

基于田间实测载荷的拖拉机转向驱动桥壳疲劳寿命分析

赵雪彦 张青岳 温昌凯 尹宜勇 宋正河

(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)

摘要: 针对拖拉机作业过程中承载幅值大、随机非对称的特点,综合考虑应力集中、尺寸效应、表面质量和载荷特性等因素对疲劳寿命的影响,从相对应力梯度、疲劳损伤区域和实测载荷应力比3方面对传统应力场强法进行优化,获取修正 $S-N$ 曲线,结合拖拉机田间作业的实测载荷数据,分析某 88 kW 拖拉机转向驱动桥壳的疲劳寿命,并与传统应力场强法的预测结果进行对比。结果表明,相比于传统方法的预测结果(31 860 h),优化后的应力场强法的预测结果(25 467 h)更接近实际工作寿命(24 000 h)。本研究可为农机装备关键零部件的疲劳寿命预测提供分析方法。

关键词: 大功率拖拉机; 转向驱动桥; 有限元分析; 应力场强法; 疲劳寿命分析

中图分类号: S219.032.3; U467.4⁺97 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2021)03-0373-09 OSID: 

Fatigue Life Analysis of Tractor Steering Drive Axle Housing Based on Field Measured Loads

ZHAO Xueyan ZHANG Qingyue WEN Changkai YIN Yiyong SONG Zhenghe

(Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: When a tractor is working in the field, its key components are usually subjected to harsh geographical environment and weather conditions, moreover, the complex and variable loads, these make the key components of the tractor prone to fatigue failure. In order to accurately predict the fatigue life of large-horsepower tractors and provide theoretical basis for the design of key components of tractors, the stress field intensity method was adopted to analyze the fatigue life of steering drive axle housing of an 88 kW tractor. The fatigue-life influencing factors, including stress concentration, size effect, surface quality and load characteristics were considered to optimize the traditional stress field intensity method. Traditional stress field intensity method was optimized from three aspects, i. e. the relative stress gradient, the fatigue damage area, and the measured load stress ratio, in order to obtain the modified $S-N$ curve. The modified $S-N$ curve was combined with the field measured load data to perform the fatigue life analysis of the steering drive axle housing, followed by comparing the prediction results of the optimizing stress field intensity method with the traditional method. The fatigue life of the dangerous point predicted by the optimizing method was 25 467 h, while the fatigue life obtained from the traditional method was 31 860 h. The comparison results showed that the optimized stress field intensity method was more accurate, since the prediction result was closer to the actual working life (24 000 h). The research result provided a more practical method for predicting the fatigue life of the key components of agricultural machinery equipment.

Key words: high power tractor; steering drive axle; finite element analysis; stress field intensity method; fatigue life analysis

收稿日期: 2020-06-10 修回日期: 2020-08-04

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700301)

作者简介: 赵雪彦(1985—),女,副教授,博士,主要从事农业机械动力学研究, E-mail: xyzhao@cau.edu.cn

通信作者: 宋正河(1973—),男,教授,博士,主要从事农业装备试验验证方法与技术研究, E-mail: songzhenghe@cau.edu.cn

0 引言

我国农业装备正朝着大功率、大型联合机械的方向发展。2020年中央一号文件明确指出,要加快大中型、智能化、复合型农业机械的研发与应用。作为拖拉机传动系的核心部件,转向驱动桥具有传动和承载的双重作用。随着拖拉机功率的不断提升,转向驱动桥疲劳失效屡屡出现,严重影响了农业生产活动的正常开展。为保证农业装备能提供持续、高效的田间作业能力,需结合拖拉机作业特点和转向驱动桥壳的实际受载情况,在设计之初对转向驱动桥壳进行疲劳寿命分析与预测^[1-3]。

经过多年的疲劳寿命相关研究,目前已形成多种疲劳寿命分析理论与方法,如名义应力法($S-N$ 法)、局部应力应变法($\varepsilon-N$ 法)和应力场强法等。其中,名义应力法和局部应力应变法计算简单、应用方便,在工程实际中得到广泛应用,但是两种方法核心部分均存在大量经验公式,无法合理解释疲劳损伤的机理。应力场强法聚焦于结构应力集中点附近的极小区域,引入应力场强作为疲劳损伤的决定因素,认为疲劳损伤是从应力峰值周围的极小球体或椭圆体区域开始的,该方法可解释尺寸效应、缺口效应等因素引发的疲劳损伤,是一种极具潜力的研究方法^[4]。

目前,应力场强法在应用过程中存在一定的争议。应力场强的计算主要依靠有限元软件完成,但这类软件无法直接获取相对应力梯度的大小和方向。针对上述问题,文献[5]以疲劳损伤区域内各单元与应力峰值的相差程度代替相对应力梯度,来预测动车电机支撑架的使用寿命;文献[6]通过计算不同应力场场径对应的应力均值来反映梯度概念,对抽油机关键零部件的疲劳寿命进行分析预测;文献[7]修改了权函数的表达式,预测工程组件焊接处的疲劳寿命。许多学者均假设疲劳损伤区域为球体^[5-11],但随着载荷幅值的增加,其预测值与试验值的相对误差变大^[12]。

对零部件的疲劳寿命分析应结合其实际使用条件。拖拉机作业工况复杂,需挂载多种农机具进行作业;其作业环境恶劣,需适应多种气候和地形;其所受载荷幅值大,且波动剧烈。因此,对拖拉机转向驱动桥壳的疲劳寿命分析需综合考虑大幅值、随机非对称载荷对拖拉机转向驱动桥壳疲劳寿命的影响。

