

不同旋耕作业载荷下拖拉机动力输出传动系振动特性分析

邵雪冬^{1,2} 杨子涵^{1,2} 宋正河^{1,2} 刘江辉³ 苑伟³

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 中国农业大学现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 北京 100083;
3. 洛阳西苑车辆与动力检验所有限公司, 洛阳 471000)

摘要: 为研究拖拉机旋耕作业载荷对动力输出传动系振动特性的影响,采用系统动力学建模、台架试验验证、田间试验与仿真分析相结合的方法加以分析。首先,在分析动力输出传动系结构的基础上,建立了描述其载荷传递机理的扭振耦合空间动力学模型,此模型详细考虑了横向和垂向的齿轮啮合传递效应。其次,利用拖拉机 PTO 加载试验台对模型的仿真结果进行试验验证,验证结果表明:横向和垂向的啮合频率误差最大分别为 4.24% 和 5.12%,满足建模要求。然后,搭建了由无线扭矩传感器、北斗定位系统等组成的作业数据采集系统,分别采集了拖拉机在 L1(2.07 km/h)、L2(3.10 km/h)、L3(5.29 km/h) 常用挡位下的田间旋耕作业数据,田间试验结果表明:旋耕作业的载荷水平和波动范围均随着作业挡位、行驶速度的升高而增大。最后,利用所建立的动力学模型仿真分析了不同作业挡位 PTO 负荷对齿轮传递特性的影响,结果表明:拖拉机旋耕作业挡位越高,由 PTO 载荷波动所引起的传动系振动位移越大,而且主要体现在横向振动。

关键词: 拖拉机; 动力输出传动系; 扭振耦合; 齿轮传递效应; 旋耕作业; 载荷特性

中图分类号: S219.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2022)S1-0332-08

Analysis of Influence of Tractor Rotary Tillage Load on Power Take-off Driveline

SHAO Xuedong^{1,2} YANG Zihan^{1,2} SONG Zhenghe^{1,2} LIU Jianghui³ YUAN Wei³

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China
2. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, China Agricultural University, Beijing 100083, China
3. Luoyang Xiyuan Vehicle and Power Inspection Institute Co., Ltd., Luoyang 471000, China)

Abstract: In order to study the influence of tractor rotation tillage load on power take-off driveline, the system dynamics modeling, bench experiment verification, field test and simulation analysis were used. Firstly, based on the structure analysis of the power output driveline, a torsional vibration coupled spatial dynamics model was established to describe the load transfer mechanism. In this model, transverse and vertical transmission effects of gear meshing were considered in detail. Secondly, the tractor power take-off (PTO) loading experiment bench was used to verify the simulation results of the model. The verification results showed that the maximum lateral and vertical mesh frequency errors were 4.24% and 5.12%, respectively, which met the modeling requirements. Then, the data acquisition system composed of wireless torque sensor and BeiDou positioning system was built, and the data of rotary tillage operation in the field under L1 (2.07 km/h), L2 (3.10 km/h) and L3 (5.29 km/h) were collected respectively. The results of the field test showed that the load level and fluctuation range of rotary tillage were increased with the increase of gear and driving speed. Finally, the influence of PTO load on gear transfer characteristics was simulated by using the established dynamic model. The results showed that the higher the tractor gear for rotary tillage operation, the greater the vibration displacement of power take-off driveline caused by the fluctuation of PTO load, which was mainly reflected in the lateral vibration. The above research provided theoretical model and data reference for durability design and load spectrum

收稿日期: 2022-06-30 修回日期: 2022-08-16
基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700301)
作者简介: 邵雪冬(1996—),男,博士生,主要从事农机装备载荷测试与可靠性试验研究,E-mail: xuedong_shao@163.com
通信作者: 宋正河(1973—),男,教授,博士生导师,主要从事农机装备可靠性试验研究,E-mail: songzhenghe@cau.edu.cn

loading experiment of tractor power take-off driveline.

Key words: tractor; power take-off driveline; torsional vibration coupling; gear transfer effect; rotary tillage operation; load characteristics

0 引言

旋耕作业是拖拉机典型的田间作业工况,在作业时发动机 50% ~ 75% 的动力经 PTO 轴传递给旋耕机具,动力输出传动系是进行动力传递的核心零部件系统^[1-2]。面对复杂田间作业环境与繁重的作业任务,拖拉机传动系会产生各种零部件失效问题。而拖拉机动力输出传动系的动力学特性受到田间载荷激励的直接影响,与作业载荷变化密切相关^[3-4]。因此,研究旋耕作业载荷变化对拖拉机动力输出传动系的影响具有重要意义。

齿轮传动系是拖拉机动力输出传动系的关键零部件。针对齿轮传动系的动力学建模,经典的 8 自由度模型最初由 BARTELMUS 提出^[5]。随后考虑齿轮啮合摩擦,对该模型进行改进并将其用于齿轮故障动态分析^[6-8]。LUNDVALL 等^[9]和 CHEN 等^[10-11]考虑传动误差、齿面摩擦、时变啮合刚度和齿侧间隙等因素,对齿轮传动系统的动力学性能进行了详细研究。其他学者针对行星齿轮组^[12-13]也开展了不同建模方式的讨论。上述研究为本文的理论建模提供了参考。

针对拖拉机传动系载荷,国内外学者主要在试验数据采集、损伤评估等方面开展了相关研究。KIM 等^[14]测试了拖拉机变速箱输入轴在犁耕、旋耕、运输工况下的载荷,并讨论了对传动系的负荷严重程度。LEE 等^[2]通过试验获取了旋耕和打包作业下的 PTO 扭矩,并利用雨流计数得到载荷谱,对比分析了不同工况下的 PTO 疲劳损伤程度。KIM 等^[15]也开展了类似的研究。方在华等^[16]针对犁耕和旋耕作业的拖拉机发动机载荷,在波动性、正态性、随机性等统计特征方面进行了研究。

