方式^[10-11],对模型进行简化:分别在发动机与前桥连接位置和分动箱质心位置添加移动副,将实测前轮振动加速度加载在发动机移动副上,将实测后轮加速度加载在分动箱移动副上,以模拟路面激励。然后在箱体与发动机和分动箱连接螺栓孔硬点位置添加固定约束,从而将箱体的柔性体与发动机和分动箱的刚性体相连接,实现力的传递。在轴承外圈与箱体轴承孔之间添加固定约束,轴承滚子与内外圈添加接触力,轴承内圈与轴添加固定约束,从而实现内部传动系统刚性体与箱体柔性体之间的力的传递。虚拟样机仿真模型如图 3 所示。

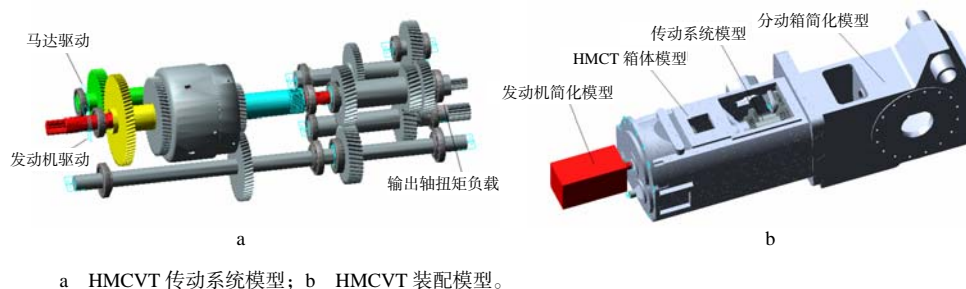


图3 HMCVT刚柔耦合模型

Fig. 3 Rigid-flexible coupling model of HMCVT

2 变速器箱体结构特性的仿真

2.1 箱体模态分析与模态试验

利用 Hypermesh 和 Adams 分别对 HMCVT 箱体有限元模型和柔性体模型进行自由模态分析。借助 Hypermesh 前处理功能,对变速器箱体进行网格划分。设置变速器箱体材料 HT250 的属性,弹性模量为 1.38×10^{11} Pa,泊松比为 0.26,密度为 7280 kg/m^3 。设置网格形式为四面体单元,网格最小单元尺寸为 10 mm。划分网格后,变速器箱体中有限元单元数为 237 765 个,节点数为 404 556 个。提取 HMCVT 箱体前 6 阶固有频率。

对箱体进行模态试验,通过吊车对箱体进行悬挂,利用振动噪声测试系统,采用多输入、多输出方法,在箱体上选取 3 个激振点,405 个测点,采用 5 个三向加速度传感器进行多次采集。HMCVT 箱体前 6 阶固有频率列于表 1。

表 1 HMCVT 箱体前 6 阶固有频率

Table 1 The first six order natural frequencies of HMCVT box

阶数	频率/Hz		
	有限元模态	柔性体模态	试验模态
1	307	305	315
2	447	443	438
3	468	463	452
4	487	491	478
5	526	524	538
6	564	567	553

对比模态分析结果可知,有限元模型和柔性体

模型前 6 阶固有频率基本一致,验证了生成的柔性体模型的准确性;试验模态前 6 阶固有频率与仿真结果有一定的差别,但是误差在 3% 以内,说明仿真模型具有有效性。

