

基于 EMD 和 KNN 的发动机辐射噪声预测研究*

王钰涵,郑旭[△],周南,唐冬林

(浙江大学 能源工程学院,浙江 杭州 310027)

摘要:针对基于发动机表面结构单通道振动的辐射噪声预测问题,提出了一种结合经验模态分解(Empirical Mode Decomposition, EMD)和 KNN(K-Nearest neighbor)的预测算法,通过 EMD 将单一振动时域信号分解为多个本征模态函数(Intrinsic Mode Function, IMF)信号,并将每个 IMF 信号作为振动数据集的特征,最后以新的振动数据集为输入建立辐射噪声预测模型。试验结果表明,基于该算法建立的预测模型可解释方差分数为 0.97,有着较小的预测误差。

关键词:发动机 辐射噪声 经验模态分解 KNN 预测模型

中图分类号:TK421.6

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0001-05

Prediction of engine radiated noise based on EMD and KNN

WANG Yuhan, ZHENG Xu, ZHOU Nan, TANG Donglin

Abstract: Aiming at the problem of radiated noise prediction based on single-channel vibration of engine surface structure, this paper proposes a prediction algorithm combining Empirical Mode Decomposition (EMD) and K-Nearest neighbor (KNN). EMD decomposes a single vibration time domain signal into multiple Intrinsic Mode Function (IMF) signals, takes each IMF signal as a feature of the vibration data set, and finally establishes a radiated noise prediction model with the new vibration data set as input. The experimental results show that the explainable variance score of the prediction model based on the algorithm is 0.97, and the small prediction error is small.

Keywords: engine, radiated noise, empirical mode decomposition, KNN predictive model

0 引言

发动机是目前为止应用范围最广、使用数量最多的动力机械,常常作为车辆、船舶和飞机等机械的动力核心,是名副其实的“心脏”。随着社会的进步和科技的发展,发动机的动力性、经济性逐渐提高,排放的气体对环境污染也越来越小,为工业社会做出了巨大的贡献,但这些性能的提高对发动机的 NVH 也有了更高要求,在保证发动机其他性能的前提下,研发出低振动噪声的发动机日渐成为行业的发展趋势。

新兴的人工智能技术与传统制造业的结合是当今科研主流之一,机器学习方法在“多尺度、高维数”问题建模方面表现优异^[1],通过机器学习研究发动机的性能已在学术界取得了许多成果。付强

等^[2]通过多层长短期记忆网络算法成功预测了航空发动机的剩余寿命, Silitonga 等^[3]应用内核的极限学习机预测燃料混合物在全油门条件下的发动机性能和废气排放参数, Wong 等^[4]基于在线极限学习机实现更少测量和时间的发动机校准, Irdmousa 等^[5]针对发动机建立的线性参数变分模型成功地设计了模型预测控制器, Paul 等^[6]应用人工神经网络预测单缸直喷柴油机压缩天然气流量变化对排放参数的影响, Bhowmik 等^[7]结合多目标响应面方法和人工神经网络成功预测发动机的制动热效率等参数并找出最适于发动机运行燃料配比, Azman 等^[8]对模糊逻辑控制器和人工神经网络两种不同的人工智能控制器在直流电动机的速度控制中的应用作了比较研究。

为研究发动机辐射噪声的预测,本文基于发动

机台架试验采集的发动机表面结构单通道振动信号和对应的辐射噪声值,提出了一种结合 EMD 信号处理技术和 KNN 算法的发动机的辐射噪声预测方法,利用 EMD 将单一信号分解为多个信号以深入挖掘数据信息、拓展数据维度,通过处理后的信号建立 KNN 辐射噪声预测模型,并对比预测值与实测噪声评估模型的效果。

1 EMD 和 KNN 算法原理

1.1 经验模态分解 (Empirical Mode Decomposition, EMD)

EMD 是一种自适应的信号分离方法,能够将初始信号分解成多个有限带宽的窄带分量,这种分量被称为本征模态函数 (Intrinsic Mode Function, IMF)。通过 EMD 实现信号的盲源分离,首先要寻找初始信号 $x(t)$ 的所有极大值点和极小值点,拟合相应的包络线 $e_+(t)$ 和 $e_-(t)$,取其均值作为初始信号的均值包络 $m_1(t)$,对应表达式为:

$$m_1(t) = \frac{e_+(t) + e_-(t)}{2} \quad (1)$$

初始信号减去均值包络即可得到剔除低频部分的新信号 $h_1^1(t)$:

$$h_1^1(t) = x(t) - m_1(t) \quad (2)$$

$h_1^1(t)$ 通常是非平稳信号,不能满足 IMF 的定义条件,即整个初始信号的极值点和过零点的个数相差不大于 1,且在初始信号的任意时刻点的上下包络均值为 0^[9]。不断重复上述过程,直到第 k 次重复得到满足上述定义的 $h_1^k(t)$,则初始信号的一阶 IMF 分量为:

$$c_1(t) = \text{imf}_1(t) = h_1^k(t) \quad (3)$$

将初始信号减去 $c_1(t)$,获得一个去掉高频成分的新信号 $r_1(t)$:

$$r_1(t) = x(t) - c_1(t) \quad (4)$$

对 $r_1(t)$ 重复 $c_1(t)$ 的获取过程,得到对应第二个 IMF 分量 $c_2(t)$,持续进行上述过程,直到信号的第 n 阶 IMF 分量 $c_n(t)$ 或其余量 $r_n(t)$ 小于设定的终止值,或者残余分量 $r_n(t)$ 是单调函数或常量,此时 EMD 信号分离完成, $x(t)$ 分解为:

$$x(t) = \sum_{i=1}^n c_i(t) + r_n(t) \quad (5)$$

式中, $r_n(t)$ 为趋势项,反映信号的平均趋势或均值。

1.2 K 最邻近算法 (K - Nearest Neighbor, KNN)

KNN 算法是数据深入挖掘分析技术的一种,其基本原则为相同类别的样本在其特征空间内是相邻的,因而数据中的每个样本点都能够用与它最相邻的 k 个样本点来代表。算法的核心思想为:对于特征空间中的任一样本,若该样本的 k 个最相邻样本大部分都属于某一类,那么该样本也属于该类,和同属于该类的样本具有同样的特性。

KNN 算法在决策时只与和它最为接近的 k 个样本有关,而不是根据拟合的决策函数确定所要估计样本点的类别或者值,因此,对于存在较多交叉或重叠部分的判别类域的数据集, KNN 算法具有更好的分类和回归效果。

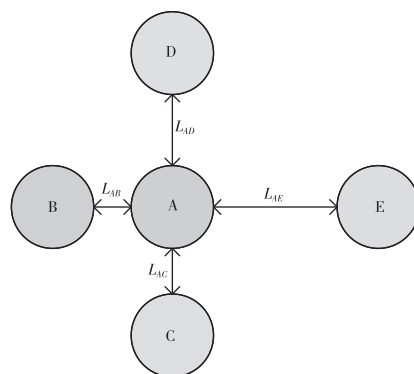


图 1 KNN 算法回归原理图

基于 KNN 算法的回归预测原理可参照图 3, A 为要估计的样本, B、C、D、E 均为特征空间中的样本点,且 A 与 B、C、D、E 四点的关系为 $L_{AB} < L_{AC} < L_{AD} < L_{AE}$,若采用最近的三个样本点估计 A 值 ($k=3$), A 的估计值仅与特征空间中距它最近的 B、C、D 三点有关,且与 A 相距越短的点权重越大, A 点的预测值可表示为:

$$A = \frac{L_{AB}^{-1} \cdot B + L_{AC}^{-1} \cdot C + L_{AD}^{-1} \cdot D}{L_{AB}^{-1} + L_{AC}^{-1} + L_{AD}^{-1}} \quad (6)$$

2 数据获取及算法预测

2.1 数据来源

为获取用于训练和验证的数据集,设计发动机台架试验,采集发动机不同工况下表面结构振动和

辐射噪声值,振动噪声信号采集设备采用 Siemens 的 48 通道数据采集器,如图 2 所示。声学麦克风测点根据国家标准 GB/T1859.3 的九点法布置,受测功机位置所限,现场仅布置 8 个声学麦克风。为避免气动噪声影响,发动机进排气均引出消声室,且在排气管等金属管表面包裹有石棉等吸声隔热材料。

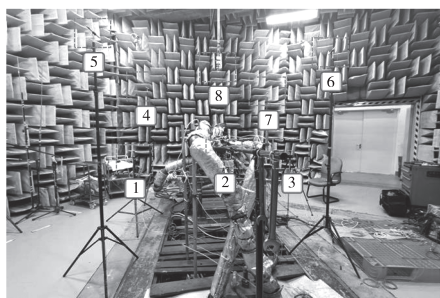


图 2 声学麦克风测点

油泵是发动机的高压部件之一,其表面振动较大,是发动机重要振源,本文选用油泵所在发动机表面处的法向振动信号预测发动机辐射噪声,油泵测点如图 3 所示,图中加速度传感器 Z 方向的振动即为建模所用的振动信号。



图 3 油泵加速度测点

本次试验对象为四缸四冲程柴油机,发动机测试工况为在 100% 负荷下转速从 1600 r/min 到 3000 r/min,转速每变化 200 r/min 测试一次稳态后的振动噪声数据,每次测 10 s,考虑到人耳能听到的频率上限为 20 kHz,分析频率选为 20480 Hz,为满足采样定律,采样频率设为分析频率的两倍,分辨率设置为 1,以确保能得到清晰的频域数据。

2.2 预测模型构建方法

发动机台架试验采集到的原始振动噪声数据集的样本为时域信号,噪声时域信号每 0.5 s 计算一次声压级的均方根值(Root Mean Square, RMS),振动时域信号首先通过 EMD 分解成多个 IMF 信号,各 IMF 信号每 0.5 s 计算一次时刻内所有点的 RMS 值,将处理后相同 0.5 s 时刻的振动和 8 点噪声声压级均值作为一个样本数据,每个 IMF 对应 0.5 s

内的 RMS 值作为振动样本数据的一个维度,本次试验所测的时域振动信号共分解为 17 个 IMF,因此振动样本的维度为 17,噪声样本的维度为 1,数据集的样本容量为 160,随机取全部样本集的 80% 作为训练集建立 KNN 辐射噪声预测模型,剩余 20% 作为验证集评估模型预测效果。KNN 模型训练时需要设定参数 k ,本文设定 k 的取值范围为 0 到 10、步长为 1 的整数集合,通过网格搜索方法确定模型最优参数,具体建模流程如图 4 所示。

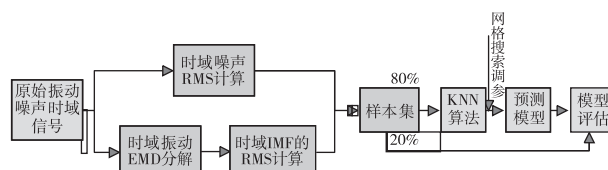


图 4 RNN 预测模型构建流程图

2.3 EMD 信号分离

试验采集到发动机油泵法向振动时域信号如图 5 所示,图中信号较为杂乱,无法看出明显的规律特征。

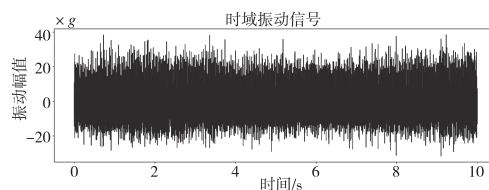


图 5 油泵法向时域振动信号

经 EMD 处理后该振动时域信号分解为 17 个 IMF 信号,篇幅所限,文中仅展示部分 IMF 信号。图 6-图 8 分别为 IMF1、IMF9 和 IMF15 信号,图 9 为 res 信号,可以看出,随着 EMD 对信号的不断分离,得到的 IMF 信号特征愈加明显,从看似无规律的振动信号中挖掘出更多的信息。

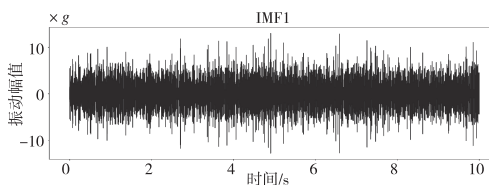


图 6 IMF1 信号

2.4 KNN 模型预测与评估

本文选用可解释方差分数(explained variance score, EVS)、平均绝对误差(mean absolute error, MAE)

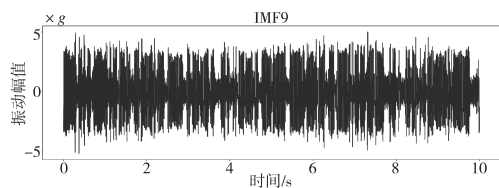


图7 IMF9 信号

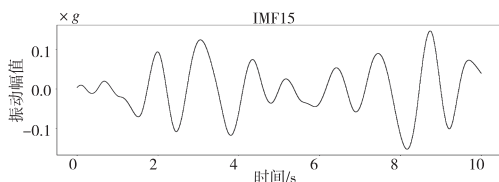


图8 IMF15 信号

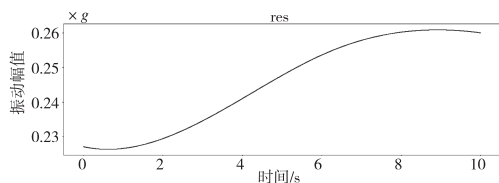


图9 res 信号

和均方误差(mean square error, MSE)评估模型预测效果, EVS 为回归模型评价分数, 最高值为 1, 此时模型预测效果最好, 平均绝对误差为预测误差绝对值的均值, 均方误差为预测误差平方的均值, 其表达式如下:

$$EVS = 1 - \frac{Var\{y - \hat{y}\}}{Var\{y\}} \quad (7)$$

$$MAE(y, \hat{y}) = \frac{1}{n_{samples}} \sum_{i=0}^{n_{samples}-1} |y_i - \hat{y}_i| \quad (8)$$

$$MSE(y, \hat{y}) = \frac{1}{n_{samples}} \sum_{i=0}^{n_{samples}-1} (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (9)$$

式中, Var 表示方差计算, $n_{samples}$ 表示样本容量, y 为预测值, y_i 为第 i 个样本的预测值, $\hat{y}$ 为真实值, $\hat{y}_i$ 为第 i 个样本的真实值。

在使用 EMD 增加样本集的数据维度后, 将训练集输入 KNN 算法, 经过网格搜索寻得最优超参数 k 的值为 5, 并建立基于最优超参数的 KNN 发动机辐射噪声预测模型, 模型预测效果如图 10 所示。模型的 EVS、MAE 和 MSE 分别为 0.97、0.14、0.04, 表明模型预测效果较好, 与真实值仅存在较小误差。

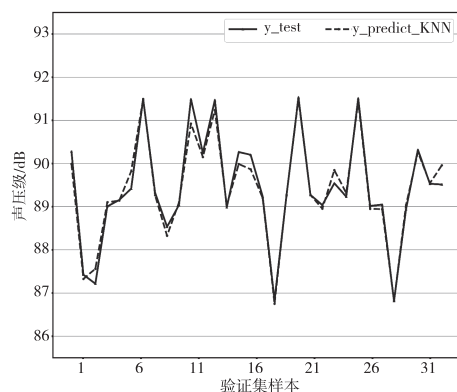


图10 KNN 模型验证

3 结论

本文基于发动机表面单一测点的单方向振动时域信号, 通过 EMD 方法把该信号分解为多个 IMF 时域信号, 并将 IMF 信号作为振动数据的样本特征, 实现了样本数据的维度拓展, 经验证集和模型指标评估, 使用增加特征后的数据集所建立的 KNN 发动机辐射噪声预测模型能达到较高预测精度。

参考文献

- [1] 安健, 陈宇轩, 苏星宇, 等. 机器学习在湍流燃烧及发动机中的应用与展望[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2023, 63(4): 462-472.
- [2] 付强, 王华伟. 基于多层 LSTM 的复杂系统剩余寿命智能预测[J]. 兵器装备工程学报, 2022, 43(1): 161-169.
- [3] SILITONGA A S, MASJUKI H H, ONG H C, et al. Evaluation of the engine performance and exhaust emissions of biodiesel-bioethanol-diesel blends using kernel-based extreme learning machine[J]. Energy, 2018, 159: 1075-1087.
- [4] WONG P K, GAO X H, WONG K I, et al. Online extreme learning machine based modeling and optimization for point-by-point engine calibration[J]. Neurocomputing, 2018, 277: 187-197.
- [5] IRDMOUSA B K, RIZVI S Z, VEINI J M, et al. Data-driven modeling and predictive control of combustion phasing for RCCI engines[C]//2019 American Control Conference(ACC). IEEE, 2019: 1617-1622.

锁销式制动器解锁的离散性分析

王其锋, 曾晓松, 刘 勇

(贵州航天林泉电机有限公司, 贵州 贵阳 550081)

摘要:针对某舵机用电机制动器组合在加速度环境下解锁呈现的离散性问题,通过机理分析、有限元仿真和试验验证,得出制动器不能可靠解锁的原因在于电磁力未能完全克服加速度环境下产生的负载增量。通过机壳、端盖一体化结构设计进一步提升制动器的有效电磁体积,通过增加安匝数和调整漆包线线径满足电磁力、阈值电流的要求,并设置常态环境下的强制检验点来确保制动器在加速度环境下能可靠解锁。

关键词:电机 制动器 锁销式 加速度 离散型

中图分类号: TM574

文献标识码: B

文章编号: 1002-6886(2024)01-0005-06

Discrete analysis of unlocking of lockpin brake

WANG Qifeng, ZENG Xiaosong, LIU Yong

Abstract: Aiming at the discrete problem of the electric machine-brake complex of an actuator when unlocking under acceleration environment, mechanism analysis, finite element simulation and test verification are carried out, and it is concluded that the reason of unreliable unlocking is that the electromagnetic force cannot completely overcome the load increment generated under acceleration environment. Through the integrated structural design of the housing and the end cover, the effective electromagnetic volume of the brake is improved, and the requirements for the electromagnetic force and threshold current are met by increasing the ampere-turns and adjusting the diameter of the enameled wires. The mandatory inspection point is set under normal environment to ensure that the brake can be unlocked reliably in the acceleration environment.

Keywords: electric machine, brake, lockpin, acceleration, discrete

- [6] PAUL A, BHOWMIK S, PANUA R, et al. Artificial neural network-based prediction of performances-exhaust emissions of diesel engine under varying compressed natural gas flowrates[J]. Journal of energy resources technology, 2018, 140(11): 112201.
- [7] BHOWMIK S, PAUL A, PANUA R, et al. Performance-exhaust emission prediction of diesel engine: an ANN coupled MORSM based optimization[J]. Energy, 2018, 153: 212-222.
- [8] AZMAN M A H, ARIS J M, HUSSAIN Z, et al. A comparative study of fuzzy logic controller and artificial neural network in speed control of separately excited DC motor [C]//2017 7th IEEE International Conference on Control System, Computing and Engineering (ICCSCE). IEEE, 2017: 336-341.
- [9] HUANG N E, SHEN Z, LONG S R, et al. The empirical

mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis[J]. Proceedings of the royal society A: mathematical physical and engineering sciences, 1998, 454(1971): 903-995.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51876188 和 51975515)。

作者简介: 王钰涵(1997-), 男, 硕士研究生, 研究方向: 基于振动测试和机器学习的发动机辐射噪声预测。

通讯作者: 郑旭(1983-), 男, 工学博士, 博士生导师, 研究方向: 车辆振动噪声控制技术、主观舒适性评价、车辆振动噪声性能仿真预测技术、车辆振动噪声信号先进信号处理技术。

收稿日期: 2023-03-23

0 引言

随着电力电子技术和半导体材料科学的发展,电动舵机在空空导弹、地空导弹等武器装备上得到了广泛应用,通过锁定电机轴即可锁定舵机的舵面,电磁制动器相较于传统的气动型、机械型舵面锁制方式,具有体积小、重量轻、可靠性好、控制精度高等特点^[1-2],因此,电机制动器组合装备已成为舵机系统的核心部件。摩擦式电磁制动器在挂飞振动测试中,由于摩擦片的蠕变效应,锁制力矩会变小,失去锁制功能^[3]。廖庆文等分析了锁销式制动器各零部件结构尺寸、材料属性对锁制性能的影响,对制动器产品设计有较强的参考价值^[4]。李屹等对制动器进行了 FMEA 分析,计算了电磁力和制动时间的确可靠度,为提高工程实践中制动器可靠性水平提供了参考^[5]。陈开楼等为了提高电磁力的计算精度,基于电磁制动器 3D 模型,量化分析了气隙大小、温度、材料等对响应速度的影响,为快响应、高制动力矩密度制动器设计提供了参考^[6]。张博等对制动器稳态温度场进行了分析,评估了温度对解锁电磁力的影响^[7]。周金华等提出了动铁心与静铁心的接触面采用凹凸错位结构设计,以减少实际工作气隙,提高电磁力矩和响应速度,但并未经过实践验证^[8]。何仁等提出了一种根据温升情况自动调整气隙宽度,进而保证电磁制动力稳定性的新型电磁制动器结构^[9]。综上,现有文献的研究主要集中在电磁制动器的结构、多物理场仿真等方面,大多数文献仅考虑了气隙、温度对制动器性能的影响,但对制动器实际使用工况(如振动、加速度等力学环境)的研究较少,本文对某电机制动器组合加速度环境下解锁的离散型问题进行了分析,并提出了解决办法,具有一定的工程参考价值。

1 应用背景

1.1 工作原理

锁销式制动器为失电制动器,主要由磁轭、衔铁、制动盘、盖板、导柱、弹簧、推柱等组成,如图 1~图 3 所示。在不通电的情况下,衔铁在弹簧的弹力作用下紧靠盖板,制动盘位于衔铁两限位凸台之间,实现锁制功能。线圈通电后磁轭被磁化吸合衔铁,

衔铁在电磁力作用下克服弹簧弹力向磁轭端运动,衔铁上凸台和制动盘脱开,限位失效,实现解锁功能。

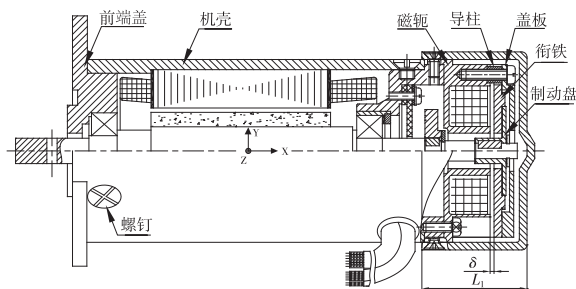


图 1 电机制动器组合结构示意图

图 1 中: δ 为电磁气隙,取值范围 0.7 ~ 0.8 mm; L_1 为制动器有效长度,20.5 mm。

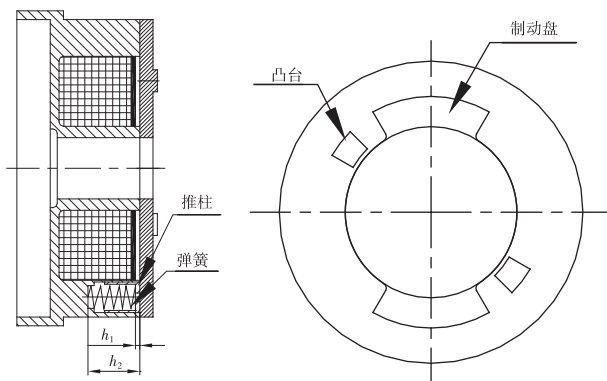


图 2 弹簧、推柱结构

图 3 凸台、制动盘限位结构

图 2 中: h_1 、 h_2 分别为推柱厚度、长度尺寸。

1.2 环境试验

初始状态制动器不解锁,待达到表 1 中的加速度量级并稳定后,给制动器施加励磁电压 21.5VDC,同时给 20A1C001#电机本体上电,未能正常转动,报故停转。加速度试验-X 方向定义如图 1 所示,Z 方向垂直纸面向外。

表 1 解锁可靠性试验条件

试验方向	加速度/g	持续时间/s
-X	15	60

2 离散性机理分析

制动器解锁的关键在于实现衔铁和制动盘分离。从图 1 可以看出,在 -X 方向 15 g 的加速度环境下,电机制动器组合整体有向 -X 方向移动的趋势。

势,由于衔铁和推柱处于“自由”(沿 $\pm X$ 方向可移动)状态,相对于电机制动器组合,有沿 $+X$ 方向运动的趋势,衔铁和推柱在运动时,衔铁与导柱、推柱与磁轭摩擦,会产生摩擦力。根据以上分析,加速度环境下衔铁受力如图4所示。

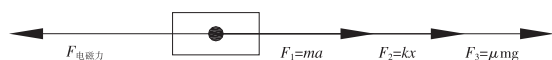


图4 衔铁受力示意图

- 1) 衔铁和推柱受到的沿 $+X$ 轴方向的离心力,记为 F_1 ;
- 2) 弹簧在初始状态下处于压缩状态,衔铁和推柱受到的弹簧弹力,记为 F_2 ;
- 3) 衔铁在定位套筒上移动时,衔铁、推柱受到的摩擦力,记为 F_3 ;
- 4) 励磁绕组在电压激励下,产生的电磁力,记为 $F_{\text{电磁力}}$ 。

加速度环境下解锁的必要条件为:电磁力大于离心力、摩擦力和弹簧弹力的合力。现分别计算电磁力、离心力、摩擦力和弹簧弹力。

2.1 瞬态电磁场仿真

基于 Ansoft Maxwell 平台对制动器进行瞬态场分析,电磁模型如图5所示,为提升计算效率,取1/2模型,设置 Symmetry 对称边界条件。

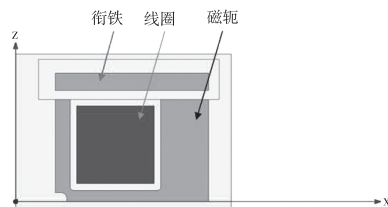


图5 制动器电磁模型

制动器在尺寸一定的情况下,影响电磁力大小的参数有绕组的电阻值以及装配形成的电磁气隙大小 δ 。现分析制动器绕组电阻为95 Ω 、 δ 在0.7~0.8 mm变化时的初始电磁力大小,如图6所示;电磁气隙大小为0.7 mm时,电阻在88~95 Ω 变化时的初始电磁力大小,如图7所示。

从图6、图7可以看出:当气隙长度取0.7 mm、制动器电阻值为88 Ω 时,初始电磁力最大;当气隙长度取0.8 mm、制动器电阻值为95 Ω 时,初始电磁力最小。经仿真计算,初始电磁力范围为4.34~5.92 N。如图8、图9所示。

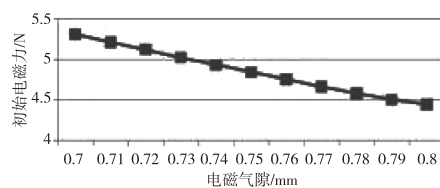


图6 初始电磁力-气隙变化曲线

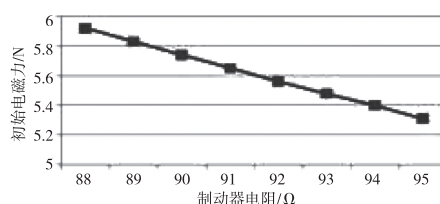


图7 初始电磁力-电阻变化曲线

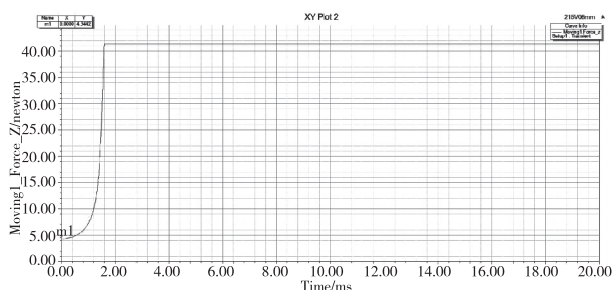


图8 最小初始电磁力

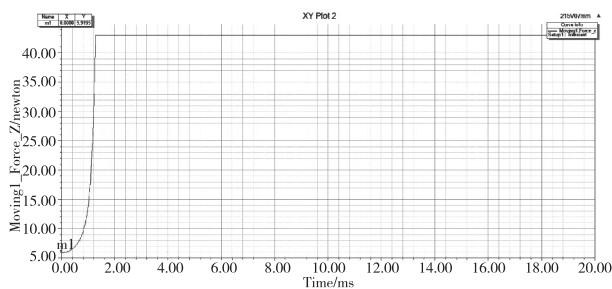


图9 最大初始电磁力

2.2 反作用力校核

1) 离心力

根据衔铁、推柱的设计尺寸,计算得到衔铁、单个推柱质量分别为8.6 g、0.14 g,考虑到电机制动器组合在系统中的安装位置,衔铁和推柱按自由落体状态承受重力加速度 g ,同时在15 g 的加速度环境下,衔铁、推柱所受离心力的大小为:

$$F_1 = ma = (0.0086 + 0.00014 \times 6) \times (15 + 1) \times 9.8 = 1.48(\text{N})$$

注:一个制动器含6个推柱,推柱数量和弹簧数量为1:1。

2) 弹簧弹力

弹簧设计参数如图10所示,经计算,弹簧的弹性系数取值范围为0.09~0.1 N/mm。

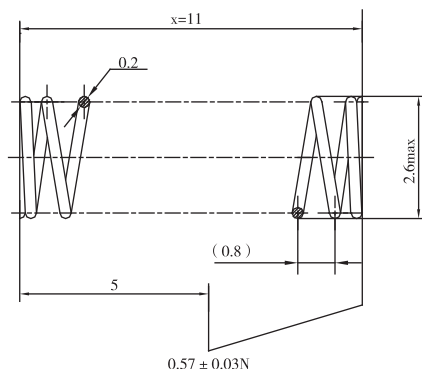


图10 弹簧弹力分布

弹簧在安装时处于压缩状态,压缩量:

$$\lambda = x - (h_2 - h_1) - \delta = 11 - (6 - 0.5) - (0.7 \sim 0.8) = (4.7 \sim 4.8) \text{ mm}$$

因此,6个弹簧合力的取值范围:

$$2.54(\text{N}) = 0.09 \times 4.7 \times 6 \leq F_2 = k\lambda \leq 0.1 \times 4.8 \times 6 = 2.88(\text{N})$$

3) 摩擦力

衔铁在重力作用下与定位套筒之间产生的摩擦力:

$$F_{31} = \mu mg = 0.15 \times 0.0086 \times 9.8 = 0.013(\text{N})$$

推柱在重力作用下与磁轭之间产生的摩擦力为:

$$F_{32} = \mu mg = 6 \times 0.15 \times 0.00014 \times 9.8 = 0.001(\text{N})$$

式中: μ 为材料干摩擦系数(钢-钢),取0.15^[4]。

因此,摩擦力合力为:

$$F_3 = F_{31} + F_{32} = 0.013 + 0.001 = 0.014(\text{N})$$

4) 反作用合力

离心力 F_1 、弹簧弹力 F_2 、摩擦力 F_3 的合力取值范围为4.03~4.37 N。

$$4.03(\text{N}) = 1.48 + 2.54 + 0.014 < F_{\text{合}} = F_1 + F_2 + F_3 < 1.48 + 2.88 + 0.014 = 4.37(\text{N})$$

2.3 解锁离散型分析

根据以上计算结果,绘制电磁力、反作用合力分

布示意图,如图11所示。由图可知:当电磁力、反作用合力分别位于区域A、区域B时,制动器可靠解锁;当电磁力、反作用合力均落至区域C时,不一定能解锁,因此解锁呈现出一定的离散性和随机性。

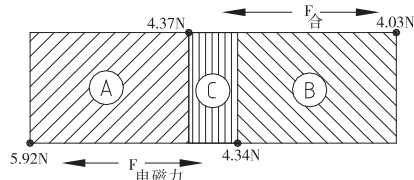


图11 电磁力、反作用合力分布示意图

3 试验验证

随机抽取4台电机制动器组合(技术状态相同)按表1、图1要求进行加速度试验,试验结果见表2。

表2 电机制动器组合解锁试验验证结果

产品编号	能否解锁	解锁电压/V
19A1C003	否	23
20A1C004	能	20.5
20A1C017	否	23.4
20A1C023	否	23

可以看出:21.5 V下并非所有电机制动器组合均能解锁,解锁呈现一定的离散性,验证了第2章理论分析的正确性,对这一试验结果进一步分析:

1)反作用力均是严格按照理论公式进行计算且不存在不确定的变量,因此,反作用力的合力计算结果准确;

2)4台电机有3台未能解锁,一定程度上说明电磁力计算值偏大,导致未能解锁的电机制动器组合数量偏多。其原因在于有限元是以离散网格无限逼近实体特征,电磁场仿真会存在偏差^[10-11],电磁力仿真值偏大。

此外,由于表2的试验样本数不够充分,不能确定制动器解锁的电压上限,可参考常态下电机制动器组合解锁电压的浮动范围。某批次(技术状态相同)常态下71台电机制动器组合的解锁电压为14.02~17.87 V,电压浮动范围为3.85 V,对表2数据作加严处理,将表2中20.5 V作为解锁电压最小值,解锁电压上限值为20.5+3.85=24.35 V,该电

压下的最小初始电磁力为 5.29 N(注:气隙 0.8 mm、电阻 95 Ω),如图 12 所示。

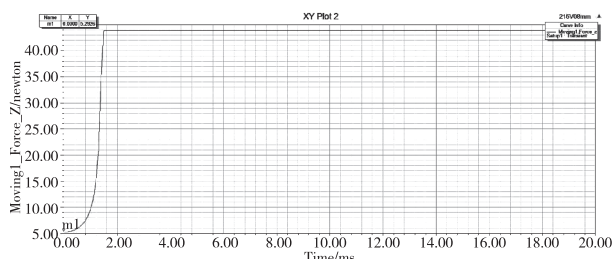


图 12 解锁最小初始电磁力

因此,为确保电机制动器组合可靠解锁,改制后的最小初始电磁力应不小于 5.29 N。

4 电机制动器组合改制

由第 2 章节、第 3 章节分析可知,电机制动器组合不能可靠解锁的原因在于电磁力余量不够,不能克服加速度环境下带来的负载增量。因此,要提高电磁力,应提高安匝数,但由于系统电源容量有限,对电流阈值有要求,因此,应同时调整匝数和线径。

4.1 结构优化

根据以上思路,增加电机匝数和线径能提高电磁力,但会增大制动器体积。原电机制动器组合装配图如图 1 所示,前端盖与机壳为两体结构,通过螺钉联接,前端盖较厚,轴向空间未完全利用。鉴于此,可以将前端盖与机壳做成一体结构,电机本体部分前移,并保证电枢端部离机壳的爬电距离不小于 1 mm,确保电机制动器组合的介电强度,电机本体部分电磁参数尺寸不做调整。结构方案更改如图 13 所示。

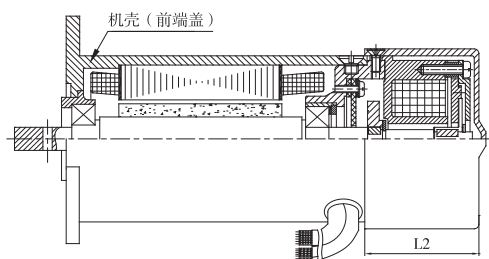


图 13 机壳、端盖一体化电机制动器组合结构简图

图 13 中: L_2 为制动器有效长度,在总长一定的情况下,最大值为 24.5 mm。

4.2 电磁方案优化

根据以上设计思路,增加电机匝数和线径提高电磁力,并控制母线电流不大于 0.41 A,方案对比见表 3。

表 3 电磁方案对比

方案	线径 /mm	轴向长度 /mm	匝数	电阻 / Ω	21.5V 下安匝数	36V 下电流/A
原方案	0.14	6.5	1540	94	352.4	0.38
方案 1	0.16	6.5	1197	55.9	460	0.64
方案 2	0.16	9.5	1750	81.7	460	0.44
方案 3	0.16	10.5	1933	90.3	460	0.40

受电机制动器组合体积限制,制动器轴向长度最大增加 4 mm(即 L_2-L_1),择优选取方案 3,即线径为 0.16 mm、制动器绕组轴向长度为 10.5 mm、匝数为 1933 的方案。

4.3 解锁可靠性分析

考虑到制动器线圈绕制时每一圈线圈大小存在差异,电阻值会在一定范围内波动,控制制动器绕组的电阻在 88 ~ 93 Ω 范围内。

按下式计算制动器在高温环境下的电阻,经计算,高温环境下制动器绕组的电阻值为 111.2 Ω 。

$$R_2 = R_1 \times \frac{T+t_1}{T+t_2}$$

式中: t_1 —绕组温度,20 $^{\circ}\text{C}$; T —电阻温度常数,铜线取值 235; t_2 —换算温度,70 $^{\circ}\text{C}$; R_1 —测量电阻值; R_2 —换算电阻值。

电磁气隙按 0.8 mm、电阻按 111.2 Ω 进行仿真分析,电磁力计算结果如图 14 所示。

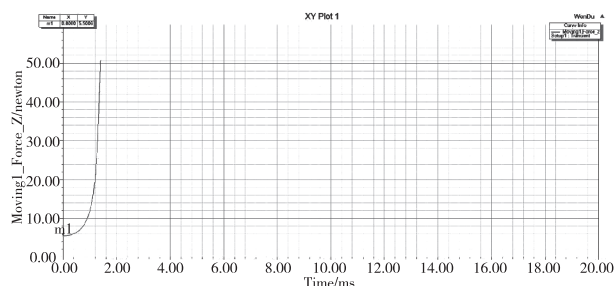


图 14 改制后制动器最小初始电磁力

从图 14 可以看出,考虑了制动器电阻、气隙的离散型以及高温环境对制动器电阻的影响后,最小初始电磁力为 5.50 N,由第 3 章节分析可知:改制

后的最小初始电磁力应不小于 5.29 N, 因此, 改制后的电机制动器组合在加速度环境下能可靠解锁。

4.4 强制检验点

为确保 21.5 V 电压下电机制动器组合在 -X 方向 15 g 的加速度环境下能可靠解锁, 常态环境下增加强制检验点。

21.5 V 下电机制动器组合能可靠解锁, 该激励电压下的电磁力减去加速度反作用力, 可以得到在加速度为 0 时的解锁电磁力, 找到该电磁力下的激励电压, 该激励电压下电机制动器组合在加速度为 0 时能可靠解锁, 15 g 加速度环境下电机制动器组合就能解锁。

在气隙大小取 0.8 mm、电阻一定取 93 Ω 的情况下, 只改变激励电压, 得到不同激励电压下的初始电磁力, 初始电磁力随激励电压的变化曲线如图 15 所示。

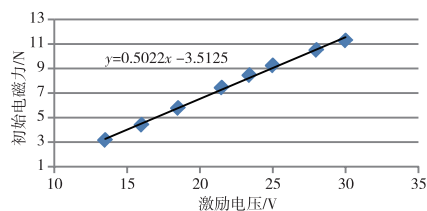


图 15 初始电磁力随激励电压变化曲线

由图 15 可知, 曲线的斜率为 0.5, 单位激励电压作用下, 初始电磁力增加 0.50 N。

当 -X 方向没有加速度作用时, 衔铁和推柱不会受到沿 -X 轴向外的离心力作用, 即 F_1 由 1.48 减小到 0, 因此, 可以将 $21.5 - 1.48 / 0.5 = 18.5$ V 电压常态下能否解锁作为加速度环境下可靠解锁的强制检验点。

5 结论

本文对加速度环境下制动器的解锁机理进行了分析, 并对解锁呈现离散性的现象进行了定位。通

过结构调整、电磁参数优化提高电磁力, 以平衡加速度工况下增加的额外负载; 并设置常态下的强制检验点来确保电机制动器组合在加速度环境下也能可靠解锁。

参考文献

- [1] 何卫国, 彭科容. 一种小型空空导弹舵面锁制器的设计实现[J]. 科技资讯, 2009(20): 94.
- [2] 杨志伏, 陈永红. 大功率电动舵机锁制器设计方案探讨[J]. 导弹定位与授时, 2016, 3(3): 14-17.
- [3] 曾晓松, 张稳桥, 赵飞, 等. 舵机用抗振动锁销式制动器的研究与设计[J]. 现代机械, 2023(1): 4.
- [4] 廖庆文, 殷唯凯, 陈强. 一种小型锁制器的设计[J]. 电机与控制应用, 2018(8): 45-49.
- [5] 李屹, 郎召伟. 基于确信可靠度的电磁制动器可靠性分析[J]. 微电机, 2022, 55(11): 4.
- [6] 陈开楼, 张稳桥, 曾晓松, 等. 电磁失电制动器机电一体化仿真技术研究[J]. 现代机械, 2022(5): 10-15.
- [7] 张博, 王会玲, 黄琳娣, 等. 基于 Ansys 的电磁失电制动器设计与仿真[J]. 微电机, 2015, 48(2): 6.
- [8] 周金华, 李泽世, 吴佳浩. 电磁失电制动器优化设计与仿真[J]. 微特电机, 2022, 50(10): 28-30.
- [9] 何仁, 涂琨. 基于温度补偿气隙宽度的电磁制动器[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2019, 49(6): 9.
- [10] 王旭平, 王淑红. 动铁式开关电磁铁的 Ansoft 仿真[J]. 微电机, 2014, 47(4): 25-28.
- [11] 刘慧娟. ANSYS Maxwell + Workbench 2021 电机多物理场耦合有限元分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2022.

作者简介: 王其锋(1991-), 男, 工程师, 主要研究方向为永磁同步电动机、无刷直流风机及电磁失电制动器设计。

收稿日期: 2023-07-15

基于 Python 的振动监测与故障诊断系统开发

胡王平,周裕康,孙荣坤,张志新

(浙江大学 化工机械研究所,浙江 杭州 310031)

摘要:风机、泵和离心机等旋转设备是广泛应用于工业生产和日常生活的重要设备。在“服务型制造”的转变推动下,智能化、自动化以及数字化是这些设备的发展趋势,也是提高设备安全性、可靠性的重要方式。通过现场检测端和远程 Web 端的软、硬件设计,结合经典故障诊断算法与利用大数据的人工智能诊断方法,开发了低成本、高开放性振动监测与故障诊断系统,实现了旋转设备的运行状态监测与故障在线诊断和远程协同会诊功能,顺应智能制造的趋势,提供了针对风机等旋转设备运维的可行方案。

关键词:旋转设备 振动监测 故障诊断 系统设计

中图分类号:TP277;TH17

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0011-05

Development of vibration monitoring and fault diagnosis system based on Python

HU Wangping, ZHOU Yukang, SUN Rongkun, ZHANG Zhixin

Abstract: Rotating equipment such as fans, pumps and centrifuges are widely used in industrial production and daily life. Driven by the transformation of service-oriented manufacturing, intelligence, automation and digitalization are the development trends of these devices and important ways to improve their safety and reliability. Through software and hardware design of the on-site detection terminal and the remote Web terminal, combined with the classical fault diagnosis algorithm and the artificial intelligence diagnosis using big data, this paper developed a low-cost and high-openness vibration monitoring and fault diagnosis system. It realized the running state monitoring, online fault diagnosis and remote collaborative consultation of the rotating equipment. Following the trend of intelligent manufacturing, we have provided a feasible scheme for the operation and maintenance of rotating equipment such as fans.