然而上述研究受到试验手段和方法的限制,对田间作业载荷在拖拉机动力输出传动系的载荷传递过程及其影响并没有开展深入研究。在道路运输和轨道运输领域(如汽车、高铁等),国内外学者在动力传动系统建模^[17-18]、作业/运行载荷动态特性分析^[19-20]、车辆-环境交互作用^[21]等方面也开展了相关研究。这些研究的思路和方法为本文提供了很好的借鉴和参考。

基于上述讨论,本文拟采用系统动力学建模、台架试验验证、田间试验与仿真分析相结合的方法,研究拖拉机旋耕作业载荷对动力输出传动系的影响,

具体技术路线为:构建描述拖拉机动力输出传动系载荷传递的理论模型;通过台架加载试验进行模型的时域与频域数据验证;搭建田间测试系统并采集不同作业挡位下的旋耕作业 PTO 负荷,利用前述模型对齿轮传递特性开展仿真分析。

1 拖拉机动力输出传动系结构

以 LX2204 型拖拉机为例,整机传动系统结构示意图如图 1 所示。在田间旋耕作业时,发动机输出的动力一部分经过离合器、变速箱、前后驱动桥来驱动车轮行驶;绝大部分动力经 PTO 离合器、PTO 换挡齿轮箱、动力输出轴、联轴器传递给作业机具。

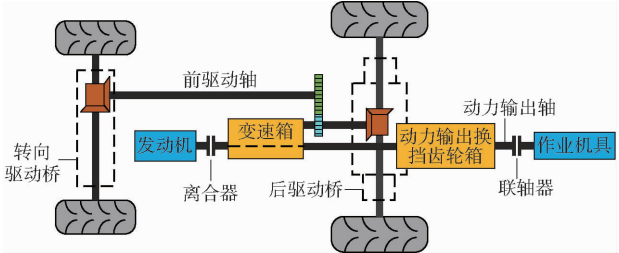


图 1 拖拉机整机传动系统结构示意图
Fig. 1 Schematic of tractor drive system structure

拖拉机动力输出传动系的结构示意图如图 2 所示,主要包括主动轴、主动齿轮、从动齿轮、内啮合齿轮、从动轴、PTO 轴等零部件。当内啮合齿轮向左移动后,动力输出轴切换至 540 r/min 挡位;反之,向右移动后切换至 1 000 r/min 挡位。1 000 r/min 挡位一般适用于大型拖拉机的重负荷旋耕作业。

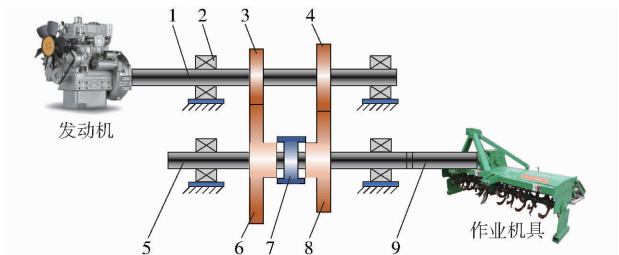


图 2 动力输出传动系结构示意图
Fig. 2 Schematic of power take-off driveline

- 1. 主动轴 2. 支撑轴承 3. 540 r/min 主动齿轮 4. 1 000 r/min 主动齿轮 5. 从动轴 6. 540 r/min 从动齿轮 7. 内啮合齿轮 8. 1000 r/min 从动齿轮 9. 动力输出轴

2 动力输出传动系扭振耦合空间动力学建模

2.1 物理模型

基于集中参数建模的方法,建立拖拉机动力输出传动系的扭振耦合模型,如图 3 所示。该模型由

发动机子模型、齿轮传动子模型和负载子模型组成。发动机子模型由一台发动机和一对离合器组成,在建模中主要考虑发动机的转动惯量。齿轮传动子模型由两对挡位齿轮、内啮合齿轮、主动轴、从动轴和支撑轴承组成。在建模中将每个轴承和传动轴的质量分散集中在临近齿轮上。负载子模型包括柔性联轴器器和旋耕机。采用弹簧元件和阻尼元件模拟联轴器在动力传递过程中的弹性刚度和阻尼系数。

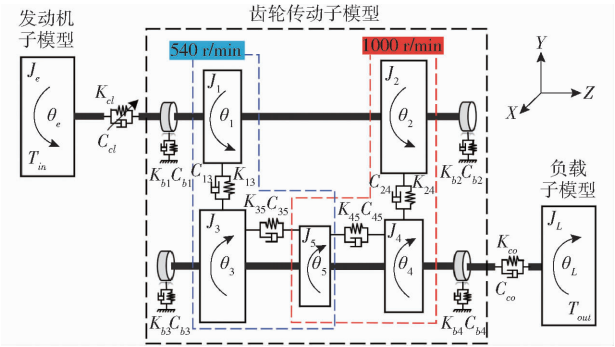


Fig. 3 Physical model of power take-off driveline

该模型由7个刚体组成,共17个自由度。每个齿轮有3个自由度,包括垂直(Y)、横向(X)和旋转(θ)运动。发动机和负载只考虑旋转方向运动。发动机、齿轮、负载的旋转角为 θ_e 、 θ_i ($i=1,2,3,4,5$)、 θ_L ,齿轮的横向和垂向位移为 x_i 、 y_i ($i=1,2,3,4,5$)。