本文基于应力场强理论提出一种适用于拖拉机转向驱动桥壳的疲劳寿命分析方法。首先,研究相对应力梯度与疲劳损伤区域的修正方法,优化传统

应力场强法的计算方法与流程;其次,通过田间作业测试,获取转向驱动桥壳犁耕工况实测载荷-时间历程;最后,基于实测数据利用优化应力场强法进行疲劳寿命分析,并与传统应力场强法的计算结果进行对比,验证所提出方法的准确性。

1 疲劳寿命分析方法

传统应力场强法将零部件缺口附近局部区域内各单元等效应力的加权均值定义为应力场强。该方法综合考虑了缺口附近局部区域内各单元与应力峰值点的距离、方向角和相对应力梯度等因素对于疲劳产生的作用,可以有效解释疲劳失效机理。传统应力场强法的数学表达式为^[4]

$$\sigma_{FI} = \frac{1}{V} \int_{\Omega} f(\sigma_{ij}) \varphi(r) dv \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad \varphi(r) = 1 - cr(1 + \sin\theta) \quad (2)$$

式中 σ_{FI} ——应力场场强,MPa

V ——疲劳损伤区域体积, mm^3

Ω ——疲劳损伤区域

$f(\sigma_{ij})$ ——破坏应力函数

$\varphi(r)$ ——权函数

r ——疲劳损伤区域内各单元到缺口根部的距离, mm

v ——疲劳损伤区域内各单元的体积, mm^3

c ——相对应力梯度, mm^{-1}

θ ——疲劳损伤区域内各单元与相对应力梯度方向的夹角($^\circ$)

应力场强法中关于疲劳结构失效的判定准则:当结构达到疲劳极限时,其疲劳损伤区域内的应力场强等于该材料的疲劳极限强度 σ_{-1} ,即

$$\sigma_{FI} \geq \sigma_{-1} \quad (3)$$

分析式(1)、(2)可知,求解应力场强的关键在于准确计算相对应力梯度的大小和方向以及确定疲劳损伤区域,其他参数均可通过有限元软件直接获得。传统应力场强法所提出的相对应力梯度等效模型和球形疲劳损伤区域模型无法准确反映 c 、 Ω 2个变量的物理含义,这将直接影响疲劳寿命的分析精度。此外,对于拖拉机转向驱动桥壳疲劳寿命分析需结合其实际受载情况。针对上述问题,本文提出应力场强法优化理论及计算方法。

1.1 应力场强法的修正

1.1.1 相对应力梯度的修正

相对应力梯度的物理意义为应力沿其增长(下降)最快方向的变化率与应力峰值的比值^[13]。文献[5,14]提出的等效方法均未真实地反映应力梯度的大小和方向,故将相对应力梯度数学模型

修正为

$$c(l) = \left| \frac{1}{\sigma_{\max}} \frac{d\sigma(x_i)}{dl} \right| \quad (4)$$

式中 x_i ——相对应力梯度方向上的某一单元

l ——该单元与应力峰值点的距离, mm

σ_{\max} ——应力峰值, MPa

$\sigma(x_i)$ —— x_i 单元处的应力

修正的相对应力梯度的计算方法如图 1 所示, 在缺口根部应力峰值点附近选取一系列的应力等值线 $\sigma_{eq1}, \sigma_{eq2}, \sigma_{eq3}, \dots$, 获取应力等值线上距离应力峰值点 P 最近的点, 拟合各点形成一条直线 L , L 的方向即为相对应力梯度的方向。插值拟合 L 上各点的应力-距离 ($\sigma(l) - l$) 曲线^[15], 计算式为

$$\sigma(l) = \sigma_{\max} \left[a_0 + b_0 \frac{r_0}{r_0 + l} + c_0 \left(\frac{r_0}{r_0 + l} \right)^2 + d_0 \left(\frac{r_0}{r_0 + l} \right)^3 + e_0 \left(\frac{r_0}{r_0 + l} \right)^4 \right] \quad (5)$$

式中 a_0, b_0, c_0, d_0, e_0 ——拟合参数

r_0 ——缺口根部半径, mm

则曲线上某点处斜率与应力峰值的比值即为该处相对应力梯度。以 L 方向为 z 轴建立坐标系, 若有一点 Q 与 z 轴的夹角为 φ , 则点 Q 的方向角 $\theta = 90^\circ - \varphi$ 。

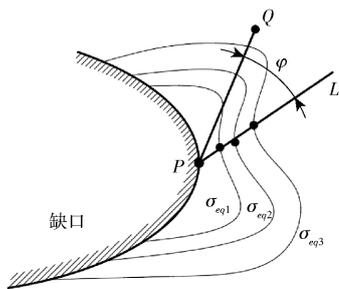


图 1 应力梯度方向角确定方法

Fig. 1 Determining method for direction angle of stress gradient

本文提出的修正方法完全遵循相对应力梯度的物理意义, 解决了有限元软件无法真实反映相对应力梯度大小和方向的问题, 大幅提高了权函数的计算精度。对于零部件而言, 相对应力梯度方向往往是疲劳裂纹的扩展方向, 应力梯度的修正可为疲劳裂纹扩展方向的研究提供参考。

1.1.2 疲劳损伤区域的修正

根据应力场强法关于疲劳失效的判定准则 (式 (3)) 可知, 疲劳损伤区域指应力场强大于材料疲劳极限强度的区域。传统应力场强法认为, 疲劳损伤区域为球形, 且假设相同材料与理论应力集中系数的零件具有相同的疲劳损伤区域。该结论有两处不合理: ① 对于超出疲劳极限强度的每一个单元