Keywords: rotating equipment, vibration monitoring, fault diagnosis, system design

0 引言

振动烈度是反应泵、风机和齿轮箱等旋转机械运行状态的重要参数^[1]。手持式测振仪可以测量振动大小,常用于旋转机械的振动巡检,但需要人工记录,容易造成错记或数据丢失,且不具备振动分析与故障诊断功能。随着检测技术的发展,具有简单的频谱分析功能的点检设备面世,但诊断能力较弱。现场振动分析与故障诊断系统通过传统诊断方法实现故障诊断功能,但具有高成本和封闭系统功能拓展性差的缺点。近年来,随着计算机技术的发展,利用大数据的人工智能诊断方法也逐渐兴起^[3-4]。相较于传统诊断方法,人工智能诊断方法对专业诊断

人员的诊断经验要求更低,对历史数据的利用率更高。因此,为结合传统振动诊断方法和人工智能诊断方法的优势,解决其他振动系统成本高、开放性差等缺点,本文利用 Python 这一开源编程语言,结合适当的硬件选型,开发了一套振动故障监测系统,该系统成本低,开放性高,能方便地集成最新的监测与智能诊断算法,且实现了现场诊断与远程协同诊断功能,提供了多种诊断方式。

1 系统的设计与开发

1.1 系统的整体方案

系统的整体方案结构如图 1 所示。现场检测端的主要功能是信号采集和现场诊断,布置在旋转机

械上的振动传感器负责采集振动信号,由信号采集板卡上传至现场终端进行状态监测与故障分析。为增强系统诊断能力,系统还配备了远程 Web 端以实现远程协同会诊的功能,通过云平台中的云数据库功能,可将现场端的振动数据传入云端,远程专家可以通过 Web 端访问后进行协同会诊。

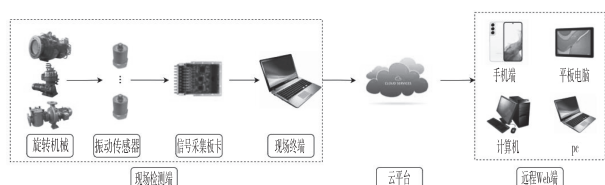


图1 振动监测与故障诊断系统整体方案图

1.2 振动信号采集与预处理

系统选用频响范围宽、结构可靠、抗干扰能力强的 IEPE/ICP 压电式加速度传感器,选用型号为 MPS-140801-I 的 USB 数据采集板卡,该卡可以直接接入 IEPE/ICP 类传感器,能实现 8 通道、每个通道最高以 128 kHz 为采样频率的信号采集。设备运行环境的复杂性会使传感器测得的振动信号受到许多干扰,这些干扰信号会对后续故障诊断产生影响,为了降低无用信号干扰,获得更有效的诊断用信号,本系统会在诊断前进行滤波降噪的预处理。集成的包含隔直、带通滤波器、移动平均、中值滤波、维纳滤波、五点三次平滑等滤波降噪算法可以根据不同的应用环境供用户选择。

为了提高系统的适用性,由其他测振系统中测得的振动信号按照本系统中所用数据格式进行统一后,也可以导入系统中进行分析,即实现归一化数据输入的功能。

1.3 故障诊断方法

1.3.1 基于时频域分析的传统诊断方法

时频域分析方法是传统故障诊断的核心,主要包含信号的时域分析、频域分析和时频分析。

振动信号的时域指标能够评估转子系统的振动大小,判断其运行状态^[5]。在实际工程中,时域分析常常作为系统状态监测的主要手段,也作为故障发生的早期预警,帮助工作人员发现早期故障,主要包括有效值、峰峰值、峭度值等时域指标。

频谱分析以傅立叶变换为核心,其计算公式如下:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (1)$$

式中: $x(t)$ 是时域信号, $X(\omega)$ 是其傅里叶变换。

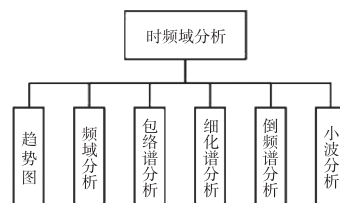


图2 系统选用的时频域分析方法

作为工程上最常用的频谱分析方法,快速傅立叶变换能分析旋转特性,识别简单的如转子不平衡、不对中等故障^[6],而复杂的故障则常常可根据其故障特性利用不同的诊断方法来识别,结合转子系统中最常见的轴承与齿轮故障,常有以下几种诊断方法:

包络谱分析是一种对冲击信号十分敏感的处理方法,时域信号 $f(t)$ 利用式(2)进行 Hilbert 变换:

$$H(t) = f(t) \times \frac{1}{\pi t} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{f(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (2)$$

由此得到解析信号为:

$$z(t) = f(t) + iH(t) \quad (3)$$

对其取模即得包络信号:

$$a(t) = |z(t)| = \sqrt{f^2(t) + H^2(t)} \quad (4)$$

对包络信号进行快速傅里叶变换后,可以放大滚动轴承故障发生时的冲击引起的共振信号并分离出其故障信息,结合滚动轴承的特征频率信息,可以识别出其故障部位。

为识别齿轮故障发生时不同的故障对齿轮啮合频率的不同调制效果,常可以对所需频段进行细化分析或利用倒频谱分析将频谱图上复杂的边频信号分离,从而分析其边频信息,判断故障情况。

连续小波变换通过信号 $f(t)$ 与母小波 $\phi(t)$ 的尺度变换函数 $\frac{1}{\sqrt{a}}\phi\left(\frac{t-b}{a}\right)$ 卷积后实现:

$$\begin{aligned} Wf(a, b) &= \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \phi_{a,b}(t) dt \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \frac{1}{\sqrt{a}} \phi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt, a > 0 \end{aligned} \quad (5)$$

若将其尺度与延展参数离散化使 $a = a_0^m$, 则可以获得离散化的小波函数:

$$\phi_{m,n}(t) = \frac{1}{\sqrt{a_0^m}} \phi\left(\frac{t-b}{a_0^m}\right) = a_0^{-\frac{m}{2}} \phi[a_0^{-m}(t-b)], m \in \mathbb{Z} \quad (6)$$

进行离散小波变换时,信号会通过一系列的高通滤波器来分析高频成分,通过一系列低通滤波器来分析低频成分,将高低频端信号成分分离,经过小波重构后就可以还原不同频段的振动信息,以达到提取细化频段的目的。

时频域分析包含短时傅里叶变换、Winger-Ville 分布和小波变换等分析方法,其中小波变换常用于滤波、分析各频段能量、研究非平稳信号以及提取特定的信号特征等等^[7-8],是故障诊断时综合分析判断许多故障时的常用方法。

1.3.2 基于人工智能的诊断方法

传统诊断方法的诊断理论较为完善,诊断逻辑也较为清楚,然而实际诊断过程中,诊断方法的选用和诊断结果的分析等工作仍需要专业诊断人员的介入,故障检出率很大程度上依赖于诊断人员的技术与经验,往往增加了诊断的成本和难度。因此在本系统设计过程中,引入了传统在线振动监测系统中缺少的人工智能诊断方法。

作为人工智能所依赖的技术之一,神经网络依靠系统的复杂程度,通过调整内部大量节点之间相互连接的关系,从而达到处理信息的目的^[9-10]。利用这一特性,本系统利用 BP 神经网络建立起旋转机械的振动特性与故障之间的联系,训练故障诊断模型,从而帮助诊断识别故障,提供针对不同机型的有效诊断网络。

BP 神经网络是一种按照误差逆向传播算法训练的多层前馈神经网络,其特点是按误差反向传递,无需事先确定输入输出之间的映射关系。BP 神经网络的主要结构如图 3 所示,计算时,隐层则作为中间层让神经网络能实现非线性变换,其主要流程包

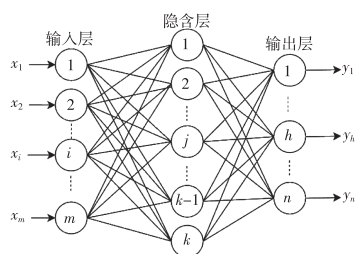


图3 BP神经网络结构图

括信号的前向传播和误差的反向传播两个流程,通过两个过程的不断迭代,神经网络会不断调整各权重值并逐渐减少误差,从而达到理想的收敛效果。

在故障诊断中,BP神经网络可以通过已有的故障输入输出信息来训练权重层,把输入向量进行目的性分类,即将输入振动信息按故障种类进行分类,从而达到分离不同故障的目的。

1.4 软件功能实现

软件系统主要实现振动数据的处理、故障诊断与界面设计的功能,作为一款开源且生态丰富的编程语言,Python 可以调用大量的第三方库,且编程灵活快速,开发方便,能简单有效地面向对象编程;通过数据库库函数,Python 可以实现外界数据库控制,完成快速的数据库读取功能,同时许多信号处理相关的库函数可以用于故障诊断时的信号处理;此外,它可以方便地通过库函数调用 Qt 进行 GUI 设计。对于设计振动故障系统来说,Python 能满足全部的设计要求,基于此,本系统的软件开发工作均通过 Python 完成。

图 4 表明了现场检测端、云平台和远程 Web 段的主要功能。

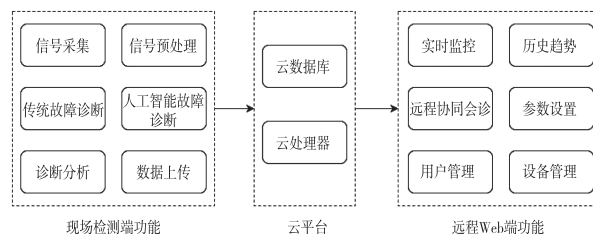


图4 总体软件功能图

现场检测端的核心功能是数据采集与故障诊断,实时数据采集时,信号采集板卡所带有的 DLL 函数接口通过 Python 的调用,实现调用板卡获取振动数据和设置采样参数等功能。获得振动信号后,现场端的 Python 程序可以对振动信号进行诊断分析,并且诊断方法多样且可集成性高。硬件选型与 Python 开发满足了系统低成本与开放性高的特点。在工业设备的诊断过程中,当设备的工作环境较为极端时,现场诊断会难以进行;当诊断现场缺少专业诊断人员时,也会让诊断过程变得困难。在一些情况下现场端的功能难以实现诊断功能,需要有远程协同会诊功能来完成远程诊断或协助现场工作人员

进行诊断。因此,系统除了搭建了集成各诊断方法的现场终端外,还搭建了远程 Web 端,让用户能实现远程多平台的在线监控与协同诊断,这一功能是利用现场端与远程端之间的桥梁云平台来实现的。

云平台由云服务器和云数据库组成。国内阿里云、腾讯云、华为云等公司均提供云服务的服务,本系统选用阿里云提供的轻量应用型服务器。现场端将采集到的振动数据上传至云数据库中,云服务器中存储的 Web 程序可以获取云数据库中的数据并对其进行诊断分析,远程 Web 端通过 HTTP 协议与云服务器进行通讯,最终实现跨平台的远程状态监控软件。远程端软件功能的实现主要包含数据库结构设计和远程 Web 端程序设计等工作。

MySQL 是一种小型关系型数据库管理系统。与其他大型数据库管理系统相比,其在规模与功能方面有一定的局限性,但其体积小、速度快、开源免费等特点使其在中小型网站开发中得到了广泛的应用。MySQL 的众多 API 使得其可以在 Python 端和 Web 程序端实现读写功能,因此本系统选用 MySQL 作为数据库。根据现场端和远程 Web 端的设计方案,数据库中配有用户管理表、设备配置表和振动数据存储表等表格,以记录现场检测端上传的搭建完数据库后,现场端便可以上传振动数据至云数据库。远程 Web 端通过调用云数据库中的数据实现振动数据的远程访问。基于 B/S 模式的 Web 程序不需要用户安装客户端软件,只需要通过浏览器就可以访问服务器,在云平台中搭建好 Web 程序后,用户就可以与云服务器进行通讯,可以实现多设备的访问。

远程 Web 程序中集成了实时监控图、历史趋势图、历史诊断、远程协同诊断、设备管理和用户管理等功能模块。实时监控图、历史趋势图和远程协同诊断的功能都依靠云数据库中存储的振动数据。实时监控界面每隔一秒发动调用请求,获得振动数据后刷新实时监控图,并可以显示有效值等时域指标。历史趋势图可以绘制一段时间内的振动有效值、峰峰值和峭度值等时域指标趋势图,以查看设备运行状况。Web 远程端集成了现场端已有的故障诊断算法,历史诊断能依据云数据库中存储的历史振动数据进行诊断分析或查看设备历史运行情况,而在远程诊断远程协同会诊功能中,Web 端能够同步现

场端的诊断数据,在远程进行诊断分析,从而指导现场端的诊断,如调整采样参数、调整测点等,从而提高诊断效率与准确率。设备管理功能用于记录设备的详细信息。用户管理功能则用于管理账户与密码。

通过现场端与远程端的软件功能实现,结合完整的硬件设备体系,组成了一套低成本、开放性高且支持远程协同会诊的智能诊断系统。

2 系统测试

2.1 软件功能测试

软件功能测试的主要目的是验证多通道传感器振动采集的稳定性,检查现场端数据采集、上传等功能和远程 Web 端的监测、协同会诊等功能,本次测试的试验台为杭州

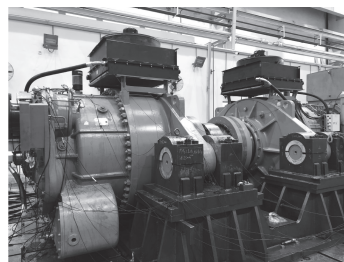


图5 杭州前进齿轮有限公司风电机组齿轮箱振动试验台

前进齿轮有限公司的风电机组齿轮箱振动试验台,如图5所示。在测试线上布置完传感器、信号采集板卡和终端电脑后,利用振动故障系统监测风电机组齿轮箱从开机到满负载运转时的振动情况。

图6为远程 Web 端的历史趋势功能中记录的风电齿轮箱开机全过程的有效值变化图,该图说明了现场检测端的设备实现了七通道的实时数据采集并将数据上传至云数据库中,远程 Web 端实现了从云数据库中读取数据并显示的功能,可以对现场进行监测,同时利用数据同步的功能帮助现场端进行故障诊断,实现远程协同会诊的功能。

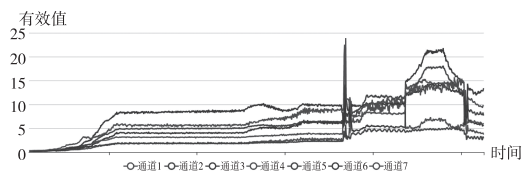


图6 远程 Web 端中显示的各通道有效值变换趋势图

2.2 故障诊断方法测试

西储大学提供了一份滚动轴承故障振动信号数据集,为验证系统故障诊断算法的有效性,以一深沟球轴承为例,其主要参数如表1所示。

表1 6205-2RS SKF 深沟球轴承尺寸参数

内圈直径	外圈直径	节径	滚珠直径	厚度	滚珠个数
/mm	/mm	/mm	/mm	/mm	
25	52	44.2	8.18	15	9

在电机转速为 1797 r/min 时,根据该轴承的结构计算得到的其内圈故障特征频率为 162.2 Hz,取其数据进行快速傅里叶变换和包络谱分析,结果如图 7 所示。在频谱图中,该频率分量虽然能找到,但是与其他频率特征相比并不明显,而在包络谱图中,该频率分量是幅值最高最明显的分量,能够比较明显地识别轴承的故障。

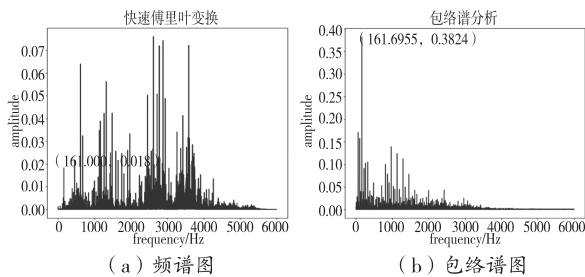


图7 内圈故障数据频谱图与包络谱图

以振动数据作为输入层,不同故障状态作为输出层,如正常状态时输出为[1,0,0,0],内圈故障时输出为[0,1,0,0],滚动体故障时输出为[0,0,1,0],外圈故障时输出为[0,0,0,1],利用数据集中的部分数据作为训练集,训练隐含层节点数为 8 的 BP 神经网络。将训练好的模型用于诊断其他故障数据,查看诊断结果,获得如表 2 所示的数据。

表2 BP 神经网络训练结果表

测试结果	理想结果	实际故障种类	能否诊断
[-0.013,0.998,-0.020,-0.434]	[0,1,0,0]	内圈故障	能
[0.010,0.012,0.999,0.210]	[0,0,1,0]	滚动体故障	能
[-0.015,-0.017,0.052,1.000]	[0,0,0,1]	外圈故障	能
[0.246,0.214,-0.336,0.865]	[1,0,0,0]	正常状态	否

试验结果表明,除了正常状态外,神经网络对其他故障的检出率都较好,证明了神经网络具有可靠性。但有些测试结果的输出层数据也不是很明显,这是由于数据量过少,训练模型的训练精度便相对较低,系统中设置了训练数据的输入手段,可以不断更新训练数据集,在实际应用中随着数据量的增多会使训练模型的精度不断提高。

3 结语

基于 Python 开发的振动故障系统实现了高速、稳定的数据采集以及有效的数据处理,针对旋转机械的日常监测与故障诊断有助于帮助其管理与运维。通过不同的测试验证了其稳定运行、智能监测与故障诊断的功能,实现了其设计目的。

参考文献

- [1] 谷玉海.大型风电机组齿轮箱早期故障诊断技术与系统研究[D].北京:机械科学研究总院,2016.
- [2] 王怡.基于改进深度神经网络的轴承振动故障诊断系统研究[D].成都:电子科技大学,2022.
- [3] 皮骏,陶理,原郭丰.机械振动故障诊断系统的设计与应用[J].噪声与振动控制,2015,35(1):209-213.
- [4] 陈卓.齿轮箱故障智能诊断方法研究[D].西安:西安理工大学,2021.
- [5] HELMI H, FOROUZANTABAR A. Rolling bearing fault detection of electric motor using time domain and frequency domain features extraction and ANFIS[J]. IET electric power applications, 2019, 13(5): 662-669.
- [6] 何小锋,沈景,卢修连,等.一台引风机的振动问题分析及处理[J].风机技术,2021,63(S1):63-66.
- [7] HUANG W, GAO G, LI N, et al. Time-frequency squeezing and generalized demodulation combined for variable speed bearing fault diagnosis[J]. IEEE transactions on instrumentation and measurement, 2018, 68(8): 2819-2829.
- [8] HUANG H, BADDOUR N, LIANG M. Multiple time-frequency curve extraction Matlab code and its application to automatic bearing fault diagnosis under time-varying speed conditions[J]. MethodsX, 2019, 6: 1415-1432.
- [9] 李涛,段礼祥,张东宁,等.自适应卷积神经网络在旋转机械故障诊断中的应用[J].振动与冲击,2020,39(16):275-282.
- [10] LI C, ZHANG S, QIN Y, et al. A systematic review of deep transfer learning for machinery fault diagnosis[J]. Neurocomputing, 2020, 407: 121-135.

作者简介:胡王平(1999-),男,浙江诸暨人,浙江大学能源工程学院化工机械研究所在读硕士,研究方向为旋转设备故障诊断与转子动平衡。

收稿日期:2023-03-28

基于点云的机器人抓取检测方法研究

李 鑫,李彩红,张 正

(长安大学 工程机械学院,陕西 西安 710064)

摘 要:针对非结构化场景中机器人的抓取任务提出一种抓取位姿检测方法,首先对目标点云进行均匀采样得到初始抓取点,并通过 PCA 方法建立各抓取点的局部坐标系。然后,根据二指夹持器参数确定抓取位姿,使用位姿搜索策略扩充候选抓取位姿。接着,将每个候选抓取位姿对应的夹持器闭合区域的点云送入 PointNet 构建的抓取质量评估网络进行评估,筛选候选抓取位姿,得到较高质量的抓取位姿。最后,在 ros 平台上搭建机器人抓取仿真平台并进行实验验证。证明提出的方法可以在目标点云上生成抓取位姿,并可以稳定地完成处理单个或多个随机放置的未知物体的抓取任务。

关键词:非结构化 抓取检测 抓取质量评估网络 仿真

中图分类号:TP241

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0016-05

Research on robot grasping detection method based on point cloud

LI Xin, LI Caihong, ZHANG Zheng

Abstract: This paper proposes a method for detecting the grasping pose of unknown objects in unstructured scenes. Firstly, the initial grasping points are obtained by uniformly sampling the point cloud of the scene, and the local coordinate system of each grasping point is established based on the PCA method. Then, the grasping pose is determined according to the parameters of the two-finger gripper, and the candidate grasping poses are expanded using a pose search strategy. Next, the point cloud of the gripper closing area corresponding to each grasping pose is extracted, and the candidate poses are filtered through a grasp quality evaluation network to output poses with higher scores. Finally, a robot grasping simulation platform is built on ros platform for experimental verification. Experimental results show that the proposed method can generate stable grasping poses on the point cloud of the target object, and can complete grasping tasks of single or multiple randomly placed unknown objects in a simulated environment.

Keywords: unstructured, detecting the grasping pose, quality evaluation network, simulation

0 引言

近年来,在工业、农业、军事和家庭服务等领域机器人抓取技术得到了快速发展。人们期望智能机器人能与环境互动,更好地扩展机器人的应用范围。在大多数情况下,人们通过分析物体并观察场景可以快速、准确地抓取物品。然而,对于机器人而言,由于物体和场景的不确定性,实现自主抓取非常具有挑战性。机器人系统主要包括抓取检测、抓取规划和抓取控制等三个模块。抓取检测是从机器人传感器提供的信息或信号中确定抓取姿势的能力。抓取检测直接影响到随后抓取规划和抓取控制的具体

实现。

本文提出一种基于点云的抓取位姿检测方法,并搭建仿真平台,验证了该方法的可行性和稳定性。

1 系统构成

如图 1 所示,本文的机器人系统主要由 UR10 机械臂、D435i RGBD 深度相机、AG-95 二指夹持器等组成。

通过 MoveIt 建立 UR10 机械臂的抓取规

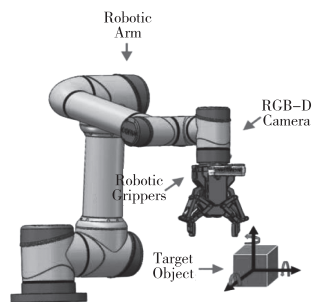


图 1 机器人系统

划和控制系统,使用 KDL 库进行正逆运动学求解和路径插值。通过 OMPL 运动规划器中的 RRT 算法进行轨迹规划,以 action 的信息形式发布,Gazebo 订阅这些轨迹信息实现对 UR10 机械臂关节的控制。

机器人抓取系统感知、规划、控制等模块和对应实现的 ROS 节点如图 2 所示,各个节点之间通过发布和订阅话题进行通信。Node2 订阅 Topic1 获得场景点云,然后对抓取目标识别定位,将识别结果通过 Topic2 发布;Node3 订阅 Topic2,进行抓取位姿检测,生成稳定的抓取位姿,并将结果通过 Topic3 发布。Node4 订阅话题 Topic3 通过 RRT 算法进行轨迹规划,通过 MoveIt 对 Gazebo 场景中 UR10 机械臂进行控制。当到达指定的抓取点时,反馈到位信息,然后控制二指夹持器进行抓取。

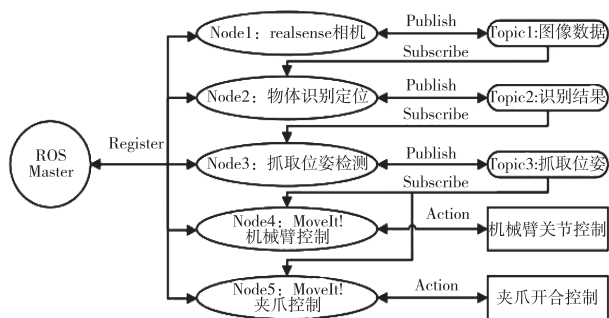


图2 节点通信机制

2 抓取位姿检测方法

本文提出的抓取位姿检测方法通过分析抓取场景中的点云信息,生成六自由度抓取位姿,实现机械手的多方位稳定且有效的抓取。

平行夹持器可等效为图 3 所示结构,几何参数为 $\Theta = (\theta_l, \theta_d, \theta_w, \theta_t)$, 其中, θ_l 为夹爪的深度, θ_d 为夹爪两指的最大开口宽度, θ_w 为夹爪手指与物体接触的夹持宽度, θ_t 为夹爪手指的厚度,两指闭合过程中扫过的立体空间为 $B(h)$ 。

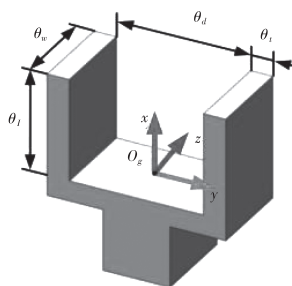


图3 二指夹持器

相机坐标系 $\{C\}$ 和机器人末端夹持器坐标系 $\{G\}$ 关系如图 4 所示,原点 O_g 位于二指夹持器底部中心, X_g 垂直夹持器两指连线, Y_g 平行夹持器两指开闭方向, Z_g 根据右手定则确定。抓取位姿由位置 ${}^C T = [x_c, y_c, z_c]^T$, 姿态 ${}^C R = [{}^C X_G, {}^C Y_G, {}^C Z_G]$ 确定。

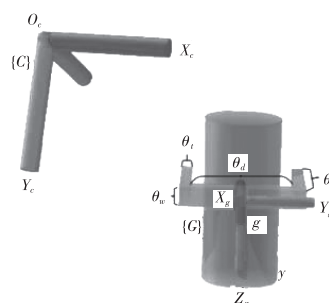


图4 末端夹持器坐标系

本文通过虚拟相机获取 Gazebo 场景点云,使用均值滤波去除噪声,然后经 RANSAC 算法分割桌面点云。

2.1 点云法线计算

点云的法线近似于估计表面的一个相切面法线,然后转换成一个最小二乘法平面拟合估计问题。计算点云每个点 p_i 的法线对应于协方差矩阵 C 最小特征值的特征向量。

$$C = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k (p_i - p_c) \cdot (p_i - p_c)^T \quad (1)$$

$$C \cdot V_j = \lambda_j \cdot V_j, j \in \{0, 1, 2\} \quad (2)$$

其中, p_c 表示最近邻点的坐标, k 作为离点 p_i 最近的 k 个点, V_j 为第 j 个特征向量, λ_j 表示 C 的第 j 个特征值。

本文通过对目标点云进行均匀采样确定初始抓取点集合。法线的正方向通过相机视点 P_v 确定。取满足 $n_i \cdot V_i > 0$ 条件的方向为正。

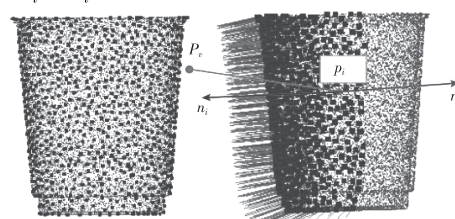


图5 目标点云采样

2.2 抓取位姿搜索策略

在抓取位姿搜索之前,需建立夹爪坐标系 $F(G)$ 和采样点局部坐标系 $F(p)$ 的位姿关系,如图 6 所示。 $F(G)$ 的 X_g 轴与 $F(p)$ 的 v_1 轴反向平行, Y_g 与 v_2 轴反向平行, Z_g 与 v_3 轴同向平行,且 $F(G)$ 原点 O_g 与 $F(p)$ 原点 O_p 在 X_g 方向上距离为 θ_l 。

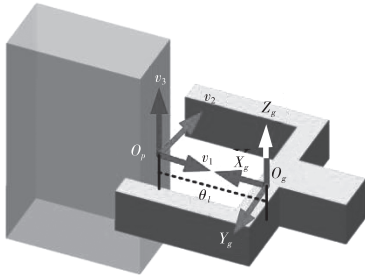


图 6 坐标系位姿关系

为获得更多潜在可行的候选抓取位姿,在每个采样点坐标系 $F(p)$ 下,沿 v_1 旋转方向进行单维度搜索, v_2 作为起始方向,每次旋转 20° ,共旋转 6 次,在不与场景点云 C_{scene} 和待抓取物体点云 C_{tag} 发生碰撞的前提下,然后将夹持位姿沿 v_1 负向移动 x^* ,确定抓取位姿后,提取夹持器内部点云 $C(h)$ 。

抓取位姿搜索策略如算法 1 所示,在每个采样点处,确定初始抓取位姿 $F(G)$,如图 7 所示。设 z, x 分别为夹持器坐标原点 O_g 和采样点 O_p 沿 v_3 和 v_1 方向的距离。此时抓取位姿为 $h(z, x, F(p))$,设置单位搜索步长为 Δz 。抓取位姿搜索需满足以下条件。

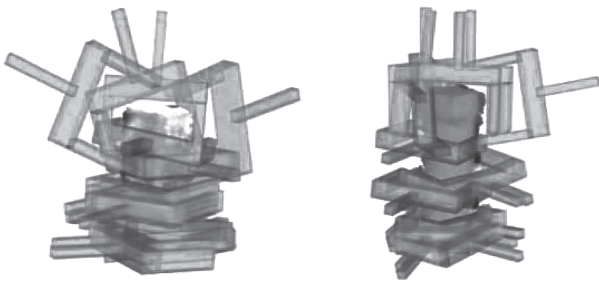


图 7 候选位姿生成

条件 1:夹持器模型与场景点云 C_{scene} 和待抓取物体点云 C_{tag} 发生碰撞,即 $B(h) \cap (C_{scene}, C_{tag}) = \emptyset$;

条件 2:夹持器闭合区域 C_h 需要存在待抓取物

体的点云的点,即 $C(h_{z,x^*,p}) \cap C \neq \emptyset$ 。

算法 1

输入:目标点云 C ,采样点局部坐标系 $F(p)$,夹持器深度 θ_l

输出:候选抓取位姿集 H ,夹持器闭合区域点云 c

1: $H = \emptyset, h_{z,x,p} = B(h(z, x, F(p)))$

2: for $0: \Delta\theta: \frac{2}{3}\pi$ do

3: Search $h_{z,x,p}$

4: if $B(h_{z,x,p}) \cap (C_{scene}, C_{tag}) = \emptyset$

5: $x^* = \max_{x \in R}$ such that $B(h_{z,x^*,p}) \cap (C_{scene}, C_{tag}) = \emptyset$

6: If $C(h_{z,x^*,p}) \cap C \neq \emptyset$

7: $H = H \cup h(z, x^*, F(p))$

8: end if

9: end if

10: end for

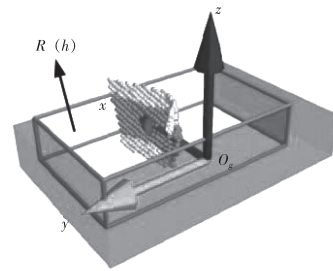


图 8 夹爪内部点云 C_{cls}

3 位姿质量评估

通过位姿搜索扩充了很多的候选抓取位姿,如果采用传统分析方法对抓取位姿进行度量的话,导致计算复杂且实时性较差。因此,我们通过 Point-Net 搭建抓取质量评估网络,对候选位姿进行优选,输出质量较高的多个位姿。

3.1 质量评估网络

网络的输入为候选位姿对应的夹爪内部点云 C_{cls} ,经 T-Net(3×3)网络的点云空间变换实现数据对齐,通过两层的 MLP 模型进行 64 维特征提取,接着经 T-Net(64×64)网络对提取出来的深层特征进行对齐,解决点云变换不变性的问题。然后利用三层感知机(64,128,1024)提取每个点的 1024 维特征,经过最大池化层变成 1×1024 的全局特征,这些全局特征输入三层的全连接网络,最后经 L-SoftMax

分类器输出较高得分的抓取位姿。

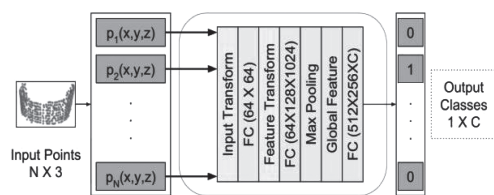


图9 PointNet 网络结构

3.2 抓取数据集

将 YCB 数据集提供的真实点云模型作为待抓取物体,选择 YCB 数据集中的 47 个物体模型生成 350k 个样本,样本内包含夹爪闭合区域内的点云 C_{cls} 和对应的抓取质量评分 G_{score} 。本文通过力封闭指标和 GWS 指标得到数据集集中的每个抓取位姿的抓取质量评分 G_{score} ,以此来训练抓取质量评估网络。

4 机器人抓取仿真

在进行仿真实验之前,需要在虚拟场景中进行相机标定和手眼标定,得到机械手和相机之间的位姿关系 R_cT ,如图 10 所示。抓取检测流程如图 11 所示。

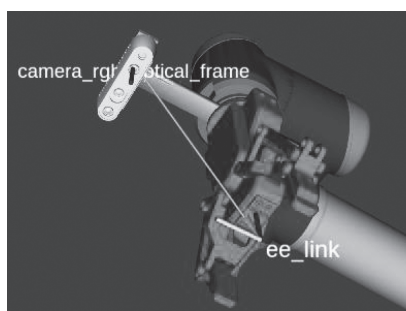


图10 机械手和相机之间的位姿关系

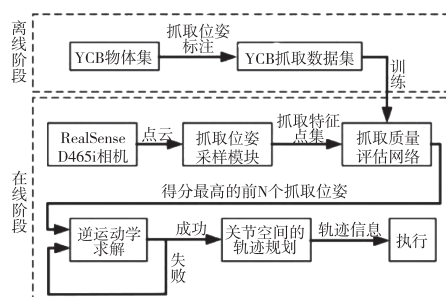


图11 抓取检测流程

通过虚拟相机获得物体在场景中的物体点云,通过抓取位姿检测获得其优选抓取位姿,通过转换矩阵 R_cT 转换为夹持器坐标系下的夹持位姿,通过 RRT 算法进行夹持器到抓取点的轨迹规划,控制 Gazebo 场景中的 UR10 机械臂进行目标的抓取放置任务。

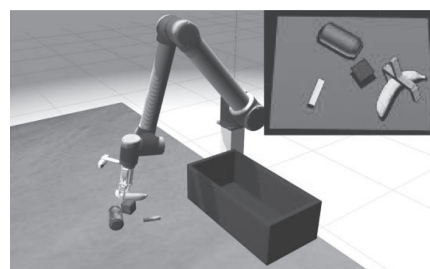


图12 仿真实验平台

5 结语

针对机器人抓取中未知物体的单视角或完整点云,提出了一种抓取位姿检测和抓取位姿评估两步走的位姿检测方法。然后基于 ros 在 Gazebo 场景中搭建了仿真实验平台,并进行抓取实验,可以实现场景中任意目标的放置任务,验证了提出的抓取位姿检测方法的可行性。

参考文献

- [1] 刘亚欣,王斯瑶,姚玉峰,等. 机器人抓取检测技术的研究现状[J]. 控制与决策,2020,35(12):2817-2828.
- [2] MAHLER J, LIANG J, NIYAZ S, et al. Dex-net 2.0: Deep learning to plan robust grasps with synthetic point clouds and analytic grasp metrics [J]. arXiv preprint, 2017,1703:09312.
- [3] 石广升. 基于 Kinect 的物体三维模型构建和姿态估计方法研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.
- [4] 张凯霖,张良. 复杂场景下基于 C-SHOT 特征的 3D 物体识别与位姿估计[J]. 计算机辅助设计与图形学学报,2017,29(5):846-853.
- [5] FERRARI C, CANNY J. Planning optimal grasps [C]// Proceedings of the 1992 International Conference on Robotics and Automation. Nice:IEEE,1992:2290-2295.
- [6] 莫海军,黄平. 基于最大力螺旋多指手抓取规划[J]. 机械工程学报,2009,45(3):258-262.

高阶滚比修正系数对弧齿锥齿轮齿面形状的影响规律

李文龙¹, 段志宏²

(1. 长沙津一凯帅精密机械有限公司, 湖南 长沙 410100; 2. 中南林业科技大学, 湖南 长沙 410100)

摘 要:基于弧齿锥齿轮齿面数学模型,引入高阶滚比修正系数,采用矢量运算与二元迭代的方法,对齿面进行了离散化处理,计算了各离散点的齿形偏差。分析了各阶滚比修正系数的改变对弧齿锥齿轮齿面形状的影响规律,绘制了齿面误差拓扑图,表示了误差齿面相对于理论齿面的偏离方向以及误差值的大小。基于齿面误差的模型,采用最小二乘法,计算了弧齿锥齿轮齿面在各阶滚比修正系数改变下的敏感系数,分析了各阶滚比修正系数对齿面形状的影响类型和程度,为弧齿锥齿轮实际加工过程中齿面几何形状的调整和齿形误差的修正提供了理论依据。通过实际的磨齿加工和测量,验证了齿面数学模型与齿面误差拓扑图结果的正确性。

关键词: 高阶滚比修正系数 弧齿锥齿轮 齿形偏差 误差敏感系数

中图分类号:TH132;TH161

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0020-06

Effect of high-order roll ratio correction coefficient on tooth surface shape of spiral bevel gear

LI Wenlong, DUAN Zhihong

Abstract: Based on the mathematical model of the tooth surface of the spiral bevel gear, the high-order roll ratio correction coefficient was introduced, the vector calculation and binary iteration methods were adopted to discretize the tooth surface, and the tooth profile deviation of each discrete point was calculated. The influence of the change of the correction coefficient of each order on the tooth surface shape of the spiral bevel gear was analyzed, and the tooth surface error topology diagram was drawn to show the deviation direction of the error surface from the theoretical tooth surface and the magnitude of the error value. Based on the model of tooth surface error, the least square method was used to calculate the sensitivity coefficient of the tooth surface under the change of the correction coefficient of each order. The influence type and degree of each order of correction coefficient on the tooth surface shape was analyzed, which provided a theoretical basis for the adjustment of tooth surface geometry and the correction of tooth profile error in the actual machining process of spiral bevel gear. The correctness of the tooth surface mathematical model and the tooth surface error topology is verified by actual grinding and measurement.

Keywords: high-order roll ratio correction coefficient, spiral bevel gear, tooth profile deviation, error sensitivity coefficient

- [7] LENZ I, LEE H, SAXENA A. Deep learning for detecting robotic grasps[J]. The international journal of robotics research, 2015, 34(4/5): 705-724.
- [8] 苏杰, 张云洲, 房立金, 等. 基于多重几何约束的未知物体抓取位姿估计[J]. 机器人, 2020, 42(2): 129-138.
- [9] 蔡子豪, 杨亮, 黄之峰. 基于点云采样权重估计的未知物体抓取位姿生成方法[J]. 控制与决策, 2023, 38(10): 2859-2866.

作者简介:李鑫(1999-),男,长安大学硕士研究生,主要研究方向为机器人建模和控制。

李彩红(1997-),女,长安大学硕士研究生,主要研究方向为机电液一体化。

张正(1998-),男,长安大学硕士研究生,主要研究方向为机电液一体化。

收稿日期:2023-05-23

0 引言

弧齿锥齿轮是现代机械传动领域中的关键零件,在弧齿锥齿轮制造过程中,因机床误差、热变形等不可控因素,使轮齿的实际齿面偏离理论齿面,也使得基于理论齿面进行的 TCA(齿面接触分析)、LTCA(加载齿面接触分析)的分析结果失去意义。为了调整齿面形状,消除齿面偏差带来的影响,传统上使用比例修正的方法,这种方法对于操作人员的经验要求较高。现在多使用齿轮测量中心来获取齿面偏差,通过对加工参数的修正来实现对齿面几何精度的控制。

针对齿面形状控制的研究,李丽霞^[1]研究了机床调整误差对弧齿锥齿轮齿面几何精度的影响规律,建立了机床调整误差补偿的数学模型;曹康^[2]对螺旋锥齿轮机床调整参数的误差敏感性和齿面误差反调修正进行了研究;王志永^[3]针对机床误差对螺旋锥齿轮齿形的影响规律进行了研究,并通过实验验证了分析结果的正确性;田程^[4]等通过结合机床调整参数的敏感系数向量与实际测量齿面误差向量的相关性,对齿面误差进行了优化。聂少武等^[5]通过用二阶曲面近似表达齿面拓扑偏差,将齿面拓扑偏差分解成5个方向,并建立了对应的修正数学模型,反求出了修形齿面的小轮加工参数;李天兴^[6]等分析了齿轮齿面齿形误差及其影响因素,建立了机床参数与齿面齿形误差的对应关系。李其明等^[7]在机床调整参数灵敏度分析的基础上,对齿形误差修正方法进行了研究,分析了机床调整参数对齿形误差的影响。张宇^[8]研究了螺旋运动及刀具参数对双重螺旋法加工齿面特征的影响规律;宋碧芸^[9]等人基于齿面几何误差控制模型对加工参数进行了敏感性分析,利用改进的 L-M 方法求出了加工参数补偿量。张彤^[10]研究了变性法和刀倾法小轮的各项机床加工参数误差对齿形误差的影响规律。

目前国内企业研制的数控弧齿锥齿轮加工机床都具备高阶运动功能,包括滚比修正、螺旋运动修正、垂直运动修正等。但因缺少成套的计算软件,在实际切齿计算时最多用到三阶滚比修正系数,不能发挥出数控机床的万能运动特性。同时,在对轮齿

齿面形状进行调整时,虽然利用齿轮测量中心测量出了轮齿的齿面偏差,但是并不清楚高阶滚比修正系数对齿面拓扑形状的影响规律。现有文献中均未对高阶滚比修正系数对弧齿锥齿轮齿面形状的影响进行深入研究。

论文针对上述情况,构建包含高阶滚比修正系数的齿面数学模型,探究高阶滚比修正系数对弧齿锥齿轮齿面形状的影响规律,为弧齿锥齿轮实际加工过程中的齿面调整提供理论依据。

1 齿面数学建模

基于齿轮啮合原理和矢量运算方法,根据刀具和齿坯的相对运动和相对位置关系,建立齿面数学模型。以左旋齿轮为例,左旋齿轮在机床调整位置时的情况如图1所示。

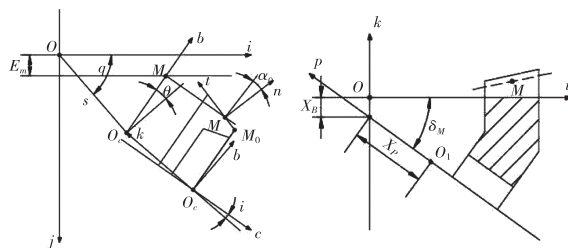


图1 左旋齿轮加工坐标系

在坐标系 $\sigma = \{O; i; j; k\}$ 中, O 是机床的中心, i 、 j 、 k 分别为坐标轴正方向的单位矢量。 $i-j$ 平面是机床平面, k 的正方向指向摇台体内。 O_c 为刀尖平面与刀盘轴线的交点, O_1 为设计时的交叉点。 b 为刀盘轴线在机床平面内的投影。 c 为刀盘轴线的单位矢量。 E_m 为垂直轮位, S 为径向刀位, q 为角向刀位, 矢量 p 为工件的轴线, X_B 为床位, X_p 为水平轮位修正量, δ_M 为轮坯安装角。这些参数可以通过弧齿锥齿轮加工计算软件计算得到, 或者由机床的实际加工调整参数得到。

刀具切削刃由两部分组成, 其中直线段切削刃生成轮齿的工作齿面, 圆弧部分生成轮齿的齿根过渡圆角部分, 因测量齿形偏差时设置了收缩量, 齿根过渡圆角部分一般都不在检测范围内, 以下只考虑直线段切削刃及其生成的工作齿面。

切削刃上任一点 M 的坐标, 即切削刃的矢量方程 r_c 为:

$$r_c = r_0 + s_1 t_1 \quad (1)$$

式中, r_0 为刀尖顶点的矢量方程, s_1 为切削刃上任一点 M 到刀尖顶点 M_0 的距离, t_1 为母线 M_0M 方向上的单位矢量。

被加工齿面与刀盘的切削面是共轭曲面, 根据产形轮与齿轮之间的相对运动关系, 引入高阶滚比修正系数^[11], 此时:

$$\phi = i_0(\Delta q + 2c\Delta q^2 - \dots + 720g\Delta q^6) \quad (2)$$

工件的角速度为:

$$\frac{d\phi}{dt} = i_0(1 + 2c\Delta q - 6d\Delta q^2 + \dots + 720g\Delta q^6) \quad (3)$$

上式中, i_0 为滚比, Δq 为摇台角改变量, $2c$ 、 $6d$ 、 $24e$ 、 $120f$ 、 $720g$ 分别为二阶至六阶的滚比修正系数。

由齿面啮合方程可求得齿面上的点和 M 点共轭接触时的 q 、 θ 以及工件转角 ϕ 。进而可求得工件齿面上的点以 O_1 为原点的径矢 r_w 及其法矢 n_w :

$$r_w = (pr_c)p + \cos\phi(p \times r_c) \times p + \sin\phi(p \times r_c) \quad (4)$$

$$n_w = (pn)p + \cos\phi(p \times n) \times p + \sin\phi(p \times n) \quad (5)$$

2 齿面离散点参数的计算

计算理论齿面离散点空间坐标及其法矢^[12] 是进行齿面误差测量和齿面形状分析的前提条件, 同时也是实现弧齿锥齿轮数字化制造的关键环节之一。为了实现齿面的精密测量以及计算理论齿面与实际齿面之间的误差, 需要对齿面进行离散化处理, 即在弧齿锥齿轮理论齿面的旋转投影面上规划一定的测量网格。

为了反映齿面的形状特征, 一般在齿高方向取 5 行, 在齿长方向取 9 列, 共计 45 个离散点, 如图 2 所示。根据美国齿轮标准^[13], 在齿宽方向, 大端和小端各收缩齿面宽的 10%, 在齿廓方向, 齿顶和齿根各收缩全齿高的 5%

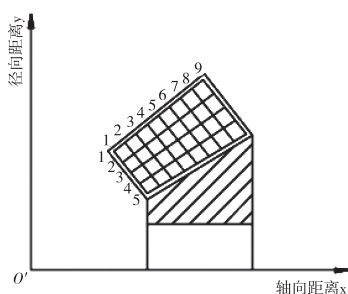


图2 轴截面上的齿面离散点

且不能小于 0.6 mm。收缩后的齿面各边界应与收缩前的齿面各边界平行, 并根据网格点的数量将齿面各边界等距均分。在图 2 所示的坐标系下, 可以计算出各离散点在以交叉点 O_1 为原点的坐标系中的坐标值 $(x(i,j), y(i,j))$, 其中 $i=1 \sim 9, j=1 \sim 5$ 。

如图 2 所示, 设齿面上的 M 点沿齿轮轴线 p 到 O_1 的距离为 x , 到齿轮轴线 p 的距离为 y , 则有:

$$y = |r_w \times p| \quad (6)$$

$$x = -r_w \cdot p \quad (7)$$

式中的 x 、 y 是 q 和 θ 的函数, 给定了 q 和 θ 的值, 再根据式(4)和式(5)就能求得 x 、 y 的值。如果给定了齿面上离散点的坐标值, 就可以利用二元迭代的方法求解其对应的 q 和 θ , 随后再利用式(2)、式(3)进而求得理论齿面上对应每一个离散点的径矢 r_w 和法矢 n_w , 此后再经过一次坐标变化, 即可将其转换到测量坐标系中。利用三坐标测量机或者齿轮测量中心就可以根据齿面离散点的空间坐标和法矢进行实际齿面齿形误差的测量。

3 齿形改变量的计算

根据齿轮切齿加工的刀具参数和机床调整参数, 运用上文所建立的齿面数学模型, 可以得到理论齿面上各个离散点对应的径矢 r_w 和法矢 n_w 。此外, 设定一组包含误差的刀具参数和机床调整参数, 即可求得误差齿面上的各个离散点对应的径矢 r_w' 和法矢 n_w' 。将理论加工参数对应的齿面定义为理论齿面, 将改变后的加工参数对应的齿面定义为实际齿面, 如图 3 所示。

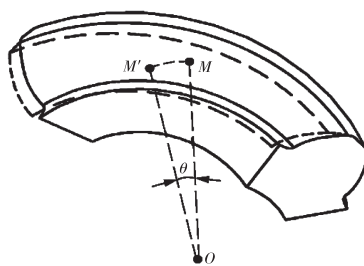


图3 理论齿面与实际齿面的位置关系

改变机床调整参数后, 实际齿面会偏离原始齿面, 为了对比实际齿面相对于理论齿面的变化和分折齿面误差, 需将实际齿面旋转, 使齿面网格中点 M' 与理论齿面中点 M 重合, 设旋转的角度为 θ 。旋

转后理论齿面上任意一点到实际齿面上对应点之间法线方向的偏差就是该点的误差值。齿轮测量中心在测量弧齿锥齿轮时,以齿面的中点为参考点,以“S”形逐点移动进行测量。再通过软件的处理,就得到了齿面上各个网格点对应的齿面误差,以此就能绘制出齿面误差拓扑图。

以工厂实际生产的某弧齿锥齿轮小轮为例(采用双重螺旋法加工),分析各阶滚比修正系数对齿面形状的影响规律。齿轮副的参数如表1所示,加工轮齿的机床调整参数和刀具参数如表2所示。收缩量设置为:小端收缩量1.5 mm,大端收缩量2.5 mm,齿顶收缩量1 mm,齿根收缩量1.7 mm。

表1 齿轮副的基本参数

参数名称	大轮	小轮
旋向	右旋	左旋
齿数	17	17
轴交角/°	90	
中点螺旋角/°	40	
模数/mm	3	
压力角/°	17.5	
齿面宽/mm	12	

为了分析各高阶滚比修正系数对齿面形状的影响规律,假定二阶至六阶滚比修正系数的改变量依次为:+0.02、+0.2、+2、+20、+200。利用VB编制齿形分析软件,对每个改变量进行齿形误差计算并绘制齿面误差改变拓扑图。

表2 机床调整参数

参数名称	大轮	小轮
径向刀位/mm	28.7080	28.6176
水平轮位/mm	0	-0.2618
垂直轮位/mm	0	-0.7194
床位/mm	0	-1.7016
刀倾角/°	2.58	7.42
刀转角/°	219.31	84.06
轮坯安装角/°	37.48	35.99
滚比	1.402053	1.411378
中心滚动位置/°	81.13	86.87
刀盘名义直径/mm	76.2	77.55
错刀距/mm	1.25	1.16
内刀刀刃角/°	25	25
外刀刀刃角/°	10	10
螺旋运动一阶系数	0	4.9717

计算分析结果如图4所示,图中粗实线表示理论齿面,细实线表示理论齿面低于实际齿面,细虚线表示理论齿面高于实际齿面,在齿轮凹凸两面的4个角点标有实际齿面在该点处相对于理论齿面的齿形误差值,误差值单位为 μm 。

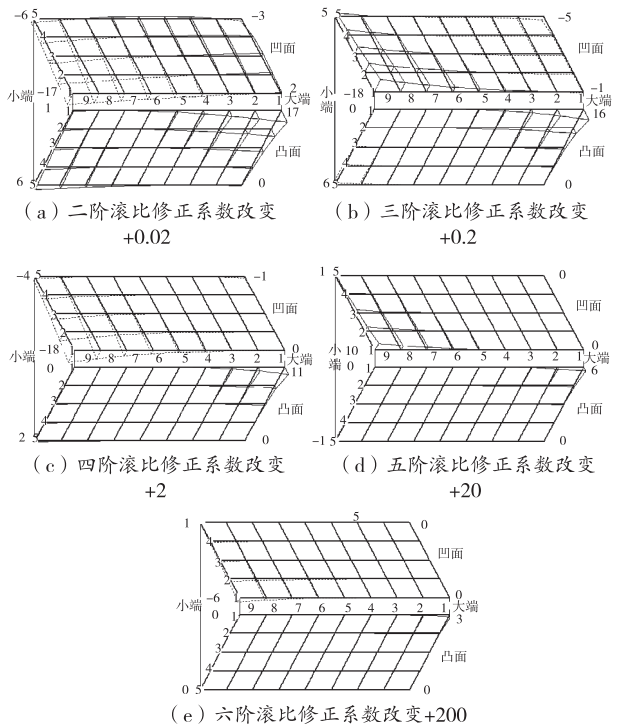


图4 齿形误差改变拓扑图

4 滚比修正系数对齿面形状的影响规律

在实际加工弧齿锥齿轮时,工作人员通过齿轮测量中心测量齿面误差或者进行滚检观察齿面接触区,再通过改变机床调整参数对轮齿的齿面几何形状,齿轮副接触区的大小、位置和方向进行调整。不同的机床调整参数对齿面形状的影响程度不同,根据齿面的形状,将误差齿面表示为二阶曲面的形式,将齿面误差对各阶滚比修正系数的变化趋势分解为5个误差敏感系数。图5为齿面误差二阶曲面,图中原点与齿面网格中点重合,齿长方向为

