

联合收获机传动带稳态温度场预测与试验

徐保岩 刘烨虹 王远 王书茂 王新

(中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 传动带是联合收获机的关键传动部件,在联合收获机高强度作业过程中会出现因温度升高加剧橡胶老化、表面硬化及磨损开裂等现象。针对传动带稳态温度场分布计算问题,提出了一种基于动力学模型和有限元仿真计算的传动带稳态温度场预测方法。首先,在 AVL Excite TD 软件中通过设置带轮的物性参数、带的动态特性参数、张紧机构摩擦和扭转参数、驱动和负载参数,构建了传动带温升热源计算模型。其次,通过分析传动带热平衡方程、确定热流分配系数和对流换热条件,建立其二维稳态温度场有限元预测模型。再次,基于联合收获机 CAN 总线,开发了传动带工况采集系统。最后,以 GM80 型小麦收获机发动机动力输出轴与后中间轴之间的联组带为对象,开展了传动带稳态温度场预测田间试验。试验结果表明:当主动轮平均转速 2 244 r/min、从动轮平均负载 338 N·m 时,实测稳态温度为 42.55℃,仿真稳态温度为 41.7℃,稳态误差为 1.97%;当驱动轮平均转速 2 244 r/min、从动轮平均负载 382 N·m 时,实测稳态温度为 45.95℃,仿真稳态温度为 45.2℃,稳态误差为 1.63%。两次试验的稳态误差均小于 2%,验证了联合收获机传动带稳态温度场预测方法的可行性与准确性。

关键词: 联合收获机; 功率损失; 温度场; AVL Excite TD

中图分类号: S225; S220.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2020)S1-0254-07

Prediction and Experiment on Steady Temperature Field of Combine Drive Belt

XU Baoyan LIU Yehong WANG Yuan WANG Shumao WANG Xin

(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: Belt is the key transmission component of combine, which will lead to rubber aging, surface hardening and wear cracking due to temperature rise in the process of high strength operation. Focused on calculation of temperature field of belt, a prediction method of steady-state temperature field of transmission belt based on dynamic model and finite element simulation was proposed. Firstly, calculation model of temperature rise and heat source of transmission belt was established by setting physical parameters of the pulley, dynamic characteristic parameters of belt, friction and torsion parameters of tension mechanism, driving and load parameters in AVL Excite TD software. Secondly, finite element prediction model of two-dimensional steady-state temperature field was established by analyzing heat balance equation of belt, calculating heat flow distribution coefficient and heat transfer coefficient. Thirdly, belt working condition acquisition system was developed based on CAN bus of combine. Finally, steady temperature field of a certain V-belts of wheat harvester was studied. The experiment results showed that measured steady-state temperature was 42.55℃ and simulated steady-state temperature was 41.7℃ under the working conditions of average speed of driving wheel of 2 244 r/min and average load of driven wheel of 338 N·m. The steady-state error was 1.97%. Measured steady-state temperature was 45.95℃ and simulated steady-state temperature was 45.2℃ under the working conditions of average speed of driving wheel of 2 244 r/min and average load of driven wheel of 382 N·m. The steady-state error was 1.97%. Steady-state error of the two tests was less than 2%, which verified the feasibility and accuracy of the prediction method for the steady-state temperature field of the combine drive belt.

Key words: combine harvester; power loss; temperature field; AVL Excite TD

收稿日期: 2020-08-01 修回日期: 2020-09-10

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700603)

作者简介: 徐保岩(1991—),男,博士生,主要从事农机装备智能测控技术研究,E-mail: cmmxby@cau.edu.cn

通信作者: 王新(1982—),女,副教授,博士生导师,主要从事智能农机装备与测控技术研究,E-mail: wangxin117@cau.edu.cn

0 引言

带传动相比其他传动方式具有结构简单、噪声低、过载保护、抗冲击载荷等优点,被广泛应用于联合收获机传动系统中。多楔带或联组带作为联合收获机动力传递的重要媒介,其可靠性对收获机的作业效率及增收增产有着至关重要的影响^[1-2]。但是,在高强度连续作业过程中,传动带会出现因温度升高而加剧橡胶老化、表面硬化及磨损开裂等现象^[3-4],严重影响到传动带使用寿命及整机工作的稳定性。所以研究传动带温度场对提高其使用寿命及降低收获机的故障率具有非常重要的意义。

近年来,国内外学者对传动带温度场的相关研究主要集中于两方面:以传动带温度为表征,建立传动系统的速度损失^[5]、功率损失^[6-7]与传动参数(张紧力、驱动轮转速、负载、带轮直径等)之间的试验数值模型;以材料力学为基础,构建传动带的迟滞损耗^[8-9]和摩擦损耗^[7,10]的计算方法。虽然在已有的研究工作中,未直接对传动带温度场进行研究,但为分析和计算传动带温度场的热源提供了参考依据。