均有可能发生疲劳失效, 由这些单元组成的疲劳损伤区域形状各异, 并非均为规则的球体。② 对于具有相同材料与理论应力集中系数但结构不同的零件, 其应力变化、缺陷分布、微观结构等情况均不同, 显然不能认定其具有相同的疲劳损伤区域。因此, 本文将疲劳损伤区域重新定义为以应力峰值点为中心的某条应力等值线包络区域的集合, 使得该区域内的应力场强满足式 (3) 中疲劳失效的判定条件, 即

$$\Omega = \left\{ \int_{\Omega} dv | \sigma_i^e \geq \sigma_{eq} \right\} \quad (6)$$

式中 σ_i^e ——待求零部件各单元体的应力, MPa

σ_{eq} ——应力等值线对应的应力, MPa

对于具有相同材料与理论应力集中系数的不同零件, 包络疲劳损伤区域应力等值线的应力与应力峰值点处的相对应力梯度成反比关系, 即

$$\frac{\sigma_{eq1}}{\sigma_{eq2}} = \frac{c_2}{c_1} \quad (7)$$

式中 c_1, c_2 ——两零件应力峰值处的相对应力梯度, mm^{-1}

本文提出的基于应力等值线的疲劳损伤区域模型克服了传统球形损伤区域模型无法准确描述疲劳失效发生位置的缺点, 同时考虑了理论应力集中系数相同但结构不同的零部件由于相对应力梯度差异引起的疲劳损伤区域变化, 更符合疲劳损伤机理。

1.1.3 实测载荷应力比的修正

应力比指载荷的极小值与极大值的比值, 反映载荷的不对称程度。由于传统应力场强法忽略了载荷特性对疲劳寿命的影响, 故随着载荷复杂程度的增加, 其预测精度下降。因此引入实测载荷应力比 R 来量化载荷特性对应力场强的作用。通常, 疲劳手册中某种材料的疲劳性能 σ_{-1} 是在对称循环载荷, 即应力比 $R = -1$ 条件下的试验结果。然而在实际工况中, 非对称受载更为普遍。可通过丁氏公式^[16]求解某一应力比 R 下材料的疲劳极限强度, 计算式为

$$\sigma_R = \{ f + (1 - f) [(1 + R) / 2]^n \} \sigma_b \quad (8)$$

其中 $f = \sigma_{-1} / \sigma_b$ $n = 1 / (c' f)$

式中 f ——材料疲劳比

n ——材料常数

σ_R ——应力比 R 对应的疲劳极限强度, MPa

σ_b ——材料强度极限, MPa

c' ——待定系数

实测载荷应力比 R 可通过平均应力 S_m 、应力幅 S_a 三者关系求解, 即

$$S_m = \frac{1 + R}{1 - R} S_a \quad (9)$$

对于非焊接部位 $S_a = S_{\max} - 0.7S_{\min}^{[17]}$ 。

故求解疲劳损伤区域的步骤为: 通过式(8)、(9)求得实测载荷应力比 R , 以及在该应力比下材料的疲劳极限强度 σ_R 和结构的疲劳极限强度 σ_R^q , 对光滑试件两端施加 σ_R , 对缺口试件两端施加 σ_R^q , 两者均达到疲劳强度极限, 故两者具有相同疲劳寿命, 即 $N^s = N^q = 10^7$ 。根据应力场强理论: 若两试件具有相同疲劳寿命则两者应力场强度历程相同, 即 $\sigma_{FI}^s = \sigma_{FI}^q$ 。对于光滑试件有 $\sigma_{FI}^s = f(\sigma_{ij}) = \sigma_R$, 故对于缺口试件应有 $\sigma_{FI}^q = \sigma_{FI}^s = \sigma_R$, 对缺口试件取不同的应力等值线计算其包络区域内的应力场强 σ_{FI}^q , 使等式 $\sigma_{FI}^s = \sigma_{FI}^q = \sigma_R$ 成立, 此时应力等值线 σ_{eq} 所包络的区域为疲劳损伤区域。

1.2 疲劳寿命分析技术路线

分析一个零部件的疲劳寿命需获取该结构的 $S-N$ 曲线, 其与原始材料 $S-N$ 曲线关系为

$$(SK_\sigma)^m N = C \quad (10)$$

其中
$$K_\sigma = \frac{1 + q(K_t - 1)\beta_1}{\varepsilon\beta_1} \quad (11)$$

- 式中 K_σ ——综合修正系数
- K_t ——理论应力集中系数
- ε ——尺寸系数 q ——敏感系数
- β_1 ——表面加工系数
- S ——应力, MPa N ——寿命, 次
- m, C ——与材料性质等有关的参数

故, 对于某一关键零部件疲劳寿命分析的一般方法可以归纳为:

(1) 求解零部件的理论应力集中系数

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} \quad (12)$$

式中 σ_n ——名义应力, MPa

(2) 疲劳损伤区域只与材料和应力集中有关, 将结构复杂零部件的应力场强求解过程转化至标准试件, 然后通过式(7)求解零部件应力场强。U形标准缺口试件可由 Inglis 公式设计, 即