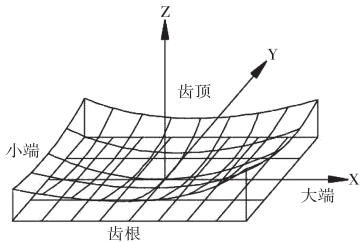


图5 齿面误差二阶曲面

X, 齿高方向为 Y, Z 为齿面形状误差, 用二阶曲面近似的表达齿面形状误差拓扑图, 其表达式为:

$$Z = a_1 X + a_2 Y + a_3 XY + a_4 X^2 + a_5 Y^2 \quad (8)$$

式中, a_1 为螺旋角误差敏感系数, a_2 为压力角误差敏感系数, a_3 为齿面挠率误差敏感系数, a_4 为齿长曲率误差敏感系数; a_5 为齿高曲率误差敏感系数。一阶系数 a_1, a_2 是对齿面倾斜角度的表达, 二阶系数 a_3, a_4, a_5 是对误差齿面弯曲程度的表达。

将齿面网格上任意一点的齿面误差用矩阵表示为:

$$\begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ Z_3 \\ \dots \\ Z_{m \times n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1^2 & Y_1^2 & X_1 & Y_1 & X_1 Y_1 \\ X_2^2 & Y_2^2 & X_2 & Y_2 & X_2 Y_2 \\ X_3^2 & Y_3^2 & X_3 & Y_3 & X_3 Y_3 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_{m \times n}^2 & Y_{m \times n}^2 & X_{m \times n} & Y_{m \times n} & X_{m \times n} Y_{m \times n} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \end{bmatrix}$$

上式可化简为

$$\{Z\} = [S] \cdot \{a\} \quad (9)$$

式中, Z 为各个离散点的齿形误差, 矩阵 S 为误差矩阵, 其数值由离散点的坐标确定, 详细推导过程参考文献[14] 和[15]。每改变一项机床调整参数, 与之对应的齿面形状误差 Z 也会随之发生改变, 根据计算出的离散点坐标, 可求得每个机床调整参数对应的误差敏感系数。式(9) 为超静定方程组, 利用最小二乘法可求得其最小二乘解, 即:

$$\{a\} = ([S]^T [S])^{-1} [S]^T \{Z\} \quad (10)$$

以上述齿轮副为例, 计算小轮在各高阶滚比修正系数改变下齿面形状误差对应的误差敏感系数。计算结果如表3、表4 所示。

误差敏感系数越大, 则与之对应的高阶滚比修正系数改变量对齿面形状的影响越大, 结合图3 对表3、表4 的计算结果进行分析可知:

1) 高阶滚比修正系数对齿形的影响主要作用在凹面小端的齿顶和凸面大端的齿顶, 对齿面中部和齿根的影响较小。

表3 小轮凹面各高阶滚比修正系数的误差敏感系数

参 数	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
滚比二阶修正系数	-0.0014594	-0.0000851	0.0304009	-0.0329934	0.0016653
滚比三阶修正系数	0.0006689	-0.0003980	-0.0240248	0.0263456	-0.0003767
滚比四阶修正系数	-0.0008546	0.0002321	0.0239606	-0.0256660	0.0006988
滚比五阶修正系数	0.0003853	-0.0001787	-0.0124906	0.0133692	-0.0002460
滚比六阶修正系数	-0.0002273	0.0000880	0.0069555	-0.0073853	0.0001587

表4 小轮凸面各高阶滚比修正系数的误差敏感系数

参 数	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
滚比二阶修正系数	0.0001009	0.0012650	0.0237995	-0.0240707	-0.0013489
滚比三阶修正系数	0.0003717	0.0009116	0.0098518	-0.0106658	-0.0012445
滚比四阶修正系数	0.0002450	0.0007967	0.0112545	-0.0114187	-0.0010337
滚比五阶修正系数	0.0001672	0.0003946	0.0003946	-0.0046452	-0.0005552
滚比六阶修正系数	0.0000750	0.0001917	0.0023826	-0.0024163	-0.0002652

2) 轮齿凹面, 在齿面倾斜角度方面, 各阶滚比修正系数对压力角与螺旋角的影响程度大致相同; 在齿面弯曲程度方面, 一阶滚比修正对齿面挠率的影响较大, 对齿高方向曲率影响最小; 二阶滚比修正系数对齿长方向曲率影响最大, 对齿面挠率影响最小; 三阶到六阶滚比修正系数均对齿长方向曲率影响最大, 对齿高方向曲率影响最小。

3) 在轮齿凸面, 在齿面倾斜角度方面, 二阶到四阶滚比修正系数对压力角的影响均略大于对螺旋角的影响, 五阶、六阶滚比修正系数对压力角的影响远大于对螺旋角的影响; 在齿面弯曲程度方面, 二阶到六阶滚比修正系数均对齿面挠率的影响最大, 对齿长方向的曲率影响最小。

4) 齿轮大端的凹凸两面变化趋势大致相同, 而小端则是二阶、四阶、六阶变化趋势相同, 凹面实际齿面低于理论齿面, 凸面实际齿面高于理论齿面; 三阶、五阶变化趋势相同, 凹面实际齿面高于理论齿面, 凸面实际齿面低于理论齿面。

为了验证论文的正确性, 在 H350GH 数控螺旋锥齿轮磨齿机上, 根据各阶滚比修正系数的改变量进行了磨削试验, 如图6 所示。并利用齿轮测量中心对齿形误差进行了检测, 如图7 所示。检测得到的齿面误差拓扑图的齿面形状变化趋势、各点对应

的齿面误差值和本文分析得到的结果基本一致,细微的差别是由于随机误差与测量误差造成的。因篇幅所限,论文仅列出滚比修正二阶系数改变+0.02时的检测结果,如图8所示。

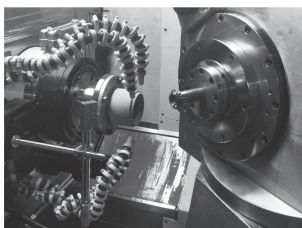


图6 H350GH 数控螺旋锥
齿轮磨齿机磨削实验齿轮

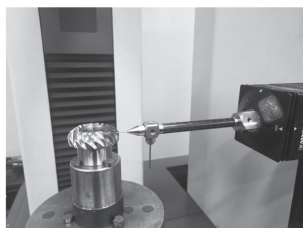


图7 齿轮测量中心检测
实验齿轮

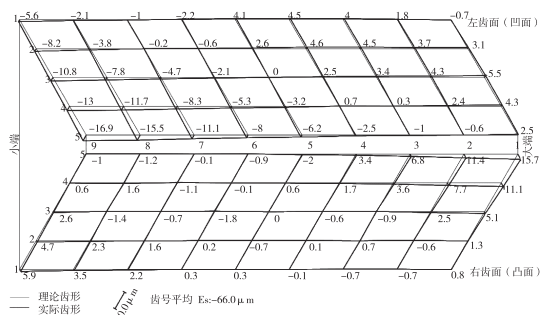


图8 实验测量结果(滚比修正二阶系数改变+0.02)

5 结束语

建立了引入高阶滚比修正系数的弧齿锥齿轮齿面数学模型,开发了齿形误差分析软件,借助二阶曲面对齿面误差的近似表达,分析了高阶滚比修正系数的改变对轮齿齿形的影响规律,为弧齿锥齿轮实际加工过程中机床功能的合理运用、齿形调整、齿面接触区的调整和齿形误差的修正提供了理论依据。

参考文献

- [1] 李丽霞. 机床调整误差对弧齿锥齿轮齿面几何精度影响的研究[D]. 北京:机械科学研究院,2005.
- [2] 曹康. 螺旋锥齿轮精确几何建模与齿面误差反调修正研究[D]. 长沙:中南大学,2009.
- [3] 王志永,于水琴,曾韬. 机床误差对螺旋锥齿轮齿形的影响规律[J]. 农业机械学报,2009,40(6):199-202.

- [4] 田程,丁炜琦,桂良进,等. 基于回归分析的准双曲面齿轮齿面误差修正[J]. 清华大学学报(自然科学版),2017,57(2):141-146.
- [5] 聂少武,邓静,邓效忠,等. 弧齿锥齿轮齿面拓扑修形及加工参数计算[J]. 航空动力学报,2017,32(8):2009-2016.
- [6] 李天兴,邓效忠,李聚波,等. 螺旋锥齿轮齿面误差分析与自动反馈修正[J]. 航空动力学报,2011,26(5):1194-1200.
- [7] 李其明. 准双曲面齿轮齿面误差测量与修正方法研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2020.
- [8] 张宇,严宏志,曾韬,等. 螺旋运动及刀具参数对双重螺旋法加工齿面特征的影响规律[J]. 机械工程学报,2018,54(5):53-61.
- [9] 宋碧芸,唐进元,容铠彬,等. 减小螺旋锥齿轮齿面加工误差的参数修正方法[J]. 西安交通大学学报,2022,56(2):101-109.
- [10] 张彤. 弧齿锥齿轮传动接触区误差分析及其加工参数修正方法研究[D]. 西安:西安理工大学,2014.
- [11] 曾韬. 螺旋锥齿轮设计与加工[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1989.
- [12] 翟华明. 基于齿轮测量中心的螺旋锥齿轮测量技术的研究[D]. 长沙:中南林业科技大学,2014.
- [13] Bevel gear classification, tolerances, and measuring methods; AGMA 2009-B01[S]. American Gear Manufacturers Association, 2009.
- [14] 吴聪,严宏志,母福生,等. 螺旋锥齿轮齿面误差修正技术研究[J]. 机械科学与技术,2018,37(8):1239-1245.
- [15] 耿龙龙,邓静,聂少武,等. 弧齿锥齿轮双重螺旋法加工数学模型及齿面偏差修正研究[J]. 机械传动,2020,44(9):7-13.

作者简介:李文龙(1983-),男,大学本科,工程师,研究方向:弧齿锥齿轮设计加工技术。

收稿日期:2023-09-11

涡扇发动机高原起动供油调整规律研究及故障分析

高 磊

(中国飞行试验研究院发动机所, 陕西 西安 710089)

摘要:以某型涡扇发动机高原起动试验为研究对象,通过建立关键事件方式建立起动调整策略分析方法,总结分析了高原起动特点及起动供油量的调整规律,并针对发动机起动过程中出现的几种典型的失速、热悬挂失败案例,分析获得了起动失败的原因。结果表明:高原冷态起动失败主要为起动机脱开后发动机失速为主;热态起动失败主要为低压转子阻力矩增大导致热悬挂为主;起动供油调整规律为起动第二阶段减小供油量,起动第三阶段增加供油量。并提出了提升高原起动成功率建议,可为发动机高原使用提供参考。

关键词:高原起动 供油规律 失速

中图分类号:V231

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0026-05

Adjustment rule of fuel supply and fault analysis of turbofan engine starting on plateau

GAO Lei

Abstract: This paper analyzed the starting tests of a turbofan engine on plateau. The characteristics of starting on plateau and the adjustment rule of starting fuel supply were summarized and analyzed. Several typical cases of stall and thermal suspension failure in the engine starting process were analyzed, and the reasons were obtained. The conclusions were as follows: the failure of cold starting on plateau was mainly caused by engine stall after the starter disengages; the failure of hot starting on plateau was mainly caused by high resistance of low-pressure rotor and thermal suspension. The adjustment rule of starting fuel supply was reducing fuel supply in the second stage and increasing fuel supply in the third stage. Suggestions were put forward to improve the success rate of starting on plateau. This study can provide reference for the use of turbofan engine on plateau.

Keywords: turbofan engine starting on plateau, fuel supply, stall

0 引言

我国地理环境中高原多,随着国家对高原地区空防作战的重视,航空发动机高原使用问题已日益突出^[1-2],航空发动机的高原起动性能是评价发动机整体性能的重要指标。国军标 GJB243A—2004 中明确规定:发动机地面起动性能的鉴定试验需要确定不同大气条件、不同标高、不同起动电源和起动形式的发动机地面起动性能,并对试验内容和方法有非常详细的规定^[3]。

高原地区空气压力低、密度小,空气中氧气含量较少,相对于平原起动,航空发动机在该地区表现出不同的起动特点。刘磊对航空发动机起动过程的特点进行深入研究,分析了高原起动的特点和起动

过程中各种因素的影响^[1]。汪涛以某型涡轴发动机高原起动试验出发,对比了高原机场和平原机场试验特点及对起动性能的影响,针对高原机场发动机起动过程的喘振故障进行了分析^[4]。王兆铭等人以某型航空发动机作为研究平台,研究了平原地面起动供油和高原起动供油的关系,提出了通过改变自动起动器和起动放气嘴来进行发动机调整的方法^[5]。尽管研究人员对航空发动机高原起动已做出了一些研究,但限于试验条件和样本差异等影响,对高原起动特别是起动供油规律调整等方面的研究还相对较少。

本文以某型涡扇发动机高原起动试验为研究对象,分析其高原起动供油规律的调整规律以及高原起动的特点。

1 高原起动时序和难点

1.1 高原起动的难点

相比于平原起动,高原起动具有以下难点:

(1) 起动机功率降低

高原机场空气稀薄,相同转速下起动机空气流量减小,功率降低,导致发动机点火时转子转速较低;同时脱开转速较小会导致发动机自身的剩余功率小,起动时间延长。

(2) 起动供油规律不匹配

由于高原地区发动机空气流量小,平原上的起动供油规律并不适合高原,为了保证发动机可靠地起动,需要进行起动供油量的调整。如果起动供油量没有同空气流量成比例地减小,例如发动机空气流量减小很多而起动供油量减小得很少,就会在燃烧室内形成富油状态的混合气,造成点火困难,涡轮后排气温度上升快、温度高。当供油量调整不当时,会对涡轮前燃气温度有较大的影响,易发生发动机“冷悬挂”和“热悬挂”现象^[1,4]。

(3) 部件效率低

在高原地区,发动机部件效率会出现一定程度降低。随着发动机空气流量减小,起动供油量也会相应地调小,导致喷嘴前油压降低,因而燃料的雾化质量较差,同时高原大气温度较低,会加剧这一现象;此外,燃烧室内的气体压力随大气压力的降低而降低,致使火焰传播速度减小,燃烧不完全,导致燃烧室效率低下^[1,4]。

(4) 散热困难

在高原地区,由于空气密度减小,发动机冷却的空气流量也相应减少,使得发动机的热量不易散发,从而对下一次起动造成较大的影响。

1.2 发动机起动时序

发动机地面起动是指在地面状态下发动机由起动机带转从零转速经点火加速到发动机慢车过程。为了更好地分析发动机起动过程,将发动机起动过程分为3个阶段^[4],如图1所示,具体为:①起动第Ⅰ阶段:发动机未点火,仅靠起动机带转;②起动第Ⅱ阶段:发动机点火,涡轮开始做功,与起动机一同带转;③起动第Ⅲ阶段:起动机脱开,仅靠涡轮做功带转。

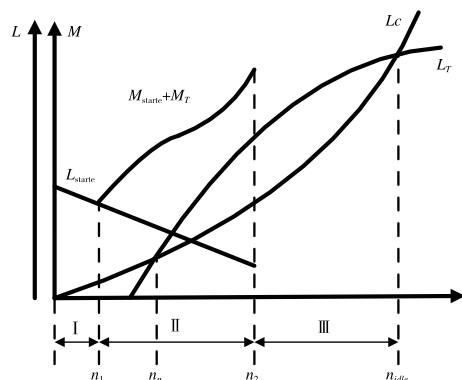


图1 涡轮发动机起动的三个阶段

某发动机起动逻辑由飞机自动起动装置以及相关电气系统完成,发动机综合电子调节器发出相关离散信号至自动起动装置,燃气涡轮起动机及相关传动设备带转发动机,发动机主泵燃油调节器及相关系统完成发动机点火及供油,最终完成发动机的起动。采用了“地面电源—燃气涡轮起动机—涡扇发动机”的起动机带转方式。

在高原上由于空气中氧含量较低,从按下起动按钮地面起动程序开始,直到整个地面起动结束全过程(从按下起动按钮开始到起动灯熄灭)都具有补氧功能。

2 发动机起动调整规律

对高原地面起动各过程的影响因子进行分解,可以看出在起动装置及相关系统工作可靠的情况下,与起动相关的可变影响因子为:起动机功率、主燃烧室点火电嘴以及主燃烧室供油量。

为给各变量调整提供依据,通过关键事件方式建立起动调整策略分析方法,具体过程为:将起动过程按图2进行分解,确定关键事件,如表1所示。在关键事件基础上定义特征参数,特征参数是基于同一型发动机平原和高原起动参数统计结果及限制参数。根据特征参数形成判据,对具体的起动数据进行分析,就可确定明确的调整方向及初步的调整量。由于点火电嘴和起动机功率受自身限制,不易调整,因此本文研究了起动供油规律的调整。 n_{trans} 为某型发动机主燃油泵调整起动供油的转换点,低于该转速为前段供油,高于该转速为后段供油,可通过相应的调整螺钉进行调整。

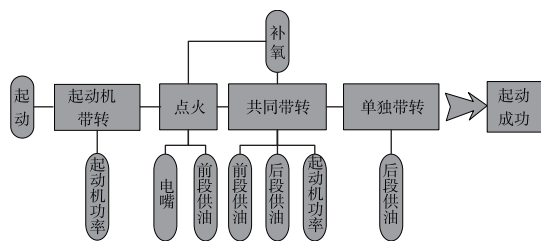


图2 高原启动过程影响因子分析

表1 高原启动调整策略

事件	特征参数	检查及调整
起始	T_{6ini}	初始排气温度
点火成功	t_s	如时间过长,应①检查电嘴; ②考虑富油,调整前段供油
供油 转换点	n_{trans} 排气 温度 T_{6trans}	①如温度过高,则前段油多; ②过低,则前段油少
起动机 脱开	脱开转速	如过低,考虑增加一次冷运 转,仍低,考虑起动机功率调 整
过程最高 排气温度	T_{6max}	决定后段油量是否有增加余 量的关键量
慢车	脱开到慢 车时间 t_{mc}	如时间过长,在排气温度限制 值存有余量的前提下,可适当 增加后段油量

首先对未做供油规律调整的发动机高原启动典型参数分析研究,如图3所示。从图中可以看出,高压转速上升缓慢,排气温度也不高,在起动机脱开之后出现了“冷悬挂”现象,表现为转速悬挂而排气温度逐渐降低。

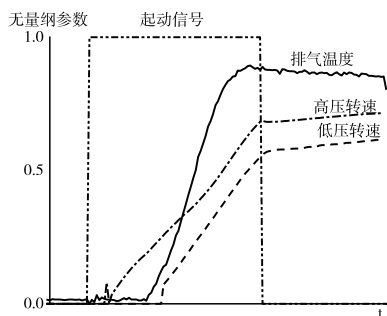


图3 供油规律未调整时的高原启动过程

依据上述建立的高原启动调整策略,通过对比高原与平原启动点火成功时间 t_s 、起动机脱开时发动机转速、 n_{trans} 时排气温度 T_{6trans} 、过程最高排气温度 T_{6max} 等参数,获得各阶段的影响。如图4和图5

所示。

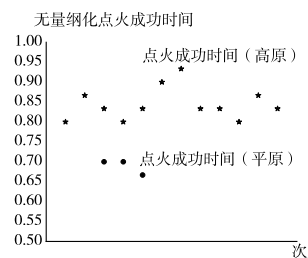


图4 点火成功所需
时间对比

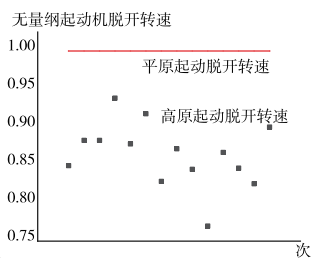


图5 起动机脱开时
发动机转速对比

可以看出,高原启动点火成功所需时间长,相比于平原启动增长4~6 s。原因在于高原启动中空气稀薄,相同转速下主燃烧室内油气比增大,富油程度加剧,建立稳定的燃烧较为困难。

高原启动中,发动机 n_{trans} 时排气温度 T_{6trans} 较平原上升明显。表明高原条件下由于空气量减小,发动机启动调节器供油在前段偏富油状态。

高原启动时起动机脱开转速低,相比于平原转速降低6%~10%,起动机脱开都是以时间达到脱开条件为止,而平原启动是以转速达到脱开转速条件为止。导致发动机在起动机脱开之后,无法建立足够的涡轮剩余功率,无法依靠自身功率启动到慢车状态。

考虑到发动机启动过程中最高排气温度距离限制值仍有一定空间,可考虑在后半段供油中往增油方向移动,以增加发动机剩余功率,缩短启动时间。

通过对某型涡扇发动机启动供油规律进行调整,实现了在高原上的正常启动。根据统计,三台发动机均减小启动的前段供油量,表明在高原条件由于空气密度减小,减小启动前段供油量可以保证合适的油气比,有利于发动机点火及稳定燃烧。低转速下发动机喘振裕度低,降低前段供油量有利于避免压气机进入失速工况中。起动机脱开转速较小,排气温度也较低,因此需增加启动后段油量而使得发动机能较快达到慢车转速,缩短启动时间。需要注意的是,在减小前段供油量时,可能会使起动机脱开时发动机转速降低,但应保证高于平衡转速,发动机有足够剩余功率进行加速。

因此,高原启动供油调整策略为启动前段减小供油量,启动后段增加供油量。

3 高原起动典型失败案例分析

为获得某型涡扇发动机高原起动特点,本文对调整后的涡扇发动机高原起动失败案例原因分析。其典型问题主要有:冷态起动时转子转速掉转,热态起动时转子抱转,热态起动时转速悬挂等现象。

(1) 冷态起动起动机脱开后发动机掉转

图6给出发动机冷态起动失败的参数曲线。从图中可以看出,在起动机脱开前出现发动机“热悬挂”现象,即转速不上升但排气温度较快增大,到起动机脱开时高低压转子出现掉转现象。

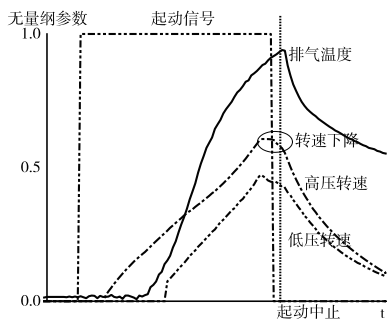


图6 冷态起动异常掉转的参数曲线

从图7可以看出,冷态起动失败时,点火成功时间和供油转换点的排气温度均稍高于起动成功的,相差不大;起动机脱开时发动机转速明显低于起动成功次的。原因在于:高原冷态起动时,发动机转子部件摩擦阻力大,各部件效率低,导致剩余功率减小。发动机点火成功后,转速上升缓慢;发动机脱开转速过低,涡轮无法产生足够的剩余功率,出现发动机转速悬挂甚至下降现象,这会进一步导致压气机中气流流动情况恶化,排气温度快速上升。

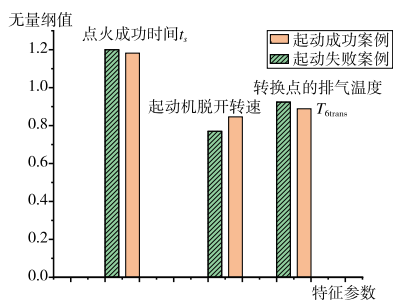


图7 冷态起动失败与成功次的特征参数对比

因此,为了提高起动成功率,可以适当增加冷运转次数:一方面减小发动机部件间摩擦阻力;另一方面调整涡轮起动机状态到较好的工作状态。

(2) 热态起动时低压转子抱转

图8给出了热态起动时低压转子抱转时的参数

曲线。从图中可以看出,点火前排气温度较高,点火成功后转子转速缓慢上升,然后低压转子转速开始出现失速直至有明显的抱转现象,转速降为0,导致高压转

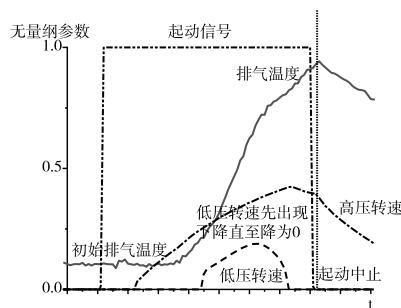


图8 热态起动时低压转子抱转时参数曲线

子随后也开始出现失速现象,而排气温度快速上升。

发动机未做任何调整,经过两次冷运转后起动成功,图9为对比了起动失败与成功的参数曲线。从图中可以看出,失败次和成功次的在排气温度上升趋势基本一致;失败次的高压转子转速表现出前段的上升趋势与成功次的一致,但后段明显上升较慢;并且失败次的低压转子转速一开始便表现出了滞后现象,上升缓慢并随后失速直至出现抱转现象。

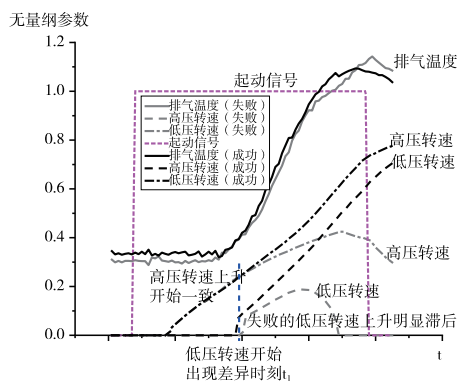


图9 热态起动时低压转子抱转与成功次的对比

低压转子出现明显的抱转现象,并且在高压转速较高时低压转子转速为零(成功次的相同高压转速时低压转速为11.7%),这说明低压转子阻力矩大,出现一定程度卡滞现象。导致这一现象的原因在于高原上空气温度低,发动机机匣由于是薄壁件,冷却较快,发动机转子由于是实体件并且由于高原空气稀薄热传导慢,因而冷却缓慢。热态起动时,如初始排气温度较高时,转子部件与机匣的间隙减小,转子转动时阻力矩大,这在低压部件中表现得更加明显。

高原上在热起动之前一般需进行冷运转,但低

压转子只是在气动作用下运转,因此卡滞现象并没有完全消除。这会导致压气机负荷增大,转速上升需要的功增大,因而转子转速上升缓慢;反过来转子转速较低会导致气流压比较小,这又导致发动机自身涡轮功减小,形成恶性循环。当起动机脱开时,出现一定程度的失速掉转、排气温度快速上升等现象。

(3) 热态起动时转速热悬挂现象

图 10 给出了热态起动转速悬挂(表现为转子转速上升缓慢,温度快速上升)的参数曲线。从图中可以看出,发动机点火成功后转速上升缓慢,脱离转速低,排气温度高,起动机脱开之后,转子转速难以上升甚至出现转速掉转或压气机失速等现象。

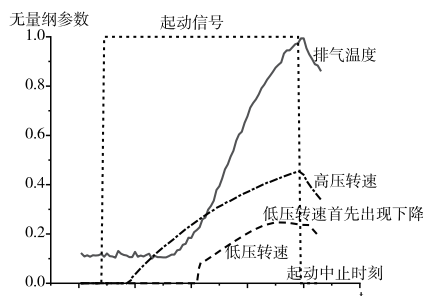


图 10 热态起动时转速热悬挂参数曲线

发动机未做任何调整,经过两次冷运转后起动成功,对比了起动失败次与成功次的参数曲线见图 11。与之前类似,失败次的高压转子转速在前段表现出上升趋势与成功次的一致,但后段明显上升较慢;失败次的低压转子转速则一开始便表现出了滞后现象,上升缓慢,但并未出现抱转现象。

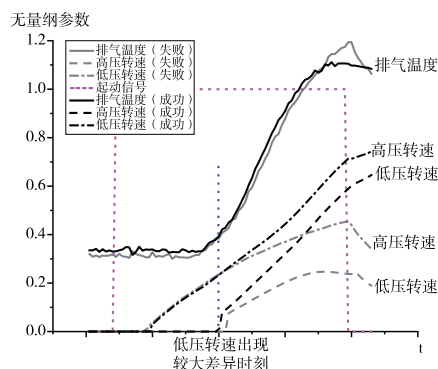


图 11 热态起动时转速热悬挂与成功次的对比

在热态起动时低压转子在一定程度上存在卡滞现象,导致其转速上升过程有明显的滞后现象,同时

由于低压转子转速上升缓慢,导致低、高压转子出现流量不匹配等问题,使得高压转子转速同样偏离正常的上升轨迹,最终导致起动失败。

为了提高起动成功率,发动机热态起动时同样可以适当增加冷运转次数:一方面减小发动机部件间摩擦阻力;另一方面降低涡轮前温度,减弱因发动机放热导致的富油程度。

4 结论

通过对某型涡扇发动机高原起动试验进行分析研究,得到以下结论:

- 1) 建立了高原起动调整策略分析方法,确定高原起动供油规律调整策略为:前段减小供油量,后段增加供油量;
- 2) 高原冷态起动失败的主要原因是起动机脱离时发动机转子易出现转速悬挂或掉转甚至失速现象,可适当增加冷运转次数来缓解该问题;
- 3) 热态起动时失败的主要原因是低压转子易出现不同程度的阻力矩增大,导致发动机转子转速上升缓慢,甚至低压转子抱转,导致出现“热悬挂”等现象,可以增加冷运转次数来缓解该问题。

参考文献

- [1] 刘磊. 涡扇发动机部件级起动建模技术研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2009.
- [2] 马明明,马燕荣,王小峰. 某型涡扇发动机地面起动试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2008,21(3):40-42.
- [3] 国防科学技术工业委员会. 航空燃气涡轮动力装置飞行试验要求:GJB243A—2004[S]. 2004.
- [4] 汪涛. 涡轴发动机高原起动试验研究[J]. 现代机械,2016(12):92-94.
- [5] 王兆铭,黄毅. 某型航空发动机高原起动供油规律研究[J]. 航空发动机,2014,40(4):30-33.

作者简介:高磊(1990-),男,工程师,硕士,主要从事航空发动机工作特性研究。

收稿日期:2022-10-27

离合器摩擦片动静摩擦系数对大马力推土机换挡性能的影响

王华栋, 何登辉, 刘 澳, 张文泽

(长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064)

摘 要:针对大马力推土机在换挡过程中出现的冲击度过大的问题,提出评价换挡性能的两个指标:冲击度、滑摩功;建立大马力推土机传动系统 AMESim 和 MATLAB 联合仿真模型;进而研究变速箱离合器摩擦片动、静摩擦系数对换挡冲击度、滑摩功的影响。结果表明:在一挡起步和二挡降一挡时的换挡冲击最大,在二挡降一挡过程中,随着动摩擦系数的增大,换挡结合时间减小,冲击度、滑摩功也随之增大,当换挡完成时,冲击度幅值减小,滑摩功不随动摩擦系数变化而变化;随着静摩擦系数的增大,换挡冲击度、滑摩功变化不明显。

关键词: AMESim MATLAB 动摩擦系数 静摩擦系数 冲击度 滑摩功

中图分类号: TH22

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)01-0031-05

Effect of dynamic and static friction coefficients of clutch friction plate on shifting performance of high-horsepower bulldozer

WANG Huadong, HE Denghui, LIU Ao, ZHANG Wenze

Abstract: Aiming at the problem that the impact of the high-horsepower bulldozer in the process of shifting is too large, two indexes are put forward to evaluate the shifting performance: impact degree and slipping work. The AMESim and MATLAB co-simulation model of the transmission system of the high-horsepower bulldozer is established. Then the influence of the dynamic and static friction coefficients of the clutch friction plate on the shift impact and slipping work is studied. The results show that the shift impact is the largest when the first gear starts and the second gear drops into the first gear. In the process of the second gear dropping into the first gear, with the increase of the dynamic friction coefficient, the shift combination time decreases, and the impact and slipping work also increase. When the shift is completed, the impact amplitude decreases, and the slipping work does not change with the change of the dynamic friction coefficient. With the increase of the static friction coefficient, the shift impact and slipping work do not change significantly.

Keywords: AMESim, MATLAB, dynamic friction coefficient, static friction coefficient, impact degree, slipping work

作为工程机械领域中最先发展起来的土方机械,大马力推土机在国内外市场上具有显著的竞争优势。其工作流程主要包括切土、运土、卸土和倒退等环节,主要用于挖掘、运输和排放岩土,在露天矿山应用广泛^[1]。推土机的出现极大地提高了工程效率,改善了工程质量以及工作者的劳动条件,同时也降低了工程成本^[2]。从其诞生到现在,主要传动形式包括:机械传动、电传动、带液力变矩器的液力机械传动和液压传动^[3]。目前,部分国内推土机的变速箱在换挡过程中存在换挡冲击的问题,其根源

在于对离合器的结合和分离特性研究不足。在理论计算方面,尚未建立正确的数学模型和计算方法;在应用角度上,缺乏有效的计算分析软件和手段。因此,无法进行正向设计、曲线编制以及快速故障处理。为了解决这一问题,我们需要研究在载荷、转速、流量等多变量状态下的离合器的结合和分离特性,建立相应的数学模型。通过这些模型,我们可以找到优化换挡平顺性的理论支撑和相应方法,从而提升推土机的性能和操作体验。

当前阶段,国内外学者和研究机构对变速箱及

其换挡品质的影响因素进行了大量研究。在国外, CATERPILLAR 公司生产的电子变速箱通过采用电子控制策略,显著提升了换挡的平稳性^[4]。日本小松公司生产的轮式装载机,其定轴式变速箱采用动力换挡方式,具有四个前进挡和四个后退挡,通过电气控制先导油压来控制主油压,从而实现精确控制换挡元件的结合与分离。值得一提的是,该公司还将机械式调压阀换成了电子调压阀,从而减小了换挡冲击,大大提高了驾驶员的舒适性^[5]。英国 Zero-Shift 公司则通过使用两个超越离合器,使得换挡时间趋近于零,避免了换挡过程中出现动力中断,从而提升了换挡品质^[6]。德国 ZF 公司生产的变速器已应用于各类车辆,其 AT 变速箱研究成效显著。其中, Ecomat 变速器通过增加一套电子控制单元改善了换挡品质,优化了燃油经济性^[7]。Kim 等采用模糊控制、智能控制、神经网络等方法进行研究,提出可以通过改变离合器摩擦性能来补偿变速器,并设计了开环控制器对离合器油压进行控制,从而改善换挡性能^[8]。

相比于国外,国内对变速箱及其换挡性能的研究进度较为缓慢。王尔烈从缓冲控制角度对换挡方式进行研究,以 AT 变速器为研究对象,采用油压估计方法和滑摩控制理论构建模型,并通过仿真和实验验证了自己的方法^[9]。雷雨龙等提出了理想换挡概念并建立模型,为评价换挡性能提供了新方法^[10]。杨树军建立了变速器换挡过程数学模型,通过动态仿真的方法得出了液压马达转速的波动是影响换挡平顺性的重要影响因素^[11]。

本文在先前研究的基础上,建立一个变速箱动力学模型,该模型充分考虑发动机、液力变矩器、负载工况以及电液控制系统对变速箱离合器动态特性的影响。该模型可用于研究离合器摩擦片对推土机换挡性能的影响,以期为工程机械多片式湿式离合器的压力曲线正向设计优化提供指导。

1 冲击形成及换挡性能评价指标

在车辆的换挡过程中,前一挡位的离合器需要与后一挡位的离合器同时进行分离与接合^[12]。然而,在实际运转过程中,可能会出现一些问题。比如,换挡时元件重叠过多会导致双锁止现象,这会造

成元件的严重磨损^[13];而动力间断则会导致飞车现象,这会增大换挡的冲击度^[14]。在换挡时,由于车辆的惯性以及与发动机刚性相连的部件保持不变,车辆会受到巨大的反作用转矩,从而形成换挡冲击。这种冲击会降低推土机的寿命,影响工作效率,同时也会影响驾驶员的乘坐舒适度^[15]。因此,改善换挡性能成为了非常重要的研究。

考虑到换挡品质,我们对换挡过程主要有以下两个要求:首先,换挡过程需要迅速完成,这样可以减少摩擦元件的磨损和发热,同时避免产生动力中断现象。其次,换挡过程需要平稳过渡,不应有过高的瞬时加速度和减速度,以减小动力传动系统的冲击,延长零件使用寿命。目前,常用的换挡品质评价指标有两种:换挡冲击度和换挡滑摩功。这两种评价指标可以帮助我们评估换挡过程中对车辆性能和元件寿命的影响。

1.1 冲击度

在作业过程中,由于车辆行驶方向产生的换挡冲击最为显著,因此我们可以用纵向加速度变化率,即换挡冲击度,作为评价换挡品质的指标。换挡冲击度可以通过对车辆行驶加速度对时间的一阶导数进行计算得出,也可以通过车辆纵向行驶速度对时间的二阶导数来表示。

$$J = \frac{da}{dt} = \frac{d^2v}{dt^2} \quad (1)$$

式中: v 和 a 分别为车辆纵向速度和加速度,可由下式计算:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{r_w}{i_g} \frac{d\omega_o}{dt} = \frac{r_w}{i_g} \alpha \quad (2)$$

式中, i_g 为变速箱输出端之后的总传动比, r_w 为链轮半径,上式中输出轴角加速度 α 为:

$$\alpha = \frac{T_o - T_L}{I_o} \quad (3)$$

式中: T_o 为变速箱输出转矩, T_L 为负载转矩, I_o 为与变速箱输出轴相连的转动惯量。则有:

$$J = \frac{r_w d(T_o - T_L)}{i_g I_o dt} \quad (4)$$

由于链轮半径、与变速器输出轴相连部件的转动惯量以及变速器到车轮的传动比都是固定不变的,从公式可以看出,换挡冲击度的大小只与输出轴

扭矩的变化率相关,而且两者之间成正比关系。因此,要减小换挡冲击度,就必须抑制换挡过程中输出轴扭矩的剧烈波动。

冲击度 J 的许用值在各国会有所差异:我国要求: 17.6 m/s^3 ;前苏联标准为: 31.36 m/s^3 ;德国标准为: 10 m/s^3 。

1.2 滑摩功

换挡过程涉及到离合器(或制动器)的结合与分离,在这个过程中,离合器的主、从动片之间必然会产生一定的热量。当热量达到一定程度时,会导致离合器主从片的温升,从而影响换挡性能,降低零件使用寿命。因此,需要限制换挡过程中产生的热量。离合器在结合过程中产生的热量可以用滑摩功来衡量,其表达式为:

$$W_c = \int_{t_1}^{t_2} T_c(\omega_2 - \omega_1) dt \tag{5}$$

其中, W_c 是滑摩功, t_1 是离合器开始滑磨时刻, t_2 是离合器滑磨同步时, ω_1 为离合器主动片角速度, ω_2 为离合器从动片角速度。

滑摩功在一定程度上可视为摩擦元件寿命的评价指标,滑摩功的值越小,则换挡执行元件寿命就越长,但其值与冲击度存在一定矛盾关系,使前者减小必然会导致后者不同程度的增大,因此,必须通过控制方法调控,使二者均在合理范围。

2 大马力推土机传动系统 AMESim 建模与仿真

本节主要仿真大马力变速箱换挡冲击,仿真模型包含柴油发动机、液力变矩器、离合器、液压控制、变速箱、车辆阻力模型。整机模型如图 1 所示。

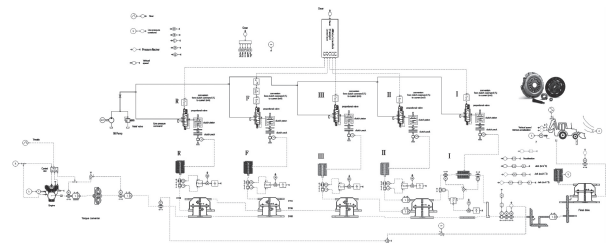


图 1 推土机传动系统整机模型

模型整体思路为通过控制油压曲线来控制离合器的响应,而离合器的响应直接影响转矩的传递和变换,从而影响车辆的冲击特性。本项目着眼于油压曲线的合理控制,以减小冲击度。AMESim 逻辑

控制功能较差,因此采用 MATLAB 进行换挡的逻辑控制,并进行 AMESim/MATLAB 联合仿真,以求解整机模型。图 2 是模型的 MATLAB 的控制部分模型。

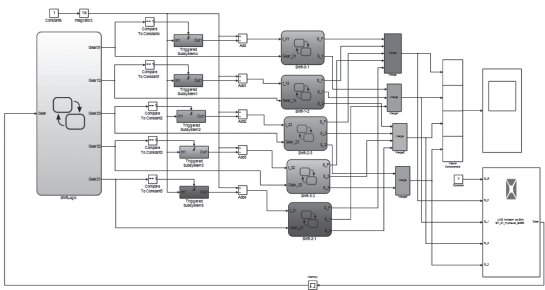


图 2 MATLAB 换挡油压控制程序

3 大马力推土机的换挡冲击分析

由式(4)可知,大马力推土机传动系统冲击度受变速箱输出扭矩和负载端转动惯量的影响,通常负载端的转动惯量为常数,而变速箱输出扭矩大多与离合器摩擦片接合特性直接相关。离合器的摩擦特性如摩擦系数都影响着冲击度。

本节内容将着力于研究离合器摩擦片的摩擦系数对冲击度、滑摩功的影响。

动摩擦系数 μ_d 与离合器鼓转速和单位摩擦片面积承受的压力有关,且随转速和压力的增大而增大;静摩擦系数 μ_s 是物质的固有性质,常用材料的摩擦系数如表 1。

表 1 摩擦材料摩擦系数取值范围

摩擦片材料	摩擦系数
石棉基材料	0.20 ~ 0.25
编织材料	0.25 ~ 0.35
铜基材料	0.25 ~ 0.35
铁基材料	0.35 ~ 0.50
金属陶瓷材料	0.70 ~ 1.50
锰基材料	0.03 ~ 0.15

在仿真过程中,根据表 1,设置动、静摩擦系数变化范围为 0.03 ~ 0.12 和 0.1 ~ 0.25。

为了研究动摩擦系数 μ_d 和静摩擦系数 μ_s 的影响,在不同动、静摩擦系数取值下对传动系统的冲击特性进行研究,所采用的油压曲线如图 3 所示。

图 4 为不同动摩擦系数下 1-2-3-2-1-2 挡位冲击度的变化情况(静摩擦系数为 0.12)。由图 4 可知,1 挡起步和降档 2-1 时的冲击度较大,且不同

的动摩擦系数对冲击度的影响显著。

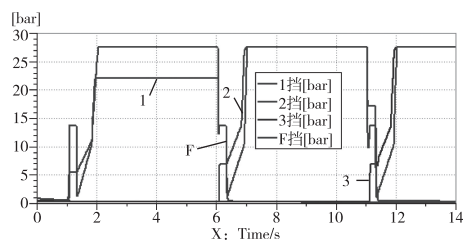


图3 换挡油压曲线

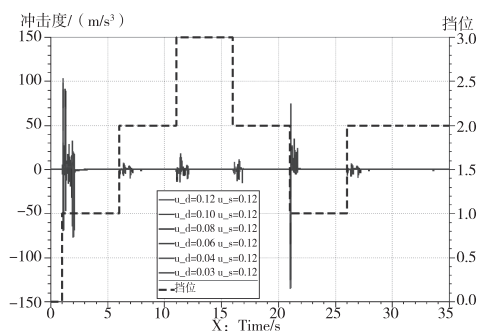


图4 不同动摩擦系数下挡位1-2-3-2-1-2换挡冲击曲线

图5给出了2-1挡冲击度与动摩擦系数之间的关系,由图可知,摩擦系数对冲击度的影响显著,冲击度峰值随摩擦系数增大而增大,摩擦系数从0.03到0.12变化时,冲击度峰值出现位置向左偏移,也即结合时间变短,初始结合阶段的冲击度从 30 m/s^3 增大至 140 m/s^3 ,结合完成时的冲击度从 10 m/s^3 增大至 35 m/s^3 。

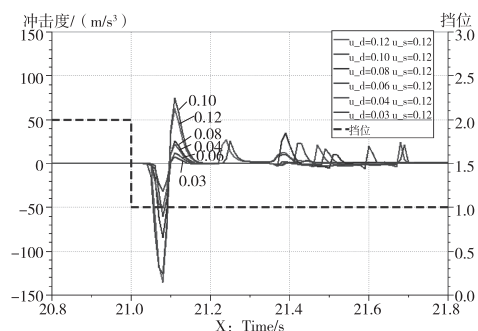


图5 动摩擦系数对2挡降1挡冲击度影响

图6为挡位1-2-3-2-1-2变换工况下离合器的单位滑摩功,由图可知,3挡离合器的单位滑摩功最小,1挡和2挡离合器的单位滑摩功较大。

图7为降挡2-1时,1挡离合器的单位面积滑摩功,换挡初始开始阶段滑摩功随动摩擦系数的增

大而增大,且受动摩擦系数的影响显著。由于滑摩功受滑摩时间、转速差以及扭矩差异的影响,结合完成后的滑摩功并不随摩擦系数单调变化。

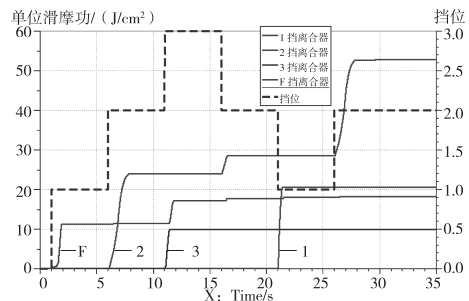


图6 挡位1-2-3-2-1-2离合器单位滑摩功
($\mu_d=0.06, \mu_s=0.12$)

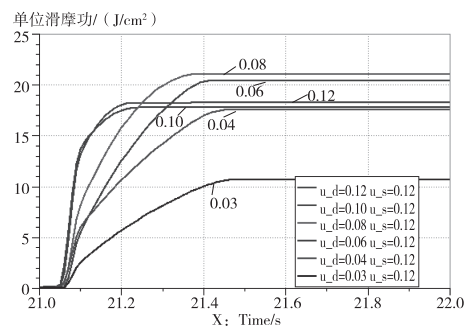


图7 动摩擦系数对降挡2-1单位滑摩功的影响

图8为静摩擦系数对冲击度的影响。

由图8可知,静摩擦系数和动摩擦系数类似,1挡起步和降挡2-1时的冲击度较大。

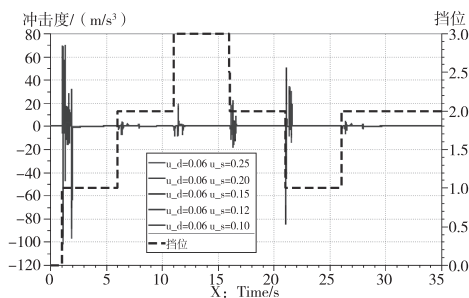


图8 不同静摩擦系数下挡位1-2-3-2-1-2换挡冲击曲线

图9是静摩擦系数在0.1~0.25范围内变化时,静摩擦系数对降挡2-1的最大冲击度不显著。

类似地,静摩擦系数对2-1挡离合器的单位滑摩功的影响不大,如图10所示。

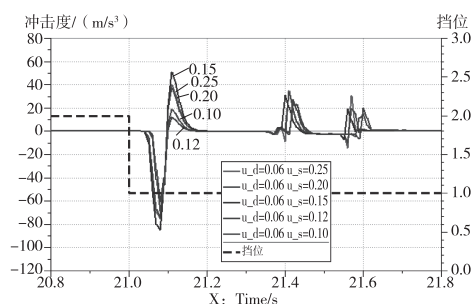


图9 2挡降1挡冲击曲线

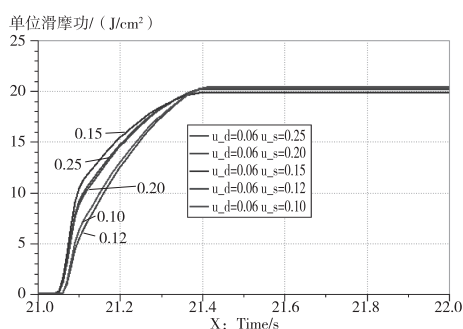


图10 静摩擦系数对降挡2-1单位滑摩功的影响

4 小结

本文研究了基于 AMESim/MATLAB 联合仿真下离合器摩擦片动静摩擦系数对某大马力推土机换挡性能的研究:

1)提出了三种有关大马力推土机换挡冲击的三个评价指标,用于评价推土机的换挡质量;

2)建立了大马力推土机的 AMESim 物理模型和 MATLAB 换挡油压控制程序;

3)通过测定某实验测试材料的动静摩擦系数确定仿真中动摩擦系数 μ_d 和静摩擦系数 μ_s 的具体范围,分别研究2挡降1挡下,动、静摩擦系数对冲击度、滑摩功的影响。结果表明:

- ①随着动摩擦系数的增加,冲击度峰值出现位置向左偏移,结合时间变短,开始结合阶段的冲击度从 30 m/s^3 增大至 140 m/s^3 ,结合完成时的冲击度从 10 m/s^3 增大至 35 m/s^3 ;
- ②换挡初始开始阶段滑摩功随动摩擦系数增大而增大,且受动摩擦系数的影响显著,由于滑摩功受滑摩时间、转速差以及扭矩差异的影响,结合完成后的滑摩功并不随摩擦系数单调变化;
- ③静摩擦系数对换挡冲击度的影响不显著;
- ④静摩擦系数对单位滑摩功的影响不大。

参考文献

- [1] 张世雄. 固体矿物资源开发工程[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- [2] 于秀义. 装载机动力换挡变速器换挡品质研究[D]. 厦门: 厦门大学, 2013.
- [3] 张琪. 基于 AMESim 的装载机变速箱换挡性能研究[D]. 长春: 吉林大学, 2012.
- [4] TROIN P E, GOSTOMSKI V G. Application considerations with the cummins sundstrand DMT-25 hydromechanical transmission[R]. SAE Technical Paper, 1975.
- [5] 贾粮棉. 小松 WA 系列装载机变速箱液压系统分析[J]. 石家庄铁道学院学报, 2003(2): 58-60.
- [6] 魏星. 816G 变速箱动力换挡冲击仿真与试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2019.
- [7] 孙显龙. 装载机液力变速器电液控制系统研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.
- [8] KIM D H, HAHN J O, SHIN B K, et al. Adaptive compensation control of vehicle automatic transmissions for smooth shift transients based on intelligent supervisor[J]. KSME international journal, 2001, 15: 1472-1481.
- [9] 王尔烈. 大功率 AT 换挡过程缓冲控制研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [10] 雷雨龙, 刘科, 付尧, 等. 基于理想换挡过程的换挡品质评价模型[J]. 吉林大学学报(工学版), 2015, 45(2): 358-363.
- [11] 杨树军, 焦晓娟, 鲍永, 等. 油液含气量对液压机械换挡性能的影响[J]. 机械工程学报, 2015, 51(14): 122-130.
- [12] 夏伟强, 蔡锦波, 任华林, 等. 双离合式自动变速器换挡控制方法的研究[J]. 科技通报, 2012, 28(5): 108-111.
- [13] 陈宁, 赵丁选, 于微波. 改善动力换挡变速箱换挡品质的研究[J]. 机床与液压, 2004(10): 29-31.
- [14] 李克诚. 汽车手动变速箱同步器换挡性能的研究[D]. 南昌: 华东交通大学, 2014.
- [15] 赵丁选, 杨楠, 陈宁. 工程车辆自动变速器换挡品质试验研究[J]. 建设机械技术与管理, 2006, 19(1): 78-81.