本文以 GM80 型小麦收获机发动机动力输出轴与后中间轴之间的联组带(简称主传动带)为研究对象,基于 AVL Excite TD 软件建立主传动带功耗损失模型,计算传动系统各部分的能量损耗并以此作为热源,进一步采用有限元方法对传动带温度场进行仿真预测。通过使用自行设计的数据采集系统进行田间试验,以验证联合收获机传动带温度场预测方法的可行性及准确性。

1 主传动带温升热源计算

带传动系统的功率损失包括传动带与带轮间的滑动摩擦损失^[11-12]、传动带的迟滞损失、轴承的摩擦损失^[13-14]、张紧器的摩擦迟滞损失^[15]。其中,传动带迟滞损失可分为弯曲损失、拉伸损失、剪切损失、径向压缩损失^[16-18]。造成传动带温度升高的主要热源是传动带与带轮间的滑动摩擦损失和传动带的弯曲迟滞损失^[7,16]。下面针对这两种热源在 AVL Excite TD^[19] 软件中进行建模计算。

1.1 温升热源计算模型

在 AVL Excite TD 中构建传动带温升热源计算模型,主要步骤为:①设置传动系中带轮和传动带的物性参数。物性参数主要包括轮系的相对位置及大小、传动带的动态特性参数、接触的摩擦参数等。②设置张紧机构参数,包括摩擦扭矩、扭转刚度、张紧臂行程等。③施加系统驱动和负载。④设置载荷

步,计算特定工况的热源值。计算流程如图 1 所示。

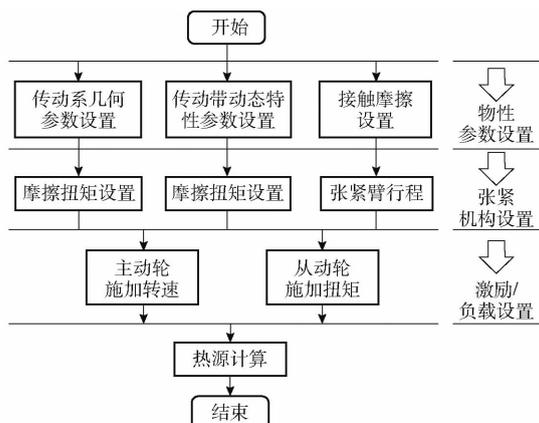


图 1 传动带温升热源计算流程图

Fig. 1 Flow chart of heat source calculation for belts temperature rise

GM80 型小麦收获机主传动带传动系统由驱动轮、从动轮、张紧轮、惰轮、主传动带组成,如图 2 所示。除行走底盘外,拨禾轮、切割装置、输送装置、脱粒装置、清选装置、集粮装置、提升装置的动力均源于从动轮。在计算模型中,主传动带轮视为刚体^[20]。传动系带轮相关参数如表 1 所示。

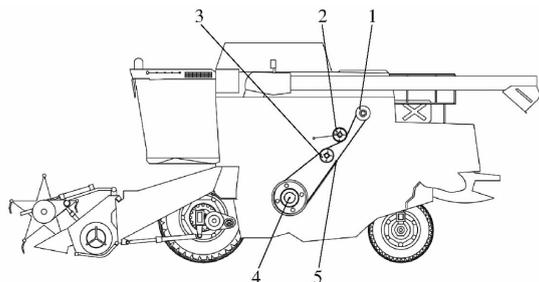


图 2 GM80 型小麦收获机主传动带传动系简化模型

Fig. 2 Simplified model of maindrive belt transmission system of GM80 combine harvester

1. 驱动轮 2. 张紧机构 3. 惰轮 4. 从动轮 5. 主传动带

表 1 主传动带传动系带轮物性参数

Tab. 1 Physical parameters of main drive belt tie pulley

部件	节圆直径/	旋转中心	转动惯量/
	mm	坐标/(mm,mm)	(kg·m ²)
主动轮	210	(0,0)	0.07
从动轮	430	(1 400,0)	0.70
张紧轮	180	(700,-191)	0.05
惰轮	190	(800,-100)	0.05

联组带是动力传递的重要媒介,在计算模型中联组带视为柔性体^[20]。基于刚体有限元法^[21],将连续闭环联组带离散成 n 个串联的刚性单元和柔性单元。刚性单元表征传动带的惯性特性。柔性单元包括无质量弹簧和阻尼,表征传动带的粘弹特性,如图 3 所示。