$$K_t = 1 + 2\sqrt{\frac{t}{r_1}} \quad (13)$$

式中 t ——U形缺口深度, mm

r_1 ——U形缺口根部半径, mm

(3) 求解零部件尺寸系数 ε , 为所设计的标准缺口试件和所求零部件的应力场强比值, 即

$$\varepsilon = \frac{\sigma_{FI}^S}{\sigma_{FI}^L} \quad (14)$$

式中 $\sigma_{FI}^S, \sigma_{FI}^L$ ——标准缺口试件和所求零部件的应力场强, MPa

(4) 根据零部件的加工工艺方法查表获取表面

加工系数 β_1 , 并依据 Miner 线性损伤累积理论计算零部件疲劳损伤值。

综上所述, 基于田间实测载荷的疲劳分析方法技术路线如图2所示。

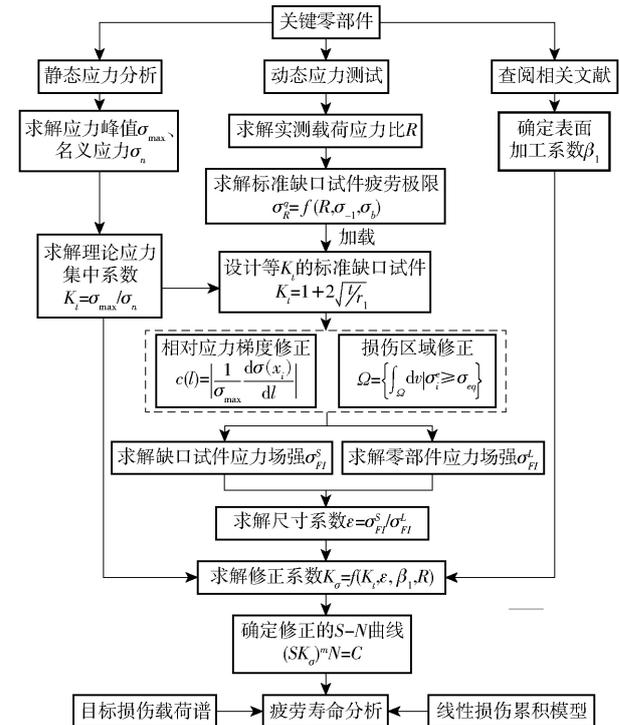


图2 基于田间实测载荷的疲劳寿命分析技术路线图

Fig. 2 Technical roadmap of fatigue life analysis method based on field measured loads

2 有限元分析与试验

2.1 有限元分析

应力场强的计算需借助有限元分析完成。设置驱动桥壳材料 QT450-10 的属性, 弹性模量为 1.69×10^5 MPa, 泊松比为 0.27, 密度为 7100 kg/m^3 。设置网格形式为四面体单元, 网格尺寸为 10 mm, 并在受力较大的危险部位进行局部网格加密, 由于疲劳损伤区域范围极小, 通常为几个毫米, 需将发生应力集中点处的网格进一步细化至 0.04 mm。共获得节点 702 443 个, 单元 641 820 个, 并检查网格质量^[18], 如图3所示。

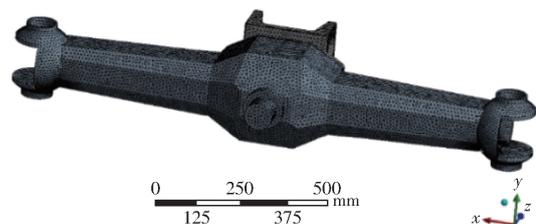


图3 转向驱动桥壳有限元模型

Fig. 3 Finite element model of steering axle housing

对转向驱动桥壳施加约束和载荷, 进行有限元求解。以拖拉机前进方向为 x 轴正方向, 以重力加速度

反向为 z 轴正方向 约束左右两端桥包 z 轴平动和 x 、 y 轴转动 约束前后支撑座的 x 、 y 轴平动和 y 、 z 轴转动。对驱动桥施加负载, 已知该型号拖拉机的整机质量为 4 850 kg, 前桥所承受质量为 2 200 kg, 前后支撑座质量分布比例为 0.57:0.43。同时, 施加地面对前轮的支持力和与行进方向相反的滚动摩擦力。按照实际受力情况施加载荷, 取极限工况 $k = 3$ ^[2], 得到应力有限元分析结果如图 4 所示。

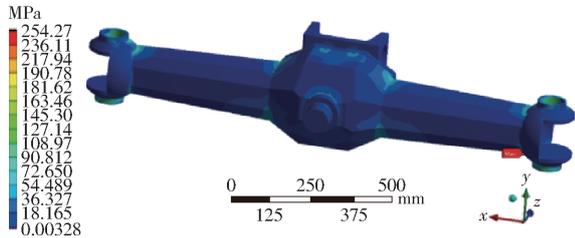


图 4 转向驱动桥壳应力云图

Fig. 4 Stress cloud diagram of steering axle housing

由图 4 可知, 转向驱动桥壳应力峰值为 254.27 MPa, 桥壳中部下方的牙包与两侧半轴的过渡处、两侧桥包过渡处以及摆座处均发生不同程度的应力集中, 据此布置测点如图 5 所示, 共选取 8 个测点进行实际工况下的拖拉机转向驱动桥壳载荷测试, 为基于实测载荷的转向驱动桥壳疲劳寿命分析提供数据支撑。

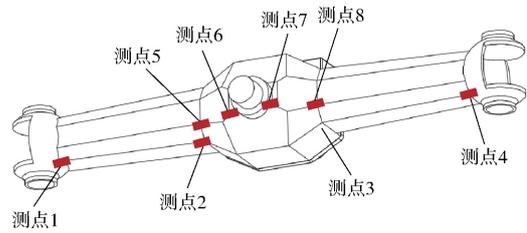


图 5 转向驱动桥壳测点示意图

Fig. 5 Schematic of steering axle housing measuring points

2.2 田间试验

为获取拖拉机田间作业实测载荷数据, 以分析转向驱动桥壳疲劳寿命, 搭建了以 NI C-DAQ 系统为主体的动态载荷测试系统, 对犁耕等拖拉机典型工况进行田间实测^[19]。测试系统由应变传感器、应变调理模块、数据采集模块组成, 如图 6 所示。采用 LabView 针对实验数据采集、储存、分析等环节进行程序开发, 为提高数据采集精度, 对于实测载荷采用最小二乘法以及 Butterworth 低通滤波进行去除趋势项、滤波^[20-21]。根据 Nyquist-Shannon 采样定理, 采样频率至少应为分析信号中最高频率的 2 倍^[22]。在实际工程应用中常取 3~10 倍^[23], 本试验中设置采样频率为 5 000 Hz。由于测点的主应力方向均可判断, 故采用 BFH350-3AA 型单轴高温应变片, 部分应变片粘贴效果如图 7 所示。