作者简介: 王华栋(1999-), 男, 长安大学硕士研究生, 主要研究方向为变速箱控制。

何登辉(1999-), 男, 长安大学硕士研究生, 主要研究方向为行星滚珠丝杠。

刘澳(2001-), 男, 长安大学硕士研究生, 主要研究方向为水下机器人控制。

张文泽(1999-), 男, 长安大学硕士研究生, 主要研究方向为水下机器人控制。

收稿日期: 2023-06-29

管路外表面裂纹应力强度因子研究*

周知进^{1,2}, 闻 多¹, 冷晓峰¹

(1. 广西科技大学 机械与汽车工程学院, 广西 柳州 545003; 2. 贵州理工学院 机械工程学院, 贵州 贵阳 550000)

摘 要:油气管道裂纹会降低管路的承载能力甚至会带来危险,因而研究带内压的有裂纹管道的安全性成为迫切需要解决的问题。以椭圆表面裂纹的管道为研究对象,通过对裂纹体进行有限元软件和三维裂纹分析软件联合仿真,研究裂纹体的应力云图和裂纹应力强度因子变化。研究表明:径向裂纹若增大倾斜角与深度,将增加裂纹前缘的应力集中;增加裂纹倾斜角度,Ⅰ型裂纹应力强度因子和 J 积分会小,Ⅱ型和Ⅲ型裂纹应力强度因子会增加;椭圆裂纹的深度加大会让裂纹前缘的Ⅰ型裂纹应力强度因子和 J 积分变大,但两端处值的增长速度大于尖端处;裂纹长度的增加会让裂纹尖端附近Ⅰ型裂纹应力强度因子和 J 积分增长速率大于裂纹两端处。研究结果为管道裂纹扩展与控制提供技术支撑。

关键词:管路 表面裂纹 应力强度因子

中图分类号:TE832

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0036-06

Research on stress intensity factors of external surface cracks of pipeline

ZHOU Zhijin, WEN Duo, LENG Xiaofeng

Abstract:Cracks in oil and gas pipelines will reduce the load carrying capacity of the pipelines, and even bring dangers. Therefore, studying the safety of cracked pipelines with internal pressure has become an urgent issue. Taking the hemispherical pipeline with surface cracks as the research object, the change of von-Mises and stress intensity factor of the crack body are studied by the joint simulation of FEA software and three-dimensional crack analysis software. The results show that if the tilt angle and depth of the radial crack increase, the stress concentration of the leading edge of the crack will increase. With the increase of crack inclination angle, the stress intensity factor of type I crack and the J integral will decrease, while the stress intensity factor of type II and III cracks will increase. Increasing the depth of elliptical crack will increase the stress intensity factor of type I crack and the J integral at the crack front, but the growth rate of the values at both ends is faster than that at the tip. With the increase of crack length, the stress intensity factor of type I crack and the J integral growth rate near the crack tip are larger than those at both ends of the crack. The research results can provide technical support for pipeline crack growth and control.

Keywords: pipeline, surface cracks, stress intensity factor

0 引言

油气管路是用来输送天然气、石油等重要能源资源,故在我国工业体系中有很重要的地位。由于使用环境恶劣,在安装和使用的过程中会有划伤^[1-2]。管路在输送流体时,流体压力会给管路的内壁带来压力,裂纹尖端往往会产生很大的应力集中而让裂纹扩展^[3],非贯穿裂纹逐渐变成贯穿裂纹,进而导致泄露故障,造成经济和安全方面的损

失^[4]。对管路应力强度因子的研究是分析裂纹体寿命的关键,这有助于我们及时对管路进行更好的安全管理^[5]。管线钢断裂一般均为延性断裂,一旦达到裂纹扩展的门槛值,则裂纹的扩展很难停下来,直至管路断裂^[6]。孙伟栋^[7]使用 ABAQUS 软件得到了裂纹尖端应力随裂纹长度、深度、角度变化的规律。邓斯尧^[8]使用 ANSYS 做分析得到了管路的三种不同裂纹的应力强度因子和 J 积分。崔巍等^[9]人用 VCCT 的方法计算了裂纹尖端的能量释放率和尖

端张开位移。目前对于油气管道裂纹应力强度因子随裂纹形状大小与角度变化的研究成果较少。鉴于此,从不同角度、长度、深度对初始裂纹的前缘应力强度因子变化规律以及裂纹尖端的受力情况进行研究。

1 裂纹应力强度因子基础理论

工程结构中三种失效模式中,断裂是危害最大的一种,由于工程实践的需要,断裂力学这门学科由此诞生^[10]。在工程中,我们往往根据裂纹的受力特点,将裂纹分为三类(图1)。

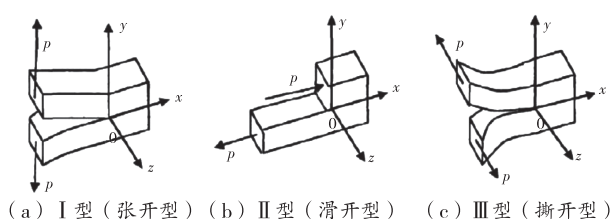


图1 三种不同力学特征的裂纹类型

假设裂纹体为线弹性材料,则裂纹尖端附近的应力场为

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} F_{ij}(\theta) \quad (1)$$

其中, K 代表应力强度因子, K 不依赖于极坐标 r 和 θ ,应力强度因子与构件几何形状、应力作用大小和方式有关,它的存在可以衡量整个裂纹尖端附件的应力场中各点的大小。对于图1中的三种不同类型的裂纹,应力强度因子分别为 K_1 、 K_2 、 K_3 。

J 积分由RICE在1968年提出,随着理论体系的完善,再加上又容易被实验测定, J 积分被广泛的应用于裂纹计算中。 J 积分在能够准确的描述裂纹尖端区域的应力应变场,其定义如下^[11]:

$$J = \int_{\Gamma} \left(\omega dy - \vec{T} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} ds \right) \quad (2)$$

式中: ω 是回路上任一点的应变能密度; $\vec{T}$ 是回路上任一点的积分矢量; Γ 是任意围绕裂纹尖端的逆时针回路。

J 积分的局限在于仅限于单裂纹问题, M 积分法在处理多裂纹问题中有着很大优势。 M 积分法的物理意义为缺陷自相似膨胀期间的势能变化。其定

义为:

$$M = \oint_{\Gamma_1} (W x_i n_i - T_K u_{k,i} x_i) ds \quad (3)$$

式中: Γ 表示两条逆时针围绕裂尖的积分路径, W 是应变能密度因子。

本文计算三种不同类型裂纹的应力强度因子是通过 M 积分法来计算得到的^[12]。

$$K_1^{(1)} = \frac{E}{2(1-V^2)} M^{(1,2a)}$$

$$K_2^{(1)} = \frac{E}{2(1-V^2)} M^{(1,2b)}$$

$$K_3^{(1)} = \frac{E}{2(1-V^2)} M^{(1,2c)}$$

式中: E 为材料弹性模量, V 为材料泊松比。

T 应力又被称作裂纹尖端第二项非奇异项,当裂纹周边处于低约束的情况时, T 应力的正负值可以影响材料的断裂韧性^[13],也能改变裂纹起始扩展角的大小。

2 裂纹体三维模型建立和仿真分析

2.1 管路的基本参数

管路的基本参数:壁厚为70 mm,长度为1500 mm。管材选用结构钢为材料,弹性模量 E 为 2.1×10^5 MPa,泊松比设为0.3。

2.2 无裂纹管路的有限元仿真

将三维模型导入到ABAQUS软件中,赋予材料属性。网格单元设置为C3D8R六面体单元,网格单元大小为26,创建静力分析,内壁施加21 MPa的压强,两个端面设置完全固定支撑。

提交分析后,得到的应力云图如图2所示。可以看出,管路的外表面和内表面的应力分布都比较均匀,靠近两端支撑的内外表面应力都相对较小,在稍远离两端的内外表面应力分布几乎一致。外表面的应力值在45 MPa左右。

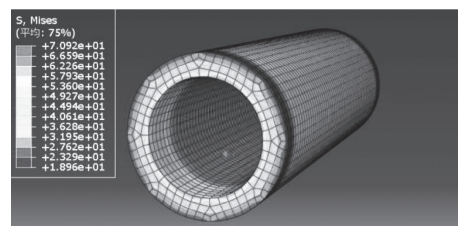
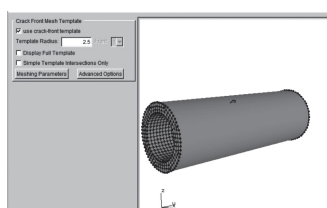


图2 管路的应力云图

2.3 三维初始裂纹的引入和网格划分

在 ABAQUS 中提交的应力和网格数据以 inp 的文件的形式导入到三维裂纹扩展分析软件中,并保留带有应力边界条件面的网格,在图 3(a)所示的位置中插入裂纹,并将单元环半径设置为 2.5 mm(作为一个通用的经验法则,通常来说裂纹求解在有限元中要获得精确的结果,单元的尺寸要十倍小于要划分的网格的特征尺寸)。



(a) 裂纹插入位置和裂纹前缘单元环半径的设置

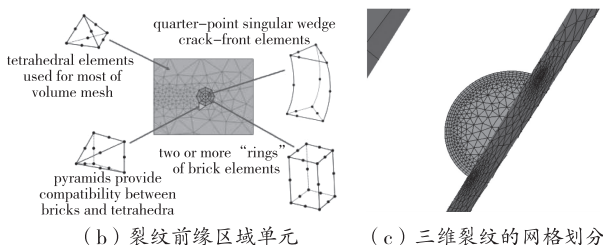


图 3 网格划分

如图 3(b)所示,在划分体网格时会在模板内部围绕裂纹前缘生成规则的三圈单元环。其中,最内侧是 1/4 节点的楔形单元,外面两圈或多圈是二阶的六面体单元环,过度区域采用金字塔型单元,远离裂纹尖端区域的地方采用正常尺寸的单元。生成的三维裂纹网格划分如图 3(c)所示。

3 外表面裂纹角度对应力强度因子的影响

通过对裂纹的旋转来实现倾斜角的改变,选用图 3 中的裂纹。本章节定义裂纹和管路表面的夹角为 θ ,分别取 90° 、 75° 、 60° 、 45° 。由于裂纹两端附近往往是整个裂纹前缘中受力最大的,选取裂纹两端附近的应力做研究,裂纹两端的应力云图如图 4 所示,其周围区域呈阶梯状下降。随着倾斜角度的增加应力集中更大,但是到 θ 为 60° 之后裂纹两端的受力开始减小。

如图 5 所示是 $\theta = 90^\circ$ 的裂纹得到的前缘的 K_I 值, X 轴代表裂纹前缘两端点之间归一化的值。裂

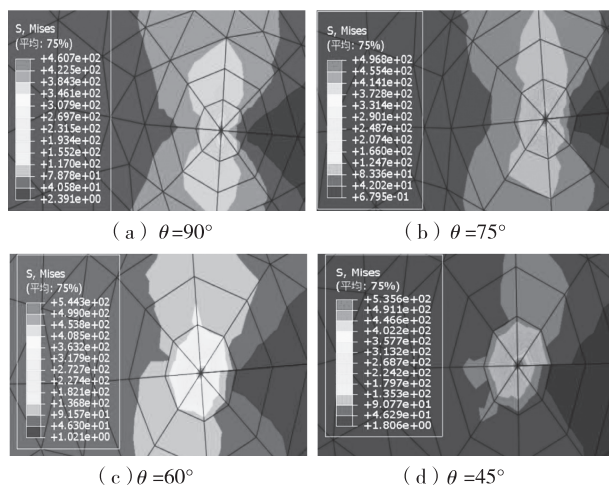


图 4 裂纹插入不同角度的裂纹尖端应力云图

纹的 K_I 值在两端值最大,越到尖端越小。在液压直管中,径向直裂纹所受的剪应力很小,所对应的 K_2 和 K_3 可以忽略不计,所以在直裂纹中,前缘的 J 积分的变化趋势和 K_I 相同。

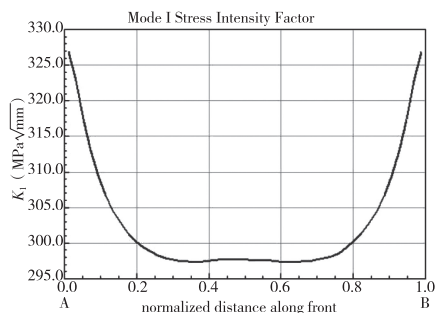


图 5 $\theta = 90^\circ$ 时裂纹前缘的 K_I 值

在直管中的直裂纹,可以近似看成单纯的 I 型裂纹问题。但裂纹会随着插入角度的变化使得三种应力强度因子都发生变化,液压直管中的斜裂纹必须看成是三种裂纹的混合问题。

根据表 1 的数据,裂纹前缘 K_I 会随着倾斜角度的增加而减小,且下降速率变快。 $\theta = 75^\circ$ 的 K_I 如图 6(a) 所示,斜裂纹从两端到内部的一小段距离先上升,然后到中点之前下降,同时随着裂纹倾斜角的增大,这种上升趋势会越来越明显,前缘的应力强度因子分布越来越像一个 M 形。随着倾斜角的增加,裂纹两端的 K_I 值下降速度大于尖端处,到 $\theta = 60^\circ$ 时裂纹尖端处的值更大。

K_2 和 K_3 最大值和最小值的绝对值都随着裂纹

的倾斜角的增加而增加。所有斜裂纹前缘 K_2 的值两侧对称分布,呈现处“两边大中间小的”趋势,尖端处的 K_2 值大约是两端处的负 2 倍,裂纹 2 前缘的 K_2 值如图 6(b) 所示。所有斜裂纹前尖端处 K_3 的值为 0, A 端到 B 端都呈比较平滑的上升趋势,裂纹两侧 K_3 值是相反数,裂纹 2 的 K_3 值如图 6(c) 所示。

前缘 J 积分随倾斜角增大而减小。但由于 K_2 和 K_3 的值也比较大,所以 J 积分的变化趋势和 K_1 稍有不同,裂纹 2 的 J 积分如图 6(d) 所示。

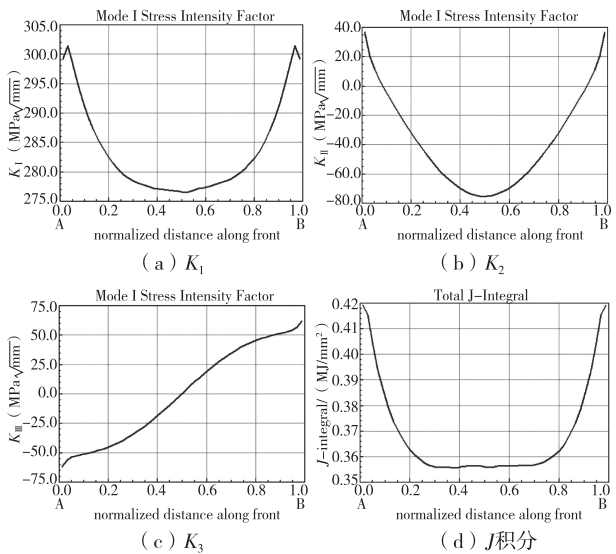


图 6 $\theta = 75^\circ$ 裂纹的应力强度因子

与 J 积分相反的是 T 应力的值随倾斜角度线性增加。在倾斜角较小时,前缘所有节点的 T 应力的值都为负数,为倾斜角为 50° 时所有 T 应力的值增长到正数。

表 1 四个不同角度的裂纹参数值

裂纹参数	90°	75°	60°	45°
$K_1 \text{ max}/(\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	327	301	244	175
$K_1 \text{ min}/(\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	297.5	276	223	132
$K_2 \text{ max}/(\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	0.14	38	66	71
$K_2 \text{ min}/(\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	-0.23	-77	-128	-142
$K_3 \text{ max}/(\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	0.24	62	102	113
$K_3 \text{ min}/(\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	-0.13	-62	-102	-113
$J\text{-integral max}/(\text{MJ}/\text{mm}^2)$	0.462	0.42	0.326	0.204
$J\text{-integral min}/(\text{MJ}/\text{mm}^2)$	0.383	0.356	0.283	0.192
$T\text{-stress max}/\text{MPa}$	-18	-13.5	10	35
$T\text{-stress min}/\text{MPa}$	-35.8	-27.3	-7.5	4

4 外表面裂纹深度对应力强度因子的影响

如表 2 所示,裂纹 $a = 25 \text{ mm}$ 时, b 分别取 15 mm、20 mm、25 mm、30 mm、35 mm, $b = 25 \text{ mm}$ 时的应力云图见图 3(a),其余插入的四个裂纹两端的应力云图如图 7 所示。从图中可以看出,其应力随着深度的增加而变大。

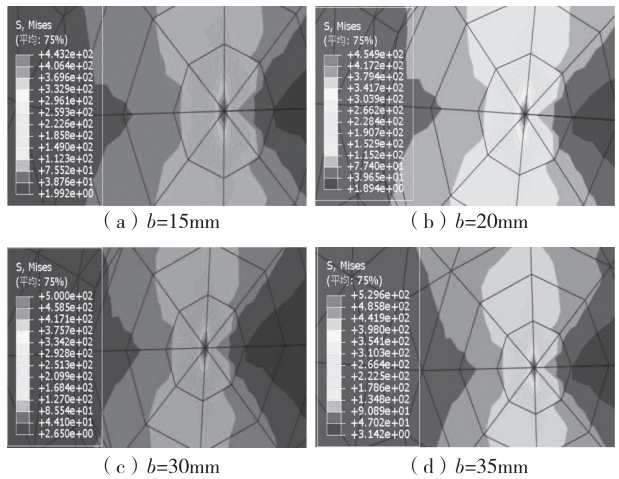


图 7 不同深度裂纹尖端应力云图

观察表 2 中 K_1 最大值随裂纹深度的变化,可以看出其变化趋势还是相对线性。 b 值每增加 5 mm,裂纹两端的最大 K_1 值增加 $30 \text{ MPa} \sqrt{\text{mm}}$ 左右,但尖端处的 K_1 值基本维持在 $280 \text{ MPa} \sqrt{\text{mm}}$ 附近,随着深度的增加, K_1 的分布从“两头小中间大”变成了“两头大中间小”。

J 积分随着 b 值的增加而增加,且随深度的变化速率和前缘的分布规律与 K_1 一样。 T 应力的值随着裂纹深度 b 的增加而线性减小。

表 2 不同深度的裂纹的应力强度因子

应力强度因子	裂纹的 b 值/mm				
	15	20	25	30	35
$K_1 \text{ max}/(\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	275	290	327	358	380
$K_1 \text{ min}/(\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	230	271.8	297.5	300	294
$J\text{-integral max}/(\text{MJ}/\text{mm}^2)$	0.330	0.364	0.462	0.55	0.625
$J\text{-integral min}/(\text{MJ}/\text{mm}^2)$	0.226	0.322	0.383	0.386	0.376
$T\text{-stress max}/\text{MPa}$	-13	-15.3	-18	-20	-22.5
$T\text{-stress min}/\text{MPa}$	-28	-31	-35.8	-38.1	-43.5

5 外表面裂纹长度对应力强度因子的影响

表3所示的裂纹 b 值都为25 mm, a 值分别取15 mm、20 mm、25 mm、30 mm、35 mm, $a=25$ mm时的应力云图见图3(a),其余插入的四个裂纹两端的应力云图如图8所示。可以发现裂纹两端的应力并不一定随着裂纹长度的增加而增加,且随长度增加的变化幅值也很小,这是由于裂纹长度的改变在本案例中边界条件不会影响太多裂纹的受力^[13]。

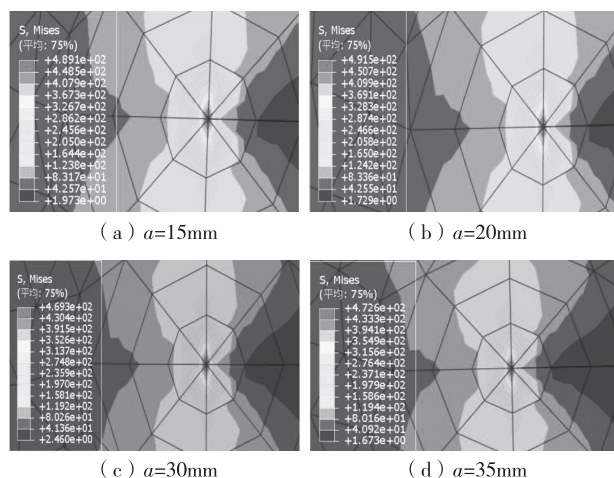


图8 不同长度的裂纹尖端应力

如表3所示, K_I 的值随长度增大而变大。在裂纹长度半径 a 小于30 mm时, K_I 的最大值都在两端处。但两端 K_I 的值随长度增加的速率很缓慢,尖端的 K_I 增加速率则较大,到裂纹长度稍长时,尖端处的 K_I 值就变成了前缘最大。 J 积分和 T 应力变化趋势同 K_I 。

表3 不同长度裂纹的应力强度因子

应力强度因子	裂纹 a 值/mm				
	15	20	25	30	35
$K_I \max / (\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	271	312.3	327	333	358
$K_I \min / (\text{MPa} \sqrt{\text{mm}})$	215	258	297.5	314.5	320.5
$J\text{-integral} \max / (\text{MJ}/\text{mm}^2)$	0.317	0.423	0.462	0.479	0.555
$J\text{-integral} \min / (\text{MJ}/\text{mm}^2)$	0.201	0.286	0.383	0.428	0.445
$T\text{-stress} \max / \text{MPa}$	-21	-20	-18	-16	-14.5
$T\text{-stress} \min / \text{MPa}$	-35	-37	-35.8	-34	-33.7

6 结论

本文探讨不同角度、深度、长度对椭圆形外表面

裂纹的尖端应力分布和裂纹应力强度因子的影响。得出以下结果:

1) 同样形状裂纹随着倾斜角的增大,会让裂纹前缘受力增加,同时增长的还有 K_2 和 K_3 以及 T 应力,但 K_I 和 J 积分的值会大幅度减小。

2) 直裂纹插入深度的增加会增加裂纹前缘附近的应力、 K_I 、 J 积分值。 K_I 尖端处的增长率则相对两端处缓慢,随着深度的增加 K_I 分布呈现两头大中间小的趋势。 T 应力随着深度的增加而线性减小。

3) 直裂纹长度的增加不一定会让裂纹前缘的受力更大,随着长度的增加,中点处 K_I 、 J 积分和 T 应力会增加,但两端处增长相对缓慢,随着长度的增加会使其分布呈现两头小中间大的趋势。

参考文献

- [1] 闫凤飞. 含裂纹缺陷管道安全评价方法选择探讨[J]. 石油和化工设备, 2021, 24(5): 74-76.
- [2] 杨寄诚. 含环向表面裂纹管道的试验研究及安全评定[J]. 工业技术创新, 2018, 5(3): 1-5.
- [3] 申梦岭. 玻璃纤维复合材料修复油气管道表面裂纹的应用[J]. 塑料助剂, 2018(3): 49-53.
- [4] 张辉宇, 张瑞轩. 油气长输管道裂纹缺陷产生原因[J]. 无损检测, 2017, 39(7): 73-75.
- [5] 权凌霄, 何顺君, 温锐杰, 等. 飞机液压裂纹管路动力学分析及其泄漏故障诊断[J]. 机床与液压, 2022, 50(12): 159-166.
- [6] 王珂. 基于MFL与VCCT的油气管道焊缝裂纹扩展研究[D]. 大庆: 东北石油大学, 2020.
- [7] 孙伟栋. 基于ABAQUS的油气管道内部裂纹应力分析[J]. 冶金与材料, 2020, 40(4): 77-78.
- [8] 邓斯尧. 基于ANSYS的油气管道表面椭圆裂纹的断裂力学有限元分析[J]. 机械制造与自动化, 2017, 46(2): 104-105.
- [9] 崔巍, 宋日悬, 肖忠民, 等. X80油气管道焊缝双裂纹干涉效应多场耦合数值模拟方法[J]. 材料导报, 2020, 34(2): 2131-2136.
- [10] 熊国钦. 航空液压管路初始裂纹扩展特性及故障诊断研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2021.
- [11] 吴鹏飞, 杨邦成. 基于J积分的复合型疲劳裂纹扩展分析[J]. 科技和产业, 2022, 22(6): 326-333.
- [12] 麦麦提明·依比布拉. 巴西圆盘复合断裂数值模拟研究[J]. 广东水利水电, 2019(11): 16-20.

挖掘机铲斗土方动力学参数辨识方法研究*

吕 磊, 闫家铭, 徐玉兵, 宋士超

(徐州徐工挖掘机械有限公司, 江苏 徐州 221121)

摘要:为实现挖掘机的节能降耗,进行负载识别并据此进行发动机-泵-负载匹配控制是一条重要的技术途径。为此研究了一种可以对挖掘机铲斗及其土方所构成复合体的质量、质心位置和转动惯量进行辨识的方法。首先基于挖掘机工作装置构型及各执行机构液压缸压力,通过拉格朗日法构建了工作装置的动力学方程;采集挖掘机工作装置动态运行过程中的相关数据构建大的系统方程;运用牛顿迭代法求解非线性方程组,实现对参数的辨识。通过仿真生成的数据对辨识方法进行了检验,并研究了数据量及信号噪音对辨识结果的影响。

关键词:挖掘机 参数识别 非线性方程组 动力学 牛顿迭代法

中图分类号:TP249

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0041-09

Identification of dynamic parameters of an excavator's bucket with earth inside

LYU Lei, YAN Jiaming, XU Yubing, SONG Shichao

Abstract: In order to reduce the fuel consumption of excavators, a practical approach is to perform payload identification and carry out matched control of engine-pump-payload. In this paper, a method is developed to identify the dynamic parameters of the complex of the bucket and the contained earth, i. e. the payload. The to-be-identified parameters include the mass, the position of the mass center and the moment of inertia of the payload. Firstly, the dynamic equations are constructed by using the LaGrange method based on the profile of the working device and the pressure at both ends of the hydraulic cylinders. The systematic equations are constructed based on relevant data of the excavator during operation. Newton iteration method is applied to solve the nonlinear equations and realize parameter identification. Simulations are carried out to verify the identification method, and the effect of data size and data noise on the identification results are studied.

Keywords: excavator, parameter identification, nonlinear equations, dynamics, Newton iteration method

0 引言

挖掘机是工程机械的主力机种,每年都要消耗巨量的燃油。对我国而言,降低挖掘机能耗具有经济、环境和能源安全方面的重要意义。挖掘机降耗节能方面的一项主要挑战来自于其工况和负载多

变,挖掘机工作模式设定无法很好地适应这种多变的负载,发动机、液压泵和负载之间不能很好地匹配,导致能量浪费。本研究的目的是对挖掘机工作过程中负载进行辨识,为发动机-液压泵-负载匹配控制策略提供准确的输入,帮助实现三者之间良好的匹配,达到节能增效的目的。

[13] 李一凡,董世明,华文. 中心裂纹巴西圆盘压缩载荷下T应力研究[J]. 岩土力学,2016,37(11):3191-3196.

技专项(合同编号:KJZX17-014)。

作者简介:周知进(1969-),男,博士,教授,研究方向为深海矿产资源技术与设备的研究开发。

基金项目:国家自然科学基金(51479073);贵州理工学院科

收稿日期:2023-03-16

在工程机械领域,国外许多公司,如卡特、约翰迪尔等,都开展了动态称重技术的研究,但相关技术主要应用于装载机^[1-2]。液压挖掘机载荷辨识研究开始得相对要稍晚一些,直到2017年卡特彼勒公司才推出了两款带有称重系统的挖掘机,分别为F320和F323型挖掘机。在国内,这一课题研究在近些年才得到重视,陆续有多篇文章或学位论文以此为研究课题得以发表^[3-5]。

对挖掘机负载进行辨识的方法中,一条比较直观的途径是通过测量液压泵的出口压力来对载荷进行估计。一般而言,负载越大对应的泵出口处压力越大,所以泵出口压力可以反映负载的一些信息。但泵出口压力与挖机铲斗中的土方量并不是直接对应关系,还与工作装置的构型和运动相关,因而单独通过泵出口压力不能准确地辨识出铲斗内土方量。也有一些学者尝试基于视觉方式对铲斗内土石方进行测量,这种方式要求在铲斗四周布置相机,否则易被遮挡。即便如此,相机还是很难对土方内的状况进行判断,如土方的密度和压实程度等,因而难以比较精确地辨识出土方量。

另一项技术路线基于力学分析,又分为静力学分析和动力学分析。由于大多数挖掘机铲斗既通过轴又通过多连杆与斗杆相连,在不增加其他假设条件的基础上单纯基于静力学分析无法得到确切解。目前,动力学分析法是研究人员更为认可的求解途径。

1 应用说明和假设

本文所采用的辨识方法是基于挖掘机工作装置动力学建模,通过安装在挖机上一系列传感器获取必要的信息,以期对挖机每次挖取的土石方进行自动辨识。传感器主要包括安装在挖掘机工作装置三个转轴上的关节编码器以及三个液压油缸两端的压力传感器。关节编码器用于测量工作装置的构型以及运动速度。在实际应用中,也可以通过测量液压油缸的长度来获取工作装置的构型及运动速度,不过从应用便捷性及测量精度的角度看,通过光电编码器测量角度/角加速度应是更优选择。

辨识针对的场景是:挖掘机铲斗挖取一定量的土石方后,铲斗与外界脱离接触(铲斗内的土方量

不再变化,相对于铲斗也不做运动,即铲斗与土方“融为一体”),其后挖掘机的工作装置移动土方。各传感器测量搬运过程中的角度和压力信息,并将一定量的测量数据传送到挖掘机的计算单元,软件基于测量信息计算铲斗及土石方合体的质量、质心位置和转动惯量。铲斗自身的质量、质心位置和转动惯量都是定值,据此可以获得土石方的相关参数。

测量过程中,挖掘机的回转动作理论上不会对辨识产生影响,因而可以不予考虑。在实际应用过程中,如果工作装置的运动引起挖掘机整体的运动或振动,这将影响辨识结果的准确度,需避免。

2 挖掘机工作装置动力学建模

2.1 建模说明

2.1.1 各位置点和参数说明

图1为单斗液压挖掘机的侧平面图。由于转台的运动对辨识无影响,所以运动学和动力学分析都可以在纸面所处的平面内进行。图中相关点和参数的定义见表1。

表1 挖掘机结构点和参数定义表

点	定义	参数	定义
A	动臂油缸与车体连接点	m_1	动臂加斗杆油缸质量
O_1	动臂与车体连接点	m_2	斗杆、铲斗油缸及连杆复合体质量
B	动臂油缸与动臂的连接点	m_3	铲斗与土方复合体质量
G_1	动臂、斗杆油缸复合体质心	I_1	动臂、斗杆油缸复合体转动惯量
C	斗杆油缸与动臂连接点	I_2	斗杆、铲斗油缸及连杆复合体转动惯量
D	斗杆油缸与斗杆的连接点	I_3	铲斗与土方复合体转动惯量
O_2	动臂与斗杆连接点	L_1	$O_1 O_2$ 之间的长度
E	铲斗油缸与斗杆连接点	L_2	$O_2 O_3$ 之间的长度
G_2	斗杆、铲斗油缸、连杆复合体质心	r_1	$O_1 G_1$ 之间的长度
F	铲斗油缸与连杆连接点	r_2	$O_2 G_2$ 之间的长度
H	连杆与斗杆连接点	r_3	$O_3 G_3$ 之间的长度
M	连杆与铲斗连接点	θ_1	$O_1 O_2$ 与水平线的夹角,逆时针为正
O_3	铲斗与斗杆连接点	θ_2	$O_2 O_3$ 与 $O_1 O_2$ 夹角,逆时针为正
G_3	铲斗与土方复合体质心	θ_3	$O_3 N$ 与 $O_2 O_3$ 夹角,逆时针为正
N	铲斗末端齿尖	θ_4	$\angle G_1 O_1 O_2$
		θ_5	$\angle G_2 O_2 O_3$
		θ_6	$\angle G_3 O_3 N$

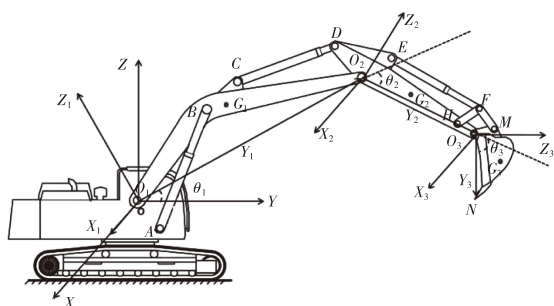


图1 液压挖掘机工作装置几何构型示意图

由于动力学分析限定在平面内,所以 I_1 、 I_2 和 I_3 定义为绕穿过 G_1 、 G_2 和 G_3 垂直于纸面的轴的转动惯量;上述参数中,待辨识的参数为 m_3 、 J_3 、 r_3 和 θ_6 , 由于每次铲运过程中土方量不再变化且与铲斗间无相对运动,因而在一次铲运过程中可认为都是定值。

2.1.2 坐标系定义

为建模方便,共定义了四个坐标系,分别以 O、I、II、III 来命名。

O 坐标系:固定的全局坐标系,坐标系原点定义在动臂与车体的铰结处, X 坐标轴垂直于执行机构所在的平面(纸面), Y 坐标轴水平向右, Z 坐标轴垂直向上。

I 坐标系:附着于动臂上的坐标系,随动臂的转动而转动。坐标系原点 O_1 与全局坐标系原点 O 相同, X_1 与 X 轴平行, Y_1 轴自 O_1 指向动臂与斗杆的铰接处 O_2 , Z_1 轴由右手法则确定。

II 坐标系:附着于斗杆上的坐标系,随斗杆的转动而转动。坐标系原点位于斗杆与动臂的铰接点 O_2 , X_2 与 X 轴平行, Y_2 轴自 O_2 指向斗杆与铲斗的铰接处 O_3 , Z_2 轴由右手法则确定。

III 坐标系:附着于铲斗上的坐标系,随铲斗的转动而转动。坐标系原点位于斗杆与铲斗的铰接点 O_3 , X_3 与 X 轴平行, Y_3 轴自 O_3 指向铲斗的斗齿尖 N 处, Z_3 轴由右手法则确定。

2.1.3 标记、符号说明

坐标系之间共有三个转换矩阵:

$${}^0_1 R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c1 & -s1 \\ 0 & s1 & c1 \end{bmatrix}$$

为坐标系 I 到坐标系 O 的转换矩阵;

$${}^1_II R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c2 & -s2 \\ 0 & s2 & c2 \end{bmatrix}$$

为坐标系 II 到坐标系 I 的转换矩阵(不考虑平移);

$${}^II_III R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c3 & -s3 \\ 0 & s3 & c3 \end{bmatrix}$$

为坐标系 III 到坐标系 II 的转换矩阵(不考虑平移)。

其中, $c1 = \cos(\theta_1)$ 、 $c2 = \cos(\theta_2)$ 、 $c3 = \cos(\theta_3)$; $s1 = \sin(\theta_1)$ 、 $s2 = \sin(\theta_2)$ 、 $s3 = \sin(\theta_3)$ 。特别说明,为简化公式书写, $c12 = \cos(\theta_1 + \theta_2)$, $s12 = \sin(\theta_1 + \theta_2)$, 在后续公式推导过程中一些表达项可以此类推。此外,一个符号变量左上角的标号(O, I, II, III)代表的是该变量在相应坐标系的表达。

2.1.4 建模的假设条件

在本文的分析中,没有考虑油缸长度变化及连杆构型变化引起的质心位置和转动惯量的变化。

动力学分析中,各转轴处的摩擦没有考虑在内。

假设动臂、斗杆和铲斗完全刚性,即三者没有弹性形变。

2.2 系统动力学方程的构建

挖掘机的工作装置可以看作为一个三自由度(不考虑转台转动)的串联多体结构。对于这类多体动力学建模,最为常见便捷的方法是拉格朗日方程法:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = \tau \quad (1)$$

其中, $L(\theta, \dot{\theta}, t)$ 是拉格朗日数,

$$L = K - P \quad (2)$$

$\theta = [\theta_1; \theta_2; \theta_3]$ 为广义变量; $\dot{\theta} = [\dot{\theta}_1; \dot{\theta}_2; \dot{\theta}_3]$ 为广义速度; $\tau = [\tau_1; \tau_2; \tau_3]$ 为与广义变量相对应的广义力。

公式(2)中, K 为工作装置的总动能, P 为工作装置的总势能(以 Y 轴为零势能水平基准),即

$$K = K_1 + K_2 + K_3 \quad (3)$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3$$

其中, K_1 为动臂动能, K_2 为斗杆动能, K_3 为铲斗与土

石集合体的动能; P_1 为动臂势能, P_2 为斗杆势能, P_3 为铲斗与土石集合体的势能。

动臂动能:

$$K_1 = \frac{1}{2} m_1 {}^0\vec{v}_{G1} {}^0\vec{v}_{G1} + \frac{1}{2} {}^0\vec{w}_1 {}^0I_1 {}^0\vec{w}_1 \quad (4)$$

其中, ${}^0\vec{v}_{G1}$ 是动臂质心在全局坐标系 O 下的线速度, ${}^0\vec{w}_1$ 是动臂在坐标系 O 下的角速度。 ${}^0\vec{r}_1$ 是在坐标系 O 下从 O_1 指向动臂质心 G_1 的矢量。

$$\begin{aligned} {}^0\vec{w}_1 &= \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ {}^I\vec{r}_1 &= \begin{bmatrix} 0 \\ r_1 * c4 \\ r_1 * s4 \end{bmatrix} \\ {}^0\vec{r}_1 &= {}^0R^I \vec{r}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ r_1 * c14 \\ r_1 * s14 \end{bmatrix} \\ {}^0\vec{v}_{G1} &= \frac{d {}^0\vec{r}_1}{dt} = \begin{bmatrix} 0 \\ -r_1 * s14 \\ r_1 * c14 \end{bmatrix} \dot{\theta}_1 \end{aligned} \quad (5)$$

将式(5) 带入式(4), 可得动臂动能:

$$K_1 = \frac{1}{2} m_1 r_1^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2 \quad (6)$$

动臂重力势能:

$$P_1 = m_1 g * r_1 * s14 \quad (7)$$

其中, g 为重力加速度。

斗杆动能:

$$K_2 = \frac{1}{2} m_2 {}^0\vec{v}_{G2} {}^0\vec{v}_{G2} + \frac{1}{2} {}^0\vec{w}_2 {}^0I_2 {}^0\vec{w}_2 \quad (8)$$

其中,

$$\begin{aligned} {}^0\vec{w}_2 &= \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ {}^0\vec{r}_{OG2} &= {}^0\vec{L}_1 + {}^0\vec{r}_2 = {}^0\vec{L}_1 + {}^0R'' \vec{r}_2 \\ &= \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 c1 + r_2 c125 \\ L_1 s1 + r_2 s125 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} {}^0\vec{v}_{G2} &= \frac{d {}^0\vec{r}_{OG2}}{dt} \\ &= \begin{bmatrix} 0 \\ -L_1 s1 \dot{\theta}_1 - r_2 s125(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \\ L_1 c1 \dot{\theta}_1 + r_2 c125(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

将式(9) 带入式(8) 可得

$$\begin{aligned} K_2 &= \frac{1}{2} m_2 L_1^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 r_2^2 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 + \\ & m_2 L_1 r_2 c25 \dot{\theta}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) + \frac{1}{2} I_2 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 \end{aligned} \quad (10)$$

斗杆重力势能:

$$P_2 = m_2 g (L_1 s1 + r_2 s125) \quad (11)$$

铲斗动能:

$$K_3 = \frac{1}{2} m_3 {}^0\vec{v}_{G3} {}^0\vec{v}_{G3} + \frac{1}{2} {}^0\vec{w}_3 {}^0I_3 {}^0\vec{w}_3 \quad (12)$$

其中,

$$\begin{aligned} {}^0\vec{w}_3 &= \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ {}^0\vec{v}_{G3} &= \frac{d {}^0\vec{r}_{OG3}}{dt} \end{aligned}$$

而,

$$\begin{aligned} {}^0\vec{r}_{OG3} &= {}^0\vec{L}_1 + {}^0\vec{L}_2 + {}^0\vec{r}_3 \\ &= \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 c1 + L_2 c12 + r_3 c1236 \\ L_1 s1 + L_2 s12 + r_3 s1236 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

对上式求微分可得:

$$\begin{aligned} {}^0\vec{v}_{G3} &= \frac{d {}^0\vec{r}_{OG3}}{dt} \\ &= \begin{bmatrix} 0 \\ -(L_1 s1 \dot{\theta}_1 + L_2 s12(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) + r_3 s1236(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)) \\ L_1 c1 \dot{\theta}_1 + L_2 c12(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) + r_3 c1236(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (13)$$

将式(13) 带入式(12),

$$\begin{aligned} K_3 &= \frac{1}{2} m_3 [L_1^2 \dot{\theta}_1^2 + L_2^2 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 \\ & + r_3^2 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)^2 + 2L_1 L_2 c2 \dot{\theta}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \end{aligned}$$

$$+ 2L_1r_3c236\dot{\theta}_1(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) + 2L_2r_3c36(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) + \frac{1}{2}I_3(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)^2 \quad (14)$$

铲斗势能:

$$P_3 = m_3g(L_1s1 + L_2s12 + r_3s1236) \quad (15)$$

将式(6)、(7)、(10)、(11)、(14)、(15) 带入式(2) 可得:

$$L = \frac{1}{2}m_1r_1^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}m_2L_1^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}m_2r_2^2(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 + m_2L_1r_2c25\dot{\theta}_1(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) + \frac{1}{2}m_3[L_1^2\dot{\theta}_1^2 + L_2^2(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 + r_3^2(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)^2 + 2L_1L_2c2\dot{\theta}_1(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) + 2L_1r_3c236\dot{\theta}_1(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) + 2L_2r_3c36(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)] + \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}I_2(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 + \frac{1}{2}I_3(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)^2 - m_1gr_1s14 - m_2g(L_1s1 + r_2s125) - m_3g(L_1s1 + L_2s12 + r_3s1236) \quad (16)$$

挖掘机工作装置共有 3 个自由度,所以可以构建 3 个方程。将式(16) 带入系统动力学方程式(1)

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_1} = \tau_1$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_2}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_2} = \tau_2$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_3}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_3} = \tau_3$$

可得,

$$m_1r_1^2\ddot{\theta}_1 + m_2r_2^2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + m_2L_1^2\ddot{\theta}_1 - m_2L_1r_2s25(2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2)\dot{\theta}_2 + m_2L_1r_2c25(2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + m_3L_1^2\ddot{\theta}_1 + m_3L_2^2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + m_3r_3^2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) - m_3L_1L_2s2(2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2)\dot{\theta}_2 + m_3L_1L_2c2(2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) - m_3L_1r_3s236(2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3)(\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) + m_3L_1r_3c236(2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) - m_3L_2r_3s36(2\ddot{\theta}_1 + 2\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3)\dot{\theta}_3 + m_3L_2r_3c36(2\ddot{\theta}_1 + 2\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + {}^0I_1\ddot{\theta}_1 + {}^0I_2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + {}^0I_3(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_1gr_1c14 +$$

$$m_2g(L_1c1 + r_2c125) + m_3g(L_1c1 + L_2c12 + r_3c1236) = \tau_1$$

$$m_2r_2^2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) - m_2L_1r_2s25\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + m_2L_1r_2c25\ddot{\theta}_1 + m_3L_2^2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + m_3r_3^2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) - m_3L_1L_2s2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + m_3L_1L_2c2\ddot{\theta}_1 - m_3L_1r_3s236\dot{\theta}_1(\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) + m_3L_1r_3c236\ddot{\theta}_1 - m_3L_2r_3s36(2\ddot{\theta}_1 + 2\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3)\dot{\theta}_3 + m_3L_2r_3c36(2\ddot{\theta}_1 + 2\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_2L_1r_2s25(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)\dot{\theta}_1 + m_3L_1L_2s2(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)\dot{\theta}_1 + m_3L_1r_3s236(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)\dot{\theta}_1 + {}^0I_2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + {}^0I_3(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_2gr_2c125 + m_3g(L_2c12 + r_3c1236) = \tau_2$$

$$m_3r_3^2(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) - m_3L_1r_3s236\dot{\theta}_1(\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) + m_3L_1r_3c236\ddot{\theta}_1 + m_3L_2r_3c36(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) - m_3L_2r_3s36(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)\dot{\theta}_3 + m_3L_1r_3s236(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)\dot{\theta}_1 + m_3L_2r_3s36(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) + {}^0I_3(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) + m_3gr_3c1236 = \tau_3 \quad (17)$$