2.2 Adams 动力学仿真计算

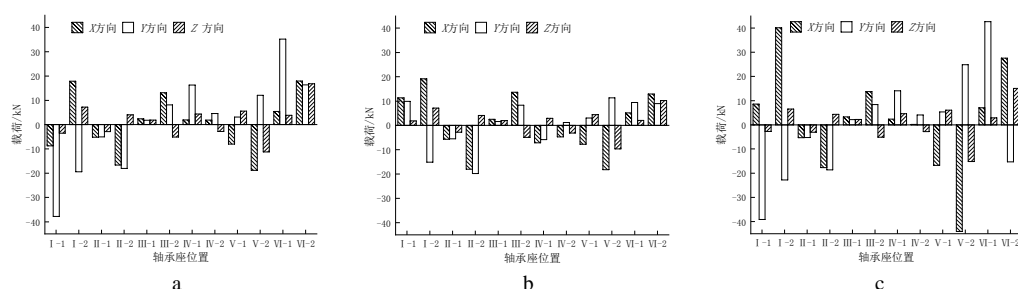
利用建立好的模型在 Adams 进行仿真计算。为保证优化时选取各载荷工况下箱体所受载荷最大,设定施加发动机额定转速 2200 r/min,变速器输出轴负载 1000 N/m,将实测的前后轮路面随机振动加速度以样条曲线的形式添加到发动机与分动箱的移动副上,按照变速器 3 种不同载荷传递工况进行仿真计算,提取各个轴承孔最大支反力作为优化的边界条件。

工况 1: 3 个行星排共同工作,动力由第 3 排齿圈输出, C1 离合器接合, C2、C3 离合器分离。仿真 15 s, 10 000 步。

工况 2: 第 1 排和第 2 排行星排工作,动力由第 2 排太阳轮输出, C2 离合器接合, C1、C3 离合器分离。仿真 15 s, 10 000 步。

工况 3: 第 1 排行星排工作,动力由第 1 排行星架输出, C3 离合器接合, C1、C2 离合器分离。仿真 15 s, 10 000 步。

提取 3 种仿真工况下变速器箱体各轴承座处的支反力最大值,如图 4 所示。图中 I-1 表示变速器传动部分中 I 轴的左轴承座位置, I-2 表示变速器传动部分中 I 轴的右轴承座位置。



a 工况 1; b 工况 2; c 工况 3。I 输入轴; II 惰轮轴; III 泵轴; IV 马达轴; V 输出轴; VI 离合器轴。

图4 3种工况下各轴承座处支反力的最大值

Fig. 4 Maximum reaction force at each bearing seat under three conditions

由图 4 可见,不同工况下各轴承座处的受力大小不一。工况 1 时,最大载荷出现在 I 轴的左轴承座处,其值为 37.7 kN。工况 2 时,最大载荷出现在 II 轴的右轴承座处,其值为 19.8 kN。工况 3 时,最大载荷出现在 V 轴第 2 个轴承座处,其值为 44 kN。

针对 3 种载荷工况,分别将箱体轴承孔最大载荷添加到有限元模型中,对箱体进行静力分析。结果表明,工况 1 时,箱体的静态位移最大,最大变形为 0.177 mm,位于 I 轴的中间轴承孔上方位置,箱体应力最大,为 106.2 MPa,位于箱体中间肋板

与内壁连接位置；工况 2 时，箱体最大应力为 75.7 MPa，最大形变为 0.102 mm；工况 3 时，箱体最大应力为 75.5 MPa，最大形变为 0.109 mm。

3 变速器箱体拓扑优化设计

3.1 基于折衷规划法的箱体拓扑优化模型

为了使变速器箱体发挥最大的承载能力，将箱体刚度最大作为优化目标之一。为了避免共振，将变速器箱体低阶固有频率最大化作为拓扑优化的另一目标，参照文献[12]，建立变速器箱体动态拓扑优化数学模型。基于刚度和固有频率 2 个单目标模型，引入折衷规划的方法^[13]，对变速器箱体的刚度、低阶固有频率子目标函数进行归一化处理，得到变速器箱体拓扑优化综合目标函数。

$$F(\rho)_{\min} = \left\{ \begin{aligned} &\omega^2 \left[\sum_{k=1}^m v_k \frac{C_k(\rho) - C_{k\min}}{C_{k\max} - C_{k\min}} \right]^2 \\ &+ (1-\omega)^2 \left(\frac{\psi_{\max} - \psi(\rho)}{\psi_{\max} - \psi_{\min}} \right)^2 \end{aligned} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

s.t. $\begin{cases} \frac{V}{V_0} \leq f \\ 0 \leq \rho_{\min} \leq \rho_i \leq 1 \\ d_{kl} \leq \bar{d} \\ \sigma_{kl} \leq \bar{\sigma} \end{cases}$