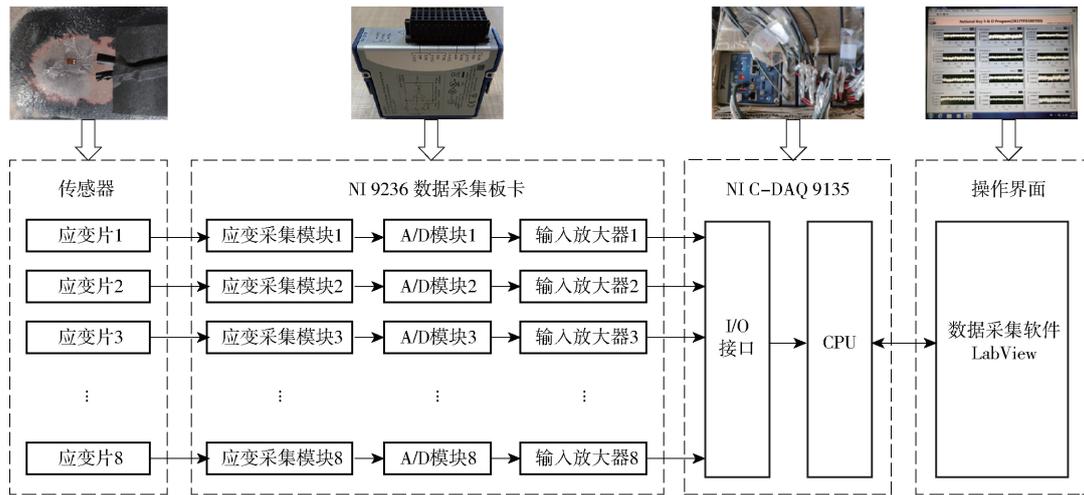


图 6 动态载荷测试采集系统示意图

Fig. 6 Schematic of dynamic load test acquisition system



图 7 应变片粘贴效果图

Fig. 7 Paste renderings of strain gauges

田间试验时间为 2018 年 11 月, 试验地点为北京郊区某壤土地块, 拖拉机挂载五铧犁作业, 采用

B2 挡位行驶, 车速约 8.04 km/h, 幅宽 1 500 mm, 耕深 320 mm。为有效反映拖拉机犁耕工况下转向驱

动桥壳受载情况,试验过程参照 GB/T 14225—2008 和 NY/T 72—2003 对作业环境及作业质量进行检查,环境温度为 12℃,相对土壤湿度为 15%,碎土率为 90%。

2.3 载荷数据获取

根据胡克定律可将动态载荷测试系统采集到的拖拉机在犁耕工况下的应变数据转化为应力载荷,各测点的统计特征如表 1 所示。

表 1 转向驱动桥各测点应力统计值

Tab.1 Statistical value of stress at each measuring point of steering drive axle

测点 序号	最大主应力/ MPa	最小主应力/ MPa	平均应力/ MPa	方差/ MPa ²
1	260.09	257.80	258.90	0.23
2	98.07	90.34	93.63	0.65
3	102.29	96.35	99.16	0.77
4	266.52	262.24	264.60	0.42
5	72.82	66.07	69.60	0.25
6	38.44	35.79	37.16	0.17
7	38.96	35.26	37.58	0.24
8	74.34	66.90	70.22	0.60

由表 1 可知,各测点实测载荷数据与有限元仿真结果相近,说明有限元分析结果与实际作业过程中转向驱动桥的受载情况吻合度较高。各测点中,测点 4 处所受的载荷最大,因其位于桥包过渡处,该处不仅承受拖拉机的重力还需承受车轮反馈的地面不平度以及转向过程中产生的附加力;此外,根据 2.1 节静力学及有限元分析结果,该处发生了应力集中,易生成疲劳裂纹,需重点关注;观察该处实测载荷-时间历程(图 8),该处载荷波动明显,具有典型的农机作业载荷特征。故选取测点 4 作为研究对象进行疲劳寿命分析与计算。

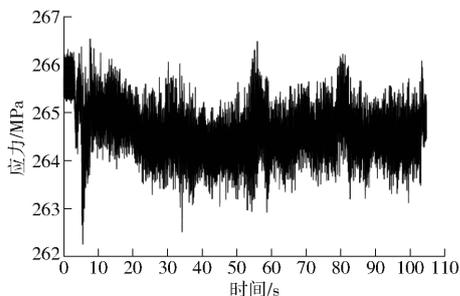


图 8 测点 4 实测载荷-时间历程曲线

Fig. 8 Measured load-time curve at measuring point 4

3 转向驱动桥壳疲劳寿命分析及对比

本节以拖拉机转向驱动桥壳为研究对象,全面考虑应力集中、尺寸效应、表面质量和载荷特性等因素对其疲劳寿命的影响,将原始材料的 $S-N$ 曲线

修正为转向驱动桥结构的 $S-N$ 曲线,进而预测驱动桥壳的疲劳寿命,并与传统应力场强法的分析结果进行对比。

3.1 转向驱动桥壳疲劳特性响应参数计算

3.1.1 理论应力集中系数求解

由式(12)可知,理论应力集中系数为应力峰值和名义应力的比值。基于有限元分析结果计算名义应力,需定义积分路径,并沿应力路径积分求解,计算式为

$$\sigma_n = \frac{\int \sigma_x dx}{x} \quad (15)$$

式中 σ_x ——积分路径上各单元应力,MPa

将应力下降最快的方向作为积分路径,提取路径上节点应力,拟合缺口附近应力场,如图 9 所示。计算拟合曲线斜率,由图 10 可知,在距离缺口根部 2 mm 范围内,应力变化迅速,随着距离增加,斜率逐渐趋近于 0。得到积分路径长度 $x = 7.96$ mm,名义应力 $\sigma_n = 54.47$ MPa,理论应力集中系数 $K_t = 4.67$ 。