模型的复杂性取决于所需的计算精度、动力学分析的目的、各部件在动力响应中的贡献等因素。从本质上讲,目前的模型已经非常接近实际的系统结构。在将实际动力输出传动系简化为现有物理模型的过程中,所做的主要假设如下:不考虑传动轴系与连接结构的相互作用,因此忽略变速箱箱体的共振;传动轴和轴承的质量集中在齿轮上;在齿轮传动过程中忽略轮齿的传动误差;内啮合齿轮副所受的阻力很小。

2.2 数学模型

基于上述物理模型,以1 000 r/min 转速挡位为例,建立动力输出传动系的数学模型,如图4所示。该模型包含了3类基本的机械元件:弹性元件、阻尼元件和惯性元件。除外界主动力外,传动系内部的载荷均可以用弹性力、阻尼力和惯性力来表示。

(1) 离合器、联轴器和传动轴的内部力矩

主动轴、从动轴及所连接离合器和联轴器的内部力矩可以表示为

$$\begin{cases} M_1 = k_{cl}(\theta_e - \theta_2) \\ M_{1t} = c_{cl}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_2) \\ M_2 = k_{co}(\theta_4 - \theta_L) \\ M_{2t} = c_{co}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_L) \end{cases} \quad (1)$$

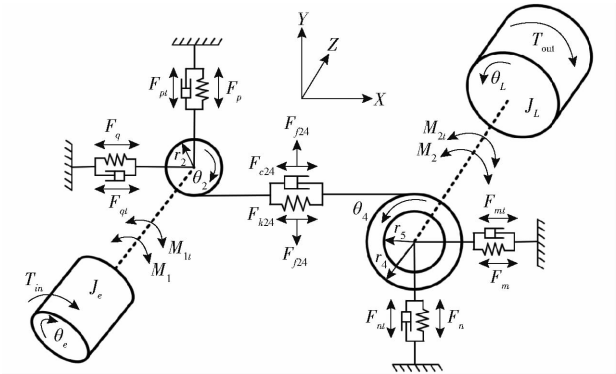


图4 动力输出传动系的数学模型

Fig. 4 Mathematical model of power take-off driveline

式中 M_1 、 M_2 ——主动轴、从动轴的内部弹性力矩
 M_{1t} 、 M_{2t} ——主动轴、从动轴的内部阻尼力矩
 θ_2 、 θ_4 ——主、被动齿轮的角位移
 θ_e 、 θ_L ——发动机、负载的角位移
 k_{cl} 、 k_{co} ——主动轴、从动轴的扭转刚度
 c_{cl} 、 c_{co} ——离合器、联轴器的扭转阻尼系数

(2) 主、被动齿轮的啮合力

在换挡齿轮啮合过程中,齿轮副的齿形变形可以模拟为带阻尼的时变弹簧,主动和被动齿轮间的啮合力可表示为

$$F_{m24} = F_{k24} + F_{c24} \quad (2)$$

式中 F_{k24} 、 F_{c24} ——轮齿的弹性力、阻尼力

根据弹性力学理论,轮齿的弹性力和阻尼力可表示为

$$\begin{cases} F_{k24} = k_{24}(\bar{x}_2 - \bar{x}_4) \\ F_{c24} = c_{24}(\dot{\bar{x}}_2 - \dot{\bar{x}}_4) \end{cases} \quad (3)$$

式中 $\bar{x}_2$ 、 $\bar{x}_4$ ——主、被动齿轮啮合点沿X方向位移
 k_{24} 、 c_{24} ——齿轮副啮合的综合刚度、阻尼系数
主、被动齿轮在啮合点沿X方向的位移可以定义为

$$\begin{cases} \bar{x}_2 = x_2 + r_2\theta_2 \\ \bar{x}_4 = x_4 - r_4\theta_4 \end{cases} \quad (4)$$

式中 x_2 、 x_4 ——主、被动齿轮绝对位移
 r_2 、 r_4 ——主、被动齿轮基圆半径

旋转(θ)和横向(X)的自由度是耦合的,这种现象称为弹性耦合和粘性耦合。它是由于轮齿间的啮合,使轮齿的扭转振动和横向振动相互作用而引起的。

将公式(3)、(4)代入公式(2),可得出主、被动齿轮啮合力的具体表达式为

$$F_{m24} = k_{24}(r_2\theta_2 - r_4\theta_4 + x_2 - x_4) + c_{24}(r_2\dot{\theta}_2 - r_4\dot{\theta}_4 + \dot{x}_2 - \dot{x}_4) \quad (5)$$

(3) 齿轮时变啮合刚度和阻尼系数

根据文献[22]提出的齿轮啮合阻尼模型,计算

主、被动齿轮啮合的综合阻尼系数为

$$c_{24} = 2\xi \sqrt{\frac{m_2 m_4}{m_2 + m_4}} k_{24} \tag{6}$$

式中 $m_2、m_4$ ——主、被动齿轮的质量
 ξ ——齿轮啮合阻尼系数比,取 0.01 ~ 0.1

(4) 齿面摩擦力

在考虑轮齿摩擦的影响时,还必须考虑轮齿在垂直于啮合线方向上的平移自由度。齿面摩擦力可表示为

$$F_f = \lambda f F_m \tag{7}$$

式中 λ ——等效摩擦系数
 f ——摩擦方向系数,当 F_f 在 y 正方向取 1;当 F_f 在 y 负方向取 -1

(5) 传动系的动力学方程

基于达朗贝尔原理提出的惯性力的概念($F_\theta = -ma$),将动力学问题中微分方程的建立转化为静力学问题中“平衡方程”的建立。依据此原理,建立上述多自由度动力学系统的运动方程。