其中： ω 为柔度目标函数的权重； v_k 为第 k 个工况的权重； $C_k(\rho)$ 为箱体柔度； $\psi(\rho)$ 为平均频率； V_0 为初始体积； V 为优化后体积； f 为拓扑优化体积比； ρ_{\min} 为设计变量下限值； ρ_i 为第 i 个单元的密度； d_{kl} 、 σ_{kl} 为第 k 个工况的节点位移和节点应力； \bar{d} 、 $\bar{\sigma}$ 分别为节点位移和节点应力的上限值。

3.1.1 基于层次分析法的初始权重确定

采用配对比较的方法，对两两工况的重要程度作出判断，构建决策矩阵^[14]。

决策矩阵的特征向量对应各工况的权重比。基于层次分析法构建的工况 1、工况 2、工况 3 的柔度权重分别为 0.19、0.17、0.12；一阶固有频率权重、二阶固有频率权重、三阶固有频率权重分别为 0.28、0.14、0.10。

3.1.2 基于拉丁超立方采样的权重样本构建

采用拉丁超立方采样^[15-16]，将 6 个单目标的权重作为抽样对象，抽取样本数为 30，将采样所得 30 个权重结果分别代入式(1)的综合目标函数进行拓扑优化计算，获得 30 个样本点的综合目标函数值。各样本点取值以及对应的综合目标函数值列于表 2。

表 2 拉丁超立方样本点及对应综合目标函数值

Table 2 Latin hypercube sample points and corresponding objective function values

序号	柔度权重			固有频率权重			综合目标函数值
	工况 1	工况 2	工况 3	一阶	二阶	三阶	
1	0.13	0.12	0.11	0.42	0.11	0.11	11.479 4
2	0.14	0.12	0.10	0.34	0.17	0.13	9.023 7
3	0.15	0.12	0.10	0.41	0.12	0.10	9.963 6
4	0.15	0.14	0.11	0.24	0.18	0.18	9.128 7
5	0.13	0.12	0.11	0.24	0.21	0.19	9.575 5
6	0.16	0.14	0.10	0.21	0.20	0.19	9.118 6
7	0.16	0.14	0.13	0.23	0.21	0.13	8.769 9
8	0.16	0.11	0.12	0.31	0.20	0.10	8.786 1
9	0.17	0.14	0.11	0.26	0.22	0.10	7.380 5
10	0.17	0.16	0.10	0.34	0.13	0.10	11.111 3
11	0.18	0.12	0.11	0.23	0.22	0.14	8.828 6
12	0.18	0.14	0.1	0.3	0.15	0.13	8.189 3
13	0.18	0.15	0.13	0.24	0.17	0.13	8.422 6
14	0.18	0.17	0.15	0.25	0.15	0.10	8.106 9
15	0.19	0.11	0.10	0.27	0.18	0.15	7.143 1
16	0.19	0.15	0.13	0.27	0.14	0.12	7.276 6
17	0.19	0.17	0.12	0.28	0.14	0.10	8.952 4
18	0.19	0.17	0.14	0.29	0.11	0.10	7.441 3
19	0.20	0.13	0.10	0.31	0.14	0.12	8.051 8

表 2(续)

序号	柔度权重			固有频率权重			综合目标函数值
	工况 1	工况 2	工况 3	一阶	二阶	三阶	
20	0.20	0.14	0.13	0.29	0.12	0.12	7.532 6
21	0.2	0.18	0.10	0.22	0.16	0.14	8.513 9
22	0.21	0.11	0.10	0.31	0.16	0.11	8.553 3
23	0.21	0.13	0.10	0.28	0.15	0.13	9.126 4
24	0.21	0.17	0.11	0.29	0.11	0.11	7.585 4
25	0.22	0.11	0.10	0.24	0.17	0.16	9.291 4
26	0.22	0.15	0.10	0.25	0.14	0.14	7.550 4
27	0.22	0.18	0.10	0.28	0.12	0.10	7.865 1
28	0.23	0.17	0.10	0.24	0.15	0.11	7.126 7
29	0.16	0.14	0.10	0.32	0.15	0.13	9.742 6
30	0.25	0.15	0.12	0.28	0.10	0.10	7.641 5