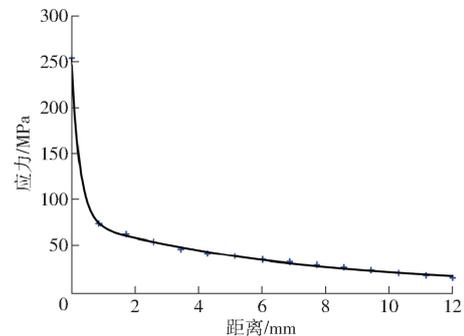


图 9 缺口应力场分布拟合曲线

Fig. 9 Fitting curve of notch stress field distribution

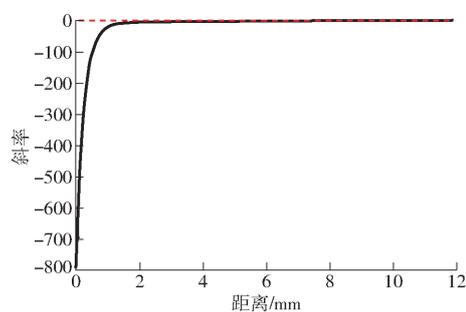


图 10 缺口应力场拟合曲线斜率

Fig. 10 Slope of notch stress field distribution fitting curve

3.1.2 尺寸系数求解

依据图 2 技术路线,在确定了后桥壳体的理论应力集中系数后,可利用应力场强法的结论设计等应力集中系数、同材料的 U 形标准缺口试件,尺寸参数如图 11 所示。

在标准缺口试件两端施加应力比 R 下的结构疲劳极限强度 σ_R^q ,已知 $S_m = 264.60$ MPa,提取测点 4 实

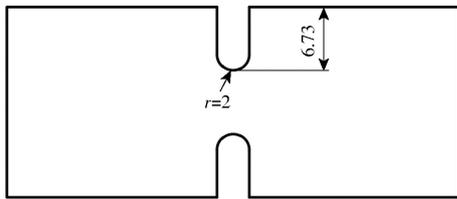


图 11 U 形标准缺口试件示意图

Fig. 11 Schematic of U-shaped standard notch specimen

测载荷数据的全部峰谷值, 分别以峰谷值的均值作为 S_{\min} 、 S_{\max} , 得 $S_{\max} = 265.01$ MPa, $S_{\min} = 264.16$ MPa, 由式(8)、(9)求得 $R = 0.54$, $\sigma_{0.54} = 389.82$ MPa。由材料与结构疲劳极限强度关系

$$\frac{\sigma_R}{\sigma_R^q} = 1 + q(K_t - 1) \quad (16)$$

其中

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{A}{r_0}}}$$

式中 A ——Neuber 参数, 可通过查表得到^[24], 取 0.74

求得结构疲劳极限强度 $\sigma_{0.54}^q = 118.78$ MPa。在标准缺口试件两端施加 $\sigma_{0.54}^q$, 得到缺口附近应力分布云图如图 12 所示, 通过式(4)求得转向驱动桥壳、标准缺口试件应力峰值点处的相对应力梯度, 见表 2。

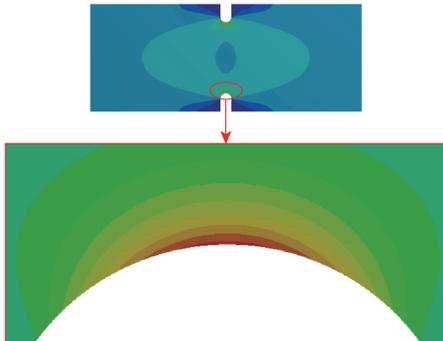


图 12 U 形缺口试件应力分布云图

Fig. 12 Stress distribution cloud diagram of U-shaped standard notch specimen

对于标准缺口试件, 根据疲劳损伤判定准则(式(3)), 其疲劳损伤区域为应力等值线 $\sigma_{eq} = 508.21$ MPa 包络的区域。根据式(7), 应力等值线 $\sigma_{eq} = 222.78$ MPa 所包络区域为转向驱动桥壳体的疲劳损伤区域, 如图 13 所示。

表 3 基于传统和优化应力场强的转向驱动桥壳结构 $S-N$ 曲线修正结果对比

Tab. 3 Comparison of $S-N$ curve correction results of steering drive axle housing structure based on traditional and optimized stress field intensity methods

方法	疲劳损伤区域	权函数	是否考虑应力比 R	尺寸系数 ε	综合修正系数 K_σ	$S-N$ 曲线
传统应力场强法	$D_f = 0.54$ mm	$\varphi(r) = 1 - \left(1 - \frac{\sigma_i^c}{\sigma_{\max}}\right) r$	否	0.84	4.20	$S^{21.15} N = 8.49 \times 10^{42}$
优化应力场强法	$\Omega = \left\{ \int_{\Omega} dv \mid \sigma_i^c \geq 222.78 \text{ MPa} \right\}$	$\varphi(r) = 1 - c r (1 + \sin\theta)$	是	0.76	4.65	$S^{21.15} N = 9.86 \times 10^{41}$