在计算模型中,将联组带与带轮间的接触视为

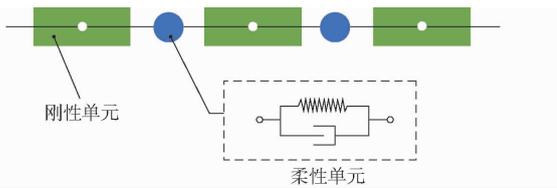


图3 模型中主传动带的离散化模型

Fig. 3 Discrete model of main V-belt in model

瞬时刚柔耦合接触,如图4所示。接触力采用基于Hertz弹性体接触理论^[22]的碰撞函数模型表示为

$$F_N = k_c \delta^e + (\delta, 0, 0, \delta_p, c_p) \dot{\delta} \quad (1)$$

式中 k_c ——接触刚度

δ^e ——压缩变形量

e ——接触力指数

$\dot{\delta}$ ——变形速度

c_p ——最大接触阻尼系数

δ_p ——达到最大阻尼系数时的变形量

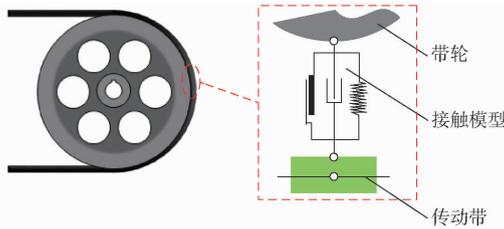


图4 带轮-传送带接触模型

Fig. 4 Belt pulley contact model

张紧机构是维持传动带张紧力,保证轮系正常运转的重要装置,张紧机构模型的准确对系统的计算结果有重要影响。在稳态工况下,张紧臂仅在平衡位置附近作小幅振动,张紧轮可近似视为定轮^[6]。在计算模型中,需要根据实际情况在主动轮上施加转速激励,在从动轮上施加负载扭矩。最后基于AVL Excite TD完成的温升热源计算模型如图5所示。

1.2 计算结果

带传动系统仿真需要在主动轮上施加转速激励,从动轮上施加负载扭矩。GM80型收获机型号为玉柴YCA05-T30,额定功率为140 kW,额定转速为2240 r/min。除行走外,从动轮所需功率消耗占总功率的50%~70%^[23],传动扭矩为303.5~424.6 N·m。为传动带温度场预测有限元模型的构建提供热源值,在主动轮转速2240 r/min,从动轮负载400 N·m的工况下进行热源的仿真计算,计算结果如表2所示。其中,有效平均值是使用平均值加3倍标准差的方法剔除异常值后的平均值。

从计算结果可以得到,传动带的摩擦损失占总损失的57.49%。其中,主动轮与传动带之间相对滑移大,与从动轮相比产生的摩擦损失大。由于惰

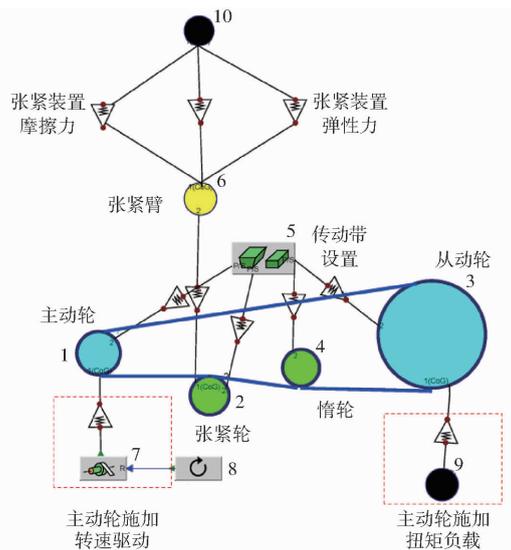


图5 基于AVL Excite TD温升热源计算模型

Fig. 5 Calculation model of temperature rise and heat source based on AVL Excite TD

表2 特定工况下传动带热源计算结果

Tab. 2 Calculation results of heat source of transmission belt under specific working conditions

参数	摩擦损失				迟滞损失
	主动轮	从动轮	惰轮	张紧轮	
最大值/W	2912.2	1411.2	402.4	91.6	2197.9
最小值/W	153.7	38.6	1.0	1.0	341.1
有效平均值/W	826.7	398.9	16.2	9.9	925.1
比率/%	37.97	42.51	0.74	0.45	42.51

轮和张紧轮上无负载,传动带在惰轮和张紧轮上产生较小的摩擦损失。弯曲迟滞损失占总损失的42.51%。迟滞损失是由橡胶材料的滞后特性引起的,与传动带线速度有关,随发动机转速的变化而变化。

2 主传动带温度场预测有限元模型构建

为了简化模型构建,提出如下假设:①传动带与带轮之间的换热方式以热传导为主,与周围空气间的换热方式以热对流为主,并且忽略传动带的辐射换热带来的影响。②传动带的导热系数 λ_r 和传动带轮的导热系数 λ_b 均为常数。③传动带和传动带轮接触过程中受力均匀且未发生变形。