式(17)3 个方程右侧的 τ_1 、 τ_2 和 τ_3 是 3 个液压油缸的净力对各自转轴所产生的力矩,逆时针方向为正。

$$\begin{aligned} \tau_1 &= f_1 * h_1(\theta_1) \\ \tau_2 &= f_2 * h_2(\theta_2) \\ \tau_3 &= f_3 * h_3(\theta_3) \end{aligned} \quad (18)$$

其中, f_1 、 f_2 和 f_3 分别为 3 个液压油缸两端压力相抵消后产生的净力; $h_1(\theta_1)$ 、 $h_2(\theta_2)$ 和 $h_3(\theta_3)$ 分别为 3 个净力相对于 3 个转轴的力臂,由以下三式给出:

$$\begin{aligned} h_1(\theta_1) &= OA * \sin(\angle OAB) \\ &= \frac{OA * OB * \sin(\angle AOB)}{\sqrt{OA^2 + OB^2 - 2 * OA * OB * \cos(\angle AOB)}} \end{aligned} \quad (19)$$

其中, $\angle AOB = \angle AOY + \theta_1 + \angle BOO_2$, $\angle AOY$ 和 $\angle BOO_2$ 都为结构角(固定值), θ_1 测量获取。

$$\begin{aligned} h_2(\theta_2) &= CO_2 * \sin(\angle DCO_2) \\ &= \frac{CO_2 * DO_2 * \sin(\angle CO_2D)}{CD} \end{aligned} \quad (20)$$

其中,

$$\begin{aligned} CD &= \sqrt{CO_2^2 + DO_2^2 - 2CO_2 * DO_2 * \cos(\angle CO_2D)}, \\ \angle CO_2D &= \pi - \theta_2 - \angle DO_2O_3 - \angle CO_2, \angle DO_2O_3, \\ \angle CO_2O, CO_2, DO_2 &\text{都为结构参数,固定值,}\theta_2 \text{由测量} \end{aligned}$$

获取。

由于连杆机构的存在, h_3 的计算稍显复杂, 计算如下:

$$h_3(\theta_3) = EO_3 * \sin(\angle FEO_3) \quad (21)$$

其中,

$$\angle FEO_3 = \cos^{-1} \frac{EF^2 + EO_3^2 - FO_3^2}{2 * EF * EO_3}$$

$$FO_3^2 = FH^2 + HO_3^2 - 2 * FH * HO_3 * \cos(\angle FHO_3),$$

$$EF^2 = EH^2 + FH^2 - 2 * EH * FH * \cos(\angle EHF),$$

$$\angle EHF = \angle EHO_3 - \angle FHO_3,$$

$$\angle FHO_3 = \angle FHM + \angle MHO_3 = \cos^{-1} \left(\frac{HM^2 + FH^2 - FM^2}{2 * FH * HM} \right)$$

$$+ \cos^{-1} \left(\frac{HM^2 + HO_3^2 - MO_3^2}{2 * HM * HO_3} \right)$$

$$HM = \sqrt{HO_3^2 + MO_3^2 - 2 * HO_3 * MO_3 * \cos(\angle HO_3M)},$$

$$\angle HO_3M = \pi - \angle HO_3O_2 - \angle MO_3N - \theta_3$$

在上述 h_3 计算过程中, $\angle HO_3O_2$ 、 $\angle MO_3N$ 、 $\angle EHO_3$ 、 HO_3 、 MO_3 、 FH 、 FM 、 EH 、 EO_3 都为机构参数, 固定值, θ_3 为测量值。

式(17) 没有整理成常见的多体动力学方程的标准形式, 其原因在于所构建的动力学方程是用于参数辨识, 而不是通过求解动力学方程来获取系统的动力学演化过程。

2.3 非线性方程组求解法: 牛顿迭代法

式(17) 是关于待辨识参数 m_3 、 r_3 、 θ_6 和 I_3 的非线性方程组, 本文采用牛顿迭代法予以求解。令,

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_1} - \tau_1 \\ F_2 &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_2} - \tau_2 \\ F_3 &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_3} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_3} - \tau_3 \end{aligned} \quad (22)$$

可以将式(18) 带入式(22) 中获得完整的表达式。

构建如下雅克比矩阵:

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial m_3} & \frac{\partial F_1}{\partial r_3} & \frac{\partial F_1}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_1}{\partial I_3} \\ \frac{\partial F_2}{\partial m_3} & \frac{\partial F_2}{\partial r_3} & \frac{\partial F_2}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_2}{\partial I_3} \\ \frac{\partial F_3}{\partial m_3} & \frac{\partial F_3}{\partial r_3} & \frac{\partial F_3}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_3}{\partial I_3} \end{bmatrix} \quad (23)$$

方程组(18) 包含有 3 个方程, 但待辨识参数有 4 个, 所以需通过多次测量以提高辨识结果的准确度。对于多次测量, 增加雅克比矩阵的维度即可。需要注意的是, 辨识所用数据对应的工作装置构型之间应具有一定的差异, 以避免病态矩阵。

牛顿法迭代过程:

第 k 步,

$$\begin{aligned} J_K &= \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{1_1}}{\partial m_3} & \frac{\partial F_{1_1}}{\partial r_3} & \frac{\partial F_{1_1}}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_{1_1}}{\partial I_3} \\ \frac{\partial F_{2_1}}{\partial m_3} & \frac{\partial F_{2_1}}{\partial r_3} & \frac{\partial F_{2_1}}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_{2_1}}{\partial I_3} \\ \frac{\partial F_{3_1}}{\partial m_3} & \frac{\partial F_{3_1}}{\partial r_3} & \frac{\partial F_{3_1}}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_{3_1}}{\partial I_3} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial F_{1_n}}{\partial m_3} & \frac{\partial F_{1_n}}{\partial r_3} & \frac{\partial F_{1_n}}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_{1_n}}{\partial I_3} \\ \frac{\partial F_{2_n}}{\partial m_3} & \frac{\partial F_{2_n}}{\partial r_3} & \frac{\partial F_{2_n}}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_{2_n}}{\partial I_3} \\ \frac{\partial F_{3_n}}{\partial m_3} & \frac{\partial F_{3_n}}{\partial r_3} & \frac{\partial F_{3_n}}{\partial \theta_6} & \frac{\partial F_{3_n}}{\partial I_3} \end{bmatrix}_{m_{3k}, r_{3k}, \theta_{6k}, I_{3k}} \\ F_K &= \begin{bmatrix} F_{1_1} \\ F_{2_1} \\ F_{3_1} \\ \vdots \\ F_{1_n} \\ F_{2_n} \\ F_{3_n} \end{bmatrix}_{m_{3k}, r_{3k}, \theta_{6k}, I_{3k}} \\ \begin{bmatrix} m_3 \\ r_3 \\ \theta_6 \\ I_3 \end{bmatrix}_{K+1} &= \begin{bmatrix} m_3 \\ r_3 \\ \theta_6 \\ I_3 \end{bmatrix}_K + (J_K' * J_K)^{-1} J_K' * F_K \end{aligned} \quad (24)$$

F_1 、 F_2 和 F_3 的下标代表的是测量次序, k 代表的是牛顿迭代循环过程中的第 k 步。整个迭代过程持续进行, 直至辨识结果达到一定标准下的收敛。

3 辨识方法的仿真验证

本文在 ADAMS 中构建了一款液压挖掘机, 并

驱动工作装置中的3个执行机构,即动臂、斗杆、铲斗,协同动作,完成铲斗的内收、提升和外翻动作。在此过程中,记录下各转轴的角度、角速度、角加速度以及各油缸的净力,并带入辨识方程以计算各待辨识参数。将辨识结果与参数的真实值进行对比以检验所提出辨识方法的效果。

3.1 仿真配置

图2为生成算法验证所需数据所构建的ADAMS模型。表2给出了ADAMS模型仿真中所用参数的取值。

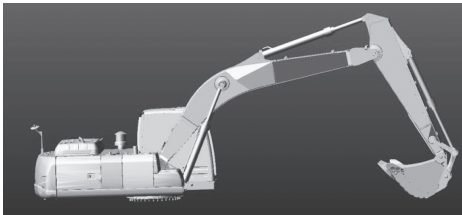


图2 用于生成验证数据的挖掘机ADAMS模型

表2 挖机模型的相关参数

参数	值	参数	值
m_1	1648.31 kg	EH	2.13 m
m_2	791.08 kg	EO_3	2.58 m
I_1	5677.00 kg · m ²	OA	0.76 m
I_2	1058.74 kg · m ²	OB	2.38 m
L_1	5.68 m	θ_4	0.193 rad
L_2	2.91 m	θ_5	0.207 rad
r_1	2.67 m	$\angle AO_1Y$	0.874 rad
r_2	0.95 m	$\angle BO_1O_2$	0.435 rad
CO_2	2.73 m	$\angle DO_2O_3$	2.743 rad
DO_2	0.85 m	$\angle CO_2O_1$	0.443 rad
HO_3	0.45 m	$\angle HO_3O_2$	0.089 rad
MO_3	0.48 m	$\angle MO_3N$	1.738 rad
FM	0.58 m	$\angle EHO_3$	2.934 rad
HF	0.60 m	g	9.8 m/s ²

该模型输出的数据包括, θ_1 、 θ_2 、 θ_3 、 $\dot{\theta}_1$ 、 $\dot{\theta}_2$ 、 $\dot{\theta}_3$ 、 $\ddot{\theta}_1$ 、 $\ddot{\theta}_2$ 、 $\ddot{\theta}_3$ 以及各油缸产生的净驱动力 f_1 、 f_2 和 f_3 。图3和图4分别为ADAMS模型生成的角度和力的轨迹。

3.2 辨识结果准确度检验

将ADAMS仿真模型生成的数据带入本文所提出的辨识方法,在同样条件下(即原样不变的情况下运行辨识程序)进行了7次重复辨识,得到的辨

识结果如表3所示。

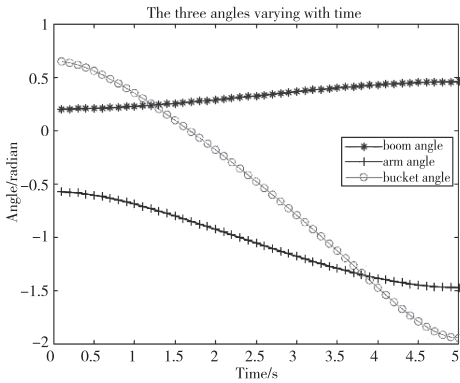


图3 动臂、斗杆和铲斗转轴的角度轨迹

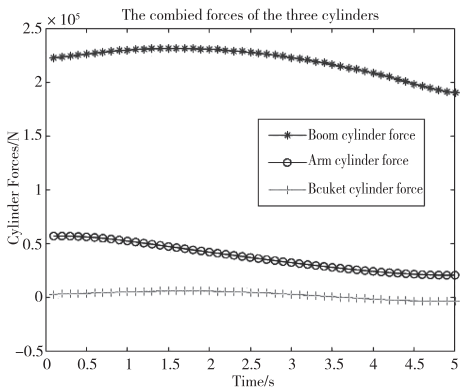


图4 动臂、斗杆和铲斗的液压油缸生成的净力

表3 辨识结果

序号	m_3/kg	r_3/m	θ_6/rad	$r_3 * \cos(\theta_6)$ $r_3 * \sin(\theta_6)$		I_3
				/m	/m	
真实值	909.55	0.6980	0.5879	0.5808	0.3871	286.31
辨识值1	909.59	0.6984	32.0016	0.5820	0.3860	324.00
辨识值2	910.3	0.6971	1012.1559	0.5895	0.3721	498.40
辨识值3	909.44	0.6986	-162.7719	0.5801	0.3892	282.95
辨识值4	909.43	0.6986	-175.3379	0.5800	0.3894	280.21
辨识值5	909.53	0.6984	47.7117	0.5812	0.3873	307.51
辨识值6	909.96	-0.6977	-524.0723	0.5860	0.3787	417.49
辨识值7	910.02	-0.6968	-637.1700	0.5854	0.3780	384.12

首先可以观察到的是铲斗复合体质量的辨识结果非常稳定,与真实值之间的偏差非常小,可以说质量的辨识结果准确无误。辨识得到的 r_3 (即铲斗转轴到铲斗复合体质心的距离),其绝对值比较稳定且基本等于真实值,但会出现负值;而 θ_6 即铲斗转轴-质心的连线与坐标系 III Y 轴的夹角(逆时针为

正)的辨识结果完全无规律可言。但 r_3 与 θ_6 结合所给出的质心位置却非常接近真实值,如表 3 中第四、五列所示。需要说明的是,构建动力学方程时,质心位置可用笛卡尔坐标也可以用极坐标来表达。本文用极坐标来表达质心位置主要是为了方程推演的方便。

转动惯量 I_3 的辨识结果波动很大,与真实值相差甚远,可以说没有什么参考价值。原因在于:所构建的动力学方程组只有 3 个方程,而未知参数有 4 个。虽然通过多次测量可以生成方程数量远大于 4 (如本文中 500 次测量对应 1500 个方程)的方程组,但为求解该非线性方程组所构建的雅可比矩阵仍然比较接近于病态矩阵;在动力学方程中,每个方程 I_3 仅出现一次,且其系数只有 3 个转轴的角加速度之和,因而方程的病态性主要体现在 I_3 上,其辨识结果非常易于受影响,波动非常大。

运行辨识程序,进行了 7 次重复辨识,得到的辨识结果如表 3 所示。

如前所述,单一次测量所对应的方程组只有 3 个方程而待辨识参数有 4 个,所以需多次测量数据来保证辨识结果的准确性。原始完整的数据为工作装置 5 秒动作时间内对应的 500 个数据点,表 4 给出了从这 500 组原始数据中在不同位置取不同量的数据对辨识结果的影响。表中最后三行数据为从 500 个原始数据点中每二个、三个、四个数据中均匀地提取一个数据构成的数据。其他行的数据为原始数据中按照第一列给出的区间连续提取的数据。

对基于连续数据辨识得到的结果,很明显数据量越多辨识结果越准确,当数据量比较小时,一方面辨识结果不准确,另一方面辨识过程中程序经常不收敛。这主要是由于连续数据量比较小的情况下,这些数据对应的工作装置构型改变量不大,所得的式(24)中的雅可比矩阵病态度很高,导致结果不收敛。在本仿真例子中,当连续数据量超过一定数据量时,如 300 个点时,辨识结果的准确度有较高的保证。对于间隔取值的情况,数据跨越了整个动作区间,所以构型差异度足够,在辨识过程中没有出现不收敛的情况。但表 4 中最后三行的数据表明,辨识结果准确度不高,可能的原因是对于连续的动力学过程数据间越紧密越能准确地代表这一过程,而过

大的数据间隔增加了动力学过程歧义的可能性。

表 4 不同数据量对辨识结果的影响

数据	m_3/kg	r_3/m	θ_6/rad	$r_3 * \cos(\theta_6)$ /m	$r_3 * \sin(\theta_6)$ /m	I_3 /($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
真实值	909.55	0.6980	0.5879	0.5808	0.3871	286.31
1-50	829.63	3.14	2128.27	-0.50	-3.10	-14400.52
1-100	906.70	0.61	-56.15	0.56	0.24	242.75
1-150	910.18	0.70	-269.57	0.57	0.40	283.41
1-200	911.29	-0.71	638.40	0.56	0.43	207.98
1-300	911.22	0.69	2438.54	0.54	0.43	112.22
1-400	910.29	-0.70	1843.56	0.59	0.37	451.38
1-500	909.26	0.70	-388.96	0.58	0.39	250.55
100-150	827.63	0.23	-280.29	0.18	-0.15	18727.62
100-200	900.86	0.78	88.27	0.74	0.24	437.30
100-250	907.74	0.72	534.60	0.62	0.36	1582.22
100-300	908.58	0.72	-370.15	0.61	0.38	1215.08
100-400	909.54	-0.70	-46.54	0.58	0.39	407.49
100-500	910.55	0.70	1521.08	0.59	0.37	539.36
200-250	899.79	0.87	188.93	0.79	0.37	11467.51
200-300	954.02	0.21	175.86	-0.21	0.01	-80585.50
200-400	910.42	0.80	5693.02	0.72	0.35	8500.07
200-500	910.87	0.70	-524.08	0.59	0.37	447.32
300-350	874.77	1.31	-696.92	1.14	0.64	34360.67
300-400	905.07	-0.83	-593.24	0.72	0.41	5343.72
300-450	913.04	0.72	484.33	0.63	0.36	1183.33
300-500	912.51	-0.71	-404.72	0.60	0.37	545.57
400-450	929.50	0.53	678.86	0.51	0.14	1416.80
400-500	921.78	0.75	490.56	0.67	0.34	1035.44
450-500	938.10	0.83	408.76	0.78	0.29	1858.53
二取一	1035.26	-0.36	17546.13	0.34	0.12	11358.90
三取一	972.28	1.67	7334.47	-0.68	1.52	-5475.52
四取一	1032.57	-0.40	7530.75	0.38	0.14	15092.73

3.3 数据噪音对辨识结果的影响

在实际应用环境中,采集的数据通常包含有一定水平的噪音,这可能影响辨识结果的准确度。由于还没有实机测试数据,所以本文采用在 ADAMS 仿真数据上增加高斯噪音的方式来生成噪音数据,并以此来检验噪音对参数辨识结果的影响。一般而言,位移/角度等信号易于直接测量,噪音水平比较低,速度信号噪音要高一些,而加速度和力信号噪音水平最高。图 5 为一组仿真验证所用的叠加了噪音信息的铲斗运动及油缸力曲线。

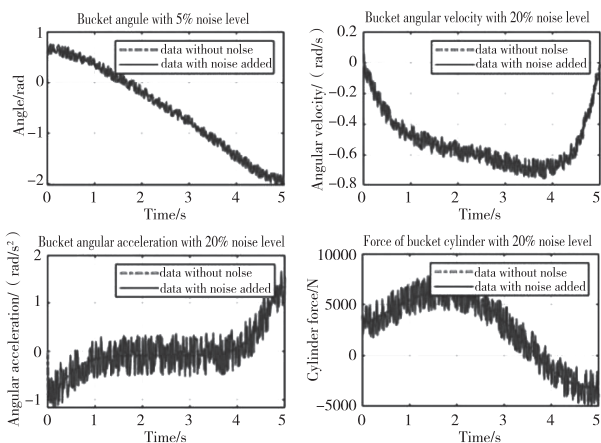


图5 叠加了噪音信号的铲斗运动及铲斗油缸力示意图

表5给出了不同噪音水平下各参数的辨识结果。在噪音水平的设置上,速度的噪音为位移或转角的两倍,而力和角加速度的噪音水平为速度的两倍。噪音的大小为无噪音信号的最大值与最小值之差乘以噪音水平再乘以0与1之间的随机数。从表5可以看出,不同的噪音水平下质量的辨识结果都很稳定,且与真实值之间的偏差很小。随着噪音的增加,位置辨识结果与真实值之间的偏差有所增加。转动惯量的辨识值仍旧很差,并且随着噪音的增加结果出现负值的可能性大为增加。

表5 不同噪音水平下各参数的辨识结果

噪音水平			辨识结果					
角度	角加	m_3/kg	r_3/m	θ_6	$r_3 * \cos(\theta_6)$	$r_3 * \sin(\theta_6)$	I_3	
	速度			/rad	/m	/m		
	/力	909.55	0.698	0.5879	0.5808	0.3871	286.31	
1%	2%	4%	909.90	0.69	377.58	0.58	0.38	276.23
2%	4%	8%	907.28	-0.70	2416.56	0.55	0.44	-369.34
5%	10%	20%	918.60	0.63	4738.04	0.54	0.31	211.33
10%	20%	40%	908.84	0.63	-1299.75	0.41	0.48	-2135.34

在本文中,参数辨识是通过式(24)方法来完成的,在矩阵的求逆中一般应用的都是最小二乘法。当噪音为白噪音时,在数据量比较大的情况下,这一方法的辨识结果可以保证比较高的准确度。

4 结论

本文研究分析了一种基于动力学建模的挖掘机铲斗及土方复合体的动力学参数辨识方法。辨识的参数包括质量、质心位置和转动惯量。通过 ADAMS 构建了一款挖掘机模型,并通过其生成仿真数据以检验辨识方法的效果。在保证一定数据量的条件下质量参数的辨识结果可以非常准确,质心位置也可以比较准确地获取,但转动惯量的辨识结果与真实值之间偏差很大。此外,数据应达到一定量,其覆盖的工作装置构型应具有一定的差异度,以降低方程的病态度并保证辨识结果的准确度。本文还检验了数据噪音对辨识结果的影响。检验结果表明,即使数据中包含有较高水平的高斯噪音,质量的辨识结果精度仍然可以得到保证,质心位置的准确度会随着噪音的增加有所降低。

参考文献

[1] 王松柏,魏洪兴,王伟.装载机动态称重系统的硬件设计与实验研究[J]. 制造业自动化,2007,29(1):29-32.
[2] 刘勤贤,吕炜,鲍卫兵. EMD 和遗传神经网络算法研究——以装载机动态称重系统为例[J]. 计算机工程与应用,2012,48(11):229-232.
[3] 王北战. 液压挖掘机工作装置负载辨识技术研究[D]. 长沙:中南大学,2010.
[4] 何经旺,刘强. 液压挖掘机动态称重系统的研究与设计[J]. 微型机与应用,2014,33(16):87-90.
[5] 许林华. 挖掘机自动称重系统研究[D]. 泉州:华侨大学,2019.

基金项目:国家重点研发计划项目(2020YFB1709905)。

作者简介:吕磊(1994-),男,硕士学历,研究方向:机电液联合仿真、多体建模。

收稿日期:2023-03-21

基于 FLUENT 的调节器壳体冲洗工艺仿真分析与优化

李 能

(中国航发贵州红林航空动力控制科技有限公司, 贵州 贵阳 550009)

摘 要:为研究航空附件壳体冲洗时出口流速不能有效测量的问题,提出了一种航空附件产品壳体流体域的出口流速的预测方法与手段,并通过预测的结果对工艺进行优化。借助 FLUENT 仿真工具,通过建立壳体的流体域模型、网格模型,运用有限元的仿真计算方法分析评价现有冲洗工艺的优劣,在仿真的计算结果上得到流体域的出口的流速、云图、流线图等数据,预测调节器壳体出口流速的大小,例如初始仿真时,出口 2、3、9 的流量很低,甚至还存在负压,流量分别为 0.0017 kg/s、0.00002 kg/s、0.02 kg/s,通过封堵等其他出口的手段,将出口 2、3、9 的流速分别提升至 78 m/s、25 m/s、423.3 m/s,极大地改善了出口流体的状况。此方法能够对制造过程中合理制定冲洗工艺提供有效的帮助。研究将为航空燃油附件壳体的工程设计以及制造过程中冲洗工艺方法的制定提供理论支撑,其他涉及需进行冲洗工艺的制造过程领域也都具有较强的借鉴意义,研究具有较强的应用推广价值。

关键词:FLUENT 冲洗工艺 仿真 有限元 预测

中图分类号:V261

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0050-06

Simulation analysis and optimization of regulator shell washing process based on FLUENT

LI Neng

Abstract: In order to study the problem that the outlet velocity cannot be measured effectively when the aero-accessory shell is washed, a method for the prediction of the outlet velocity in the fluid domain of the aero-accessory shell is proposed, and the process is optimized by the prediction results. By using the simulation tool FLUENT, the fluid domain model and mesh model of the shell are established, and the advantages and disadvantages of the existing washing process are analyzed and evaluated by using the finite element simulation method. The flow velocity, cloud chart and flow diagram of the outlet of the fluid domain are obtained from the simulation results, and the outlet velocity of the regulator shell is predicted. During the initial simulation, the flow rate of outlet 2, 3 and 9 is very low, and there is even negative pressure. The flow rate of outlet 2, 3 and 9 is 0.0017 kg/s, 0.00002 kg/s, and 0.02 kg/s, respectively. Through plugging other outlets, the flow rate of outlet 2, 3 and 9 increased to 78 m/s, 25 m/s, and 423.3 m/s, respectively, greatly improving the condition of the outlet fluid. This method has provided effective help for the washing process. The research has provided theoretical support for the engineering design of jet fuel accessory shell and the formulation of washing process in the manufacturing process, as well as reference for other manufacturing processes involving washing process.

Keywords: FLUENT, washing process, simulation, finite element, prediction

0 引言

调节器壳体是航空燃油附件的重要部件,它起着向发动机燃烧室供油并调节所供给油量的作用。调节器壳体内腔的油路复杂,油路之间相互交叉、贯通,加工后若在油路内存在清洁度隐患会对产品质量造成影响,甚至可能会危害航空发动机安全。在

交付装配之前往往需进行大流量的冲洗工作,若由于流体域内部的构造存在冲洗的盲区,会导致调节器清洁度不能够得到有效保证,则在工作时可能会对产品的性能产生不利的影响,造成安全隐患。

调节器壳体内部冲洗技术条件的制定一直是凭借经验沿用传统仿制工艺,该工艺是依据经验选取和确定进口位置,给定一定的时间、温度和压力,用

航空3号喷气燃料对油路进行冲洗,然后根据对油液的清洁度检查是否满足相应的要求来判定冲洗是否合格。这种方法一是冲洗压力等技术参数选择依据经验给定,对其合理性不能进行评价;二是油路冲洗时,调节器壳体是放在一个密闭箱体内进行冲洗,冲洗过程不能直观地观察冲洗效果,调节器内腔流体域流速分布的情况无法评价。为此有必要对调节器壳体冲洗工艺进行仿真分析,通过对冲洗时调节器出口流速的预测评价冲洗效果,进而摸清内部流体流动的情况,从而为设计以及工艺参数的选择提供支撑,进而保证产品质量。

1 仿真概述

本文的仿真是依托 FLUENT 为工具,遵循以下基本的仿真分析流程,首先是明确仿真的对象和内容,其次是模型进行前处理(前处理包含了绘制几何模型、模型的网格生成、物理模型设定及求解器设定等),再次是求解计算,最后是后处理分析等。求解计算及后处理分析的流程示意图如图1所示。

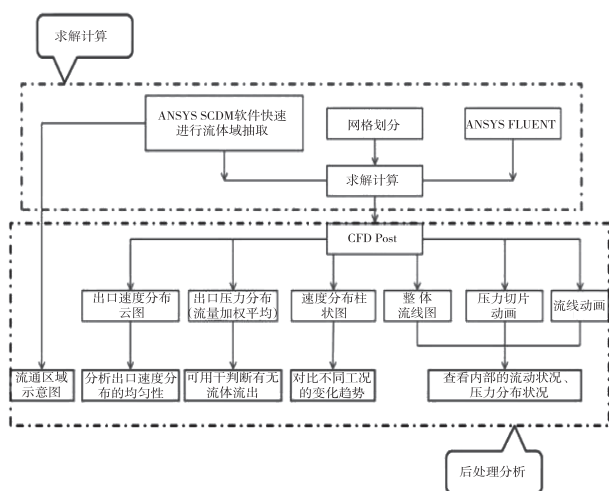


图1 求解计算及后处理分析的流程

在图1所示的冲洗仿真分析示意图中可知,后处理分析可以得到仿真分析的结果,主要是流线图、压力分布图、速度分布柱状图等,这些图形的功能和作用如下:

(1) 压力分布图:可用于判断出口是否有流体流出,如出口存在压差则必定有流体流出。

(2) 速度分布柱状图:可用于对比不同工况下,

相同位置的结果变化趋势,便于判断参数变化对结果的影响程度。

(3) 整体流线图、压力切片动画、流线动画:用于内部流动状况、压力分布状况分析,可判断流体域内部的流动死区,通过对流动死区的判定从而考虑冲洗进口的位置布置和进口的数量选择。

2 流体域模型构建

本文采用 ANSYS SCDM 软件,利用其固有的流体域抽取方法,对调节器壳体所建立的三维模型进行了流体域的抽取,得到流体域几何模型,如图2所示。从图中可以看到,调节器壳体油路较多且复杂,这些油路对航空发动机的正常工作起到非常重要的作用。

在抽出的流体域模型的基础上进一步利用 ANSYS Meshing 软件对图2所示的流体域几何模型进行网格划分。通过对网格划分得到的多个微小单元求解计算,得到整体的变化趋势,网格模型的示意图如图3所示。

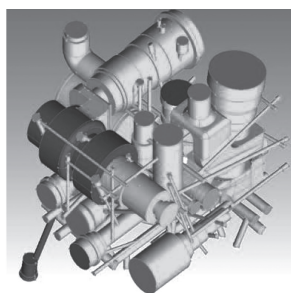


图2 流体域几何模型

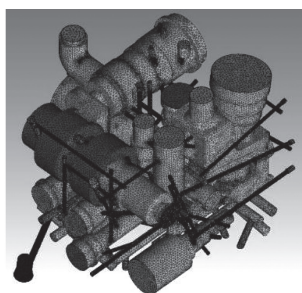


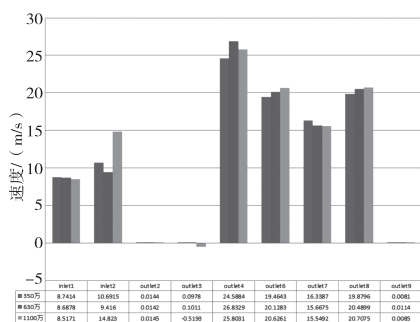
图3 网格模型展示

本网格模型分别选用1100万、630万、350万的网格进行网格无关性验证,出口流速的计算结果如图4所示。可以看出不同数量的网格对计算结果几乎没有影响,计算的结果差别不大,可忽略网格的大小对计算结果的影响,网格数量能够满足计算的需要。后续选用630万的网格数量进行计算。

从三个方向(X、Y、Z方向)分别作一个截面切片(图5),从截面切片的情况来看,网格充满了整个内部流道区域,这样可进一步认为该网格数量合适。

3 边界条件设置

边界条件的正确设置是仿真计算能够得到正确



备注:由左到右,三个连接柱体分别为 350W、630W、1100W。

图 4 不同网格数量下的出口流速

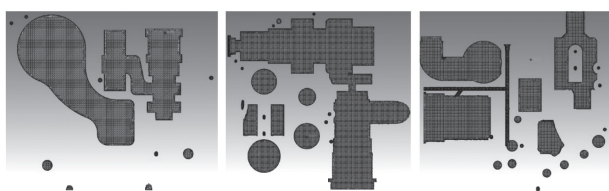


图 5 网格截面切片观察(X、Y、Z方向)

结果的前提。经过梳理,本模型共设置进口 2 个、出口 56 个。调节器壳体冲洗时进口压力为 1 MPa,各出口初始压力为 0 MPa。采用 3 号航空煤油作为流动介质,进口压力为 0.5 MPa,考虑其密度与粘度物性参数,3 号航空煤油的具体物性参数如下:

1) 密度:775 ~ 830 kg/m³,取 780 kg/m³;

2) 运动粘度:1.25 mm²/s,换算后的动力粘度:0.000975 kg · s/m²。换算为动力粘度是因为仿真分析计算时设置的参数为动力粘度。

3.1 计算模型边界条件

仿真分析计算模型选用 SST $k-\omega$ 模型,因仿真计算过程中 SST $k-\omega$ 模型中考虑到了低雷诺数、可压缩性以及剪切流扩散的影响,该模型适用于受到壁面限制的冲洗过程的仿真计算。

3.2 压力速度耦合方法边界条件

在冲洗仿真过程中,仿真计算的收敛性非常重要,仿真收敛,我们的计算结果才精确,若仿真计算发散,那么结果将不可靠。SIMPLEC 算法适合于很多问题,航空燃油附件调节器壳体的仿真求解也不例外。

3.3 空间离散化精度边界条件

当流体流动方向与仿真计算的网格方向一致时,可采用一阶迎风离散格式计算。然而当流体流

动方向与仿真计算的网格方向不一致时(即当流动斜穿过网格线时),一阶离散会增加数值离散误差(出现数值扩散)。此时使用二阶离散可以获得更好的结果。虽然一阶离散格式通常比二阶离散格式有更好的收敛性,但它常常会产生不太精确的结果。多数情况下,可以直接使用二阶格式进行计算。本文直接使用二阶格式进行计算。

4 仿真分析计算

按设定的边界条件,使用 FLUENT 进行流体域的仿真分析,给定既定的出口,出口是我们想要观察的位置。因为出口是否有流速,影响着我们对流体域流动好坏的判定。仿真后得到如图 6 所示的流体域流场的流线和压力分布图。从各个不同的角度去观察流体域的内部流线的(图 6(a)),从进口冲洗介质流入之后,由于流体域的内部存在非常复杂的变径,存在拐弯、交叉、分叉等结构,所以内部流线也变得非常复杂。由于流道的这些变化,在流体域的内部存在局部高速区域,高速区域说明流体的动能高,冲洗能力强。

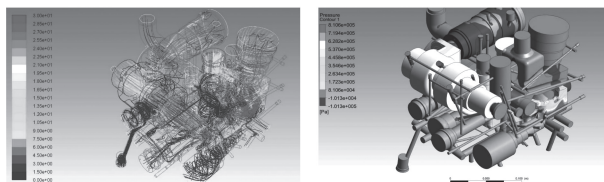


图 6 流场的流线和压力分布

冲洗的最终目的是要把杂质顺利地携带出流体域,这个过程的影响因素非常多,跟流体域的结构特征、流动特征都有直接的关系。但是从通流的角度来讲,速度越高,压力越大,流量越大,肯定对流体域的冲洗携带能力越好。

观察流体域内表面的压力(图 6(b)),管壁静压的产生来自于流体介质的冲击载荷,所以某处静压值越高,说明该处流体的冲击力也越强,针对该位置的冲洗能力强。

5 流场优化仿真研究

观察我们设定的出口的流速情况,从仿真计算的结果发现,出口 2、3、9 存在冲洗能力不足的问题

(相关位置示意图参考图7,用O2、O3、O9标识出)。

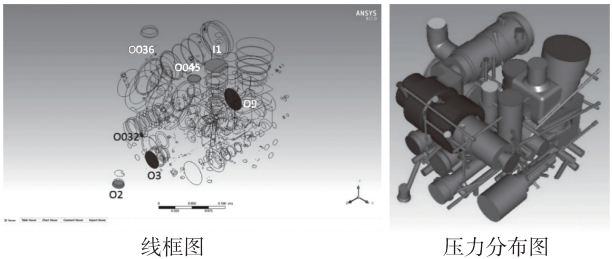


图7 出口2,3,9位置示意图

为了改善上述三个位置的通流特性,结合工程实际冲洗的状况,可以尝试考虑采用以下3个方面进行优化:1)增大冲洗进口压力;2)封堵流量较大的出口;3)寻找新的冲洗进口。

5.1 增大冲洗进口压力

将冲洗进口的压力增至原来压力的10倍后进行了仿真计算,结果如图8所示。

Mass Flow Rate	(kg/s)
outlet2	-0.0016901689
outlet3	1.9343873e-05
outlet4	0.0095843204
outlet6	-1.4668644
outlet7	-2.7700082
outlet8	-1.6377909
outlet9	0.019862398
outlet	-15.668403
inlet1	21.270383
inlet2	0.24491809
Net	1.0876999e-05

图8 压力增至10倍的流量计算结果

从图8可以看到,将冲洗介质压力增至10倍之后,出口2、3、9的流量仍然很低,说明增加冲洗压力对改善出口2、3、9的冲洗性能无益。为了进一步评估流体域的冲洗特性,我们尝试从流量分配的角度进行调整。首先计算出该模型在所有出口的流量数据,然后尝试封堵流量最大的几个出口,通过封堵相应的出口来观察出口2、3、9的冲洗特性是否有所改善。

5.2 封堵流量较大的出口

通过梳理,结合实际情况,我们分解出该流体域共计56个出口,在计算结束之后,分别采集各个出口的速度进行对比分析,计算结果如图9所示。

从计算结果可知:

1)出口6、7、8的流速都比较高(图9中的outlet6、outlet7、outlet8),冲洗性能有保障,出口2、3、4、9则反之,流速较低(图9中的outlet2、outlet3、out-

let4、outlet9)。

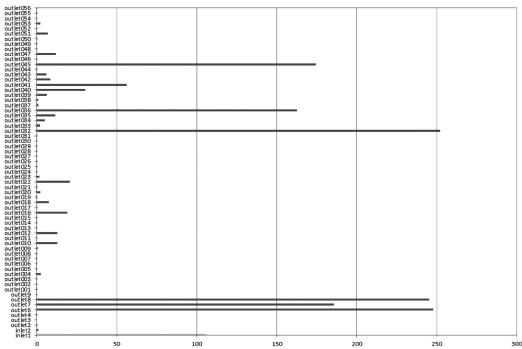


图9 其余出口的速度统计(m/s)

2)出口32、36、45的速度比较高(图9中的outlet32、outlet36、outlet45),说明出口32、36、45分流了部分流体介质,出口32、36、45的位置见图7。

对出口32、36、45进行封堵,采用与封堵之前完全相同的计算输入条件,结果如图10所示。从计算结果发现:封堵出口32、36、45之后,由于流体域流场结构发生了明显变化,各个出口位置的流速都发生了一定程度的改变,但是出口2、3、9的流率和速度仍然很低,说明封堵原流量最大的32、36、45出口,对出口2、3、9的冲洗特性没有改善。

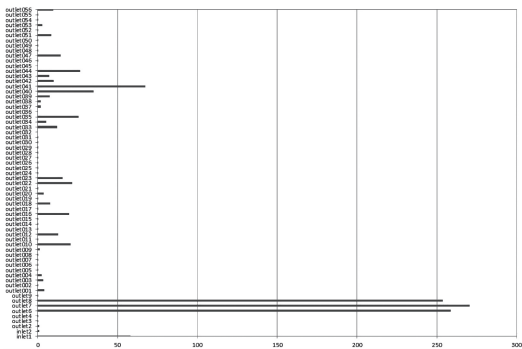


图10 出口局部封堵之后其余出口的速度统计(m/s)

5.3 寻找新的冲洗进口

通过观察流体域结构,发现出口9的对侧有一个管口,设想如果将该管口设置为冲洗入口的话,可能会对出口9的冲洗特性有所改善。为此,新增入口Inlet4,就出口9的冲洗特性是否改善进行计算,压力条件不变,Inlet4相关位置示意图参考图11,用14表示。

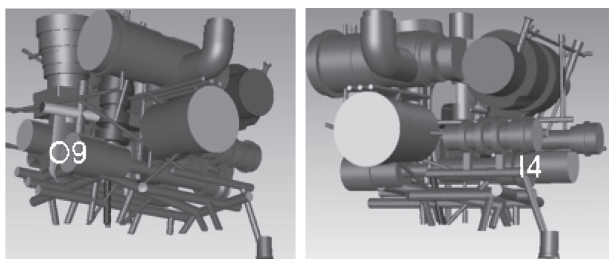


图 11 新增入口 4 位置示意图

新增入口采用与之前完全相同的计算输入条件,结果如图 12、图 13 所示。

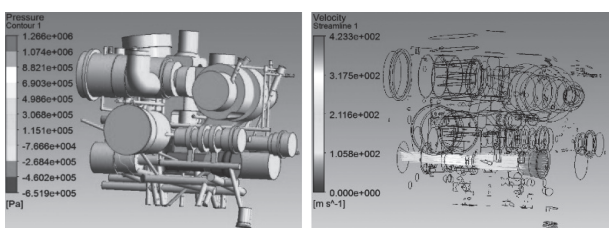


图 12 新增入口的设置和计算流场

Mass-Weighted Average Velocity Magnitude	(m/s)
inlet1	0.0048289547
inlet2	0.005219584
inlet3	0.0036820128
inlet4	48.821435
outlet	40.127735
outlet2	0.00024635893
outlet3	0.11664873
outlet4	0.0022505844
outlet6	0.24783906
outlet7	0.028671873
outlet8	0.91357274
outlet9	132.83436

图 13 新增入口之后出口 9 的流速

从图 12 发现,冲洗介质从 inlet4 注入后,outlet9 能够获得明显的速度和流量提升,冲洗特性改善非常明显,流速最高已可达 423.3 m/s,从流场图及计算结果(图 13)也可以印证这一点,从 inlet4 进来的流体直接冲洗到 outlet9,说明这个措施对改善出口 9 的冲洗能力是有效的。

由于到目前为止,出口 2、出口 3 的冲洗特性仍然不是很满意,因此考虑将所有分支流体域的出口全部封堵,只保留出口 2,3,相关边界条件不变。相关计算结果状态及结果分别如图 14、图 15。

从计算流场和数据可以发现:将其余出口封堵之后,冲洗介质从 inlet1 进入(图 14 中用 I1 表示),

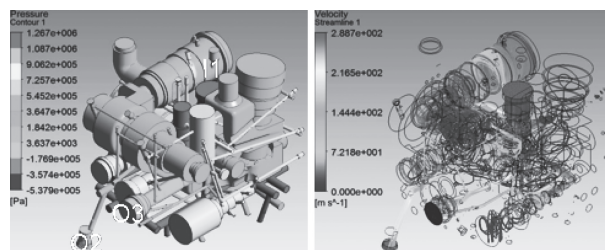


图 14 只保留出口 2,3 之后的流场

Mass-Weighted Average Velocity Magnitude	(m/s)
inlet1	16.658972
inlet2	0
outlet	0
outlet2	78.002887
outlet3	25.097869
outlet4	0
outlet6	0
outlet7	0
outlet8	0
outlet9	0

图 15 只保留出口 2,3 之后的流速

出口 2,3 能够获得明显的压力和速度,冲洗特性有了明显的改善,出口 2 的流速可达 78 m/s,出口 3 的流速可达 25 m/s。

从上述调节器流体域仿真计算结果可以发现:经过仿真我们可以知道流体在腔内的流速、压力等技术参数,若这些参数不满足技术要求,我们可以通过改变进口、封堵等手段来改善流体动力特性,这为我们后续冲洗参数的选择设置提供了有利的理论支撑。

6 总结

针对复杂流体域冲洗数值仿真计算,基于 FLU-ENT 系列仿真工具软件,进行了详细的模型处理和计算仿真分析,得到了油路内部各个流场等数据,并基于冲洗性能进行了改善对比。总的来看,采用本仿真方法对航空燃油附件壳体类在制造过程中有以下意义:

1)通过对油路流场的仿真分析,能够清楚知道流道内部流场的情况,在此基础上能够发现现有条件下是否存在不符合预期要求的流体域缺陷,能够针对这些缺陷提供改善措施并验证,进而进行有效性的预评估,从而改善流体域。这就能为我们后续改善流体域的设计以及制定冲洗工艺参数提供有力

基于参数敏感性的拉伸夹具响应面优化*

陈鑫,寇会贤,刁东明,李品豫,林明明,宁惠君[△]

(河南科技大学 土木建筑学院,河南 洛阳 471000)

摘要:针对轻薄型复合材料的力学性能测试中,传统夹具普遍存在加持力不足、试件滑移等问题,创新性地提出了一种新型可定位双夹层拉伸夹具的设计。基于响应面法(RSM),对拉伸夹具的连接结构进行优化设计。分析结果表明:优化前拉伸夹具的最大等效应力位置在外夹固定块与外夹板间的连接结构处,且存在应力集中现象,而整体结构在最佳优化方案下,最大等效应力降低了17.2%,最大总变形减少了13.6%。通过仿真模拟代替实际试验,能够有效降低生产成本,对拉伸夹具的结构优化设计具有一定参考意义。

关键词:拉伸夹具 结构参数化 响应面法(RSM) 优化设计

中图分类号: TG751.9

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)01-0055-05

Optimization of tensile fixture by response surface method based on parameter sensitivity

CHEN Xin, KOU Huixian, DIAO Dongming, LI Pinyu, LIN Mingming, NING Huijun

Abstract: In the mechanical performance test of lightweight composite materials, the traditional fixtures commonly suffer from insufficient clamping force and specimen slippage. To solve the problem, a novel locatable double-layered tensile fixture was designed. Response surface method(RSM) was used to optimize the connecting structure of the tensile fixture. The analysis results showed that the maximum equivalent stress of the tensile fixture before optimization was located at the connection structure between the outer fixing block and the outer plate, and there was stress concentration; in the optimized scheme,

支撑与指导。

2)采用仿真分析的手段可以直观地显示目前还不易观测到的、说不清楚的一些现象,容易理解和分析,还可以显示试验都无法看到的发生在结构内部的一些物理现象,如复杂壳体内部的流动死区、涡流等现象,为提高航空附件产品研发的水平以及科学地指导冲洗试验等方面,具有较强的现实意义。

参考文献

- [1] 姜义尧,胡小舟,孙凯.某型直升机中减速器飞溅润滑流场特性分析[J].航空动力学报,2018,33(12):3032-3040.
- [2] 孙凯,刘少军,胡小舟.基于动网格的中减速器飞溅润滑内部流场分析[J].润滑与密封,2017,42(8):131-134.
- [3] 刘杰,刘世军,徐文博,等.高速列车齿轮箱润滑性能优化与热平衡温度分析[J].机械传动,2017,36(4):

99-104.

- [4] 王福军.计算流体动力学分析[M].北京:清华大学出版社,2017.
- [5] 孙丽,黄少青,仲峻峰.基于FLUENT的多回路泵流场数值模拟[J].制造技术与机床,2010,16(1):72-73.
- [6] 张永学,李振林.流体机械内部流动数值模拟方法综述[J].流体机械,2006,34(7):34-38.
- [7] 陈黎卿,张栋,陈无畏.基于流固耦合的分动器齿轮两相流动数值模拟与试验[J].农业工程学报,2014,30(4):54-61.
- [8] KVIST T. Splash lubrication simulation using CFD[J]. Delivering drive line technologies,2011,11(4):1-17.

作者简介:李能(1984-),男,贵州贵阳人,专业硕士,工程师,中国航发红林工艺研究所,主要研究方向:流体仿真、壳体加工仿真。

收稿日期:2023-02-18

the maximum equivalent stress decreased by 17.2 %, and the maximum total deformation decreased by 13.6 %. By replacing the actual test with simulation, the production cost is effectively reduced. The structural optimization design of the tensile fixture has certain reference significance.