表 2 转向驱动桥壳与 U 形标准缺口试件应力梯度
Tab. 2 Stress gradient of steering drive axle housing and U-shaped standard notch specimen

研究对象	应力峰值/ MPa	应力峰值点斜率/ (MPa·mm ⁻¹)	相对应力 梯度/mm ⁻¹
驱动桥壳	254.27	-741.42	2.92
缺口试件	591.43	-755.21	1.28

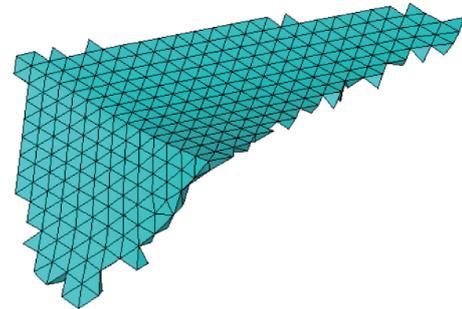


图 13 转向驱动桥壳疲劳损伤区域

Fig. 13 Fatigue damage area of steering axle housing

对标准缺口试件施加名义应力求解应力场强, 得到桥壳应力场强 $\sigma_{FI}^L = 198.25$ MPa, 试件应力场强 $\sigma_{FI}^S = 150.91$ MPa, 进而确定转向驱动桥壳的尺寸系数 $\varepsilon = 0.76$ 。

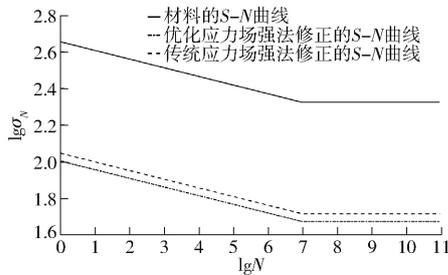
3.2 转向驱动桥壳疲劳寿命分析

3.2.1 疲劳特性表征

$S-N$ 曲线在双对数坐标系中近似地呈现线性关系。本文研究的拖拉机转向驱动桥壳体材料为 QT450-10, 可通过在 $(10^0, \sigma_b)$ 和 $(10^7, \sigma_{-1})$ 两点插值求得原始材料的 $S-N$ 曲线。

$$S^{21.15} N = 1.29 \times 10^{56} \quad (17)$$

在考虑应力集中、尺寸效应、表面质量和载荷特性等因素对驱动桥壳疲劳寿命的影响的基础上, 由式(11)计算得到综合修正系数 K_σ , 获得转向驱动桥结构的 $S-N$ 曲线, 其中, 表面加工系数取 0.8^[25]。传统和修正的应力场强法具体参数如表 3 所示, D_f 表示场径。将原始材料 QT450-10 以及两种方法修正获得的 $S-N$ 曲线绘制在同一双对数坐标系中, 如图 14 所示, σ_N 为当循环次数为 N 时施加的外力, 即在 σ_N 外力作用下结构(材料)疲劳寿命为 N 。

图14 转向驱动桥壳结构 $S-N$ 曲线修正Fig. 14 $S-N$ curve correction for steering drive axle housing structure

由图14可知,传统应力场强法和优化应力场强法对材料的 $S-N$ 曲线都有较大程度的修正,结构的疲劳极限强度明显降低。

3.2.2 疲劳寿命分析

依据传统应力场强法和优化应力场强法修正的 $S-N$ 曲线以及 Miner 线性累积损伤理论,已知测点4在105 s的田间五铧犁耕作业过程中疲劳累积损伤量分别为 $D_1 = 9.1546 \times 10^{-7}$ 和 $D'_1 = 1.1453 \times 10^{-6}$,故由两种方法求得转向驱动桥壳疲劳寿命分别为 $T = (1/D_1) \times 105 = 31\,860$ h 和 $T' = (1/D'_1) \times 105 = 25\,467$ h。

根据用户反馈和跟踪调查结果显示,该88 kW拖拉机在平均每天作业时长6~8 h下,转向驱动桥壳发生疲劳失效前的工作寿命约为24 000 h,分析结果如表4所示。

由表4可知,应力场强法可以相对准确地预测

表4 转向驱动桥壳疲劳寿命分析结果

Tab. 4 Fatigue life analysis of steering drive axle housing

参数	调研结果	传统应力场强法预测值	优化应力场强法预测值
寿命/h	24 000	31 860	25 467
分散系数(预测值/实际值)		1.327 5	1.061 1

零件的疲劳寿命,经过优化的应力场强法与该88 kW拖拉机的实际使用寿命非常接近,分散系数仅为1.061 1。

4 结论

(1) 提出了一种综合考虑应力集中、尺寸效应、表面质量和载荷特性等因素的优化应力场强法,对传统应力场强法进行优化。引入实测载荷应力比的概念,以实际作业受载情况进行关键零部件的疲劳寿命分析。该方法适用于复杂受载条件下关键零部件疲劳寿命分析。

(2) 针对某88 kW拖拉机,设计并搭建了基于NI C-DAQ的传动系关键零部件动态载荷测试系统,准确获取拖拉机田间作业过程中转向驱动桥壳应力集中区域实时的载荷数据。

(3) 以转向驱动桥壳的测点4为例,采用优化的应力场强法预测其疲劳寿命为25 467 h,相比于传统应力场强法预测的31 860 h,优化后的应力场强法获得的转向驱动桥壳疲劳寿命更接近其实际使用寿命(24 000 h)。