发动机与负载在旋转自由度的运动方程为

$$\begin{cases} J_e \ddot{\theta}_e = T_{in} - M_1 - M_{1t} \\ J_L \ddot{\theta}_L = M_2 + M_{2t} - T_{out} \end{cases} \tag{8}$$

式中 $J_e、J_L$ ——发动机、负载的转动惯量
 $T_{in}、T_{out}$ ——发动机、负载的转矩

主、被动齿轮在 3 个自由度的运动方程为:

旋转运动

$$\begin{cases} J_2 \ddot{\theta}_2 = M_1 + M_{1t} - r_2 (F_{k24} + F_{c24}) \\ (J_4 + J_5) \ddot{\theta}_4 = r_4 (F_{k24} + F_{c24}) - M_2 - M_{2t} \end{cases} \tag{9}$$

横向运动

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 = - (F_{k24} + F_{c24}) - F_q - F_{qt} \\ (m_4 + m_5) \ddot{x}_4 = F_{k24} + F_{c24} - F_m - F_{mt} \end{cases} \tag{10}$$

垂向运动

$$\begin{cases} m_2 \ddot{y}_2 = F_{j24} - F_p - F_{pt} \\ (m_4 + m_5) \ddot{y}_4 = - F_{j24} - F_n - F_{nt} \end{cases} \tag{11}$$

式中 $J_2、J_4、J_5$ ——主、被动和内啮合齿轮的转动惯量

m_5 ——内啮合齿轮的质量
 $F_q、F_{qt}$ ——左侧支撑点的弹性力和阻尼力
 $F_m、F_{mt}$ ——右侧支撑点的弹性力和阻尼力
 F_{j24} ——主、被动齿轮的轮齿摩擦力
 $F_p、F_{pt}$ ——上方支撑点的弹性力和阻尼力
 $F_n、F_{nt}$ ——下方支撑点的弹性力和阻尼力

将公式(1) ~ (7)代入公式(8) ~ (11)中,动力输出传动系的动力学方程可进一步表述为

$$\begin{cases} J_e \ddot{\theta}_e + c_{cl} (\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_2) + k_{cl} (\theta_e - \theta_2) = T_{in} \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + c_{cl} (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_e) + k_{cl} (\theta_2 - \theta_e) = -r_2 (F_{k24} + F_{c24}) \\ J_{45} \ddot{\theta}_4 + c_{co} (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_L) + k_{co} (\theta_4 - \theta_L) = r_4 (F_{k24} + F_{c24}) \\ J_L \ddot{\theta}_L + c_{co} (\dot{\theta}_L - \dot{\theta}_4) + k_{co} (\theta_L - \theta_4) = -T_{out} \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_q \dot{x}_2 + k_q x_2 = - (F_{k24} + F_{c24}) \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_p \dot{y}_2 + k_p y_2 = F_{j24} \\ (m_4 + m_5) \ddot{x}_4 + c_m \dot{x}_4 + k_m x_4 = F_{k24} + F_{c24} \\ (m_4 + m_5) \ddot{y}_4 + c_n \dot{y}_4 + k_n y_4 = - F_{j24} \end{cases} \tag{12}$$

3 动力学模型仿真与试验验证

3.1 模型仿真

在进行模型动力学仿真时,仿真模型的输入参数均依据实际情况而定,如表 1 所示。齿轮啮合刚度的计算结果如图 5 所示。如文献[22]所述,齿轮啮合阻尼系数与啮合刚度成正比,啮合阻尼系数比选取为 0.07。动力输出轴的转矩和转速设置为 1 460 N·m 和 1 000 r/min。相应地,发动机的转矩和转速分别为 784 N·m 和 1 864 r/min。采用变步长 ode15s 算法进行微分方程求解。

表 1 动力输出传动系的模型参数

Tab. 1 Model parameters of power take-off driveline

参数	齿轮 2	齿轮 4	齿轮 5
齿数	22	41	24
齿宽/mm	28	28	22
模数/mm	6	6	3.5
基圆半径/mm	62	116	40
压力角/(°)	20	20	20
横向支撑刚度/(N·m ⁻¹)	5.0 × 10 ⁸	5.0 × 10 ⁸	5.0 × 10 ⁸
垂向支撑刚度/(N·m ⁻¹)	5.0 × 10 ⁸	5.0 × 10 ⁸	5.0 × 10 ⁸
横向支撑阻尼系数/(N·m ⁻¹ ·s)	4.0 × 10 ⁵	4.0 × 10 ⁵	4.0 × 10 ⁵
垂向支撑阻尼系数/(N·m ⁻¹ ·s)	4.0 × 10 ⁵	4.0 × 10 ⁵	4.0 × 10 ⁵
泊松比	0.25	0.25	0.25
杨氏模量/GPa	207	207	207

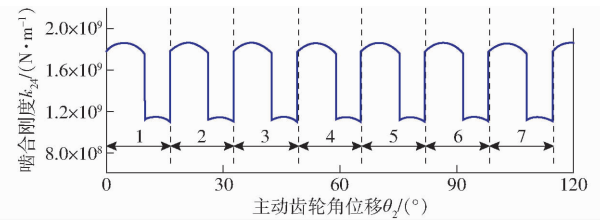


图 5 主动齿轮啮合刚度计算结果

Fig. 5 Calculation results of mesh stiffness of driving gear

3.2 台架试验

拖拉机 PTO 加载试验台主要由加载电机、扭矩传感器、速度传感器和位置调节器等组成,如图 6a



图 6 拖拉机 PTO 加载台架试验
Fig. 6 Tractor PTO loading bench experiment

所示。试验地点位于洛阳西苑车辆与动力检验所有限公司。为了验证所建立的动力学模型,台架试验和仿真模型中的输入参数均保持一致。在 PTO 加载过程中,采集动力输出传动系的振动加速度信号(信号数值以 9.8 m/s^2 为单位,用 g 表示)。如图 6b