2.1 传动带温度场热量传递平衡方程

在周期性工作过程中,传动带单元经历周期性生热和散热过程,其三维稳态温度场传热平衡方程可表示为

$$\sum_{n=1}^N \alpha P_{fn} + P_h = A_{br} \bar{h}_b (T_b - T_a) \quad (2)$$

式中 α ——传动带和带轮之间的热流分配系数

P_{fn} ——传动带与各个带轮之间的摩擦损失

P_h ——传动带的弯曲迟滞损失
 A_{br} ——传动带外表面与空气接触的面积
 \bar{h}_b ——传动带的等效对流换热系数
 T_b ——传动带稳态温度值
 T_a ——基准温度

若主动轮、从动轮、惰轮、张紧轮的摩擦功率损失分别为 P_{dr} 、 P_{dn} 、 P_{di} 、 P_{dt} ，则 P_{fn} 可表示为

$$P_{fn} = P_{dr} + P_{dn} + P_{di} + P_{dt} \quad (3)$$

为将三维传热过程等效转化为二维传热过程，需要将传动带侧面的摩擦面热源转换为线载荷，传动带弯曲迟滞体热源转换为横截面的面载荷。假设 L_b 为传动带长度， L_f 为传动带摩擦边界的总长， A_b 为传动带横截面面积，则传动带等效的线摩擦载荷可表示为

$$\bar{P}_f = \frac{\alpha P_{fn}}{L_b L_f} \quad (4)$$

等效的迟滞面载荷可表示为

$$\bar{P}_h = \frac{P_h}{L_b A_b} \quad (5)$$

二维传动带稳态热分析的平衡公式可表示为

$$\bar{P}_f + \bar{P}_h = A_b \bar{h}_b (T_b - T_a) \quad (6)$$

2.2 参数确定

(1) 热流分配系数

在分析温度场之前，需要确定摩擦热源的热流分配情况。BHUSHAN^[24] 提出，当摩擦副界面单位面积总的热功率为 q_{total} ，传入摩擦副 A 的单位面积热功率为 q_A ，传入摩擦副 B 的单位面积热功率为 q_B ，则摩擦副之间的热流分配系数 α_A 可定义为

$$\alpha_A = q_A / q_{total} = q_A / (q_A + q_B) \quad (7)$$

摩擦副的接触表面传热过程是一个涉及生热、接触面积、接触热阻、热导率、散热等一系列因素的复杂问题。对于温度近似相等的一对摩擦副，热流分配系数的计算式^[18]为

$$\alpha = \frac{q_{rubber}}{q_{total}} = \frac{q_{rubber}}{q_{rubber} + q_{steel}} = \frac{\sqrt{\lambda_r + \rho_r + C_r}}{\sqrt{\lambda_r + \rho_r + C_r} + \sqrt{\lambda_s + \rho_s + C_s}} \quad (8)$$

式中 q_{rubber} ——流入传动带单位面积热功率
 q_{steel} ——流入带轮单位面积热功率
 λ_r 、 λ_s ——传动带、带轮导热系数
 ρ_r 、 ρ_s ——传动带、带轮密度
 C_r 、 C_s ——传动带、带轮比热容

经式(8)计算可得热流分配系数 α 为 6.6%，所以摩擦产生的热量大部分传入带轮，少部分流入传动带。

(2) 等效对流换热系数

在带传动过程中，包角内的传动带侧面不与空气接触，所以需要将对流换热系数进行等效计算。本文参照文献[10]方法计算得到：当主动轮转速为 2 200 r/min 时，等效对流系数为 110.0 W/(m²·K)。

(3) 等效载荷

根据 GB/T 10821—2008《农业机械用 V 带和多楔带尺寸》确定 $L_b = 3\ 750$ mm， $L_f = 60$ mm， $A_b = 740$ mm²，根据式(4)、(5)计算得到等效线摩擦载荷为 3.67×10^{-4} W/mm²，等效迟滞面载荷为 3.3×10^{-4} W/mm³。

2.3 有限元仿真模型构建

以主动轮处横截面为例构建带传动稳态温度场。边界条件的设置如图 6 所示，在轮槽与传动带的接触面上定义接触导热边界并施加等效线摩擦载荷。在传动带内部施加等效迟滞面载荷。在传动带与带轮接触边线上定义空气对流换热。

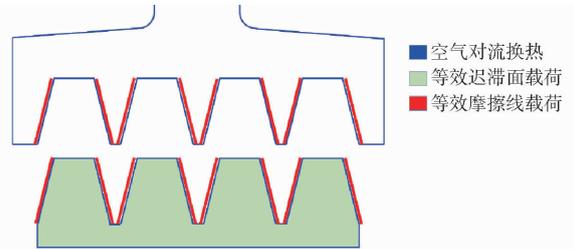


图 6 边界条件设置示意图

Fig. 6 Schematic of boundary condition setting

传动带的初始温度与环境温度相同。当环境温度为 34℃，主动轮转速为 2 240 r/min，负载扭矩为 400 N·m 的工况下，仿真得到的主传动带温度场的变化情况如图 7、8 所示。由仿真结果可以得到，在摩擦热载荷和迟滞热载荷的双重作用下温度逐渐升