参 考 文 献

- [1] 温昌凯, 谢斌, 杨子涵, 等. 基于功率密度的大功率拖拉机变速箱壳体疲劳分析[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(6): 389-396.
WEN Changkai, XIE Bin, YANG Zihan, et al. Fatigue analysis of gearbox shell of high horsepower tractor based on power density[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(6): 389-396. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20190646&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-4298.2019.06.046. (in Chinese)
- [2] 宋清椿. 大马力拖拉机转向驱动桥实测载荷谱研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2019.
SONG Qingchun. Study on measured load spectrum for steering drive axle of high-horsepower tractor[D]. Beijing: China Agricultural University, 2019. (in Chinese)
- [3] 饶向林. 水田适用大中功率拖拉机转向驱动桥研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2016.
RAO Xianglin. Study on steering drive axle of large and medium power tractor in paddy field[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016. (in Chinese)
- [4] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [5] 李威. 基于强度退化累积损伤模型的承载结构疲劳寿命预测研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2019.
LI Wei. Fatigue life prediction research of load bearing structure based on cumulative damage model considering strength degradation[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2019. (in Chinese)
- [6] 马志全. 基于新的场强法模型的抽油机关键部件疲劳寿命预测研究[D]. 成都: 西南石油大学, 2017.
MA Zhiquan. Study on fatigue life prediction of key components of pumping unit based on new stress field intensity method model[D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2017. (in Chinese)
- [7] ZHAO Peng, LU Tianyang, GONG Jianguo, et al. A modified stress field intensity approach for fatigue life prediction of components[J]. Materials & Design, 2020, 190: 108537.

- [8] 申杰斌,唐东林. 一种考虑应力梯度的疲劳寿命预测方法[J]. 中国机械工程, 2017, 28(1): 40-44.
SHEN Jiebin, TANG Donglin. A fatigue life prediction method considering stress gradient[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(1): 40-44. (in Chinese)
- [9] ZHAO Bingfeng, XIE Liyang, SONG Jiabin, et al. Fatigue life prediction of aero-engine compressor disk based on a new stress field intensity approach[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2020, 165: 105190.
- [10] ZENG Yun, LI Meiqi, ZHOU Yang, et al. Development of a new method for estimating the fatigue life of notched specimens based on stress field intensity[J]. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 2019, 104: 102339.
- [11] TANG Donglin, HOU Jun, MA Zhiqian, et al. Fatigue life predictions based on a new stress field intensity approach[J]. KSCE Journal of Civil Engineering, 2019, 23(5): 2198-2203.
- [12] 陈健, 崔海涛, 温卫东. 基于应力场强法的缺口构件疲劳寿命预测方法研究[J]. 长春理工大学学报(自然科学版), 2010, 33(4): 87-91.
CHEN Jian, CUI Haitao, WEN Weidong. Research on fatigue life prediction method of notched member based on stress field intensity method[J]. Journal of Changchun University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2010, 33(4): 87-91. (in Chinese)
- [13] 苏莹, 黄世鸿, 秦胜欢等. 纯铜圆棒缺口试件拉压循环下的疲劳寿命分析[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(30): 157-164.
SU Ying, HUANG Shihong, QIN Shenghuan, et al. Fatigue life analysis of copper notched round specimen under tension-compression cyclic loading[J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(30): 157-164. (in Chinese)
- [14] 马志全, 唐东林. 关于应力场强法中损伤区的研究[J]. 机械强度, 2018, 40(3): 721-726.
MA Zhiqian, TANG Donglin. Study on damage area in stress field intensity method[J]. Mechanical Strength, 2018, 40(3): 721-726. (in Chinese)
- [15] 黄宁. 大型结构件的疲劳寿命预测方法研究[D]. 长沙: 中南大学, 2013.
HUANG Ning, Study on fatigue life prediction method for large structural parts[D]. Changsha: Central South University, 2013. (in Chinese)
- [16] 丁遂栋, 杨国战. 钛合金光滑试样非对称循环疲劳极限的估算[J]. 机械强度, 2001, 23(3): 371-372.
DING Suidong, YANG Guozhan. Estimation of unsymmetrical cyclic fatigue limits for titanium alloy smooth specimens[J]. Mechanical Strength, 2001, 23(3): 371-372. (in Chinese)
- [17] SCHÖNBAUER B M, STANZL-TSCHEGG S E, PERLEGA A, et al. Fatigue life estimation of pitted 12% Cr steam turbine blade steel in different environments and at different stress ratios[J]. International Journal of Fatigue, 2014, 65: 33-43.
- [18] 江民圣. ANSYS Workbench 19.0 基础入门与工程实践[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2019.
- [19] 裴滨. 大马力拖拉机后桥壳有限元分析及轻量化研究[D]. 淄博: 山东理工大学, 2018.
PEI Bin. Finite element analysis and lightweight study of rear axle housing of high horsepower tractor[D]. Zibo: Shandong University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [20] 邓善熙. 测试信号分析与处理[M]. 北京: 中国计量出版社, 2003.
- [21] 钱同慧. 信号分析与处理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [22] SHANNON C E. Communication in the presence of noise[J]. Proceedings of the IEEE, 1998, 86(2): 447-457.
- [23] 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.
YAO Yanchun, DU Yuefeng, ZHU Zhongxiang, et al. Analysis and optimization of vibration characteristics of maize harvesting locomotive frame based on mode[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(19): 46-53. (in Chinese)
- [24] 赵少汴. 抗疲劳设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
- [25] 李莉, 谢里阳, 何雪宏等. 考虑表面加工的疲劳缺口系数研究与应用[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2009(2): 1-3.
LI Li, XIE Liyang, HE Xuehong, et al. Research and application of fatigue notch factor of machined surface[J]. Modular Machine Tools and Automatic Processing Technology, 2009(2): 1-3. (in Chinese)