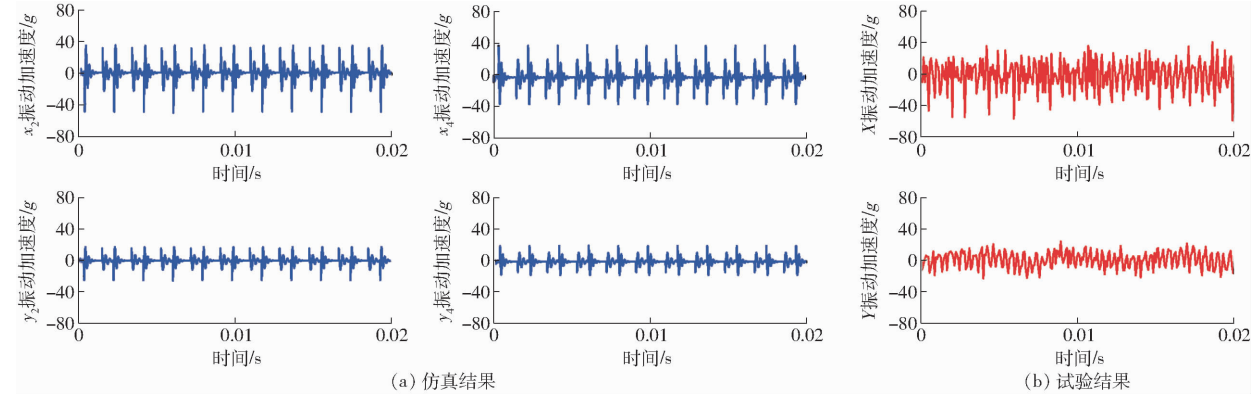


图 7 横向和垂向振动加速度仿真结果与试验结果(时域)

Fig. 7 Simulation and experiment results of lateral and vertical vibration acceleration (time domain)

表 2 振动加速度数据的统计特征(时域)
Tab.2 Statistical characteristics of vibration acceleration in time domain g

齿轮	横向(垂向)时域数据			
	最大幅值		标准差	
	试验	仿真	试验	仿真
2	54.98 (24.14)	49.18 (24.66)	10.42 (7.06)	4.55 (2.73)
4		40.33 (20.20)		5.76 (3.45)

采用功率谱密度对时域数据进行分析,动力输出传动系仿真结果与试验结果的频域分布如图 8 所示。在模型仿真中,主、被动齿轮的旋转频率分别为 $31.06\text{ Hz}(f_{r2}=n_2/60)$ 和 $16.67\text{ Hz}(f_{r4}=n_4/60)$,其啮合频率为 $683.33\text{ Hz}(f_m=z_2f_{r2}=z_4f_{r4})$ 。从频域结果可以看出:无论是仿真结果还是试验结果,横向和纵向的振动频域分布均相同,而且频域成分均为啮

合频率及其倍频。但在 $0\sim300\text{ Hz}$ 低频区域,仿真与试验结果存在差异,这可能是由于传动轴系与箱体间低频振动的传递误差和耦合效应引起的。表 3 给出了频域成分的仿真值与试验值对比,横向和垂向的最大误差分别为 4.24% 和 5.12% 。

3.3 仿真模型的试验验证

为验证所建立模型的准确性,将仿真结果与试验数据在时域和频域进行比较。

图 7 所示为动力输出传动系试验与仿真的时域数据。从仿真结果看出:主、被动齿轮的横向加速度大致在 $-40\sim40\text{ g}$ 范围内波动,最小幅值不低于 -50 g ;垂向加速度在 $-25\sim20\text{ g}$ 范围内波动。横向振动的幅值明显大于垂向振动。从动力学方程(10)、(11)中也可以解释这种现象:横向运动主要受齿轮啮合力的影响,垂向运动主要受啮合过程中的齿面摩擦力,而齿轮啮合力要远大于齿面摩擦力。从图 7 的试验结果看出:横向振动在 $-50\sim40\text{ g}$ 范围内波动,垂向振动范围在 $-20\sim20\text{ g}$ 内,与仿真数据基本吻合,并且也可以观察到仿真中所描述的现象。为更准确地将仿真与试验结果进行比较,采用最大幅值和标准差对结果进行统计,如表 2 所示。

合频率及其倍频。但在 $0\sim300\text{ Hz}$ 低频区域,仿真与试验结果存在差异,这可能是由于传动轴系与箱体间低频振动的传递误差和耦合效应引起的。表 3 给出了频域成分的仿真值与试验值对比,横向和垂向的最大误差分别为 4.24% 和 5.12% 。

综上所述,无论是时域分析还是频域分析,仿真模型的结果与试验结果基本保持一致,所建模型的准确性和合理性得到验证。

4 旋耕作业载荷对动力输出传动系的影响

4.1 田间旋耕作业数据采集试验

本次试验样机为 LX2204 大功率拖拉机,搭载的作业机具为法国库恩 EL282-450 型旋耕机,具体参数见表 4。为获取田间旋耕作业时的拖拉机机组数据,搭建了由无线扭矩传感器、霍尔转速传感