Keywords: tensile fixture, structure parameterization, response surface method (RSM), optimal design

0 引言

新材料的发展突飞猛进,新型复合材料在各领域起着越来越重要的作用,且随着时代的需求,有着向轻薄型方向发展的趋势。但目前针对轻薄型材料的力学性能拉伸实验中,传统拉伸夹具存在拉伸夹持力不足、试件滑移、无法精确定位等问题。

对于夹具的结构设计,王霆^[1]等人针对万能材料试验机传统拉伸夹具的结构、夹持方式等方面进行改进,研制出一种新型主动式内外夹紧力恒定的夹具。邢承亮^[2]等人根据金属丝的结构特点设计了专门用于金属丝拉伸性能测试的夹具。目前针对拉伸夹具设计的研究多集中在针对特定试件类型以及特定使用环境^[3-5]。在多学科交叉环境下,计算机仿真的应用在夹具结构优化中成为越来越广泛的应用,张智森^[6]等人基于 UG 三维软件进行夹具的实体建模,并利用 ANSYS 有限元软件对其进行了模态分析,针对夹具的固有频率、振型和响应位移等仿真数据对其缺陷进行了分析,并据此对其进行了结构优化。王亮^[7]等人通过有限元的方法分析夹具最大变形区位置,在最大变形区附近设计增强结构来减小变形、提高结构刚性。刘伟^[8]等人设计研发了一款包含可胀心轴、油缸卡爪、气密性检测的全自动化智能卧试加工夹具,并对其进行了理论分析和有限元仿真分析。然而,针对拉伸夹具的优化设计,在结构参数化方面的研究则不足。

本文探讨了轻薄型材料在力学性能拉伸试验中,传统拉伸夹具所存在的问题,如拉伸加持力不足、试件滑移、无法精确定位等,并提出了一种双夹层结构拉伸夹具,该夹具具有可定位功能,可以有效解决以上问题。同时,本文还采用了有限元仿真和响应面法(RSM)相结合的方法对拉伸夹具的连接结构进行了优化设计,得到了拉伸夹具结构的最优模型,从而有效降低了结构的等效应力以及总变形。

1 可定位双夹层拉伸夹具的工作原理

从图 1 中可以看出,可定位双夹层拉伸装置整体被分成两个部件:外夹装置和内夹装置。外夹装置由外夹固定块、外夹连接头和两个外夹板构成,内夹装置由内夹固定块与两个内夹片构成^[9]。

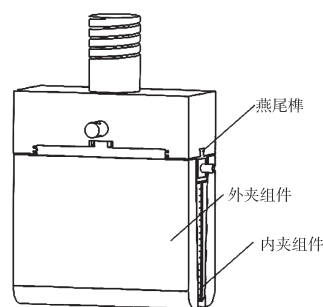


图 1 拉伸夹具总体结构示意图

在测试样品的拉力测试中,将外部夹具的外夹连接头连接到测试载荷装置上。在此基础上,将试验样品置于两块内部板片间,并依据内部板片上垂直定位标尺对其被夹持部位的长度进行调节。然后转动内部夹持器的转子,使两块内部夹持器的夹持器闭合,并将试样预先固定。最后,将外部夹持转子转动至两块外部夹持两块内部夹持,在保证试样被夹持后,就可以进行抗拉测试了。

2 可定位双夹层拉伸夹具的静力学分析

2.1 简化有限元模型

为了降低分析的复杂程度,并减小计算的工作量,对可定位双层拉伸夹具的结构进行了简化^[10],简化结果如图 2 所示。

2.2 拉伸试验仿真模拟

在保证计算精度的前提下,本文采用局部网格加密的方式以优化计算时间。在考

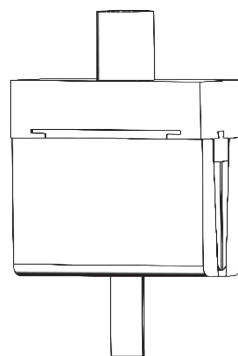


图 2 拉伸夹具简化模型

考虑拉伸测试的真实情况时,本文采用了绑定接触来连接相互焊接的部件,并将相互接触的部分设置为摩擦接触。在内外夹板的配合处,则采用了无分离接触。此外,对外夹连接头施加了固定约束,并对拉伸试件的下表面施加了竖直向下的 1000 N 力载荷。同时,本文还对外夹板的表面施加了水平位移约束,以保证夹具加持状态。

夹具网格划分以及边界条件设置结果如图 3、图 4 所示。

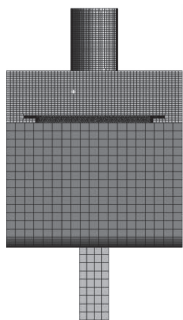


图 3 网格划分

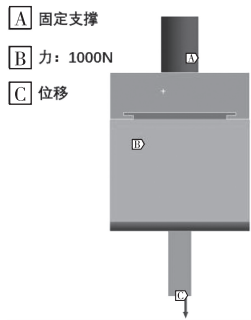


图 4 边界条件

夹具仿真计算结果如图 5、图 6 所示。

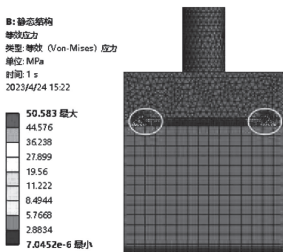


图 5 夹具等效应力云图

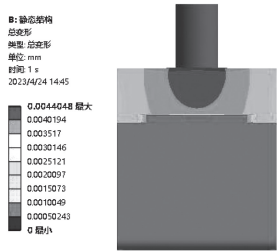


图 6 夹具总变形云图

由图可知,夹具整体结构等效应力最大处为外夹固定块与外夹板间的连接结构处,最大应力值为 50.583 MPa,最大总变形处为外夹板以及连接构件处,总变形值为 0.0044 mm。

3 可定位双夹层拉伸夹具的优化设计

根据数值模拟结果,夹具最大等效应力位置在外夹固定块与外夹板间的连接结构处,由于连接结构是整个夹具的主要受力部位,因此,连接结构的设计是否恰当,直接关系到整个夹具的安全与可靠。因此,为了提高连接结构的强度与刚度,应用响应面法对拉伸夹具连接结构进行了优化设计^[11]。

3.1 结构参数化

对内夹固定块与内夹板间和外夹固定块与外夹板之间的连接结构进行参数化建模,具体的优化参数参见图 7、图 8。

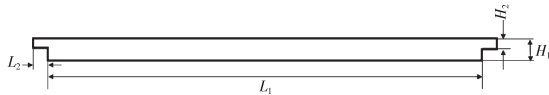


图 7 内夹连接结构横截面优化参数

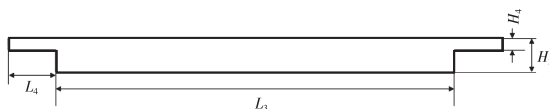


图 8 外夹连接结构横截面优化参数

优化变量的原始值以及可变幅度如表 1 所示。

表 1 连接结构的几何尺寸

优化变量	原始值	上限值	下限值
内夹横截面下端面长 L_1 /mm	63	69.3	56.7
内夹伸出端长 L_2 /mm	3	3.4	2.8
内夹横截面总厚度 H_1 /mm	6	6.6	5.4
内夹伸出端厚度 H_2 /mm	4	4.4	3.6
外夹横截面下端面长 L_3 /mm	100	110.0	90.0
外夹伸出端长 L_4 /mm	10	11.0	9.0
外夹横截面总厚度 H_3 /mm	7	7.7	7
外夹伸出端厚度 H_4 /mm	3	3.3	2.7

3.2 敏感性分析

敏感性分析是通过量化的方式,来探讨在有关因子改变时,各主要因子对各因子的作用大小。其本质就是用渐进式的方式,来说明各因子对各因子的影响所产生的影响。主要指数的重要性是由输入与输出的相关性决定的。

在有限元分析中,可以利用局域敏感性来衡量输入参数对输出量的影响。为了研究连接结构的 8 个尺寸参数(表 1)对最大等效应力 P19 和最大总变形量 P20 的影响,利用斯皮尔曼分级相关系数方法精确计算尺寸参数对目标函数的灵敏度,敏感性分析结果如图 9 所示^[12]。

由图 9 中的部分灵敏度分析结果可知, L_4 、 L_3 、 H_3 、 H_4 对双夹层拉伸夹具结构的最大等效应力的影响是最显著的。而且在响应点附近, L_4 和 L_3 产生正影响, H_3 和 H_4 产生负影响,其作用效果从大到小为

$L_3 > H_3 > L_4 > H_4$ 。与此同时,在响应点的局部范围内,对于结构最大总变形, L_4 和 L_3 的影响程度远大于其余变量,并且作用效果 $L_3 > L_4$ 。

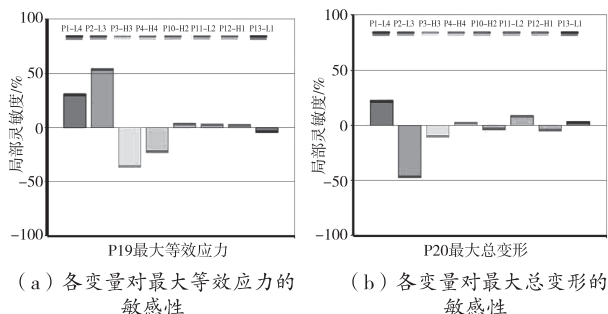


图9 各变量敏感性分析结果

3.3 响应面建立

从灵敏性分析可以看出,对双夹层拉伸夹具结构最大等效应力和最大总变形产生影响的主要变量是 L_4 、 L_3 、 H_4 、 H_3 。所以,为了提高计算效率,只选择上述4个变量作为输入变量,而输出变量不变。

图10-图13是在响应面模组中所得到的三维响应曲面,其设计目标随着不同的设计参数而改变。

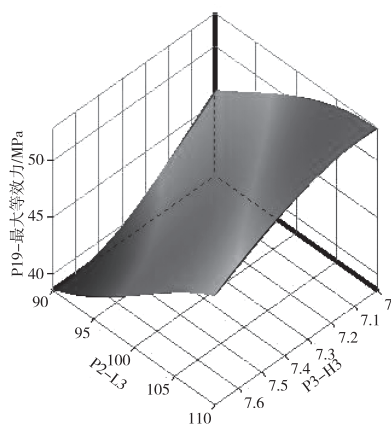


图10 等效应力随 L_3 和 H_3 变化的响应曲面

3.4 优化结果

在响应曲面优化模块中,以影响连接结构强度的主要因素:外夹横截面下端面长、外夹伸出端长、外夹横截面总厚度、外夹伸出端厚度为设计变量,以结构的最大等效应力和最大总变形的最小值为优化目标,选择 MOGA 算法进行优化求解,最终得到3组候选点,如表2所示。

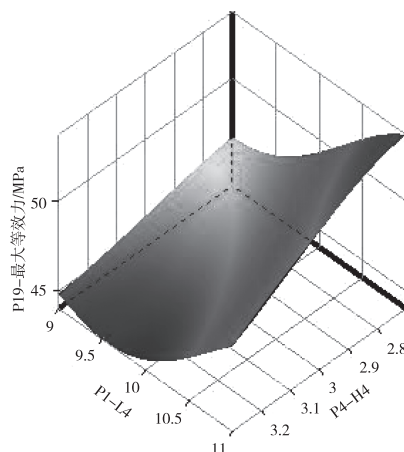


图11 等效应力随 L_3 和 H_4 变化的响应曲面

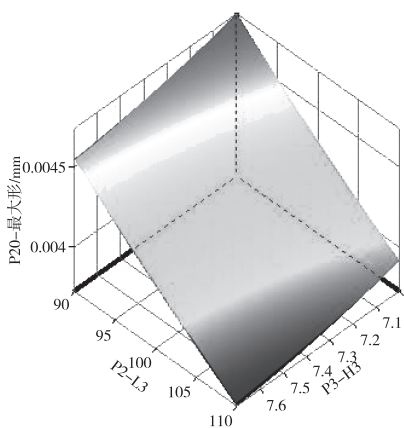


图12 总变形随 L_3 和 H_3 变化的响应曲面

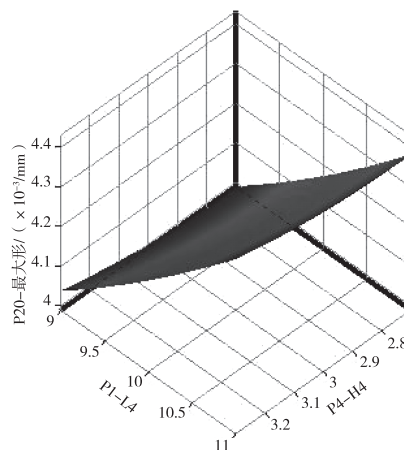


图13 总变形随 L_4 和 H_4 变化的响应曲面

表 2 响应面优化结果

优化变量	候选点 1	候选点 2	候选点 3
L_3/mm	109.83	106.24	103.72
L_4/mm	9.61	9.82	9.69
H_3/mm	7.70	7.67	7.69
H_4/mm	3.27	3.28	3.29

候选点的有限元计算结果如表 3 所示。

表 3 候选点有限元计算结果

优化变量	候选点 1	候选点 2	候选点 3
P19/MPa	44.24	42.34	41.90
P20/mm	0.0036	0.0037	0.0038

选取候选点 3 为最优模型,对比初始模型有限元仿真计算结果可知,优化后的拉伸夹具连接构件的最大等效应力下降了 17.2%,最大总变形减少 13.6%。

4 结论

通过简化建模和静力学分析,得知可定位双夹层拉伸夹具最大变形和最大等效应力均在外夹固定块与外夹板间的连接结构处,分别为 0.0044 mm 和 50.583 MPa。为了提高连接结构的强度与刚度,并优化拉伸夹具装置的结构组成,本研究将影响内外夹连接结构强度的主要因素作为变量,以结构的最大等效应力和最大总变形的最小值为优化目标,对拉伸夹具进行参数化建模和响应面优化分析。通过 Optimal Space-Filling Design,在该空间上实现了样本点的平均生成,利用神经网络建立了响应面,并应用 OMGA 算法对 8000 个原始样本点进行筛选以获取最佳设计点。最终,本研究实现了在拉伸夹具等效应力下降 17.2% 以及整体变形下降 13.6% 的优化效果,这一结果具有显著的实际价值,可以有效地节约研发和实验成本。此外,本研究还为多目标夹具设计等领域提供了有益的参考,具有广泛的学术借鉴意义。

参考文献

[1] 王霆,王淑琪.成品管材拉伸试验用夹具的设计[J].机械工程师,2016(7):76-77.

[2] 邢承亮,白丽娟,孙中华,等.金属丝拉伸夹具的开发及应用[J].理化检验(物理分册),2018,54(1):28-31.

[3] 周龙早,刘杰,刘辉.基于单轴拉伸试验机的双轴拉伸夹具设计与应用[J].实验科学与技术,2020,18(1):1-5.

[4] 孙威,苗以升,司慧佳,等.一种便捷的板材高温拉伸夹具设计[J].金属世界,2021(4):22-24.

[5] 王艳,林思宇,封勇斌,等.一种板材/带材拉伸试验通用夹具的设计与应用[J].新技术新工艺,2022(3):32-35.

[6] 张智森,陆海桃.某型产品振动试验夹具优化设计[J].机械制造与自动化,2015(3):77-79.

[7] 王亮,王晓霞.钻床夹具有限元分析及优化设计[J].成都航空职业技术学院学报,2019,35(1):54-57.

[8] 刘伟,张浩辰,王波,等.汽车变速箱智能夹具优化设计与研究[J].模具技术,2022(6):41-49.

[9] 河南科技大学.一种能够定位试件的双层拉伸夹具及试件夹紧方法:CN202210858383.0[P].2022-09-06.

[10] 孙涛.数控机床高速回转夹具有限元分析[J].兰州文理学院学报(自然科学版),2022,36(3):74-80.

[11] 郭俊毫.基于响应面法的模拟试验夹具优化设计[J].科技创新与应用,2019(34):85-86.

[12] 王洪申,连亚东,黄忠金.电主轴参数化及结合响应面法的多目标优化[J].机械科学与技术,2022,41(9):1403-1408.

基金项目:2022 国家级大学生创新训练项目(202210464023);2021 年度河南科技大学高等教育教学改革研究与实践项目(2021BK148)。

作者简介:陈鑫(2002-),男,本科,主要研究方向:工程力学。
通讯作者:宁惠君(1985-),女,博士,讲师,主要研究方向:冲击动力学。

收稿日期:2023-03-27

液压系统管路接头密封性能改进

曾 毅¹, 孟昭龙², 于冬威³, 郭 棒⁴

(1. 北京航天发射技术研究所, 北京 100076; 2. 北京特种工程设计研究院, 北京 100028;
3. 文昌卫星发射中心, 海南 文昌 571300; 4. 西昌卫星发射中心, 四川 西昌 615000)

摘 要:针对某特种车液压系统管路接头渗漏问题开展了深入研究, 分析了接头渗漏的机理, 制定了适宜于该液压系统的接头改进方案, 设计了新型接头。通过试验, 验证了新型接头的高低温、振动等工况下的密封性能, 最后应用到了实车上, 验证了该方案的可行性, 得到了较为满意的结果。

关键词:液压系统 管路接头 密封性能

中图分类号: TH137.9

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)01-0060-03

Improvement of sealing performance of hydraulic system tube connector

ZENG Yi, MENG Zhaolong, YU Dongwei, GUO Bang

Abstract: The tube connector leakage of the hydraulic system of a special vehicle is analyzed. The cause of leakage is analyzed, the suitable improvement scheme is proposed, and a new connector is designed. The sealing performance of the new connector under high temperature, low temperature and vibration is tested. The connector is applied to the vehicle, and the results are satisfactory.

Keywords: hydraulic system, connector, sealing performance

0 引言

液压系统以其灵活高效、经久耐用、高度集成化、单位体积推力大等技术优势, 广泛应用于特种车辆行业。对于工况复杂的移动车辆来说, 液压设备在运行过程中发生的“跑冒滴漏”问题, 一直是影响液压系统正常工作的难点之一。

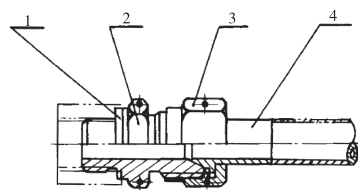
根据故障频次统计, 某特种车液压系统管路渗漏油问题占液压系统故障总数的 80% 以上, 且基本上为端面密封圈处的外泄漏。油液泄漏不仅影响外观、污染环境, 严重时更会影响系统的正常工作。

本文围绕特种车液压系统管路漏渗油现象进行深入研究分析, 通过设计一种新型过渡接头, 在尽量保持原有系统管路的情况下, 实现了有效提高接头密封、降低管路渗漏故障的目标。

1 液压系统管路渗漏机理分析

液压系统管路采用 37° 球形接头, 密封形式如

图 1 所示。其漏点集中在旋入直通接头的端面密封圈处, 而旋入直通接头端面密封失效的主要原因是由于车辆在复杂路面行驶中产生的振动, 引起了旋入直通接头松动导致金属密封圈的密封比压下降, 接头密封面间隙增大进而产生油液渗漏。



1-铜垫圈; 2-旋入直通接头; 3-外套螺母; 4-球头。

图 1 37° 球形接头密封形式

为了保证管路的可靠密封, 密封件既要有足够的弹性变形填满密封面上的微观不平处, 还要有足够的刚度以防止在高压介质的作用下被挤入表面间隙内。密封件受挤压而产生压缩变形, 并在密封面上产生接触应力。当介质压力小于密封件因压缩而产生的表面接触应力时, 该处就能形成可靠密封。

接头端面密封使用的金属密封圈靠安装时的预压缩而获得初始变形和接触应力,如图2所示。接头装配后在振动环境下,金属密封圈的压缩量减小,由于金属密封圈变形较小,因此密封预紧力将逐渐减少甚至消失。当密封介质压力大于密封件对表面的接触应力时,则密封机能丧失,就会出现接头密封处漏油的故障。

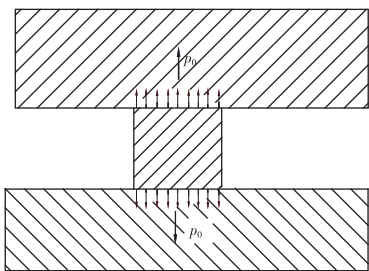


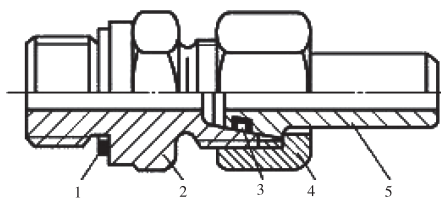
图2 金属密封圈的静密封原理

2 对原有管路的改进

2.1 通用24°锥形接头介绍

目前国际通用的24°锥形接头由于采用弹性软密封,具有耐高压、冲击和振动,密封损坏后更换密封圈就可重新使用等优点,已经在国内外大量使用。

24°锥密封形式如图3所示,当旋入直通接头旋进块体后,接头柱端的ED圈贴紧块体端面,起到密封作用。因ED圈为橡胶密封圈,变形量大,可以通过控制接头的拧紧力矩较为准确地控制压缩量,使得密封圈有较大的补偿量,因此在振动条件下密封性能大大增强。



1-ED圈；2-旋入直通接头；3-O形圈；4-外套螺母。

图3 24°锥形接头密封形式

2.2 新型37°球形接头设计

由于37°球形接头和24°锥形接头相互间不通用,无法直接替换。若采用24°锥形接头,则硬管需要重新配制,工期长、费用高。借鉴端面软密封的思路,将旋入直通接头端面密封更换为软密封圈。又金属密封圈高度较高,若直接采用橡胶密封圈替代则同样高度的橡胶密封圈容易发生挤压变形,操作性和可靠性差。

因此,在综合考虑可靠性、操作性和经济性的情况下,设计了一种新型37°球形接头。基本思路为:旋入端采用ED圈密封,另一端仍为37°。设计时充分考虑了原接头下垫铜垫圈后的高度,因此实际改造时无需改变阀箱内管路,只需将原接头和铜垫圈由带ED圈的旋入直通接头代替即可,如图4-图6。

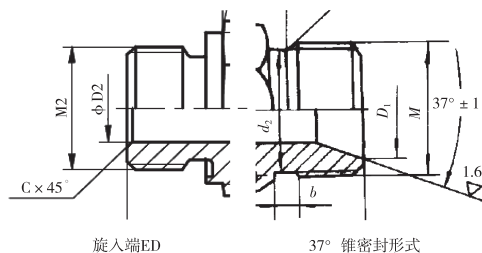


图4 修改后端直通密封形式

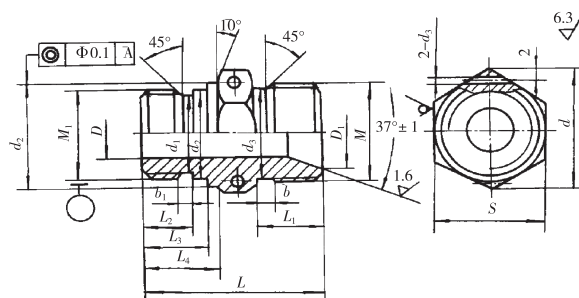


图5 旋入直通接头更改前

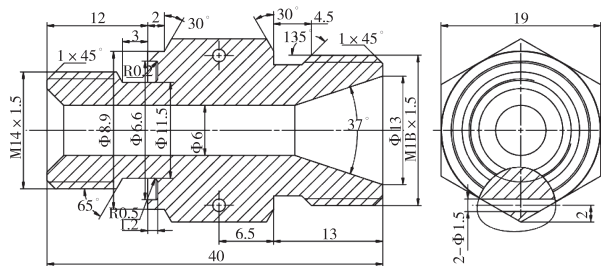


图6 旋入直通接头更改后

3 试验验证情况

3.1 试验目的

试验的主要目的如下:

1) 在常温下进行静压及压力冲击试验,检验新型37°球形接头与37°管接头的密封性能;

2) 在-40℃低温下进行静压及压力冲击试验,检验新型37°球形接头与37°管接头的低温工作时的密封性能;

3)在低温-50℃存储后恢复到常温进行静压及压力冲击试验,检验新型37°球形接头与37°管接头的低温存储后的密封性能;

4)在+60℃高温下进行静压及压力冲击试验,检验新型37°球形接头与37°管接头的高温工作时的密封性能;

5)在+65℃存储后恢复到常温下进行静压及压力冲击试验,检验新型37°球形接头与37°管接头的高温存储后的密封性能;

6)在振动环境下(模拟四级公路跑车路况)进行静压及压力冲击试验,检验新型37°球形接头与37°管接头的抗振动密封性能。

3.2 试验设计

将已经配置好的原阀箱中阀组的油口更换成新设计的37°锥形密封接头,并将对应出口的12根管路配置在12管夹之中,如图7、图8所示。配置完成后,按图9搭建试验台,开展阀箱测试。

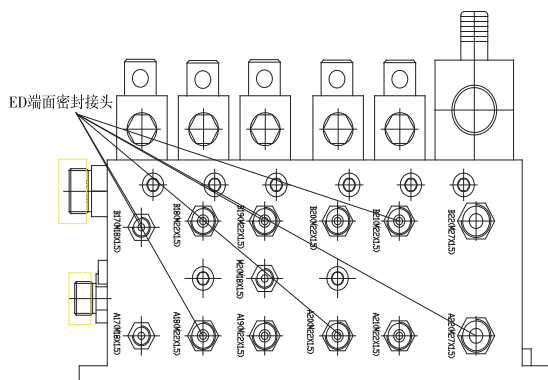


图7 阀组

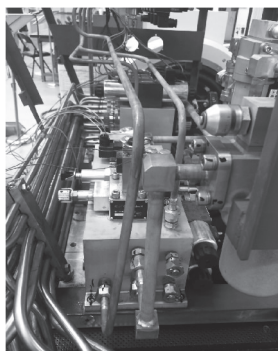


图8 阀组新型管路接头配置

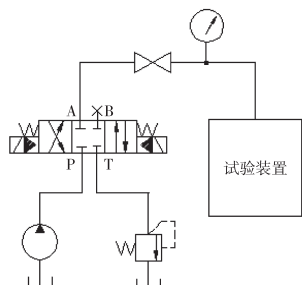


图9 试验原理图

3.3 试验结果

阀箱按照设计工况开展了常温工作、高低温存储、高低温工作、振动冲击等试验后,各接头密封良好,无渗漏情况,验证了方案的可靠性和有效性。

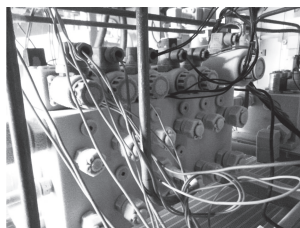


图10 低温试验

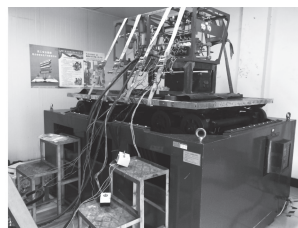


图11 振动试验

4 结论

采用新型37°接头完成了47台车辆液压管路的改造,并随整车完成了低温-40℃工作,-45℃存储,高温+60℃工作,+65℃存储和4000公里的跑车试验。改进后的液压管路密封性能良好,未发现管路渗漏现象,密封性能得到有效的改进。

参考文献

- [1] XIONG Y F, LEQUOC S, CHENG R M H. Adaptive control of a synchronizing servo-system[J]. SAE transactions, 1992:276-280.
- [2] 骆涵秀. 试验机的电液伺服控制系统[M]. 北京:机械工业出版社, 1991:36-37.
- [3] 刘录, 沈齐英, 邵予工. 机械密封端面的动压效应研究[J]. 现代机械, 2002(3):33-36.
- [4] 刘长年. 液压伺服系统优化设计理论[M]. 北京:冶金工业出版社, 1989:156-158.
- [5] 韩虎, 刘印锋, 孙成通, 等. 基于MATLAB液压系统的仿真技术研究与应用[J]. 液压气动与密封, 2007(3):4-5.
- [6] 杨逢瑜, 徐建江, 管帅, 等. 电液位置伺服系统无静差跟踪控制研究[J]. 液压与气动, 2007(1):33-35.
- [7] 兰天, 周平, 闫英. 基于等效泄漏间隙的不同密封结构泄露率分析[J]. 现代机械, 2019(4):63-66.

作者简介:曾毅(1991-),男,硕士研究生,湖南邵东人。现从事地面特种设备总体设计领域的科学研究。

收稿日期:2023-03-25

翻背式助老电动床设计与研究*

樊 辉¹, 王建波², 赵南生²

(1. 南通职业大学 机械工程学院, 江苏 南通 226000; 2. 南通大学 工程训练中心, 江苏 南通 226000)

摘 要:针对当前国内老龄化问题加重, 老年人生活自主性较差的问题, 设计了一款新型翻背式助老电动床。电动床主要包括升降机构、起背曲腿联动机构、翻背机构。可实现升降、起背曲腿和左右翻背功能, 方便不同身高的老年人上下床, 帮助老年人更自由地起身、翻背。通过控制电路, 实现电动床整体高效运作, 并设计监护装置, 实时关注老年人的起居状态。分析结果表明, 助老电动床升降机构最大加速度约为 0.38 mm/s^2 , 起背曲腿联动机构最大角加速度约为 $0.027^\circ/\text{s}^2$, 翻背机构最大角加速度为 $0.034^\circ/\text{s}^2$ 左右, 整个运行过程平缓、稳定, 符合老年人使用需求。

关键词: 电动床 升降 起背曲腿 翻背 监护

中图分类号: TH122

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)01-0063-06

Design and research of an elderly-assisting electric bed

FAN Hui, WANG Jianbo, ZHAO Nansheng

Abstract: Aiming at the inconvenience in life of the elderly, we designed a new type of multifunctional electric bed. The electric bed mainly includes a lifting mechanism, a linkage mechanism for raising back and bending legs, and a turning-over mechanism. It can realize the functions of lifting, raising back, bending legs, turning over, and helping the elderly of different heights to get in and out bed. Through the control circuit, the overall efficient operation of the electric bed is realized, and the monitoring device is designed to monitor the living conditions of the elderly in real time. The analysis results show that the maximum acceleration of the lifting mechanism of the electric bed is about 0.38 mm/s^2 , the maximum angular acceleration of the linkage mechanism for raising back and bending legs is about $0.027^\circ/\text{s}^2$, and the maximum angular acceleration of the turning-over mechanism is about $0.034^\circ/\text{s}^2$. The operation of the bed is gentle and stable, meeting the needs of the elderly.

Keywords: electric bed, lifting, raising back and bending legs, turning over, monitoring

0 引言

随着社会经济飞速发展和城镇化进程推进, 城乡人口老龄化问题成为我国人口结构转变过程中的显著特征^[1]。截至 2018 年末, 60 岁以上的老年人口约为 2.49 亿人, 占总人口比重的 17.90%; 65 岁以上的老年人口约为 1.67 亿人, 占总人口比重的 11.90%^[2]。社会老龄化程度加深, 青壮年因为学习、工作、婚姻等原因离开家庭, 老年人自主生活难度大大提升。为了提高老年人生活的安全性和便利性, 改进养老条件, 提升老年人群生活品质, 众多智能化适老、助老家具开始走向市场^[3]。多功能助老床, 作为老年人必不可少的护理产品, 受到老年人群

的青睐。但是, 现阶段电动、手动护理床多为陪护、观察使用, 均属于有人护理的情况, 不适合独居老年人操作使用^[4]。

国内外对护理助老床的研究起步较晚, 近年来关注度逐步提高。美国 Metrocard 公司研发了一种护理床, 该床能完成支背和曲腿功能^[5]。日本 Murate Machinery 公司研发了一种远程遥控护理床, 该护理床由电动床体与轮椅组成, 可相互转换^[6]。曹元等人基于人机一体化模型, 研究在位姿变换过程中人体的状态, 设计了一种新型轮椅床^[7]。广东工业大学张欣等人将 TRIZ 功能裁剪法应用于养老护理床的设计^[8]。但上述对护理助老床的研究都相对简单, 功能不够全面。

对于大部分老年人,正确的护理不仅可以帮助老年人缓解长期卧床的病痛、心理压力以及提高自身的免疫能力,还可以预防多种病变的产生^[9]。针对上述问题,本文设计了一种新型助老电动床。

1 设计方案与原理

1.1 设计方案

本文设计的助老电动床共有3个主要机构,分别为升降机构、起背曲腿机构、翻背机构。具体结构示意图如图1所示。

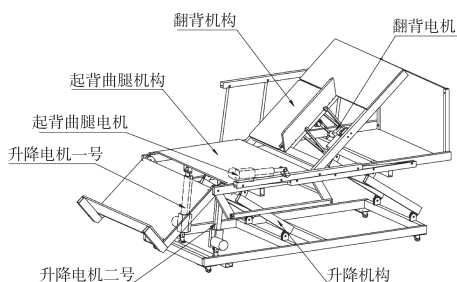


图1 助老电动床结构示意图

1.2 设计原理

图2所示为助老电动床的设计原理。

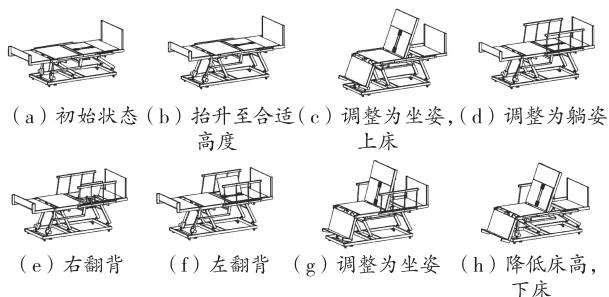


图2 助老电动床设计原理

图2中:a为电动床初始状态;b为老年人准备上床前,固定于床底支座与床身之间的一号、二号升降电机工作,床身抬升到与老年人身高相匹配的位置,同时两侧扶手处于折叠状态;c为老年人准备从床侧面坐上床时,固定在床板背面的起背曲腿电机工作,电动床调整成坐姿状态;d为当老年人准备入睡时,起背曲腿电机再次工作,推动床背框架使床调整成平躺姿势,期间老年人可顺势将扶手拉起,此时可调整床身高度,以方便护理人员护理或适应不同老年人需求;e为固定在床背框架上的翻背电机工

作,推动翻背摆杆,进行右翻背;f为左侧翻背状态;g为当老年人想进行休闲娱乐等活动时,可再次将床调整为坐姿状态;h为当老年人准备下床时,一号、二号升降电机工作,降低床身高度,老年人放下折叠护栏,下床。

特别地,老年人可以根据实际需要自由调整动作流程。

2 机构运动学模型分析

本助老床分为3个主要机构,分别为升降机构、起背曲腿机构和翻背机构。其主要研究参数如表1所示,其中位移量反映运动的趋势与幅度,加速度量反映运动的平稳程度^[10]。

表1 研究参数表

研究参数	符 号
床身高度位移	h
床升降加速度	d
升降电机长度	L_1
起背角位移	b_2
起背角加速度	α_2
起背屈腿电机长度	L_2
翻背角位移	b_3
翻背角加速度	α_3
翻背电机长度	L_3

2.1 升降机构运动学模型分析

该机构主要包括前升降床腿、后升降床腿和两个升降电机,可实现助老床升降功能。根据老年人实际需要可调整至老年人最适合上下床的高度,并根据老年人不同的睡眠习惯,进行调整^[11]。对于那些需要护理的老年人,升降功能也能帮助护理人员更方便地照料。升降机构示意图如图3所示。

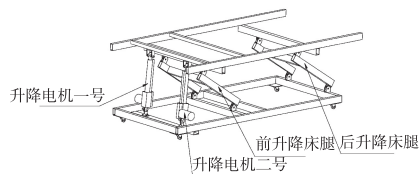


图3 升降机构

升降机构运动模型如图4所示。各构件长度及点之间距离均以该构件或两点的字母表示(如BE

表示 BE 杆的长度, BC 表示 B、C 两点之间的距离)。特别地, EF_x 与 EF_y 分别表示 EF 杆在 x 与 y 方向的投影长度(下文中均如此,且字母仅对对应部分有效)。

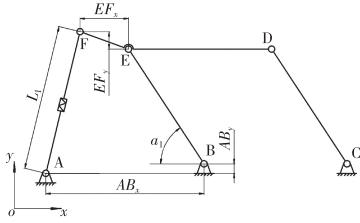


图4 升降机构运动模型

由于 $BE = CD$, 所以 FED 杆做平移运动, 所以 F 点与 E 点在 x 方向的位移大小相同, 即 AF 与 EB 在 x 方向的投影变化量的绝对值相同, 由此可得:

$$\begin{aligned} EB_x - EB \cos a_1 \\ = \sqrt{L_1^2 - (EB \sin a_1 + AB_y + EF_y)^2} - AF_x \end{aligned} \quad (1)$$

以 L_1 表示 a_1 , 解得:

$$a_1 = \arccos \frac{EB^2 + (AB_y + EF_y)^2 + (EB_x + AF_x)^2 - L^2}{2EB \sqrt{(AB_y + EF_y)^2 + (EB_y + AF_x)^2}} - \phi \quad (2)$$

其中:

$$\phi = \arccos \frac{EB_x + AF_x}{\sqrt{(AB_y + EF_y)^2 + (EB_y + AF_x)^2}} \quad (3)$$

由此可得, 床升降高度:

$$h = EB \sin a_1 + 382 \text{ (其余固定部分高度)} \quad (4)$$

对 h 求二阶导数即可获得加速度 d 。

根据人机工程学, 可以初步确定一些与人体尺寸、机构运动相关的参数^[12], 并在此基础上进行优化, 得到优选参数。升降机构优选参数如表2所示。

根据机构模型分析及优选参数, 计算得到助老电动床升降机构位移和加速度。电动床抬升位移和加速度曲线如图5所示, 下降曲线类同。

由图5可知, 升降机构初始高度为 600 mm, 可在 25 s 内完成抬升或下降, 距离为 110 mm, 最大加速度约为 0.38 mm/s^2 , 运行平缓, 人体感觉舒适, 符合针对老年人的设计要求。

表2 升降机构优选参数

升降机构	参 数
床腿间距 (BC、DE)	920mm
床腿长度 (BE、CD)	432.5mm
E、F 两点在 x 方向距离 (EF_x)	152.5mm
E、F 两点在 y 方向距离 (EF_y)	55mm
A、B 两点在 x 方向距离 (AB_x)	497.5mm
A、B 两点在 y 方向距离 (AB_y)	30mm
升降电机长度 L_1	407 ~ 607mm
A、F 两点在 x 方向初始距离 (AF_x)	52.9mm
E、B 两点在 x 方向初始距离 (EB_x)	292.4mm

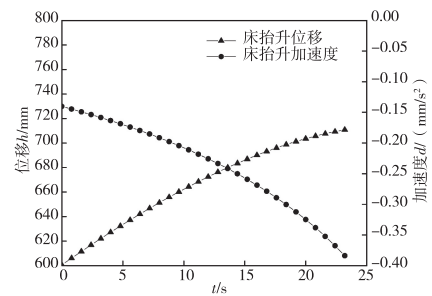


图5 升降机构运动学曲线

2.2 起背曲腿机构运动学模型分析

许多老年人在起身或入睡下躺时, 都存在着或多或少的困难。在躺下的过程中, 由于没有支撑背部的物体, 老年人很难控制力度, 有时背部直接栽倒在床上, 难免会出现一些损伤^[13]。因此,

设计了图6所示的起背曲腿机构, 可以在老年人躺下或起身的时候, 给予其足够的支撑力, 帮助老年人

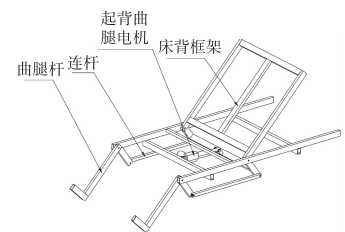


图6 起背曲腿机构

顺利、轻松地完成起身及躺下的动作。在起背的同时, 腿部连杆随之转动, 帮助老年人落腿, 使老年人更快地下床。

起背曲腿机构运动模型如图7所示。

由几何关系分析得: 在运动过程中, 向量 $\overrightarrow{EF}$, $\overrightarrow{DF}$, $\overrightarrow{DE}$ 在 x 方向的投影之和为零, 则有:

$$\begin{aligned} EB_x - EB \cos a_1 \\ = \sqrt{L_1^2 - (EB \sin a_1 + AB_y + EF_y)^2} - AF_x \end{aligned} \quad (5)$$

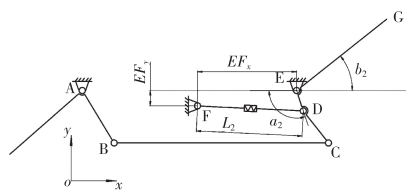


图7 起背曲腿机构运动模型

以 L_2 表示 a_2 , 解得:

$$a_2 = \arcsin \frac{ED^2 + EF_y^2 + EF_x^2 - L_2^2}{2BC\sqrt{EF_y^2 + EF_x^2}} - \phi \quad (6)$$

其中:

$$\phi = \arccos \frac{EF_y}{\sqrt{EF_y^2 + EF_x^2}} \quad (7)$$

由此可得,床起背落腿时的角位移为:

$$b_2 = a_2 - a_0 \text{ (ED 杆与 } x \text{ 负方向初始夹角)} \quad (8)$$

对 b_2 求两阶导数即可获得加速度 α_2 。

起背曲腿机构优选参数如表3所示。

表3 起背曲腿机构优选参数

起背曲腿机构	参 数
E、F 两点在 x 方向距离 (EF_x)	323.5mm
E、F 两点在 y 方向距离 (EF_y)	50mm
E、D 两点间距离 (DE)	70mm
升降电机长度 L_2	300 ~ 400mm
ED 杆与 x 负方向初始夹角 a_0	70.3°
EG 杆与 x 正方向初始夹角 b_0	0°

根据机构模型分析与优选参数,计算分析得到的起背曲腿机构运动曲线如图8所示。

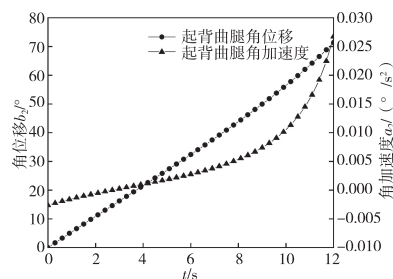


图8 起背曲腿机构运动曲线

由图8可知,起背曲腿机构可同时实现起背和曲腿,最大角度为 71° 左右,老人基本处于坐姿,可

方便娱乐或下床。机构运行时间为 12 s,最大角加速度约为 $0.027^\circ/\text{s}^2$,运行平稳。

2.3 翻背机构运动学模型分析

当自理能力较差的老年人睡在床上时,仅凭自身力气很难完成翻身动作,降低了老年人在床上的舒适度,长此以往老年人还容易患压疮^[14]。图9所示的翻背机构使这一难题迎刃而解,而且左右两边的背板都可以实现翻转,老年人能轻松实现左翻或右翻。

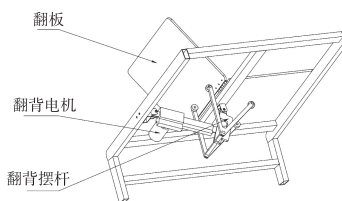


图9 翻背机构

翻背机构运动模型如图10所示。

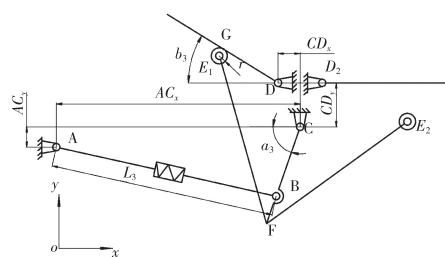


图10 翻背机构运动模型

分析可知,当 BC 绕点 C 旋转时, E_1 与 E_2 做以 C 为圆心的圆周运动,其运动半径为 $E_1C = E_2C$ 。当左侧翻板翻动时,首先通过向量 $\vec{BC}$, $\vec{CA}$, $\vec{AB}$ 在 x 方向上的投影之和为零,得:

$$AC_x = BC \cos a_3 + \sqrt{L_3^2 - (BC \sin a_3 - AC_y)^2} \quad (9)$$

以 L_3 表示 a_3 , 解得:

$$a_3 = \arcsin \frac{BC^2 + AC_x^2 + AC_y^2 - L_3^2}{2BC\sqrt{AC_x^2 + AC_y^2}} - \phi \quad (10)$$

其中:

$$\phi = \arccos \frac{AC_y}{\sqrt{AC_x^2 + AC_y^2}} \quad (11)$$

由几何关系可知: CF 与 EC 旋转角度相同, 设

EC 与 x 负方向初始夹角为 c , 则:

$$\begin{cases} ED_x = EC \cos\left(c + \frac{\pi}{2} - a_3\right) - DC_x \\ ED_y = EC \sin\left(c + \frac{\pi}{2} - a_3\right) - DC_y \end{cases} \quad (12)$$

又因为,

$$\begin{cases} GD_x = ED_x - r \sin b_3 \\ GD_y = ED_y + r \cos b_3 \quad (r \text{ 为滚子半径}) \\ \frac{GD_x}{GD_y} = \tan b_3 \end{cases} \quad (13)$$

所以,

$$ED_x \sin b_3 - ED_y \cos b_3 = r \quad (14)$$

解得:

$$b_3 = \arccos \frac{-r}{\sqrt{ED_x^2 + ED_y^2}} - \psi \quad (15)$$

其中:

$$\psi = \arcsin \frac{ED_x}{\sqrt{ED_x^2 + ED_y^2}} \quad (16)$$

依次代入式(12)、式(10) 便可获得 b_3 与 L_3 的关系式,对 b_3 求二阶导数即可获得加速度 α_3 。

翻背机构左翻板优选参数如表 4 所示。

表 4 翻背机构左翻板优选参数

翻背机构左翻板	参 数
A、C 两点在 x 方向距离(AC_x)	337mm
A、C 两点在 y 方向距离(AC_y)	28mm
C、D 两点在 x 方向距离(CD_x)	30.5mm
C、D 两点在 y 方向距离(CD_y)	60.5mm
B、C 两点间距离(BC)	103.5mm
滚子半径(r)	22.5mm
翻背电机长度 L_3	300 ~ 350mm
E、C 两点间距离(EC)	109mm
EC 与 x 负方向初始夹角(c)	20.31°

根据翻背机构左翻板模型分析与优选参数,计算得到左翻板上翻运动曲线图(图 11)。

由图 11 可知,左翻板可在 0° 至 60° 的范围内运行,可达到辅助老年人翻身的作用,同时左翻板最大角加速度为 $0.034^\circ/\text{s}^2$ 左右,运动平稳,设计合理。对于右翻板,其运动分析与左翻板完全一致。

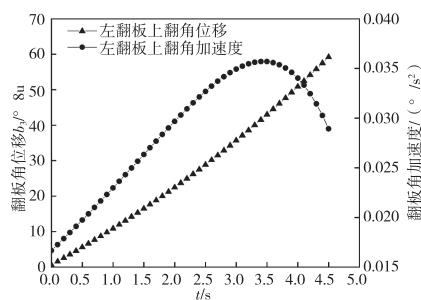


图 11 翻背机构左翻板运动曲线

3 助老电动床控制结构设计

根据助老电动床设计原理与功能需要,设计了一个控制系统。系统主要包括以下模块:主控板,遥控模块,手柄模块,显示屏,监护模块等。主控芯片采用 STM32 微控制器。遥控模块采用带红外功能的遥控器,可以对助老电动床进行自主控制。手柄模块作为备用控制模块安装在床身侧面,防止遥控器遗失时,无法操作。显示屏可以显示床正处于的状态,方便遥控模块或手柄模块操作。监护模块采用监测系统,系统包括摄像头和手机,监护人可以在手机上实时查看老年人画面,防止意外。助老电动床控制结构如图 12 所示。

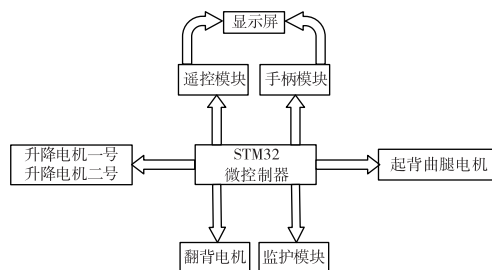


图 12 助老电动床控制结构示意图

4 实验与结果

根据前述设计与运动模型分析,综合考虑强度、加工性能、经济等因素,使用壁厚为 2 mm 的 50 mm × 25 mm、50 mm × 30 mm 以及 25 mm × 25 mm 三种规格的 Q235 空心方钢管制作床的主体结构;选用优质木板制造床板,切割为五个板块,分别支撑头部、背部的左右部分、臀及大腿部以及小腿延伸至脚部分。翻背机构部分的连接轴及连杆等构件由铝合金加工而成。各部分连接通过螺纹紧固件、销连接、焊

接等方法实现。参照市场上现有的医用护理床尺寸^[15],制作的助老电动床如图13所示,实物尺寸为:200 cm×90 cm×(60~72) cm(长×宽×高)。



图13 助老电动床实物图

通过对实物进行测试实验,结果表明:升降机构可实现床身高度的调节,方便不同身高的老年人上下床;起背曲腿机构实现了起背功能和曲腿功能的联动,可任意调节角度,帮助老年人更自由地起身和上下床;翻背机构设计合理,仅利用一个推杆电机,实现了左右两侧翻背功能。并且,验证了实物运作过程中位移量及加速度量,发现符合机构运动学曲线,证明了运动学模型分析的正确性,表明助老电动床运动平稳,适合老年人使用。

通过简单的控制电路,实现了实物主要机构的高效运作。遥控模块、手控模块正常运作,监护人通过监护模块可以清楚地手机上实时查看老年人画面。

助老电动床实物相关参数已由当地相关检测部门进行检测,测试报告结果表明助老电动床符合设计要求。

5 结论

从当下社会老年人实际需求着手,设计了一种翻背式助老电动床。电动床包括升降机构、起背曲腿机构和翻背机构。机构运动学模型分析与实物验证充分表明,助老床结构稳定、运动平稳、设计合理,满足老年人需要。通过控制结构实现整床的高效运作,同时监护模块可以时刻关注老年人起居状态。

参考文献

[1] 李静,吴美玲.中国城乡人口老龄化发展质量:差异和预测[J].宏观质量研究,2020,8(5):1-13.