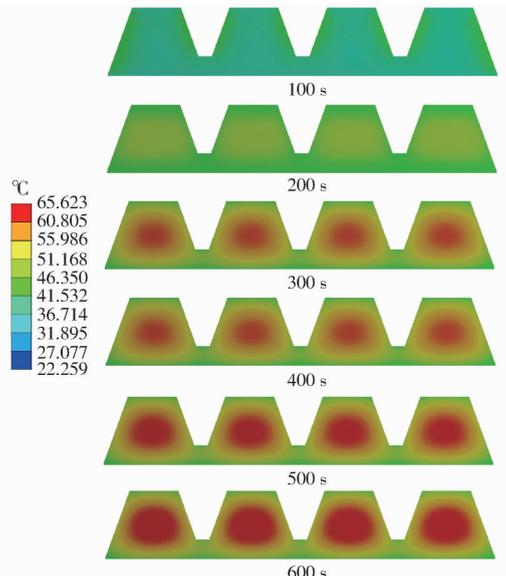


图 7 传动带温度场仿真结果

Fig. 7 Simulation results of belt temperature field

高。在 0 ~ 168 s 范围内,摩擦热载荷对传动带温升的贡献大于弯曲迟滞载荷;在 168 ~ 600 s 范围内,弯曲迟滞载荷起主导作用。在 600 s 前后,传动带温度场分布达到稳定状态。稳定状态下传动带芯部温度为 65℃,顶部温度为 50.6℃,底部温度为 47.6℃,楔角侧边温度为 52.3℃。

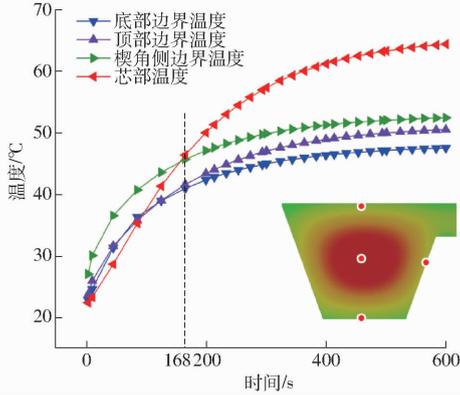


图8 传动带不同位置温度随时间变化曲线

Fig. 8 Temperature changing curves with time at different positions of belt

3 田间试验

为验证传动带温度场预测方法的可行性和准确性,本文以雷沃 GM80 小麦收获机(标称喂入量 8 kg/s,割幅 2 560 mm,配套功率 140 kW)的主传动带为研究对象,于 2019 年 6 月在山东省潍坊市进行传动带温度场田间试验。

3.1 试验设备

为了获取传动带温度场预测的关键参数(主动轮激励、传动带温度参数、从动轮负载),设计了基于 SAE J1939 协议 CAN 总线传动带温度采集系统。系统整体设计方案如图 9 所示。主传动带传动系统激励角速度 ω_d 通过读取发动机输出报文获得。传动带温度通过分别设置在主动轮和从动轮出口处的近红外传感器 Omega OS136A(红外像素 160 × 120,静态检测精度 ± 2%,检测范围 -18 ~ 202℃,采样频率 10 Hz)获得。因主传动带系统的负载扭矩无法直接在从动轮传动轴获取,所以本文在脱粒滚筒的驱动轴端嵌入 TS90DM 型扭矩传感器(DC12V,量程 0 ~ 1 500 N·m,检测精度 ± 0.1%,采样频率 10 Hz)获得。采集箱(采样频率 1 Hz)负责从 CAN 控制器读取、转换、存储参数报文。传感器现场安装如图 10 所示。

3.2 试验条件及流程

根据国家标准 GB/T 8097—2008《收获机械联合收割机试验方法》中对试验作物和地表条件的要求,选取地表平整、长势均匀的试验田进行试验。试验时,当地气温最高 34℃,最低 20℃,风速 1.6 ~ 3.3 m/s。