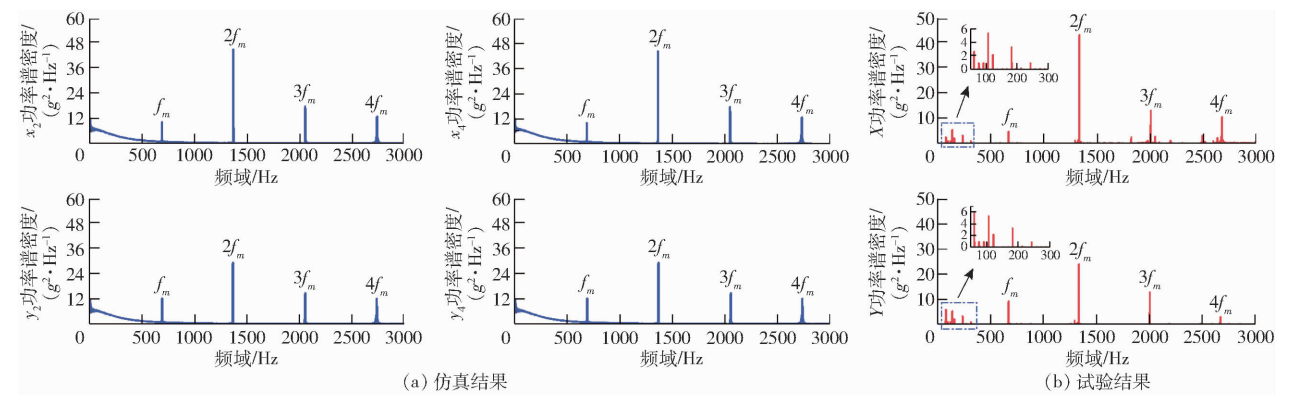


图 8 横向和垂向振动加速度的仿真结果与试验结果(频域)

Fig.8 Simulation and experiment results of lateral and vertical vibration acceleration(frequency domain)

表 3 振动加速度数据对比(频域)

Tab.3 Comparison of vibration acceleration in frequency domain

啮合 频率	X			Y		
	仿真/ Hz	试验/ Hz	误差/ %	仿真/ Hz	试验/ Hz	误差/ %
f_m	683	668	2.20	683	663	2.93
$2f_m$	1 367	1 316	3.73	1 367	1 297	5.12
$3f_m$	2 050	2 024	1.27	2 050	2 014	1.76
$4f_m$	2 733	2 617	4.24	2 733	2 629	3.81

表 4 试验样机参数

Tab.4 Specifications for test prototype

类型	参数	数值/型式
拖拉机	外形尺寸(长×宽×高)/ (mm×mm×mm)	5 580×3 550×3 400
	轴距/mm	2 928
	发动机额定功率/kW	162
	变速箱挡位	12F+4R
	PTO 转速/(r·min ⁻¹)	540、1 000
	PTO 功率/kW	≥137.75
旋耕机	作业宽度/m	4.5
	作业深度/cm	8~26
	最大允许拖拉机功率/kW	201

器、北斗定位系统等组成的数据采集系统,能够实现拖拉机行驶速度、PTO 转速、PTO 转矩等作业数据的同步采集。传感器安装及田间试验如图 9 所示。



图 9 田间旋耕作业数据采集试验

Fig.9 Data acquisition test of rotary tillage operation in field

试验地点位于黑龙江省哈尔滨市,地处东北平

原。试验时间为 2021 年 9 月,环境温度为 24℃。本次试验仅考虑挡位与车速变化对拖拉机动力输出传动系载荷的影响。PTO 作业挡位为 1 000 r/min。分别采集拖拉机在常用旋耕作业挡位 L1 挡、L2 挡、L3 挡下的作业数据,这 3 种挡位下拖拉机的理论行驶速度分别为 2.00、3.04、4.91 km/h。为保持试验数据的合理性,在试验过程中始终由一名经验丰富的驾驶员操作拖拉机。

4.2 动力输出传动系的载荷特性分析

为研究旋耕作业载荷对动力输出传动系的影响,将田间采集数据作为上述模型的输入参数,并通过数值求解算法获得动力输出传动系在不同作业挡位下的动力学响应。

拖拉机在 L1、L2 和 L3 挡位下旋耕作业的实际行驶速度和 PTO 负载如图 10 所示。为描述田间旋耕作业的载荷特点,选取均值和标准差作为统计特征参数,统计结果如表 5 所示。从田间试验的统计结果看出,拖拉机在 3 个挡位下的平均行驶速度分别为 2.07、3.10、5.29 km/h。并且,随着作业挡位和行驶速度的升高,PTO 扭矩的均值和标准差都变大,这表明旋耕作业的载荷水平和波动范围都在增大。

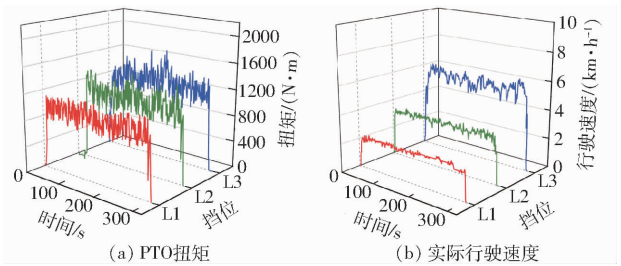


图 10 3 种挡位下的田间旋耕作业数据

Fig.10 Data of rotary tillage operation in three gears

在上述分析的基础上,将田间数据代入动力学模型进行求解计算。齿轮传动系统是动力输出传动系载荷传递的主要部件,其载荷特性对作业可靠性有重要影响。因此,对此部分的动力学响应数据利

表 5 田间作业行驶速度与 PTO 扭矩的统计结果

Tab.5 Statistical characteristics of driving speed and PTO torque in field operation

挡位	行驶速度/(km·h ⁻¹)		PTO 扭矩/(N·m)	
	均值	标准差	均值	标准差
L1	2.07	0.32	910.79	204.54
L2	3.10	0.59	987.47	363.10
L3	5.29	0.95	1 145.83	394.52