3.1.3 基于代理模型和遗传算法的优化权重确定

针对单个有限元模型计算量大、效率低的问题,引入代理模型^[17],即根据输入(试验设计生成的设计变量集)与输出(对应的目标响应)之间的关系构建的模型。将 6 个子目标权重作为设计变量,综合目标函数值作为优化目标,进行权重比的寻优计算,样本总数为 30,其中训练样本和测试样本按照 2:1 的比例进行随机划分。经计算,拟合优度 R^2 为 0.92,最终获得工况 1、工况 2、工况 3 最佳柔度权重分别为 0.17、0.12、0.11;最佳一阶固有频率权重、最佳二阶固有频率权重、最佳三阶固有频率权重分别为 0.39、0.11、0.10。

3.2 HMCVT 箱体拓扑优化计算

利用 Optistruct 平台进行变速器箱体的拓扑优化计算。根据变速器箱体的实际约束和 3 种工况下的载荷对有限元模型添加边界条件及载荷,多目标优化前,先分别进行单目标优化计算,得到相关参数,最后将最佳权重比以及根据单目标优化得到的相关参数代入综合目标函数中,得到最终综合目标函数。

为保证优化迭代充分收敛,设置 2 次迭代之间目标值相对变化量为 0.001。经过次优化迭代后,综合目标函数结果收敛。变速器箱体密度分布云图如图 5 所示。

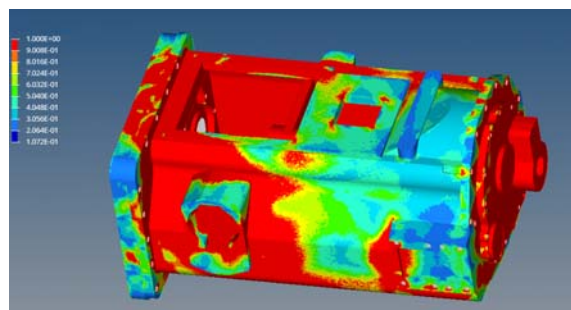


图5 HMCVT箱体密度分布云图

Fig.5 Density distribution contours of HMCVT box

根据所得的箱体密度分布云图,考虑变速器箱体为密闭式壳体,箱体壁不能出现空洞,且连接位置需要保留处螺栓连接位置,在保证安装以及不发生干涉的前提下,根据拓扑结果对箱体进行结构修改。

箱体主要修改部位如图 6 所示。①处为箱体壁厚,由 16 mm 减至 13 mm;②处为中间隔板,是箱体最大形变位置,主要是轴向变形,不能减少材料用量,故在底部箱体连接处增加左右对称的加强筋;③和⑥处为主要受载的轴承孔,是最大应力位

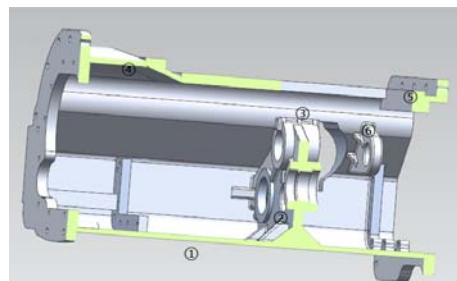


图6 HMCVT箱体结构的修改

Fig.6 Structure modification of HMCVT box

置,且轴承孔存在一定变形,因此沿轴承孔径向增加了加强筋,以提高结构强度;④和⑤处为箱体连接处,安装了凸台,此处存在结构冗余,因此将凸台厚度由 18 mm 减至 15 mm。

为验证 HMCVT 箱体拓扑优化后的结构性能,在 3 种工况下对箱体进行静力学分析和模态分析,性能对比结果列于表 3。

表 3 HMCVT 箱体修改前后的性能
Table 3 Comparison of structural performance before and after modification of HMCVT box