- [2] 楼永,王留瑜,郝凤霞.人口老龄化对我国科技创新的影响分析[J].科技管理研究,2020,40(21):14-22.
- [3] 周橙旻,张玉荣,周焘.面向自理老人的适老家具设计研究[J].包装工程,2020,41(16):176-182.
- [4] 刘杰,朱凌云,苟向锋.多功能护理床发展现状与趋势[J].医疗卫生装备,2019,40(7):94-98.
- [5] 石成渝.面向瘫痪老人的多功能护理床设计与研究[D].辽宁:大连交通大学,2014:6.
- [6] 陈敏.康复护理机器人床控制系统研究与开发[D].上海:上海工程技术大学,2016:2.
- [7] 曹元,赵连玉.轮椅床机构及人机一体化模型研究[J].制造业自动化,2019,41(3):129-134.
- [8] 张欣,方海,黄光龙.基于TRIZ功能裁剪法的养老护理床设计[J].机械设计,2017,34(12):116-120.
- [9] 张倩.消除独居老人的养老之难需对症下药[J].人民论坛,2020(Z1):84-85.
- [10] 白金婷,潘存云,吴懋亮,等.基于TRIZ的零售柜自动货门设计及运动学分析[J].机电工程,2020,37(7):836-840.
- [11] 杨彬彬,郑菲菲,王泽泉,等.非药物干预促进养老机构老年人睡眠的研究进展[J].中华护理杂志,2016,51(1):90-93.
- [12] 李付星,孙健.人机工程中人体尺寸的修正与重建方法研究[J].机械设计,2015,32(4):116-120.
- [13] 秦帅华,赵新华,杨玉维,等.基于MATLAB的多功能护理床起背机构优化设计及仿真[J].制造业自动化,2017,39(10):146-151.
- [14] 刘今越,顾立振,郭士杰,等.人体舒适度及翻身高度与各部位压力分布研究[J].机械设计与制造,2019(9):30-34.
- [15] 李洁,许晓云,赵玉倩.针对个体差异性的护理床人机工程设计研究[J].机械设计,2015,32(10):122-125.

基金项目:南通职业大学校级科研项目(22ZK07)。

作者简介:樊辉(1994-),男,江苏泰兴人,硕士,助教,研究方向为机器视觉、机电一体化。

收稿日期:2023-03-27

基于 Fluent 的轨道车辆风道仿真及结构优化*

孔祥峰¹, 牛永刚²

(1. 南京铁道职业技术学院, 江苏 南京 210031; 2. 中车南京浦镇车辆有限公司, 江苏 南京 211800)

摘要:基于某轨道交通车辆设计项目,在设计技术准备过程中,依据通风系统风道的安装空间要求,利用 ANSYS Workbench 软件对车辆的风道关键部分结构建立多种模型,通过数值模拟和优化分析,得到相关参数对风道流场的影响,提出了风道流场设计方案,为项目前期的方案准备提供了技术支持。

关键词:风道 ANSYS Workbench 流场 数值模拟

中图分类号:U270.38+3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0069-05

Simulation and structure optimization of rail vehicle air duct based on Fluent

KONG Xiangfeng, NIU Yonggang

Abstract:Based on a rail vehicle design project, in the process of technology preparation, according to the installation space requirements of the air duct of the ventilation system, various models of the key parts of the air duct were established by using ANSYS Workbench. Through numerical simulation and optimization analysis, the influence of relevant parameters on the flow field of the air duct was obtained, and the air duct flow field design scheme was put forward, so as to provide technical support for the preparation of the project.

Keywords:air duct, ANSYS Workbench, flow field, numerical simulation

0 引言

风道是轨道车辆空调通风系统的重要组成部分,随着人们对出行舒适性的要求日益提高,人们对车辆空调的性能要求也提出了更高要求。风道的结构对空调通风系统的性能影响至关重要,若送风道结构不合理,很有可能会导致输出的风速、温度、湿度不均匀,加上大量人员排出的二氧化碳,车厢内的空气质量将会变得很差,从而引起乘客头晕、恶心等不适症状。为了使车厢内维持稳定温度、压力、气流速度等相关车内流场参数,满足乘客乘坐的舒适性的需求,有必要对风道的结构进行仿真模拟和优化设计,从而为项目的技术准备提供数据支持。

现代计算机辅助设计和有限元理论的发展,使得流体计算软件得以广泛应用。本文尝试采用 ANSYS Workbench 软件建立相应的风道模型,并进行模拟和分析,优化流场流速分布,从而降低流动阻力和功耗。

1 基础理论

1.1 流体介质模型

为使流体介质满足通用控制方程,首先对计算流体及计算区域做如下约定:

- 1) 流体是连续介质;
- 2) 忽略流体的质量力;
- 3) 忽略流体的第二粘性系数;
- 4) 流体各向同性。

1.2 理论方程^[1]

1.2.1 流体通用控制方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right] + S_\phi \quad (1)$$

$$\text{式中: } \phi = \begin{pmatrix} 1 \\ u_i \\ T \end{pmatrix}, \Gamma = \begin{pmatrix} 0 \\ \mu \\ k/c \end{pmatrix},$$

$$S_{\phi} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right] + S_i \\ \frac{1}{c} \left\{ -p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{1}{c} (S_E - u_i S_i) \right\} \end{pmatrix}$$

1.2.2 湍动能

$$k = \frac{3}{2} (\bar{u} * I)^2 \quad (2)$$

式中: $\bar{u}$ 为平均速度, I 为湍流强度。

1.2.3 湍流耗散率

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (3)$$

式中: C_{μ} 取 0.09, l 为湍流尺度。

2 相关参数

某轨道车辆空调出风口风道初始尺寸如图 1 所示, 半径 R_1 、 R_2 待定, 其余尺寸受空间限制, 不可更改。

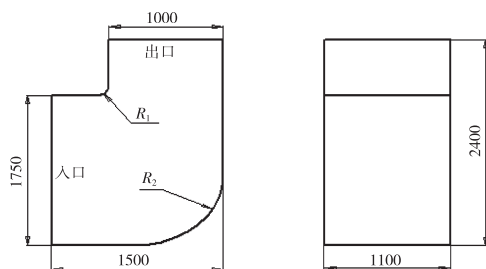


图 1 风道尺寸图

3 数值模拟与优化

3.1 仿真模型与模拟工况

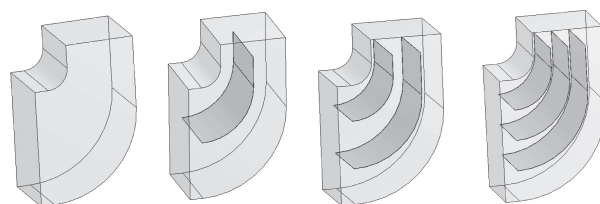
本次模拟采用 3D steady 模拟, standard $\kappa - \varepsilon$ 、standard wall function 模型^[2]。

模拟工况分为两部分: 无导流板情况下, 模拟不同 R_1 、 R_2 参数值对流场流速分布的影响, 优化分析后确定 R_1 、 R_2 参数取值; 基于选定的 R_1 、 R_2 参数值, 在风道内增加导流板, 模拟不同导流板参数下的风道流场流速分布, 并进行优化分析。各工况模型如图 2 所示。

3.2 流场边界条件选择

本次计算模型的边界条件为:

进口边界: 速度进口, 流速 4 m/s;



(a) 无导流板 (b) 一块导流板 (c) 两块导流板 (d) 三块导流板

图 2 模型图

进口温度: 70 °C ;

出口边界: 压力出口, 压力为标准大气压力;

固体边界: 无滑移边界;

3.3 模拟与优化分析

3.3.1 工况一: R_1 、 R_2 的模拟与优化分析

为减少计算量, 本文仅对模型中面进行模拟分析。图 3 为利用 ANSYS Workbench 软件建立的仿真优化流程图。

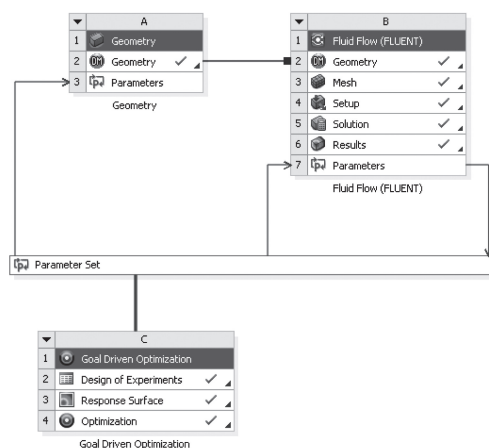


图 3 仿真模型

通过设定参数 R_1 、 R_2 的变化范围, 分别模拟不同 R_1 、 R_2 组合下的输出结果, 如表 1 所示。由表可知, 各项输出的绝对值随 R_1 、 R_2 的增加而减小。因此, 在不影响风道安装的情况下, 应尽量采用更大的 R_1 、 R_2 值。

表 1 中各项输出参数的含义: ΔV 为出口最大流速与最小流速差, 表示出口流速分布的均匀性; ΔAV 表示出口平均流速与理论平均流速差, ΔP 表示流场最大压力与最小压力差, AVP 表示进口平均压力, 通过以上三项可以了解流场中流动分布和流阻。

表 1 R_1 、 R_2 组合对应的模拟数值

Name	P7-R1	P8-R2	P3-deltaV /ms ⁻¹	P4-deltaAV /ms ⁻¹	P5-deltaP /Pa	P6-AVP /Pa
1	205	705	4.3677	-0.081721	66.013	19.486
2	10	705	8.3612	0.14207	79.614	30.978
3	400	705	4.0458	-0.073738	50.705	19.091
4	205	10	4.618	-0.084115	67.501	19.486
5	205	1400	4.6634	-0.085263	62.636	19.428
6	10	10	9.3543	-0.16235	79.947	32.226
7	400	10	4.089	-0.077609	51.617	18.935
8	10	1400	9.1384	-0.16359	79.197	30.912
9	400	1400	4.5368	-0.079725	47.643	19.177

图 4 为无导流板时各项输出对待定输入参数 R_1 、 R_2 的敏感性,其中大于零时,表示输出参数随待定输入参数的增大而增大;小于零时,表示输出参数随输入待定参数的增大而减小。由图可知,各项输出参数对 R_1 变化的敏感性相对更大。

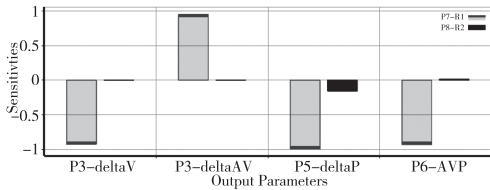


图 4 各项输出对 R_1 、 R_2 的敏感性

图 5 为 $R_1 = 100\text{ mm}$ 、 $R_2 = 300\text{ mm}$ 和 $R_1 = 300\text{ mm}$ 、 $R_2 = 1300\text{ mm}$ 时的流场压力、速度和出口流速分布图。由图可知,随 R_1 、 R_2 的增加,流场压力、速度和出口速度分布更加均匀。流场高压、低压和速度峰值更小,高压滞留区和低压回流区相对更小,流

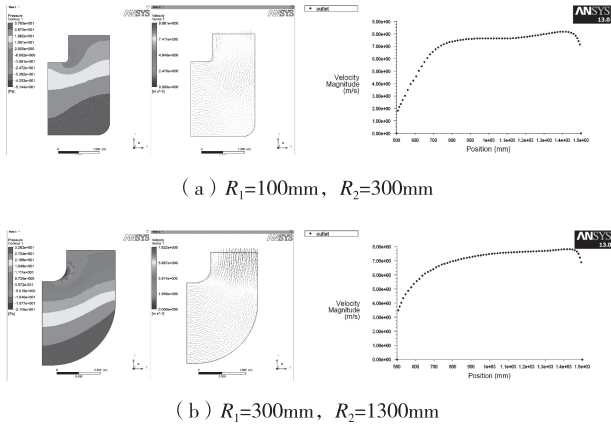


图 5 R_1 、 R_2 组合对应的模拟结果

场流阻更小。出口速度最小值有明显改善,流速分布更趋均匀。

3.3.2 工况二:导流板的模拟与优化分析

为了改善出口流速的分布,减小低压回流区,尝试在风道内增加导流板,以引导气流运动。图 6 为增加一块导流板时,导流板距离出口左侧壁面 H_1 分别为 300 mm 、 500 mm 和 700 mm 时流场压力、速度和出口流速分布。

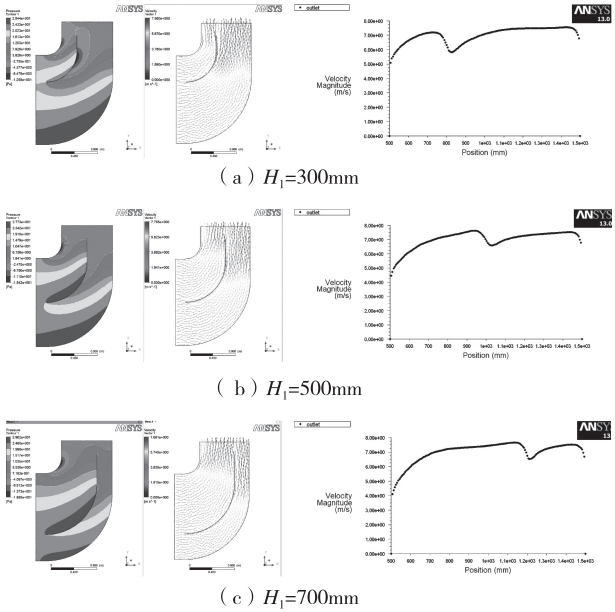


图 6 一块导流板不同位置对应的模拟结果

表 2 为一块导流板在不同位置对应的模拟数值,结合图 6 可以发现,导流板设置在流场右侧时,比设置在中部和左侧更能有效降低进口压力,从而相对减少流阻,但是出口流速和流场压力分布的均匀性相对降低。与不设导流板时相比,其流阻没有明显改善,有些位置甚至会使流阻稍稍增加,但出口流速的两个输出参数有明显的改善。

表 2 一块导流板不同位置对应的模拟数值

Name	P2-H1	P3-deltaV /ms ⁻¹	P4-deltaAV /ms ⁻¹	P5-deltaP /Pa	P6-AVP /Pa
2	350	2.7327	3.4332E-05	40.481	19.254
4	450	3.0603	3.1948E-05	42.538	19.435
1	550	3.4464	5.4836E-05	46.95	19.453
5	650	3.7605	6.4373E-05	49.302	19.236
3	750	3.5583	7.8201E-05	52.98	18.408

分别对两块导流板和三块导流板做同样的模拟,其模拟结果分别如图 7、图 8 所示,模拟数值如表 3、表 4 所示。

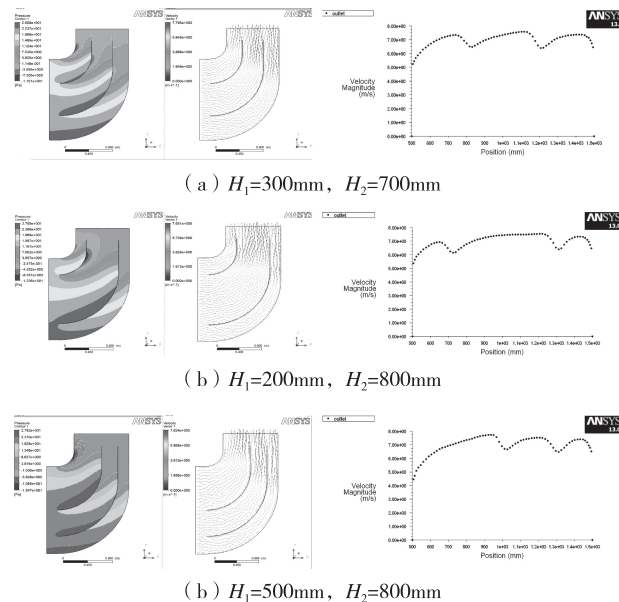


图 7 两块导流板不同位置对应的模拟结果

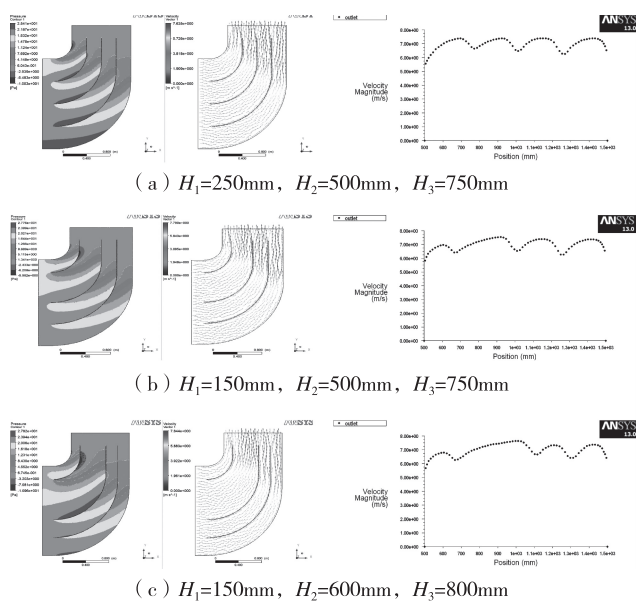


图 8 三块导流板不同位置对应的模拟结果

由图 7、图 8 和表 3、表 4 可知,继续增加导流板数量并合理布置后,可以继续优化出口速度分布,但是流场速度和压力分布并没有得到继续改善。综合制造经济性和风道性能,建议在不影响安装的前提下采用最大的 R_1 、 R_2 ,并增加两块导流板以改善出

口流速分布。

表 3 两块导流板不同位置对应的模拟数值

Name	P2-H1	P7-H2	P3-deltaV /ms ⁻¹	P4-deltaAV /ms ⁻¹	P5-deltaP /Pa	P6-AVP /Pa
2	200	675	2.118	-0.039572	43.921	19.557
6	200	500	1.9455	-0.032213	43.982	19.515
8	200	850	2.3063	-0.050273	50.846	19.157
1	325	675	2.4904	-0.048729	47.888	19.533
4	325	500	2.4184	-0.047969	49.985	19.382
5	325	850	2.749	-0.059427	46.298	19.287
3	450	675	2.7368	0.05217	44.963	19.447
7	450	500	2.9775	-0.052929	45.457	19.77
9	450	850	3.2243	-0.068077	48.106	19.65

表 4 三块导流板不同位置对应的模拟数值

Name	P2-H1	P7-H2	P8-H3	P3-deltaV /ms ⁻¹	P4-deltaAV /ms ⁻¹	P5-deltaP /Pa	P6-AVP /Pa
2	50	520	800	1.9979	0.042497	46.016	19.482
8	81.784	422.44	678.04	1.5651	-0.031853	50.135	19.615
10	81.784	617.56	678.04	2.0152	-0.034221	48.998	19.596
12	81.784	422.44	921.96	1.8113	0.050042	51.964	19.689
14	81.784	617.56	921.96	2.0846	-0.053652	50.835	19.651
1	220	520	800	2.1547	-0.04356	47.17	19.817
4	220	400	800	2.2046	0.043653	51.324	19.659
5	220	640	800	2.2222	0.039948	46.087	19.718
6	220	520	650	2.0648	0.03424	45.529	19.815
7	220	520	950	2.2289	-0.073424	49.051	20.023
9	358.22	422.44	678.04	2.7254	0.051093	52.665	19.821
11	358.22	617.56	678.04	2.3621	-0.043068	48.529	19.98
13	358.22	422.44	921.96	2.688	0.067265	51.219	19.811
15	358.22	617.56	921.96	2.4326	0.062524	48.373	19.97
3	390	520	800	2.7237	-0.053797	50.81	19.725

4 结论

本文采用 ANSYS Workbench 软件对轨道车辆空调通风道关键部位结构建模,模拟了不同工况下风道中气流的压力分布和速度分布,提取了进口平均压力和出口速度分布。通过模拟提供了风道结构尺寸优化、风道流阻改善的计算依据。模拟结果可以指导风道结构尺寸设计,减少试验次数,缩短设计周期,节约设计成本。

通过模拟和分析,得到了风道参数 R_1 、 R_2 ,导流板个数和导流板布置对流场分布的影响趋势和程度。在结构允许的情况下,采用大的 R_1 、 R_2 可以极大地改善风道中各参数的分布。在确定了参数 R_1 、

可逆地铁风机用翼型优化设计与验证*

高一鸣¹, 张 森^{1,▲}, 方浩楠¹, 郑玉宙¹, 谭兴国^{1,2}

(1. 河南理工大学 机械与动力工程学院, 河南 焦作 454003; 2. 哈密职业技术学院 机电系, 新疆 哈密 839001)

摘 要:作为叶片设计的基本组成单元,可逆翼型的选取对整机性能的影响起着重要的作用。以性能较好的 R18 可逆翼型作为初始翼型,通过翼型优化方法得到一款优化翼型。利用 Numeca 软件对 R18 翼型构建的叶片进行气动性能计算并与标准风机试验台的数据进行比对,验证该数值方法的可靠性。在此基础上采用两种翼型构建两种叶片模型并用 Numeca 软件计算气动性能,以此对翼型优化的设计效果作出评价。研究结果表明:在设计攻角范围内,优化翼型的升阻力特性均高于 R18 翼型;且在设计工况范围内,优化翼型设计出的风机全压提升 5.43%,效率提升 0.905%。表明该翼型优化设计方法确能提高设计出的可逆地铁风机气动性能。

关键词:可逆翼型 翼型优化 攻角 气动性能 可逆地铁风机

中图分类号:TB126/TH452

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0073-06

Optimization design and verification of airfoil for reversible subway fan

GAO Yiming, ZHANG Sen, FANG Haonan, ZHENG Yuzhou, TAN Xingguo

Abstract: As a fundamental component of the blade, the reversible airfoil plays an important role in the overall performance of the fan. Using the R18 reversible airfoil with good performance as the initial airfoil, an optimized airfoil is obtained through the airfoil optimization method. Numeca software is used to calculate the aerodynamic performance of the blades constructed with R18 airfoil, and the reliability of this numerical method is verified by comparing it with the data from a standard fan test bench. Then, two blade models are constructed using two types of airfoils and their aerodynamic performance is calculated by using Numeca software to evaluate the design effectiveness of optimized airfoil. The research results indicate that within the designed range of the angle of attack, the lift and drag characteristics of the optimized airfoil are higher than the R18 airfoil; under the designed operation conditions, the optimized airfoil has increased the total pressure of the fan by 5.43 % and the efficiency by 0.905 %. In conclusion, the airfoil optimization method can indeed improve the aerodynamic performance of the designed reversible subway fan.

Keywords: reversible airfoil, airfoil optimization, angle of attack, aerodynamic performance, reversible subway fan

R_2 的基础上增加导流板个数并恰当布置,可以进一步优化出口速度分布,但当导流板的个数大于二块时,对流场的进一步改善效果不明显,建议采用二块导流板,后续结合试验确定导流板的准确位置。本文采用的导流板其弯曲段均为单一曲率,对多曲率结构导流板对流场的影响并未涉及。

参考文献

[1] 张兆顺, 崔桂香. 流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.

[2] 于勇. FLUENT 入门与进阶教材[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2008.

基金项目: 南京铁道职业技术学院科研项目(自然科学类), 项目代码: YZ220006。

作者简介: 孔祥峰(1984-), 男, 山东日照人, 硕士研究生, 现就职于南京铁道职业技术学院, 高级工程师, 从事铁道车辆相关技术研究工作。

收稿日期: 2023-04-12

0 引言

城市地铁交通是解决大型城市公共交通的主要途径,目前我国正在大力发展^[1]。由于地铁交通用于日常通风和消防排烟的需求,作为地铁通风系统中关键设备的地铁风机也开始了大规模的应用和发展,与传统的单向风机不同,地铁风机要求完全可逆^[2]。作为叶片设计的基本组成单元,可逆翼型的选取对整机性能的影响起着重要的作用^[3],因此,广大学者针对可逆翼型的设计进行了大量的研究工作。

李超俊等^[4]率先提出了一种由原始翼型相同的两个机翼翼型反向对接形成的一种反向对称翼型,并对模型风机进行实验,结果表明该风机正、反风性能基本相同。席德科等^[5]针对可逆风机的使用条件,提出了一种寻找可逆风机用的可逆翼型的方法,并对其可靠性进行了验证。王晓航^[6]使用 NACA0010-NACA0030 翼型族作为初始翼型,以最大厚度位置为分界线,取前缘部分进行镜像拼接,最终得到可逆翼型。除了反向拼接得到可逆翼型外,还有部分学者通过设计“S”型中弧线来获得“S”型可逆翼型。黄典贵^[7]采用公式对中弧线进行设计,并将基于 NACA 4 位数系列翼型反向搭接得到的“S”型可逆翼型厚度分布布置在设计的中弧线上,从而得出所需要的 S 型可逆翼型。Chacko 等^[8]采用同样的设计方法构造出“S”型可逆翼型,并对 3 种不同厚度分布的“S”型翼型进行实验研究,最终得到最大厚度在 30% 弦长处的叶轮性能最佳的结果。

对于不同形式的可逆翼型,国内外专家学者都进行了大量的研究工作,提出了多种可逆翼型的设计方法。然而,目前的设计方法自由度较小,人为影响因素较大,具有一定的局限性。因此本文选取性能较好的 R18 可逆翼型作为初始翼型,通过翼型优化方法得到一款优化翼型,利用数值模拟以及试验结果对比的方法来验证翼型优化设计方法的可靠性。

1 可逆翼型气动优化设计

1.1 优化设计方法

由于优化翼型为完全对称翼型,翼型轮廓关于弦线和弦线中点完全对称,鉴于此特点,只需对四分之一曲线进行参数化,因此本文利用 6 控制点 5 阶 Bezier 多项式对完全对称翼型进行表达的参数化设计方法,既能获得较高拟合精度,又能够主动控制翼型型线设计参数,贝塞尔曲线的控制点坐标如式(1)和式(2)所示。

$$\begin{cases} X_0 = X_1 = 0 \\ X_i = X_{i-1} + (0.5 - X_{i-1})k_{X_i} \quad i = 2, 3, 4 \\ X_5 = 0.5 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} Y_0 = 0 \\ Y_i = Y_{i-1} + (T/2 - Y_{i-1})k_{Y_i} \quad i = 1, 2, 3 \\ Y_4 = Y_5 = T/2 \end{cases} \quad (2)$$

式中: X 和 Y 分别为控制点的横坐标和纵坐标; T 为翼型的最大相对厚度; k_{X_i} 和 k_{Y_i} 分别为横纵坐标控制系数,其中 $k_{X_i} \in (0, 1)$, $k_{Y_i} \in (0, 1)$, 采用上述设计方法对翼型型线进行构造,翼型轮廓如图 1 所示。

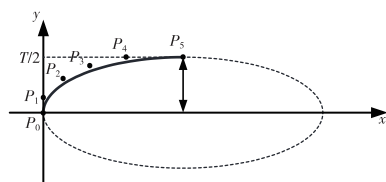


图 1 完全对称翼型的参数化表达

由于翼型参数化设计方法中出现了 6 个设计变量,具有较大的设计空间,很难人为选择出最优的翼型,鉴于此,本文通过 Fortran 语言编写上述翼型参数化设计程序代码,并将 ICEM 网格划分和 Fluent 流场仿真集成起来,利用 MIGA 算法对相应的目标函数进行求解,实现了完全对称翼型的优化设计,优化流程如图 2 所示。

将设计攻角处的升阻比作为设计目标,针对不同设计攻角,分别给予相应的权重值,最终将完全对称翼型的优化设计转化为单目标优化问题,目标函数如式(3)所示。

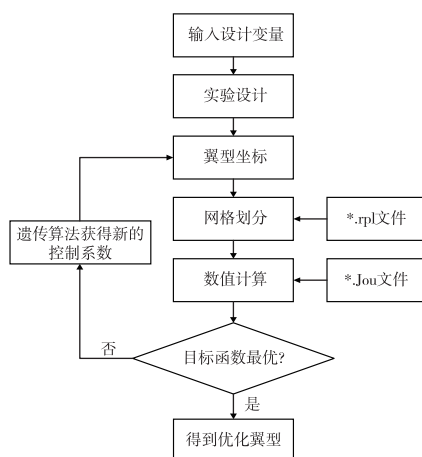


图2 优化流程

$$\begin{cases} C_l|_{\alpha_i} > C_l|_{\exp, \alpha_i} \\ \max: f = \sum_{i=1}^n \omega_i \left(\frac{C_l|_{\alpha_i}}{C_d|_{\alpha_i}} - \frac{C_l|_{\exp, \alpha_i}}{C_d|_{\exp, \alpha_i}} \right) \\ 0 < C_d|_{\alpha_i} < C_d|_{\exp, \alpha_i} \end{cases} \quad (3)$$

式中: n 为选取的设计攻角数; ω_i 为权重, $\sum_{i=1}^n \omega_i = 1$, $i = 1, 2, \dots, n$; C_l 为升力系数; C_d 为阻力系数; $C_l|_{\alpha_i}$ 表示优化翼型在设计攻角 α_i 处期望得到的升力系数, $i = 1, 2, \dots, n$; $C_d|_{\alpha_i}$ 表示优化翼型在设计攻角 α_i 处期望得到的阻力系数, $i = 1, 2, \dots, n$; $C_l|_{\exp, \alpha_i}$ 表示参考翼型在设计攻角 α_i 处的升力系数, $i = 1, 2, \dots, n$; $C_d|_{\exp, \alpha_i}$ 表示参考翼型在设计攻角 α_i 处的阻力系数, $i = 1, 2, \dots, n$ 。

1.2 翼型气动特性数值模拟方法

Fluent 软件将不同领域的计算软件组合起来, 对于数值问题的计算速度、稳定性和精度等方面都有非常理想的结果^[9]。熊莉芳等^[10]应用 $k-\varepsilon$ 两方程模型通过对某管道湍流稳态的模拟并与理论分析比较, 结果证明, $k-\varepsilon$ 湍流模型对于内部的稳态或非稳态的充分发展湍流都很适用。李文华和苏明军^[11]选用 S-A 湍流模型和 $k-\varepsilon$ 湍流模型对有壁面边界的空气流动进行计算, 结果显示 S-A 模型比 $k-\varepsilon$ 模型更易收敛, 并为分析风力机翼型气动特性提供了一个较好的湍流模型。

在进行数值模拟时, 不同的数值模拟技术具有不同的适用范围和精度, 现阶段还没有找到对所有数值模拟都很好的湍流模型。对于数值仿真的计算

情况来说, 湍流模型只要能够满足一定的精度要求、占用计算资源少、计算时间短, 就可以用于数值计算, 本文拟选取 S-A 湍流模型对翼型进行计算求解。

1.3 结果与分析

以可逆翼型中性能较好的 R18 翼型为基础对象, 采用本文的翼型设计方法对 R18 翼型进行优化, 给定设计状态为 $v = 15 \text{ m/s}$, $Re = 1 \times 10^6$, 在保证翼型最大相对厚度不变的情况下, 设计攻角选择位于升力系数曲线的线性段, 选取 3° 和 6° 攻角, 并取权重值 $\omega_i = 0.5 (i = 1, 2)$, 进行 600 步迭代计算。优化后控制系数结果如表 1 所示。

表1 优化结果

参 数	参考翼型	优化翼型
$T (\%)$	0.0911	0.0911
k_{x_1}	/	0.1004
k_{x_2}	/	0.7991
k_{x_3}	/	0.8545
k_{y_1}	/	0.4142
k_{y_2}	/	0.3077
k_{y_3}	/	0.6343

优化设计后得到的完全对称翼型型线如图 3 所示。

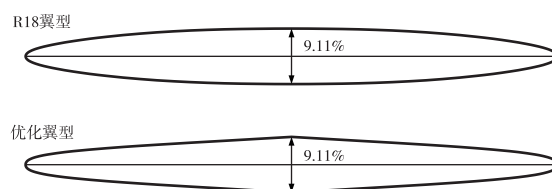


图3 优化翼型轮廓图

图 4 中给出了优化翼型和参考翼型在不同攻角下的气动性能比较, 从图 4(a) 中还可以看出, 在 $\alpha \in [0^\circ, 8^\circ]$ 攻角范围内, 优化翼型的升力特性均优于参考翼型, 且随着攻角的增加, 差距越明显。此外, 如图 4(b) 所示, 在 $\alpha \in [0^\circ, 8^\circ]$ 攻角范围内, 随着攻角的增加, 优化翼型的升阻比特性也表现出了显著提升。

2 基于可逆翼型的风机数值计算

使用与实验相同的叶片扭曲规律对叶片进行构

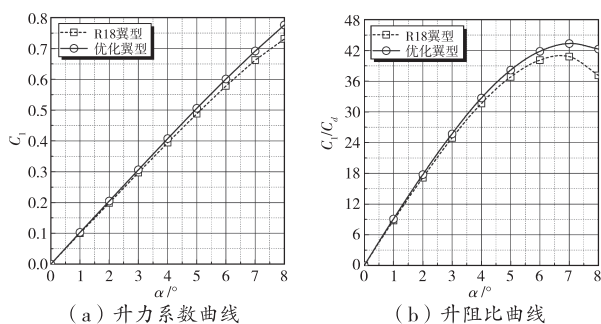


图4 气动性能对比曲线

造,并在 Numeca 仿真软件中进行计算,将计算结果与实验数据进行对比,从而验证 Numeca 数值仿真能够正确预测叶轮转子的气动性能,进而用该数值仿真方法对优化翼型构建的叶轮转子进行仿真计算,与 R18 翼型构建的叶轮进行气动性能的比较。

2.1 数值仿真验证

参考文献[3]中 R18 翼型构造的可逆风机性能测试实验数据,利用实验数据对计算模型的网格无关性进行检查,通过改变流动方向、叶展方向和圆周方向的网格节点数和分布情况,得到了不同的网格节点数,然后计算得到不同工况下的气动性能,并与实验结果进行对比,如表 2 所示。

表2 不同网格数目下的气动性能比较

工 况		网格结点数			实验数据
		770341	1010723	1547245	
18.72kg/s	压力/Pa	178.5	182.16	181.24	198.15
	效率	70.936	70.849	72.945	69.138
17.16kg/s	压力/Pa	359.59	363.37	365.4	375.02
	效率	81.885	81.675	83.170	79.386
15.6kg/s	压力/Pa	530.68	533.77	542.63	560.29
	效率	84.538	84.169	85.320	81.872
14.04kg/s	压力/Pa	687.91	675.11	680.22	660.15
	效率	84.121	83.469	84.332	80.494
14.04kg/s	压力/Pa	831.94	799.48	752	775.38
	效率	81.98783	80.4586	79.3257	77.246

从表 2 中的总体计算结果可以看出,网格数的变化对模型的气动性能计算结果的影响很小,原因在于 AutoGrid5 软件对流场采用了相同的拓扑结构进行网格的划分,能够获得质量很高的结构化网格,因此网格数的多少对于计算结果的影响很小。此

外,对比分析计算结果与实验数据,模型气动性能的计算结果与实验数据吻合良好,表明该计算流场能够正确预测可逆风机转子气动性能。

2.2 数值计算方法

提取 R18 翼型设计的可逆风机转子性能测试数据,其中转子的几何参数数据如表 3 所示。

表3 转子几何参数数据

参数	数值
转速/(r/min)	1450
叶片数	12
直径/m	1
轮毂比	0.5
流量 $Q_R/(m^3/s)$	13
全压 P_R/Pa	560

通过调整设计参数使得本文中翼型设计出的叶片具有相同的弦长和安装角变化规律,叶根和叶梢的安装角分别为 38° 和 20.3° ,叶根和叶梢弦长分别为 154.4 mm 和 136.5 mm。将叶片截面从叶根到叶梢分成 7 个截面,叶片造型如图 5 所示。

综合考虑网格数目对计算精度以及计算速度的影响,通过前处理软件 AutoGrid5 完成单转子的网格划分,对叶片区域进行 O 型网格划分,进出口使用 H 型网格划分,叶顶间隙部分进行蝶形网格划分,最终确定网格



图5 叶片造型图

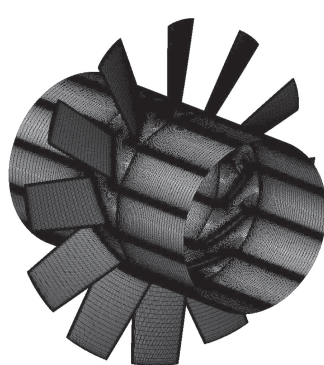


图6 风机整体模型

单元总数为 1010723,其中网格节点的最小偏差角为 22.15° ,最大长宽比为 2212.81,最大延展比为 2.93,均满足计算要求,风机总体模型如图 6 所示。

通过 Fine/Turbo 进行仿真计算,湍流模

型采用 Spalart-Allmaras 模型,定解条件包括进口边界条件设置和出口边界条件设置,进口边界条件给定总压,出口边界条件给定参考压力和质量流量。叶轮中固体壁面均定义为无滑移绝热壁面,叶片以及轮毂定义为转动部件,转速为 1450 rpm,其余部分均设置为静止状态。收敛残差量级设为 -5.5 ,设计气动性能参数为: $Q_R = 13 \text{ m}^3/\text{s}$, $P_R = 560 \text{ Pa}$,分别对 $0.9 Q_R$ 、 $1.0 Q_R$ 、 $1.1 Q_R$ 以及 $1.2 Q_R$ 这四个流量点进行计算。

2.3 结果与分析

可逆风机的特性曲线是评价风机气动性能优劣的依据,对于风机气动性能而言,全压和效率是其中最为重要的指标,本节对特性曲线和压力系数曲线进行了对比分析。图 7 为两种翼型设计风机的全压-流量曲线和效率-流量曲线对比。

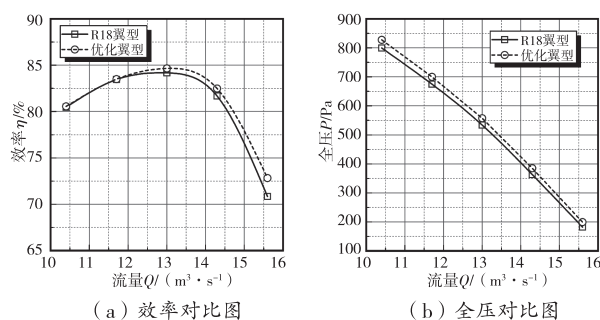


图 7 气动性能对比曲线

从图 7 可看出,在设计工况点附近,优化翼型设计的叶轮全压始终高于 R18 翼型设计的叶轮全压,在 $0.8 Q$ 、 $0.9 Q$ 、 $1.0 Q$ 、 $1.1 Q$ 、 $1.2 Q$ 工况下,优化翼型设计叶轮的全压相比于 R18 翼型设计叶轮的全压分别提升了 3.51%、3.72%、4.39%、6.04%、9.50%。在 $1.0 Q$ 、 $1.1 Q$ 、 $1.2 Q$ 工况下,优化翼型设计叶轮效率相比于 R18 翼型设计叶轮的效率分别增加了 0.58%、1.00%、2.78%,小流量工况下优化翼型设计的叶轮效率基本与 R18 翼型设计的叶轮效率相同,这是由于优化翼型的阻力系数在大攻角下较大。综合对比两种叶轮的气动性能,采用优化翼型设计出的可逆风机转子具有更加优越的气动性能,不仅在全工况下具有更高的全压,而且在额定工况范围内可逆风机的效率提升较为显著。

图 8 为标况下两种叶片的压力云图,从图 8(a)

和图 8(b)可以看出,优化叶片压力面整体压力略大于 R18 叶片,但是在最大厚度处出现明显的突降,吸力面同样存在这种现象,这与构造该叶片的翼型有关,为探索产生该现象的原因,图 9 给出了两种叶片不同叶高的压力系数。

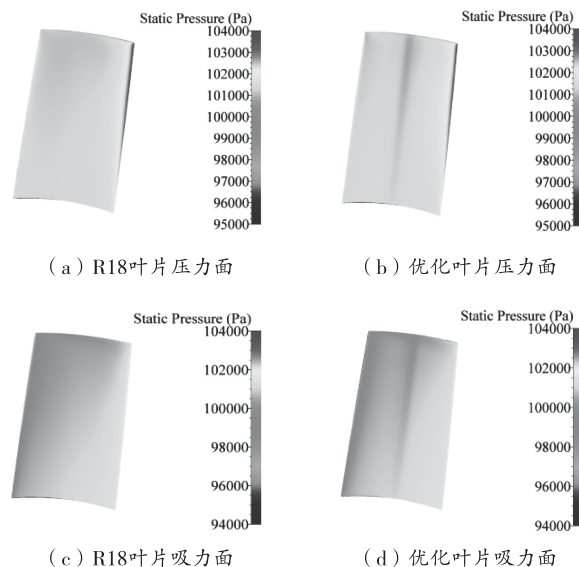


图 8 叶片压力云图

图 9 给出了两种叶片在 10% 叶高、50% 叶高以及 90% 叶高处的压力系数对比,可以看出,在 10% 叶高处 R18 叶片的表面载荷低于优化叶片,说明其在叶根处做功能力较弱,容易导致在根部的流动损失较大。而优化叶片根部的载荷较大,提升了叶根处的做功能力,并延缓了叶根处角区分离的出现。随着叶高的增加,优化翼型设计叶片的压力系数相比于 R18 翼型设计叶片的压力系数仍增长明显,但是在叶片最大相对厚度附近,优化翼型设计叶片压力系数迅速降低,这是因为优化翼型设计叶片最大相对厚度附近曲率变大,气流流经此处离心力变大,从而导致压力系数下降,这与图 8 中优化翼型设计叶片的压力云图特征相符。

3 结论

1) 采用 Fortran 语言编写完全对称翼型参数化设计程序代码,并与 ICEM 网格划分和 Fluent 数值仿真集成起来,借助 MIGA 算法实现了完全对称翼型的自动优化设计。

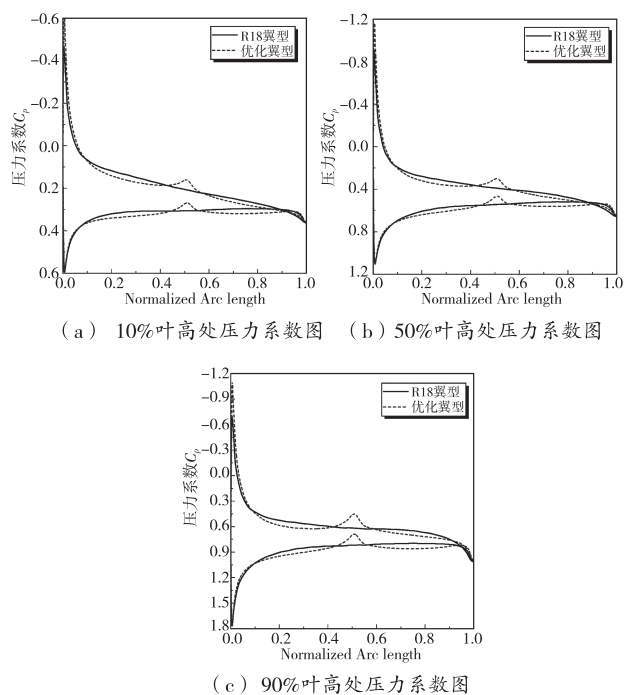


图9 不同叶高压力系数对比图

2)以地铁风机用 R18 翼型为参考翼型进行优化设计,通过 Numeca 进行叶轮设计并进行数值模拟验证。设计叶片过程中,使其具有和实验数据相同的扭曲规律和工作环境,对比实验结果和数值仿真结果显示,采用 Numeca 数值仿真软件能够正确预测三维叶片气动性能。

3)对 R18 翼型进行优化设计,得出与 R18 翼型具有相同最大相对厚度的优化翼型,按同等扭曲设计叶片并进行气动性能计算。计算结果显示,相较于 R18 翼型设计出的风机,优化翼型设计出的风机全压提升 5.43%,效率提升 0.905%,设计完全对称翼型优化方法能够有效提升翼型和转子的气动性能。

参考文献

[1] 华耀南,郭绍华,石雪松,等. 地铁和隧道风机的前景、现状及发展[J]. 风机技术,2009(3):54-59.

[2] 谭春青. 完全可逆地铁风机的三维优化设计[J]. 机械工程学报,2006,42(9):169-173.

[3] 张森,席德科,李华星. 可逆风机用翼型气动特性分析与实验研究[J]. 机械科学与技术,2019,38(2):165-169.

[4] 李超俊,赵德文,魏百锁. 直接反转反风轴流风机的理论与实验研究[J]. 西安交通大学学报,1991(3):9-13.

[5] 席德科,张仲寅,陆森林,等. 可逆风机叶片的翼型研究[J]. 机械科学与技术,1999,8(4):116-118.

[6] 王晓航. 水平轴潮流能水轮机叶片设计与水动力特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2015.

[7] 黄典贵. S 型叶片可逆式轴流风机的全三维优化设计[J]. 机械工程学报,2005(12):182-185.

[8] CHACKO B, BALABASKARAN V, TULAPURKARA E G, et al. Effect of thickness distribution on performance of S-cambered profiles [J]. Journal of energy engineering, 1992, 118(3):164-179.

[9] 刘霞,葛新锋. FLUENT 软件及其在我国的应用[J]. 能源研究与利用,2003(2):36-38.

[10] 熊莉芳,林源,李世武. k-ε 湍流模型及其在 FLUENT 软件中的应用[J]. 工业加热,2007(4):13-15.

[11] 李文华,苏明军. 常用湍流模型及其在 FLUENT 软件中的应用[J]. 水泵技术,2006(4):31-40.