用箱线图进行统计分析。

图 11 为在 L1、L2、L3 挡位下动力输出传动系内主、被动齿轮在横向(*X*)和垂向(*Y*)的振动位移。在横向(*X*)上,主、被动齿轮在 3 个作业挡位下振动位移的均值分别为 16.58、19.34、21.23 μm,位移波动幅值分别为 7.25、9.94、11.78 μm;在垂向(*Y*)上,主、被动齿轮在 3 个作业挡位下振动位移的均值分别为 0.33、0.38、0.42 μm,位移波动幅值分别为 0.14、0.20、0.23 μm。主、被动齿轮的横向振动明显大于垂向振动,这与模型的仿真结果相吻合。由此可以看出,拖拉机旋耕作业挡位越高,PTO 载荷波动所引起的传动系振动位移越大,而且主要体现在横向振动。

5 结论

- (1)构建了动力输出传动系的扭振耦合空间动力学模型,该模型描述了传动系内部载荷传递关系与机理,详细地考虑了横向和垂向的齿轮传递效应。
- (2)利用拖拉机 PTO 加载试验台对模型的仿真结果进行试验验证。时域与频域的对比结果表明:由于齿轮啮合力的作用,横向振动的幅值明显大于垂向振动,时域数据与仿真结果基本吻合;横向与垂向的啮合频率误差最大分别为 4.24%、5.12%,满

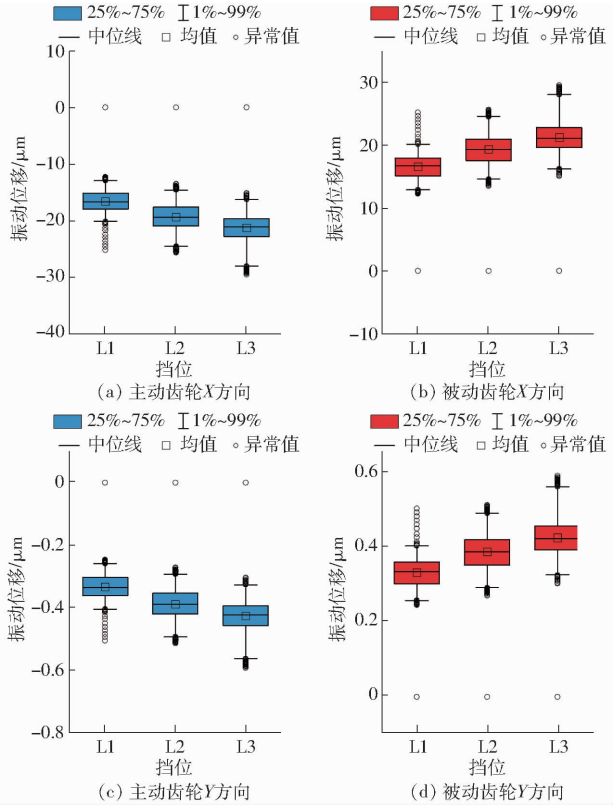


图 11 田间 PTO 载荷作用下主、被动齿轮的振动位移
Fig.11 Vibration displacements of active and passive gears under field PTO loads

- 足建模要求。
- (3)搭建作业数据采集系统,分别采集了拖拉机在 L1(2.07 km/h)、L2(3.10 km/h)、L3(5.29 km/h)常用挡位下的田间旋耕作业数据,并利用所建立的模型仿真分析了不同作业挡位 PTO 负荷对齿轮传递特性的影响,结果表明:拖拉机旋耕作业挡位越高,由 PTO 载荷波动所引起的传动系振动位移越大,而且主要体现在横向振动。

参 考 文 献

[1] 谢斌,武仲斌,毛恩荣. 农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2018, 49(8): 1-17.
XIE Bin, WU Zhongbin, MAO Enrong. Development and prospect of key technologies on agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 1-17. (in Chinese)

[2] LEE Dae-Hyun, KIM Yong-Joo, CHUNG Sun-Ok, et al. Analysis of the PTO load of a 75 kW agricultural tractor during rotary tillage and baler operation in Korean upland fields[J]. Journal of Terramechanics, 2015, 60: 75-83.

[3] SHAO Xuedong, SONG Zhenghe, YIN Yiyong, et al. Statistical distribution modelling and parameter identification of the dynamic stress spectrum of a tractor front driven axle[J]. Biosystems Engineering, 2021, 205: 152-163.

[4] 温昌凯,谢斌,李若晨,等. 拖拉机作业载荷数据平台设计与旋耕作业质量预测[J]. 农业机械学报, 2020, 51(8): 372-381.
WEN Changkai, XIE Bin, LI Ruochen, et al. Construction of tractor working load data platform and prediction of rotary tillage quality[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(8): 372-381. (in Chinese)

[5] BARTELMUS W. Mathematical modelling and computer simulations as an aid to gearbox diagnostics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2001, 15(5): 855-871.

[6] WU Siyan, ZUO Ming, PAREY A. Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 317(3-5): 608-624.

[7] TIAN Zhigang, ZUO Ming, WU Siyan. Crack propagation assessment for spur gears using model-based analysis and simulation[J]. Journal of Intelligent Manufacturing, 2012, 23(2): 239-253.

[8] LIANG Xihui, LIU Zhiliang, PAN Jun, et al. Spur gear tooth pitting propagation assessment using model-based analysis[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 30(6): 1369-1382.

[9] LUNDVALL O, STRÖMBERG N, KLARBRING A. A flexible multi-body approach for frictional contact in spur gears[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 278(3): 479–499.

[10] CHEN Zaigang, SHAO Yimin. Dynamic simulation of spur gear with tooth root crack propagating along tooth width and crack depth[J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18(8): 2149–2164.