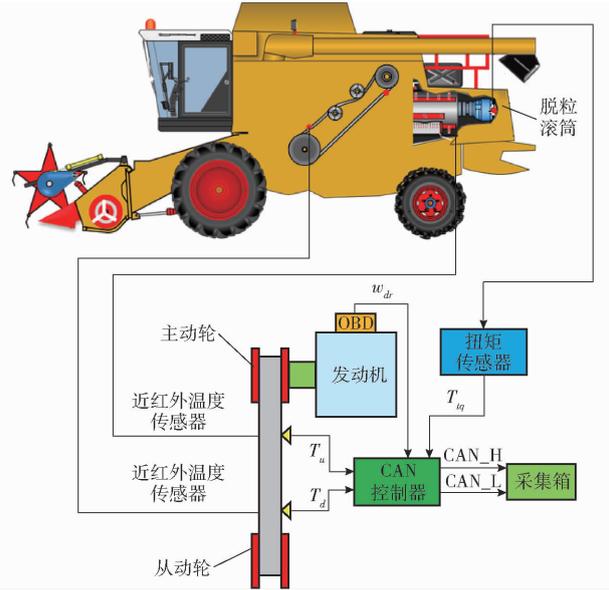
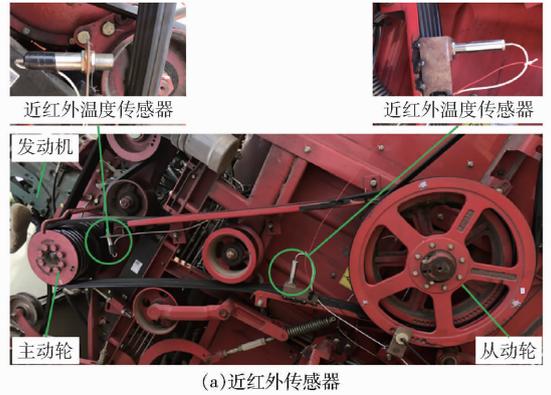
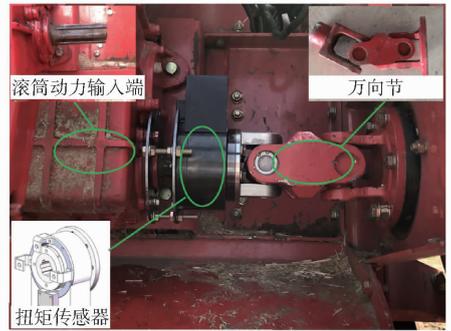


图9 系统整体设计方案

Fig. 9 Overall design scheme of system



(a)近红外传感器



(b)扭矩传感器

图10 传感器现场安装图

Fig. 10 Sensor field installation diagram

在收割作业之前,驾驶员通过手动油门控制发动机转速。待发动机转速稳定在 2 240 r/min 左右后,收获机开始“回”字形收割作业。当收获机作业速度达到 6 ~ 8 km/h 且保持相对稳定后,采集系统开始采集发动机转速、脱粒滚筒扭矩、主动轮出口处传动带温度、从动轮出口处传动带温度。当粮仓谷满后,收获机停止收割。与此同时,采集终端停止对工况信息的采集。之后,收获机移动场地进行卸粮。

3.3 试验结果分析

共进行了 27 次试验,其中连续两次不同工况下主动轮出口处传动带温度 T_a 和从动轮出口处传动带温度 T_d 的试验结果如图 11 所示。从图中可以看出,在单次收割作业过程中,传动带温度上升并逐渐趋于稳定。在卸粮期间,主传动带停止工作,在空气对流换热的影响下,传动带温度下降。

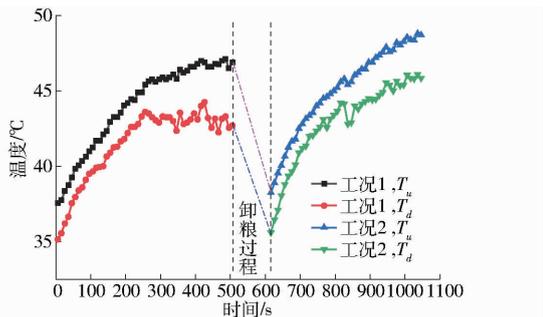


图 11 连续两次不同工况下的试验数据

Fig. 11 Test data of two consecutive tests under different conditions

此外,单次试验中主动轮出口处传动带温度高于从动轮出口处,这是因为:主动轮紧靠发动机,难免会受到发动机热辐射的影响;主动轮的节圆半径小,相比从动轮而言,会产生更大的弯曲迟滞载荷。因此,为更加准确地验证传动带温度场预测模型,本文选取从动轮出口处的传动带温度数据为模型验证数据。

图 12 为两种不同工况下(工况如表 3 所示)传动带温度实测值与仿真计算的结果。结果表明,仿真结果与试验结果的总体变化趋势是一致的,均是逐渐升高并趋于稳定。但是,工况 1 的传动带稳