模型	最大应力/MPa			最大位移/mm			一阶固有 频率/Hz	二阶固有 频率/Hz	三阶固有 频率/Hz	质量/kg
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2	工况 3				
原模型	106.1	75.7	75.5	0.177	0.102	0.109	307.7	447.1	468.5	502.6
优化后模型	91.5	76.4	72.7	0.178	0.112	0.080	333.3	484.9	515.4	447.8

表 3 结果表明,优化后变速器箱体性能发生了变化。工况 1 时,变速器箱体的最大应力从原来的 106.1 MPa 减小到 91.5 MPa,最大形变基本不变;工况 2 时,变速器箱体最大应力基本不变,最大形变增大了 9.8%,但最大形变远小于变速器内部零件最小安全距离 5 mm,变速器箱体仍可满足刚强度要求;工况 3 时,变速器箱体最大应力和最大形变分别减小了 3.7%和 26.6%;箱体的前三阶固有频率均明显提高,箱体质量减少了 10.9%。综上,优化后变速器箱体在保证结构性能基本不变或稍有提升的情况下,箱体质量有了明显的降低,实现了变速器箱体的轻量化设计目标。

参考文献:

[1] 闵海涛,高娟,马天飞. 汽车变速器箱体结构强度分析与优化设计[J]. 中国机械工程, 2012, 23(20): 2514-2519.

[2] 刘辉,项昌乐,张喜清. 多工况变速器箱体静动态联合拓扑优化[J]. 汽车工程, 2012, 34(2): 143-148.

[3] 朱剑峰,林逸,陈潇凯,等. 汽车变速箱壳体结构拓扑优化设计[J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, 43(3): 584-589.

[4] 袁林,赵清海,张洪信,等. 考虑碰撞工况的电动汽车电池箱多目标拓扑优化设计[J]. 制造业自动化, 2019, 41(5): 124-129.

[5] 梅超,褚超美,缪国. 基于折衷规划的汽车变速器壳体拓扑优化方法研究[J]. 机械设计与制造, 2016(8): 58-60.

[6] 郑冲,康元春. 基于灰色关联分析法的控制臂多工况拓扑优化设计[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2019, 33(4): 16-19.

[7] 臧晓蕾,谷正气,米承继,等. 矿用车车架结构的静

动态多目标拓扑优化[J]. 汽车工程, 2015, 37(5): 566-570.

[8] 黄健,王忠山,马文星,等. 拖拉机工作路面谱测量与分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2018, 45(4): 20-24.

[9] 姚艳春,杜岳峰,朱忠祥,等. 基于模态的玉米收获机车架振动特性分析与优化[J]. 农业工程学报, 2015, 31(19): 46-53.

[10] 彭吉刚. 基于实际载荷谱变速器虚拟疲劳试验方法研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2017.

[11] 杨平,石晓辉. 基于道路模拟激励谱的 AMT 执行机构疲劳寿命分析[J]. 中国工程机械学报, 2019, 17(2): 178-183.

[12] MA Z D, KIKUCHI N, CHENG H C. Topological Design for Vibrating Structures[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1995, 121(1/2/3/4): 259-280.

[13] 谭冬冬. 基于多目标多材料拓扑优化的拼焊板结构优化设计研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2018: 17-19.

[14] 丁欣硕,凌桂龙. ANSYS Workbench 14.5 有限元分析案例详解[M]. 北京: 清华大学出版社, 2014.

[15] 陈国栋,韩旭,刘桂萍,等. 基于自适应径向基函数的整车耐撞性多目标优化[J]. 中国机械工程, 2011, 22(4): 488-493.

[16] 王震虎,周巧英,刘开勇,等. 基于响应面模型的白车身多目标轻量化设计[J]. 中国机械工程, 2018, 29(1): 75-81.

[17] GAO F L, REN S, LIN C, et al. Metamodel-based multi-objective reliable optimization for front structure of electric vehicle [J] Automotive Innovation, 2018, 1(2): 131-139.

责任编辑: 罗慧敏
英文编辑: 吴志立