[11] CHEN Zaigang, ZHAI Wanming, SHAO Yimin, et al. Analytical model for mesh stiffness calculation of spur gear pair with non-uniformly distributed tooth root crack[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 66: 502–514.

[12] RYALI Lokaditya, TALBOT David. A dynamic load distribution model of planetary gear sets[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 158: 104229.

[13] LIU Changzhao, YIN Xiansong, LIAO Yinghua, et al. Hybrid dynamic modeling and analysis of the electric vehicle planetary gear system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 150: 103860.

[14] KIM Jung Hyeon, KIM KyeongUk, WU Yonggen. Analysis of transmission load of agricultural tractors [J]. Journal of Terramechanics, 2000, 37(3): 113–125.

[15] KIM Yong-Joo, CHUNG Sun-Ok, CHOI Chang-Hyun. Effects of gear selection of an agricultural tractor on transmission and PTO load during rotary tillage[J]. Soil and Tillage Research, 2013, 134: 90–96.

[16] 方在华,周志立,杨铁皂,等. 犁耕和旋耕作业发动机载荷的统计特性[J]. 农业工程学报, 2000, 16(4): 85–87.

FANG Zaihua, ZHOU Zhili, YANG Tiezao, et al. Statistical properties of working load of engine in plowing and rototilling[J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(4): 85–87. (in Chinese)

[17] 舒锐志,魏静,秦大同,等. 多源驱动/传动系统机电耦合建模及同步特性研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(7): 63–73.

SHU Ruizhi, WEI Jing, QIN Datong, et al. Multi-source drive/transmission system electromechanical coupling modeling and synchronization characteristic research[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(7): 63–73. (in Chinese)

[18] 张立军,司杨,余卓平. 燃料电池轿车动力传动系统非线性动态特性仿真分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(2): 62–67.

ZHANG Lijun, SI Yang, YU Zhuoping. Numerical investigation into nonlinear dynamical characteristics of fuelcell vehicle powertrain system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(2): 62–67. (in Chinese)

[19] 王自超,翟婉明,陈再刚,等. 考虑齿轮传动系统的重载电力机车动力性能研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 48–54.

WANG Zichao, ZHAI Wanming, CHEN Zaigang, et al. Dynamic performance of heavy-haul electric locomotive considering effect of gear transmission system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 48–54. (in Chinese)

[20] 周驰,王琪,丁炜琦,等. 输入转矩对驱动桥系统动力学特性的影响[J]. 机械工程学报, 2016, 52(2): 134–143.

ZHOU Chi, WANG Qi, DING Weiqi, et al. Dynamics of drive axle system with effects of input torque [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(2): 134–143. (in Chinese)

[21] 孙刚,任尊松,辛欣,等. 高速动车组齿轮传动系统振动特性[J]. 机械工程学报, 2019, 55(18): 104–111.

SUN Gang, REN Zunsong, XIN Xin, et al. Dynamics of gear transmission system of high-speed vehicle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(18): 104–111. (in Chinese)

[22] LIANG Xihui, ZHANG Hongsheng, LIU Libin, et al. The influence of tooth pitting on the mesh stiffness of a pair of external spur gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 106: 1–15.

(上接第 200 页)

[24] 徐光浩. 双行振动式木薯收获机关键部件设计与试验研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2022.

XU Guanghao. Design and experimental research on key components of double-row vibrating cassava harvester[D]. Beijing: China Agricultural University, 2022. (in Chinese)

[25] 万里鹏程,李永磊,赵虎,等. 根茎类作物单摆铲栅收获装置渐变抛掷特性[J]. 农业工程学报, 2021, 37(24): 9–21.

WAN Lipengcheng, LI Yonglei, ZHAO Hu, et al. Gradient throwing characteristics of oscillating slat shovel for rhizome crop harvesters[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(24): 9–21. (in Chinese)

[26] 万里鹏程,李永磊,苏辰,等. 基于 EEPA 接触模型的土壤耕作特性模拟及颗粒球型影响分析[J]. 中国农业大学学报, 2021, 26(12): 193–206.

WAN Lipengcheng, LI Yonglei, SU Chen, et al. Simulation of soil tillage characteristics based on EEPA contact model and analysis of influence of particle sphere type[J]. Journal of China Agricultural University, 2021, 26(12): 193–206. (in Chinese)

[27] THAKUR S C, MORRISSEY J P, SUN J, et al. Micromechanical analysis of cohesive granular materials using the discrete element method with an adhesive elasto-plastic contact model[J]. Granular Matter, 2014, 16(3): 383–400.

[28] 王宪良,钟晓康,耿元乐,等. 基于离散元非线性弹塑性接触模型的免耕土壤参数标定[J]. 农业工程学报, 2021, 37(23): 100–107.

WANG Xianliang, ZHONG Xiaokang, GENG Yuanle, et al. Construction and parameter calibration of the nonlinear elastoplastic discrete element model for no-tillage soil compaction[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(23): 100–107. (in Chinese)

[29] 张锐,韩佃雷,吉巧丽,等. 离散元模拟中沙土参数标定方法研究[J]. 农业机械学报, 2017, 48(3): 49–56.

ZHANG Rui, HAN Dianlei, JI Qiaoli, et al. Study on calibration method of sandy soil parameters in discrete element simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(3): 49–56. (in Chinese)

[30] 闻德生,孙立杰,席冰,等. 双斜盘多排式轴向柱塞马达转矩特性分析[J]. 农业机械学报, 2020, 51(6): 420–426.

WEN Desheng, SUN Lijie, XI Bing, et al. Output torque characteristics analysis of double swash plate multi-row axial piston motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(6): 420–426. (in Chinese)