态温度低于工况 2 的稳态温度,可能是由负载不同造成的。此外,工况 1 的实测数据相对波动大,这是由于收获机的实际喂入工况波动导致的。

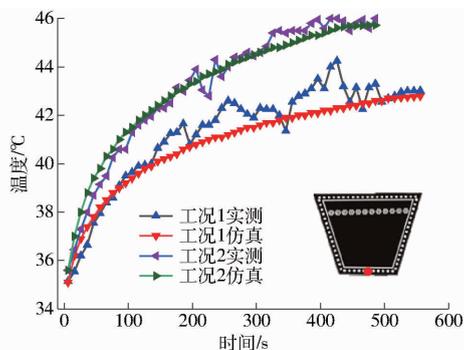


图 12 连续两次不同工况下试验与仿真结果对比

Fig. 12 Comparison of test and simulation results under two consecutive different working conditions

图 13 为工况 1 从动轮实测负载扭矩情况。在 200 ~ 500 s 范围内负载扭矩增大。负载扭矩的增大导致摩擦载荷增加,传动带温度升高。

通过田间试验数据与仿真数据的比较分析,可知工况 1 的实测温度在 496 s 时趋于稳态,此时的实测温度为 42.55°C,平均温升速率为 0.002 5°C/s;仿真温度在 316 s 时趋于稳态,此时仿真温度为 41.7°C,平均温升速率为 0.005°C/s。工况 1 实测数据和仿真数据的稳态误差为 1.97%。工况 2 实测温度在 396 s 时趋于稳态,此时实测温度为 45.95°C,平均温升速率为 0.002 5°C/s;仿真温度在 376 s 时趋于稳态,此时仿真温度为 45.2°C,平均温升速率为 0.005°C/s。工况 2 实测数据和仿真数据的稳态误差为 1.63%。

表 3 试验工况

Tab.3 Working condition

工况 序号	实测值				仿真值	
	主动轮转速最小值/ ($r \cdot \min^{-1}$)	主动轮转速最大值/ ($r \cdot \min^{-1}$)	从动轮负载最小值/ ($N \cdot m$)	从动轮负载最大值/ ($N \cdot m$)	主动轮平均转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	从动轮平均负载/ ($N \cdot m$)
1	2 239	2 249	300	375	2 244	338
2	2 239	2 249	375	390	2 244	382

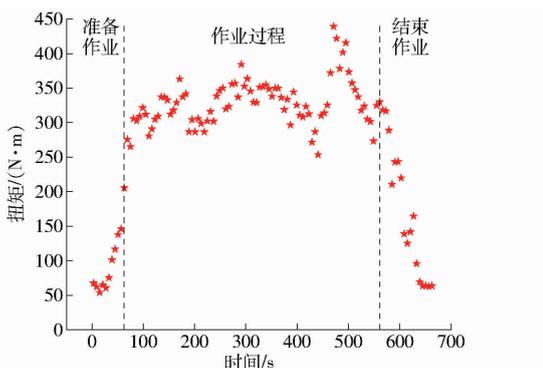


图 13 工况 1 的从动轮轴负载扭矩

Fig. 13 Load torque of driven axle for case one

4 结论

(1)通过设置某小麦收获机主传动带传动中带轮的物性参数、传动带的动态特性参数、张紧机构摩擦和扭转参数、驱动和负载参数,在 AVL Excite TD 软件中构建了传动带温升热源计算模型;并在主动轮转速为 2 240 r/min,从动轮负载为 400 N·m 时,进行特定工况热源计算。计算结果表明传动带的摩擦损失占总损失的 57.49%,弯曲迟滞损失占总损失的 42.51%。

(2)通过分析传动带热平衡方程、确定热流分

配系数和对流换热条件,建立传动带温升有限元预测模型,并在主动轮转速为2 240 r/min,负载扭矩为400 N·m的工况下,仿真计算主传动带温度场的变化。结果表明,在0~168 s时间范围内,摩擦热载荷对传动带温升的贡献大于弯曲迟滞载荷;在168~600 s时间范围内,弯曲迟滞载荷起主导作用。

(3)开展了两种工况下传动带温度场预测的田

间试验,其中工况1实测传动带稳态温度为42.55℃,仿真稳态温度为41.7℃,实测数据和仿真数据的稳态误差为1.97%;工况2实测传动带稳态温度为45.95℃,仿真稳态温度为45.2℃,实测数据和仿真数据的稳态误差为1.63%。两次试验稳态误差均小于2%,验证了联合收获机传动带稳态温度场预测方法的可行性与准确性。

参 考 文 献

- [1] 朱琳,王金武,郑大宇,等. 农用V型带当量摩擦系数影响角的试验[J]. 农业工程学报, 2011, 27(6): 143-147. ZHU Lin, WANG Jinwu, ZHENG Dayu, et al. Experimental study on effect of slope angle on equivalent friction coefficient of agricultural V-belt[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(6): 143-147. (in Chinese)
- [2] 解金键,邱白晶,李广义,等. 联合收获机皮带磨损故障诊断研究[J]. 农机化研究, 2012, 34(2): 164-166,171. XIE Jinjian, QIU Baijing, LI Guangyi, et al. Belt abrasion fault diagnosis research of combine harvester[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2012, 34(2): 164-166,171. (in Chinese)
- [3] LÓPEZ-PÉREZ D, ANTONINO-DAVIU J. Application of infrared thermography to failure detection in industrial induction motors; case stories[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2017, 53(3): 1901-1908.
- [4] KANG T J, YANG C, PARK Y, et al. Electrical monitoring of mechanical defects in induction motor driven V-belt-pulley speed reduction couplings[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2018, 54(3): 2255-2264.
- [5] BALTA B, SONMEZ F O, CENGIZ A. Speed losses in V-ribbed belt drives[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 86: 1-14.
- [6] 陶润,侯之超. 发动机前端附件带传动系统功率损失的仿真分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2015, 55(7): 790-796. TAO Run, HOU Zhichao. Simulation on power loss of engine front end accessory belt drive systems[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2015, 55(7): 790-796. (in Chinese)
- [7] SILVA C A F, MANIN L, ANDRIANOELY M-A, et al. Power losses distribution in serpentine belt drive; modelling and experiments[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(13): 3424-3437.
- [8] SILVA C A F, MANIN L, RINALDI R G, et al. Modeling of power losses in poly-V belt transmissions; hysteresis phenomena (standard analysis)[J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2017, 11(6): 1-14.
- [9] SILVA C A F, MANIN L, RINALDI R G, et al. Modeling of power losses in poly-V belt transmissions; hysteresis phenomena (enhanced analysis)[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 121: 373-397.
- [10] LI W B, ZHANG X J, SHANG Y Y, et al. Investigation of dynamic heat generation and transfer behavior and energy dissipation for nonlinear synchronous belt transmission[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 144: 457-468.
- [11] BECHTEL S E, VOHRA S, JACOB K I, et al. The stretching and slipping of belts and fibers on pulleys[J]. Journal of Applied Mechanics, 1999, 67(1): 197-206.
- [12] LUBARDA V A. Determination of the belt force before the gross slip[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 83: 31-37.
- [13] 汤占岐,刘小君,逢明华,等. 脂润滑关节轴承的摩擦副表面织构设计及摩擦性能试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 61-67. TANG Zhanqi, LIU Xiaojun, PANG Minghua, et al. Surface texturing design and frictional experiment of friction pair of grease lubricated spherical plain bearings[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(12): 61-67. (in Chinese)
- [14] 夏新涛,贾晨辉,王中宇. 滚动轴承摩擦力矩的非线性特征[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 202-205. XIA Xintao, JIA Chenhui, WANG Zhongyu. Nonlinear characteristic of rolling element bearing friction torque[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 202-205. (in Chinese)
- [15] SILVA C A F, ANDRIANOELY M A, MANIN L, et al. Optimization of power losses in poly-V belt transmissions via genetic algorithm and dynamic programming[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 128: 169-190.
- [16] MANIN L, LIANG X, LORENZON C. Power losses prediction in poly-v belt transmissions; application to front engine accessory drives[C]//International Gear Conference, Lyon, 2014: 1162-1171.
- [17] 陶润. 发动机前端附件皮带传动系统的功率损失研究[D]. 北京: 清华大学, 2015. TAO Run. Research on power loss of engine front end accessory belt drive system[D]. Beijing: Tsinghua University, 2015. (in Chinese)
- [18] 李文博. 橡胶传动带动态仿真及能耗机理研究[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2019. LI Wenbo. Dynamic simulation of rubber transmission belt and energy dissipation mechanism investigation[D]. Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2019. (in Chinese)
- [19] 刘文华. 汽车发动机FEAD系统特性测试及仿真研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2016. LIU Wenhua. Research on measurement and simulation for characteristics of engine front end accessory drive system[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2016. (in Chinese)
- [20] 尹兆明,樊智敏. 基于多体动力学特性的输送带跑偏研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(1): 37-46. YIN Zhaoming, FAN Zhimin. Study on deviation of conveyor belt based on multi-body dynamic characteristics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(1): 37-46. (in Chinese)
- [21] PFEIFFER F. Multibody systems with unilateral constraints[J]. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2001, 65(4): 665-670.
- [22] 姚廷强,迟毅林,黄亚宇,等. 带传动系统的多体动力学建模与接触振动研究[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(16): 4945-4950. YAO Tingqiang, CHI Yilin, HUANG Yayu, et al. Research on multibody dynamic and contact vibration of belt transmission[J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(16): 4945-4950. (in Chinese)
- [23] 张森林. 小型谷物联合收割机功率分配的分析研究[J]. 农机使用与维修, 2007(3): 23-24.
- [24] BHUSHAN B. Modern tribology handbook, two volume set[M]. CRC Press, 2000.