基金项目:河南省高校基本科研业务费专项资金资助(NS-
FRF220445);新疆自治区自然科学基金地州基金
项目(2022D01F46);自治区人才发展专项资金支
持项目(202102)。

作者简介:高一鸣,男,硕士生,研究领域:流体机械设计理论与
技术。

通讯作者:张森,男,博士,讲师,研究领域:叶轮机械原理与
流动控制。

收稿日期:2023-07-10

MSS50 移动模架吊挂系统有限元分析

蔡思文¹, 王斌华¹, 秘嘉川²

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064;

2. 山东恒堃机械有限公司, 山东 济南 250014)

摘要: 利用 ANSYS 有限元分析软件, 分别建立移动模架吊挂系统合模和开模工况下的有限元模型, 研究吊挂系统在静载和过孔工况下的应力分布和变形情况, 为确保其在施工状态下结构的安全可靠性, 需校核移动模架吊挂系统最大受力工况下的结构强度、刚度及屈曲稳定性。有限元分析结果表明: 移动模架吊挂系统满足强度、刚度及屈曲稳定性要求, 研究成果可为移动模架的设计与安全施工提供参考。

关键词: 移动模架 吊挂系统 力学性能 有限元分析

中图分类号: TH134; U445

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)01-0079-04

Finite element analysis of MSS50 mobile formwork suspension system

CAI Siwen, WANG Binhua, MI Jiachuan

Abstract: Using ANSYS finite element analysis software, the finite element models of the mobile formwork suspension system under mode closing and mode opening conditions were established to study the stress distribution and deformation of the suspension system under static load and through-hole conditions, so as to ensure the safety and reliability of the structure during operation. The structural strength, rigidity and buckling stability of the mobile formwork suspension system under the maximum stress condition were checked. The finite element analysis results show that the mobile formwork suspension system meets the requirements for strength, rigidity and buckling stability. The research results can provide reference for subsequent design and safe operation of mobile formworks.

Keywords: mobile formwork, suspension system, mechanical property, finite element analysis

0 引言

移动模架造桥机是一种利用墩柱或承台为支承, 逐跨完成混凝土箱梁浇筑的专业制梁平台设备, 具有机械化程度高、跨越能力强、施工周期短、不影响桥下交通等特点^[1]。移动模架造桥机易于控制浇筑工况下混凝土箱梁的线性变形, 保障了施工过程的质量和安全性, 因而在公路、铁路及城市高架桥建设中得到了广泛应用^[2]。

移动模架造桥机属于大型非标设备, 对其结构的安全性要求高^[3]。目前有很多关于移动模架施工安全的分析研究, 但由于其结构庞大, 施工状态下整体受力较为复杂, 移动模架造桥机发生事故的情况也时有发生^[4-6]。因此, 有必要在投入使用前对

移动模架造桥机进行强度、刚度及稳定性分析, 以确保施工质量和人员安全。

1 移动模架吊挂系统组成及作用

MSS50 上行式移动模架结构形式如图 1 所示, 主要包括主梁系统、吊挂系统、模板系统、液压系统及移位调整系统五大部分, 其中, 吊挂系统主要由上横梁、下挂梁、横移机构及锁定机构等结构组成。

在移动模架合模浇筑工况下(图 2(a)), 混凝土梁、内、外模板以及风压、人群、振捣力和机具自重等载荷通过下挂梁和吊杆传递至上横梁, 再由主梁通过支腿传递到已制成箱梁和桥墩墩顶。在开模过孔工况下(图 2(b)), 移动模架下落开模, 下挂梁支撑外模板, 上横梁上的横移机构带动下挂梁及外模

板横向开启到指定位置,使其可以通过桥墩并纵移过孔至下一施工位。由上横梁和下挂梁等结构组成的吊挂系统不仅是在移动模架合模浇筑工况下将混凝土荷载传递至主梁的重要传力系统,也是在开模过孔工况下支撑外模板过孔行走的关键撑持系统。因此,有必要对移动模架吊挂系统进行有限元仿真分析,以校核其结构是否满足强度、刚度及稳定性要求。

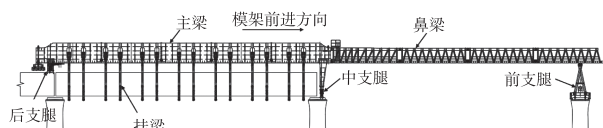
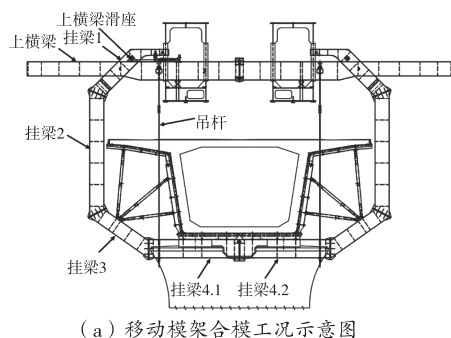
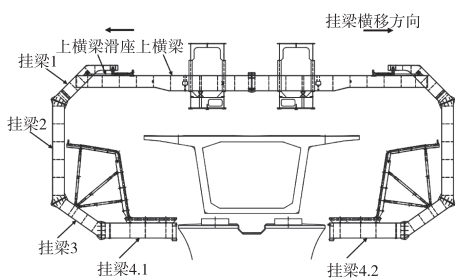


图1 上行式移动模架纵向视图



(a) 移动模架合模工况示意图



(b) 移动模架开模工况示意图

图2 上行式移动模架结构示意图

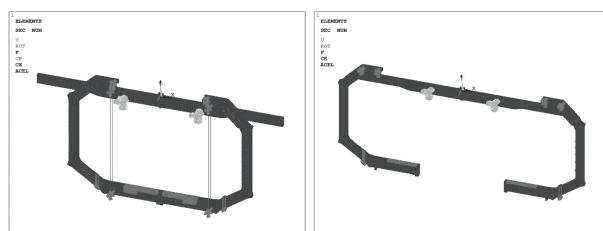
2 移动模架吊挂系统有限元模型建立

2.1 ANSYS 有限元模型建立

如图2所示,为了方便运输和安装,移动模架的下挂梁一般会采取分段处理,安装时采用高强螺栓进行连接,挂梁各部分连接处不发生相对滑动,在有限元模型建立时可将其整体建模,实现模型简化。该移动模架吊挂系统的主要构件包括上横梁、下挂梁、上横梁滑座、吊杆及精轧螺纹吊梁等。由于移动

模架主要是钢板焊接组成的箱梁结构,有限元模型中的上横梁、下挂梁、上横梁滑座及精轧螺纹吊梁采用板壳单元 SHELL181 模拟,能够保证有限元分析结果的精确性及可靠性。油缸、螺旋顶旋杆及吊杆采用梁单元 BEAM188 模拟,连接上横梁与下挂梁的销轴采用实体单元 SOLID185 进行模拟。

移动模架吊挂系统合模工况有限元模型如图3(a)所示,共划分板壳单元 115884 个,梁单元 982 个,实体单元 1794 个。吊挂系统开模工况有限元模型如图3(b)所示,共划分板壳单元 114589 个,梁单元 62 个,实体单元 1560 个。



(a) 移动模架合模工况吊挂系统有限元模型

(b) 移动模架开模工况吊挂系统有限元模型

图3 移动模架吊挂系统有限元模型

2.2 载荷施加形式

移动模架施工阶段桥梁首跨、标准跨及尾跨的跨度不同,混凝土箱梁也是变截面结构,应当选取吊挂系统承载最大工况进行有限元分析。该上行式移动模架选取标准跨 50.55 m 混凝土箱梁浇筑时纵桥向第 10 根下挂梁为分析对象,进行吊挂系统合模和开模工况下的强度、刚度及稳定性分析。

吊挂系统有限元模型自重可通过 ANSYS 软件自动计算,合模浇筑工况下,钢筋混凝土箱梁、内、外模板以及风压、人群、振捣力和机具自重等以外载荷的形式施加到有限元模型上。由于混凝土浇筑时为流体,会对外模板侧模产生侧向压力并通过撑杆传递到下挂梁,因此以梯度载荷的形式模拟流态混凝土对外模板侧模压力并等效为横向和竖向载荷,以集中载荷的形式施加到有限元模型上,外模板底模与下挂梁接触位置的受力以均布载荷形式施加到有限元模型上^[7],如图3所示。

2.3 约束条件

该移动模架主梁通过横梁螺旋顶支撑着上横梁,且螺旋顶与主梁和上横梁接触位置都采用螺栓

连接。有限元模型中在对应位置可采用板壳单元建立横梁螺旋顶模型,有限元模型中螺旋顶顶面与上横梁连接面对应的所有节点进行耦合,螺旋顶底座进行位移和转动自由度的全约束(UX、UY、UZ、ROTX、ROTY、ROTZ),约束条件下的有限元模型如图 3 所示。

3 有限元计算结果

3.1 吊挂系统合模工况强度与刚度计算

移动模架校核普遍采用许用应力法进行强度计算^[8-10],因其主要为塑性材料,应力计算公式为:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

式中: σ 为计算应力; $[\sigma]$ 为许用应力; σ_s 为材料屈服极限; n 为安全系数。

移动模架合模工况吊挂系统有限元模型 VonMises 应力云图见图 4,模型最大应力为: $\sigma_{\max} = 204$ MPa,位于上横梁与右侧横梁螺旋顶接触位置的内侧筋板。吊挂系统模型最大竖向变形为: $UY = 33.922$ mm,位于下挂梁最底端中部,竖向变形云图见图 5。

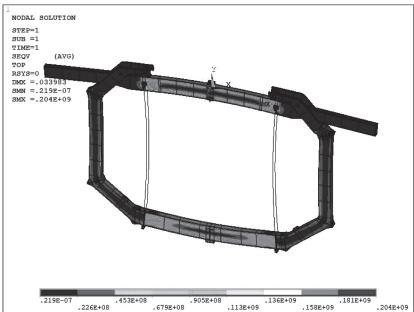


图 4 合模工况 VonMises 应力云图

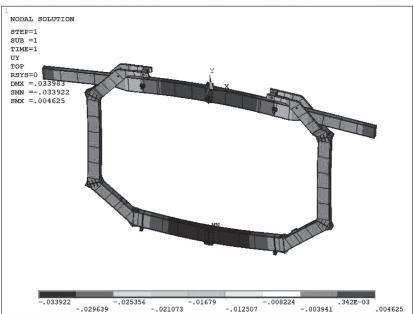


图 5 合模工况竖向变形云图

移动模架吊挂系统主要采用材料为 Q355B 的钢板焊接而成,其材料许用应力为: $[\sigma] = 235$ MPa,故吊挂系统满足合模工况强度要求。在桥梁混凝土箱梁浇筑过程中,移动模架吊挂系统对最危险工况下的强度限制有其要求,对浇筑工况下的最大竖向变形量也有严格的限制。工程项目一般要求对混凝土浇筑工况下的横梁挠跨比小于 $1/400$,即吊挂系统受载时其挠度容许值应小于 $L/400 = 59$ mm。如图 5 所示,合模浇筑工况下吊挂系统最大竖向变形为 33.922 mm,故吊挂系统最大竖向变形满足合模工况刚度要求。吊挂系统包含结构较多,限于篇幅不再逐一展示,其有限元模型各结构的最大应力和变形如表 1 所示。

表 1 合模工况各结构最大应力及变形

结 构	最大应力/MPa	最大变形/mm
上横梁	204	28.385
下挂梁	184	33.922
上横梁滑座	102	10.971
吊梁 1	180	4.805
吊梁 2	163	2.386
挂梁销轴	161	8.531

3.2 吊挂系统开模工况强度与刚度计算

移动模架开模工况吊挂系统有限元模型 VonMises 应力云图见图 6,模型最大应力为: $\sigma_{\max} = 197$ MPa,位于上横梁与左侧横梁螺旋顶接触位置的外侧腹板。吊挂系统开模工况最大竖向变形为: $UY = 55.03$ mm,位于下挂梁最底端,竖向变形云图见图 7。计算结果表明吊挂系统在开模工况下满足结构强度和刚度的要求。

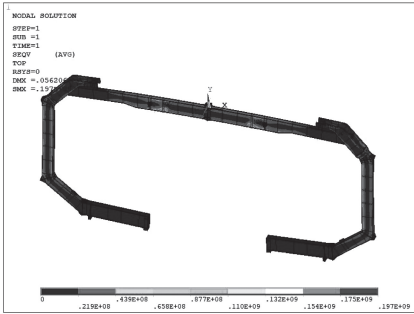


图 6 开模工况 VonMises 应力云图

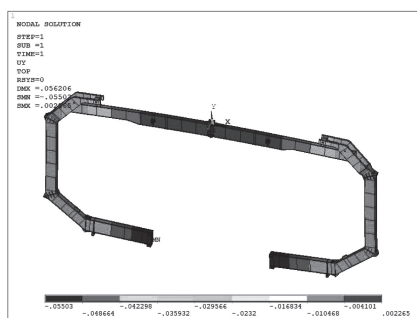


图7 开模工况竖向变形云图

移动模架开模工况下吊挂系统各结构的最大应力和变形如表2所示。

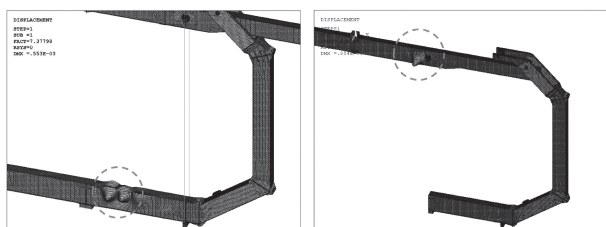
表2 开模工况各结构最大应力及变形

结 构	最大应力/MPa	最大变形/mm
上横梁	197	22.753
下挂梁	134	55.03
上横梁滑座	36.7	17.285
挂梁销轴	113	12.357

3.3 吊挂系统稳定性计算

移动模架的吊挂系统主要由钢板焊接而成,当应力接近临界值时,上横梁及下挂梁容易出现垂直于中面的变形,在静力荷载作用下会有失稳的风险,因此有必要对其结构进行稳定性分析,即计算结构失稳情况下的临界载荷。可以采用 ANSYS 软件自带的屈曲稳定性计算模块进行移动模架吊挂系统的稳定性计算。

如图8(a)所示,移动模架吊挂系统合模工况一阶失稳变形发生在下挂梁底端的右侧腹板位置,一阶屈曲特征值为 $7.378 > 1.5$,故合模工况下吊挂系统满足稳定性要求。开模工况下一阶失稳发生在上横梁右侧腹板位置,一阶屈曲特征值为 11.011 ,满足开模工况稳定性要求,如图8(b)所示。



(a) 吊挂系统合模工况一阶失稳变形图

(b) 吊挂系统开模工况一阶失稳变形图

图8 吊挂系统一阶失稳变形云图

4 结语

1)通过 ANSYS 软件建立移动模架吊挂系统合模和开模工况下的有限元模型,分析其不同工况下的应力分布及变形,计算结果表明移动模架吊挂系统满足强度和刚度的要求。

2)对移动模架吊挂系统两种工况进行了屈曲稳定性分析,得到吊挂系统不同工况下最先发生失稳的位置,由一阶屈曲特征值表明移动模架吊挂系统满足结构稳定性要求。

3)利用 ANSYS 软件对移动模架吊挂系统进行的强度、刚度及稳定性分析,可为后续其他模架设计及施工提供参考。

参考文献

- [1] 郝宇飞,江明坤,胡元伦. MSS60 三主梁移动模架力学性能仿真分析[J]. 机械,2021,48(3):68-73.
- [2] 南黄河. 龟洲大桥移动模架造桥机的设计与施工技术[D]. 西安:长安大学,2015.
- [3] 《中国公路学报》编辑部. 中国桥梁工程学术研究综述·2014[J]. 中国公路学报,2014,27(5):1-96.
- [4] 岳海蛟. 移动模架安全监控系统研究[D]. 西安:长安大学,2015.
- [5] 刘宏刚,李军堂,张超福,等. 桥梁施工移动模架安全问题及影响因素分析[J]. 世界桥梁,2014,42(3):60-64.
- [6] 刘宏刚,尤继勤,张超福. 我国移动模架技术标准化与现代化展望[J]. 铁道标准设计,2014,58(4):37-43.
- [7] 王斌华,丁广志,芦强,等. 流态混凝土压力荷载传递与移动模架结构强度影响研究[J]. 公路工程,2018,43(3):11-16.
- [8] 中国机械工业联合会. 起重机设计规范:GB/T 3811—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
- [9] 史妍妮,吕彭民,梁佳. MSS50 双幅整体浇筑式移动模架力学性能仿真分析[J]. 筑路机械与施工机械化,2016,33(11):98-102.
- [10] 吕彭民,杨龙飞,王斌华. 变幅宽移动模架结构的有限元分析与试验研究[J]. 郑州大学学报(工学版),2015,36(2):43-46.

作者简介:蔡思文(1999-),男,硕士研究生,主要研究方向为机械结构强度。

收稿日期:2023-05-28

基于改进 YOLOV4-tiny 的电力设备红外识别研究

刘冲冲¹, 张力平^{1,2}, 任锦飞², 陈群元³

(1. 长安大学 工程机械学院, 陕西 西安 710064; 2. 长安大学公路养护装备国家工程实验室, 陕西 西安 710068)

摘要: 红外检测技术因其具有无需直接接触、带电状态进行检测、检测快速等优点, 广泛应用于电力设备过热故障诊断领域。但是, 红外图像质量不佳和电力设备的复杂分布等问题, 对电力设备故障红外检测过程中的电力设备种类检测精度带来不利影响。为了实现电力设备种类识别的快速准确检测, 在 YOLOV4-tiny 目标检测算法的基础上, 提出了适用于电力设备过热故障诊断过程设备种类识别的 YOLOV4-tiny 目标检测模型。通过旋转矩形框机制替换水平矩形框机制、改进激活函数和采用 PAN+FPN 加强特征提取网络的方式, 来改进原检测模型, 使其在检测时更精准更快速。通过多次实验验证, 优化后的模型相较于 YOLOV4、YOLOV4-tiny 两种模型来说, 检测速度没有明显提升, 但其检测精度提升了 1.89%, 这为电力设备过热故障红外诊断过程中的设备种类识别研究带来了新的思路。

关键词: 红外检测 带电检测 旋转矩形 YOLOV4-tiny

中图分类号: TM711

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)01-0083-05

Research on infrared recognition of power equipment based on improved YOLOV4-tiny

LIU Chongchong, ZHANG Liping, REN Jinfei, CHEN Qunyuan

Abstract: Infrared detection technology is widely used in the field of overheat fault diagnosis of power equipment because of its advantages such as no direct contact, live detection and fast detection. However, the poor infrared image quality and the complex distribution of power equipment have an adverse effect on the detection accuracy of power equipment type in the process of power equipment fault detection. In order to realize the fast and accurate identification of power equipment type, this paper proposes a YOLOV4-tiny object detection model suitable for the identification of power equipment type in the process of overheat fault diagnosis based on the YOLOV4-tiny object detection algorithm. The original detection model is improved by replacing the horizontal rectangular frame mechanism with the rotating rectangular frame mechanism, improving the activation function and using PAN+FPN to strengthen the feature extraction network, so as to make the detection more accurate and faster. Through many experiments, the optimized model has no significant improvement in detection speed compared with YOLOV4 and YOLOV4-TINY models, but its detection accuracy is increased by 1.89%. This study has brought a new idea for the equipment type identification in the infrared diagnosis process of power equipment overheating fault.

Keywords: infrared detection, live detection, rotating rectangular, YOLOV4-tiny

0 引言

随着红外技术和电力设备的不断发展, 红外检测技术已经在电力设备故障诊断领域得到了普遍的应用, 是用来检测电力设备故障的重要手段之一^[1]。红外检测技术是一种根据物体发热情况, 检测是否发生过热(故障)现象的诊断技术。在进行电力设备故障检测时, 具有不需要将检测设备与电

力设备直接接触、降低了安全事故发生概率和电力设备带电工作、效率高等优势。在进行故障诊断过程中, 对于不同类别电力设备进行精确的定位与识别, 是进行设备是否发生故障和进行报警提示的关键^[2]。虽然红外检测技术具有一定优势, 但是对于电力设备种类精确的定位与识别, 还是需要依靠人工来完成, 这对技术人员的专业性和经验性要求极高, 目前该方面的技术人员储备较少。因此, 对于红

外图像数据进行检测后,自动进行电力设备种类的定位与识别成为电力设备故障红外诊断研究的重点^[3]。

随着深度学习的发展,该领域的研究人员不断尝试将深度学习的目标检测模型应用到电力设备故障红外诊断领域中^[4-6]。当下比较流行的深度学习的目标检测算法主要有 Two-stage(分两步进行工作)检测算法和 One-stage(分一步进行工作)检测算法。由于流程的不同,使得这两种检测算法各有各的优点,各有各的缺点。就检测精度而言,Two-stage 优于 One-stage;就检测速度来说,One-stage 比 Two-stage 更快。Two-stage 中比较经典的为 Faster R-CNN;One-stage 中比较具有代表性的有 YOLOv3、SSD 等^[7]。文献[8]利用 Two-stage 型目标检测对电力设备红外图像识别与定位,实现了 7 种电力设备的精准定位和精准识别,但是所消耗的时间较长,不满足实时性要求。文献[9]采用改进后 One-stage 型目标检测算法对 5 种复杂背景下电力设备的红外识别,识别速度较快,但是识别精度没有太多提升,与改进前精度几乎相近。

本文在 YOLOv4-tiny 的基础上,为了解决在电力设备密集、工作环境复杂不便识别等问题:将水平矩形框变旋转矩形框机制;用激活函数变 Mish 代替 LeakyReLU,使得梯度在变化过程中平滑度得到提升,防止在小于零的区间范围时出现梯度消失的现象;在特征提取部分,采用新的网络进行特征提取,即使用双重网络提取特征并进行融合,充分利用多层特征图的不同信息。最后,由实验得到的数据证明了新网络具有一定的实用价值。

1 YOLOv4-tiny 目标检测模型

YOLOv4-tiny 属于 One-stage 方法,是一个深度复杂的目标检测。YOLOv4-tiny 模型是 YOLOv4 的简化版,其网络参数量为 600 万,只有 YOLOv4 的十分之一,使得检测速度大大提高。YOLOv4-tiny 网络总体上可分为三个部分,第一部分主干特征提取网络 CSP Darknet53-tiny(简化 CSP Darknet53);该部分与 YOLOv4 的相似,都是在原始的 Darknet53 结构上加入 CSPnet 结构,不同的是 YOLOv4-tiny 该部分的残差网络不在进行堆叠;第二部分加强特征提

取网络:该部分采用的是 FPN 结构,相比于 YOLOv4 的加强提取网络 SPP+PANet 结构,YOLOv4-tiny 的加强提取网络更轻量化;第三部分 YOLO Head:该部分对提取到的特征进行卷积和预测操作。YOLOv4-tiny 结构框图如图 1 所示,当图片输入后,在主干特征提取网络中首先进行卷积和激活函数操作;然后进行残差操作;之后进行卷积+激活函数操作,最终得到两个有效特征层即 $26 \times 26 \times 256$ 特征层和 $13 \times 13 \times 512$ 特征层;将得到的有效特征层送入加强特征提取网络,进行一系列卷积和上采样操作,最终得到两个带有更多可靠信息的有效特征层;最后把带有可靠信息的特征层送入 YOLO Head 进行预测。

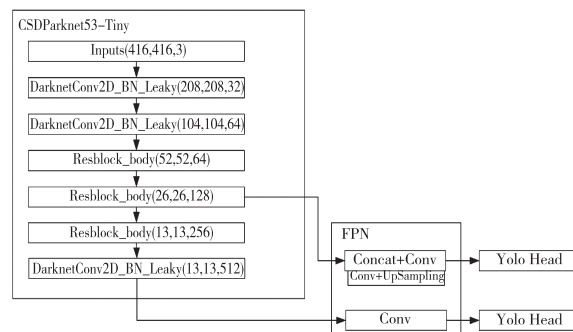


图 1 YOLOv4-tiny 的结构框图

表 1 展示了 YOLOv4-tiny 和 YOLOv4 在同一数据集下进行工作的性能对比。从多组数据分析中可以看出,YOLOv4-tiny 的模型为 YOLOv4 的十分之一左右,但是识别速度却快了至少七倍。因此,YOLOv4-tiny 模型更适合电力设备红外过热故障诊断过程中的设备种类识别,实现实时的电力设备种类检测,为过热故障识别做好准备。

表 1 YOLOv4-tiny 与 YOLOv4 性能对比

模型	输入 图片尺寸	mAP	FPS	BFlops	预测训练 权重尺寸
YOLOv4-tiny	416 * 416	40%	370	7	23.2MB
YOLOv4	416 * 416	64%	46	91	246MB

YOLOv4-tiny 结构简单使其检测速度快,能够适应电力设备红外故障检测实时性要求,但也带来了特征融合不充分、利用率低以及显著性不突出等缺点,大大降低了检测精度,影响电力设备红外故障诊断的结果。

2 改进 YOLOV4-tiny 电力设备目标识别模型

YOLOv4-tiny 结构精简、检测速度快,但检测精度不高,无法对复杂场景中的电力设备目标进行精确检测。针对电力设备红外诊断的需求,以原始 YOLOv4-tiny 为基础对其进行改进:①引入旋转框机制代替矩形框机制,实现复杂场景下的电气设备精准定位;②在特征提取网络引入 Mish 激活函数,使梯度在变化过程中平滑度得到提升,防止在小于零的区间范围时梯度消散;③使用两层网络(FPN+PAN)对主干部分获得的特征层进行特征提取并进行融合,使多层特征图的不同信息被充分利用。

2.1 旋转矩形框机制

在 YOLOV4-tiny 网络中,采用的是矩形框机制,为了提高其在电力设备故障诊断领域的检测精度,在原本的检测网络中将需要的旋转框机制进入,实现在电力设备过大、相互重叠和背景复杂场景下的电力设备红外目标精细化定位,以达到提高检测精度的效果。

用来替换矩形框的旋转矩形框如图 2 所示,对于图中每个旋转矩形框的两条相邻的边进行定义,分别定义为边 m 与边 n :边 m 指与坐标 x 轴正方向成角大于零度小于 90 度的边,同时将成角定义为角度 θ ,并规定其取值范围为 $[-\pi/2, 0)$,图中 -30 度和 -60 度指的就是角度 θ ;与边 m 相邻的边就是边 n 。通过位置向量 (x, y, m, n, θ) 表示出旋转矩形框的位置,旋转矩形框位置的确定主要依靠中心点与其高度宽度,其中中心点用 x, y 表示,框的宽度和高度用 w, h 来表示。

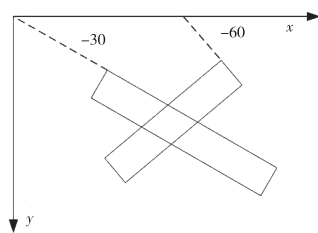


图 2 旋转矩形框示意图

旋转框与水平框定位效果对比如图 3 所示,通过对比可以发现,旋转矩形框将之前框选到的其他设备去除,这有利于检测精度的提高。

2.2 激活函数

YOLOv4-tiny 使用 LeakyReLU 作为激活函数(图 4),其表达式为:

$$\text{LeakyReLU}(x) = \begin{cases} x, & x > 0 \\ \alpha x, & x \leq 0 \end{cases}$$

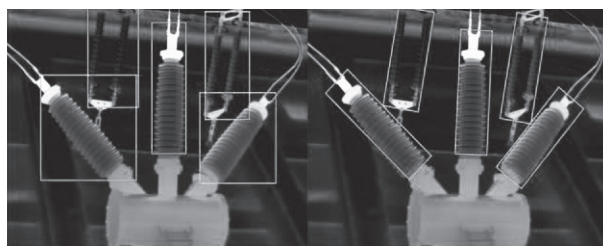


图 3 旋转框与水平框定位效果对比图

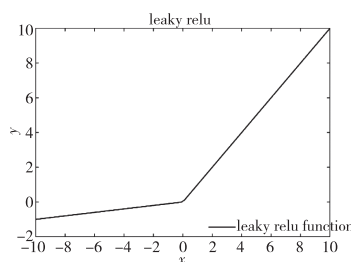


图 4 LeakyReLU 函数

LeakyReLU 函数在小于零的区间范围内梯度容易消失的,因而导致梯度更新过程的中断,模型的神经元部分出现神经元死亡现象,针对这一不足之处,可以采用 Mish 函数(图 5)来替换,其表达式为:

$$\text{Mish} = x * \tanh(\ln(1 + e^x))$$

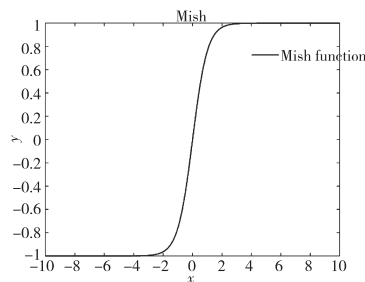


图 5 Mish 函数

之所以采用 Mish 函数来进行替换,是因为 Mish 函数在小于零的区间范围内梯度的更新并非完全被中断,Mish 函数允许部分小于零的梯度存在,保证了网络梯度流的稳定,在进行训练的过程中,相比较于 LeakyReLU 函数,提高了梯度下降的效果。Mish 函数替代 LeakyReLU 函数这一举措可以提高测试的准确率和训练的稳定性。

2.3 FPN+PAN 结构

在进行预测工作之前,还需要对特征层进一步优化,在原始的 YOLOv4-tiny 中,使用 FPN 结构对前一阶段获得的特征层进行进一步的特征提取,经过 FPN 模块的处理后深、浅层特征层叠加合并在一起,使得浅层特征层可以传递深层特征的目的,但在这个过程中存在目标位置信息未传递到深层特征层的问题,这个问题将会严重影响后期诊断的质量。为了解决这个问题,提出了将 PAN 结构后添加到 FPN,PAN 结构信息提取的过程弥补了 FPN 的不足。FPN 结构与 PAN 结构的合理配合,解决了无法表达多个特征这一不足之处,有利于复杂环境下对电气设备红外图像的充分利用。

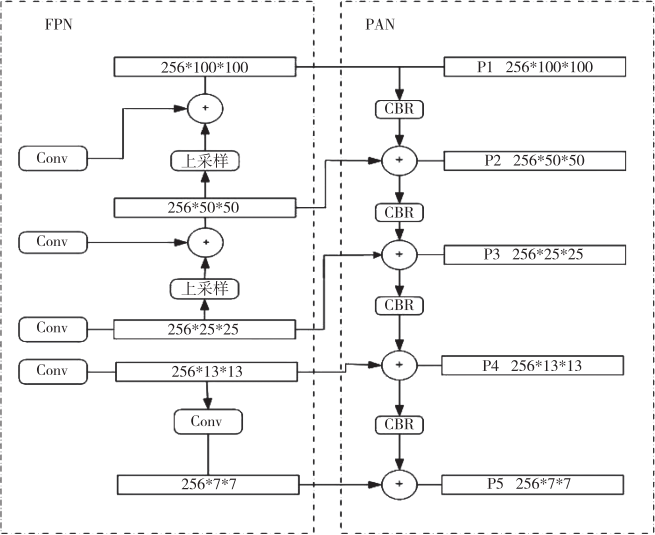


图6 FPN+PAN 结构

3 实验结果与分析

3.1 实验环境与平台

实验平台的搭建包括计算机硬件、计算机软件及环境,具体配置如表 2 和表 3 所示。

表 2 计算机硬件配置表

计算机硬件	具体配置
处理器	AMD R7 5800H
显卡	RXT3050
内存	16G
硬盘	固态硬盘 256G

表 3 计算机软件及环境

计算机软件及环境	具体版本
操作系统	Window10
CUDA	11.0
Python	Python3.8
深度学习框架	Pytorch1.7.0

3.2 电力设备红外图像数据集

实验所使用的数据集为自建数据集,来源于电网公司巡检过程中获得的电力设备红外图像以及上网搜集的电力设备红外图像,数据集红外图像包括变压器、电压互感器、隔离开关、电流互感器、绝缘子共 5 类变电站常见设备,合计 2400 张红外图像。

表 4 红外图像数据集各设备数量

类别	绝缘子	隔离开关	电压互感器	电流互感器	变压器
数量	496	418	495	496	495

在进行实验之前,要进行模型的训练,需要对红外相机采集到的红外图像进行标注,利用图像标注的部分设备图像如图 7 所示。

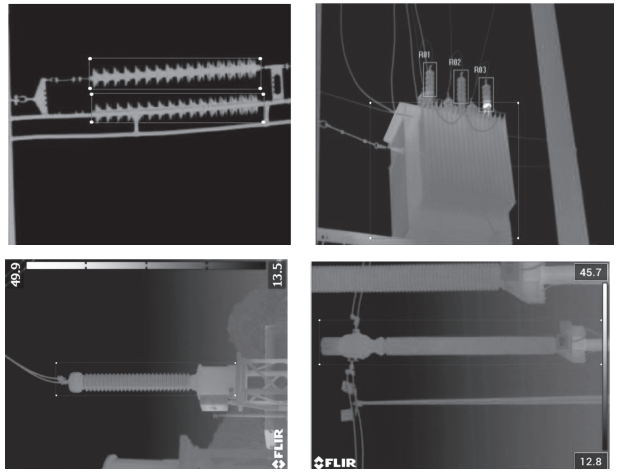


图 7 数据集标注

为了较好地评估模型性能,将标注好的红外数据按照 3 : 1 随机划分训练集和测试集。

3.3 结果与分析

为了综合评估模型性能,采用每个类别的精度平均值(AP)、AP 的均值(mAP)以及检测到目标物体的速度(Speed)作为衡量模型的评估指标。同时,为了验证所提方法的有效性,采用 YOLOv3、

SSD、YOLOv4、YOLOv4-tiny 作为对比方法。具体结果如表 5 和表 6 所示。

表 5 改进算法对不同电力设备的测试结果

电力设备	AP/%	Speed / (frame · s ⁻¹)
绝缘子	97.57	76
隔离开关	95.62	
电压互感器	96.23	
电流互感器	97.35	
变压器	98.26	
mAP/%	97.01	

表 6 不同方法的性能对比

方法	mAP/%	Speed / (frame · s ⁻¹)
SSD	90.13	33
YOLOv3	91.56	66
YOLOv4	94.73	75
YOLOv4-tiny	95.12	85
改进 YOLOv4-tiny	97.01	76

结合表 5 与表 6 可以得出：相较于原 YOLOv4 网络，所提方法的平均检测精度均值提高 1.89 个百分点，表明所提方法在电力设备红外图像识别中具备一定应用价值；在检测速度方面，所提方法的检测速度略有下降，但相比其他方法，明显具备优势。

4 结论

本文在 YOLOv4-tiny 检测模型的基础上，依照电力设备故障红外检测的需求，对该检测模型进行优化，优化后的模型实现了在进行电力设备红外诊断过程中的电力设备的识别，为电力设备的故障诊断提供了有利保障。通过引入旋转框机制、改变激活函数和改进特征提取框架对 YOLOV4-tiny 进行了优化。实验结果表明，改进 YOLOv4-tiny 模型的 mAP 值比 YOLOv4-tiny 模型提高了 1.89%，具有较好的综合性能。因此改进 YOLOv4-tiny 模型有利于

电力设备红外诊断过程中的电力设备的识别，对电力设备的故障诊断具有一定的现实意义。

参考文献

[1] 陈达,唐文虎,牛哲文. 基于深度学习的电力设备红外图像故障诊断方法[J]. 广东电力,2021,34(1):97-105.

[2] 贾达菲,杨冬冬,高宏. 红外热像技术在电力设备故障检测中的应用[J]. 山西电力,2018(6):30-33.

[3] 段中兴,张雨明,马佳豪. 基于改进 YOLOv4 的电力设备红外图像识别[J]. 激光与光电子学进展,2022,59(24):29-36.

[4] 姚建刚,付鹏,李唐兵,等. 基于红外图像的绝缘子串自动提取和状态识别[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2015,42(2):74-80.

[5] ZHAO H S,ZHANG Z Y,MENG H,et al. Infrared target detection of high voltage insulation bushing based on textural features[J]. Infrared technology,2021,43(3):258-265.

[6] ZHAO Z B,FAN X Q,XU G Z,et al. Aggregating deep convolutional feature maps for insulator detection in infrared images[J]. IEEE access,2017,5:21831-21839.

[7] 陈晓芳,李季. 基于 One-Stage 目标检测的路面损害检测算法对比分析[J]. 计算机应用,2021,41(S2):81-85.

[8] 吴克河,王敏鉴,李渊博. 基于 Mask R-CNN 的电力设备红外图像分割技术研究[J]. 计算机与数字工程,2020,48(2):417-422.

[9] 熊凯飞,樊绍胜,吴静. 基于改进 YOLOv4 的雾天变电站电力设备识别方法[J]. 无线电工程,2022,52(8):1504-1512.

作者简介:刘冲冲(1998-),男,硕士研究生,主要研究方向为红外诊断。

收稿日期:2023-06-18

基于工作模态分析的车辆车体刚体模态识别研究

黄五羊

(中车株洲电力机车有限公司, 湖南 株洲 412001)

摘要:模态是表征结构固有特性的重要参数,结构模态参数的准确获取对校准模态数值计算模型以及后续结构动力修改具有重要参考意义。试验模态分析是获得大型复杂结构模态特征的重要手段。按照激励方式的不同实验模态分析可分为力锤激励和激振器激励,对于轨道车辆整车模态测试,常规的激励手段往往因其激励能量不足而难以获取车辆的刚体模态特性。因此本文以楔块组合法作为激励输入,结合工作模态分析技术(OMA)对某城轨车辆进行刚体模态参数识别,其相关试验方法及结果可为轨道车辆刚体模态参数的获取提供参考。

关键词:OMA 城轨车辆 模态参数识别 半功率带宽法

中图分类号:U270.1;TH113.1

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0088-04

Rigid body modal recognition of urban rail transit vehicles based on working modal analysis

HUANG Wuyang

Abstract:Modal is an important parameter to characterize the inherent characteristics of the structure. The accurate acquisition of structural modal parameters has important reference significance for the calibration of modal numerical calculation model and the subsequent structural dynamic modification. According to the modes of excitation, the experimental modal analysis can be divided into force hammer excitation and shaker excitation. For the modal test of the whole rail vehicle, the conventional excitation means are often difficult to obtain the rigid body modal characteristics of the vehicle because of its insufficient excitation energy. Therefore, in this paper, the wedge group method is used as the excitation input, and the working modal analysis technology(OMA) is used to identify the rigid body modal parameters of an urban rail transit vehicle. The method and results can provide reference for the obtaining of rigid body modal parameters of rail vehicles.

Keywords:OMA, urban rail transit vehicle, modal parameter identification, half-power bandwidth method

1 概述

随着轨道交通行业的迅速发展,带来的振动问题日益凸显,这不仅大大降低了乘客的乘坐舒适性,还会导致车辆零部件产生严重的疲劳损伤。模态是结构的固有特性,在轨道车辆的车体结构设计之初对其进行模态分析是必不可少的。掌握其模态参数,能有效对车辆后期运营过程中的振动特性进行预测和评估^[1]。早在1950年,通过对试件施加频率不同,但幅值不变的正弦激励,其共振频率即为试件振动响应最大的频率。随着计算机技术和信号分析处理技术的迅速发展,在随后的时间里,相继出现了多点激励和环境激励的方法,使得模态参数识别技

术取得重要进展。陈林等在2008年采用环境激励法,得到某高速轨检车的悬挂系统和车体结构的各阶模态参数^[2]。2011年,郑德清对轨道车辆进行多点协调激励模态试验,得到了车辆的各阶固有频率及振型^[3]。2012年,邱飞力等针对高速列车运营时的振动问题,通过线路模态试验,利用Test.lab测试系统的PolyMAX提取模态,得到车体的前3阶弹性模态参数,为车体结构优化设计提供了依据^[4]。2018年,何理和张立民通过静态台架模态试验,得到车体的前12阶模态参数,并分析出车体的各阶模态对车体振动的贡献量^[5]。2020年,董仕杰等利用楔块对车辆产生阶跃冲击激励,采用阶跃法对车体的模态参数进行识别,得到了车体刚体模态参

数^[6]。

比利时 LMS 公司于 2004 年,在最小二乘复指数方法的基础上成功开发的 PolyMAX 模态识别方法,其采用了全新的频域分析方法,克服了时域分析方法上的模态定阶困难、虚假模态、稳态图较为混乱的缺点^[7]。本文利用车辆从楔块上自由落下产生的阶跃激励使车体振动,通过布置在车体上的加速度传感器记录振动响应随时间衰减的信号。通过采集得到的时间历程响应曲线,结合 LMS 公司的 Test. lab 测试系统的 Op. PolyMAX 模块和半功率带宽法来获取车体的模态参数。

2 试验方法

2.1 测点布置

本实验通过在被测试整备车体车轮下放置楔块,使车体从楔块上自由落下产生激励,选用 KISTLER 加速度传感器采集车体的振动信号,利用 LMS 公司的 SCD09 数据采集系统采集以及分析数据,其试验系统组成如图 1 所示。

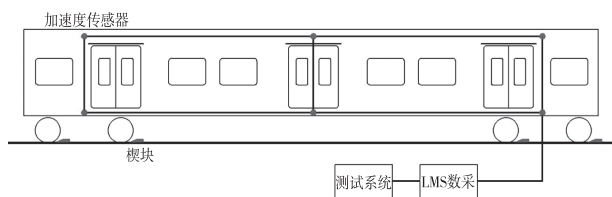


图1 车体模态测试试验组成系统

车体测点的数目必须足够描述结构模态活跃的所有部分,以便区分出所需的振型^[8],并且保证所选测点位置包括所关注的结构点。

本文主要研究车体的侧滚模态、点头模态和浮沉模态,均为低频的刚体模态,传感器应均匀布置于车体上。因此,根据车体刚体模态振型特点,选取 3 个测试截面,即转向架中心截面和车体中间。每个截面的车体底部和顶部分别布置两个测点,共 12 个测点,其示意图如图 1 所示,车体底部为测试点 1 至测试点 6,顶部测点为测试点 7 至测试点 12。

2.2 试验过程

根据车体尺寸以及测点实际位置在 Test. lab 测试软件中建立好车体测点的线框模型,如图 2 所示。保持车辆静止,将空气弹簧充满气,利用牵引车将车

辆推上楔块,待车辆稳定后再将其缓慢推下楔块,然后车辆会按假定的侧滚、点头和浮沉模式振荡,不同的摆放方式可对车体产生不同的激励,图 3 为楔块的具体摆放位置,其箭头方向为车辆行进方向。记录车辆从楔块上跌落受到的阶跃冲击及各个测点的自由衰减振动时间历程。

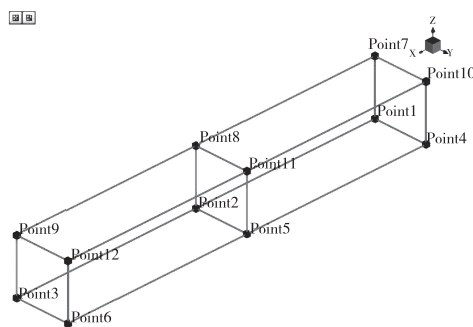


图2 车体测点的线框模型

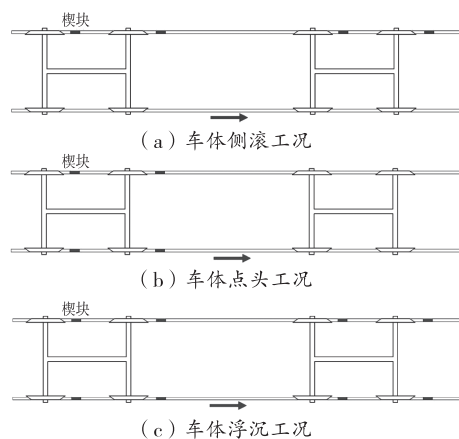


图3 楔块摆放位置示意图

3 试验原理

3.1 模态参数识别

工作模态分析技术 (OMA) 是仅根据响应信号从而获得结构的模态参数。对于本次试验,仅需采集车体上的振动响应,然后截取出列车受到阶跃冲击后,各测试点振动响应的自由衰减时间历程,图 4 为测试车辆侧滚模态时的时间历程曲线。

将时间历程曲线经过傅里叶变换后得到其各个响应信号的频率谱,本试验中将测试点 1 设为固定参考点,通过频率谱得到通道 1 信号的自功率谱和其他通道与通道 1 信号的互功率谱。

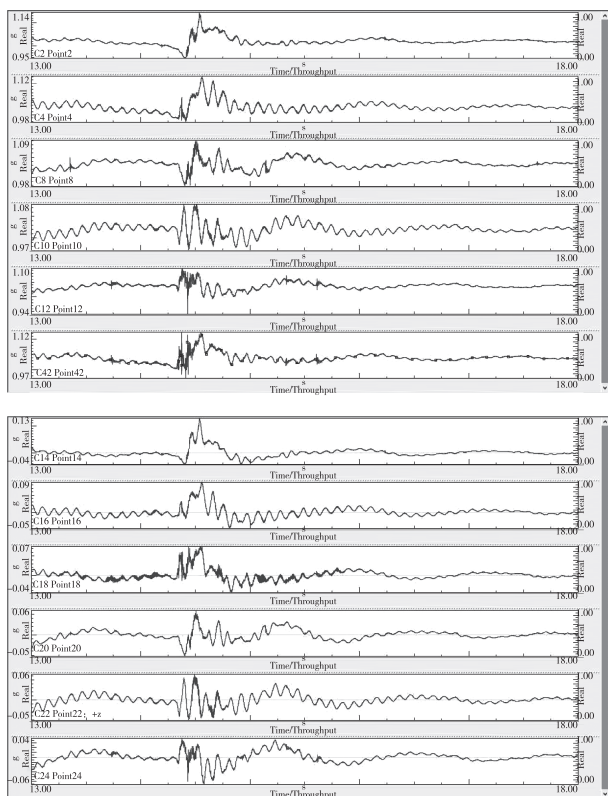


图4 测点信号时间历程

$$G_{11} = S_1 S_1^* \quad (1)$$

$$G_{n1} = S_n S_1^* \quad (2)$$

其中, S_1 和 S_n 为通道1和其他通道测得信号的频谱, S_1^* 和 S_n^* 为通道1和其他通道的频谱的共轭。

根据响应信号的互功率谱密度函数与频率响应函数的相似关系,可以通过响应功率谱的峰值来确定结构的固有频率^[8],采用半功率带宽法计算车体结构的阻尼比^[9]。不同信号的互功率谱密度函数包含了信号之间在幅值和相位上的关系,其任一频率下的相位值表示了两个信号在该频率下的相位差。因此,可以通过不同测点与参考点的相位差以及幅值大小来确定该频率下的模态振型。

3.2 阻尼比计算

半功率带宽法是常见的阻尼计算方法之一,是根据系统频域曲线的幅值变化来计算阻尼比。其半功率点为下降到0.707倍最大值的曲线上的点,如图5所示。

图6为车体在侧滚工况下各个测点信号的频谱

图,分别确定各个信号的半功率点处所对应的频率,利用公式(3)求得车体不同模态的阻尼比^[8]:

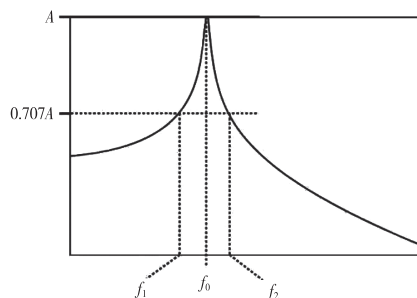


图5 半功率带宽法幅值示意图

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{2f_0} \quad (3)$$

其中: f_0 为结构的固有频率; f_1 、 f_2 为半功率点频率,即0.707倍频谱峰值所对应的频率。

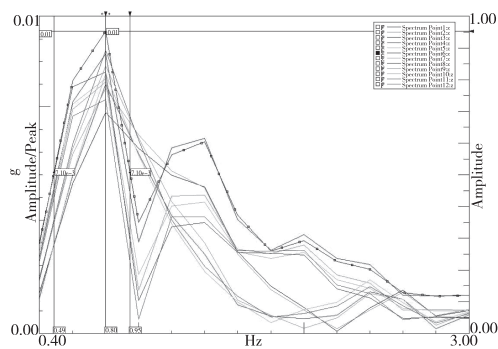


图6 振动信号频谱图

4 试验结果

通过楔块不同的摆放位置对地铁车辆进行模态测试,利用 Test. lab 软件中的 Op. PolyMAX 模块,对车体的固有频率和振型进行识别。图7为车体在不同测试工况下的功率谱曲线及通过功率谱曲线峰值提取车体的刚体模态。表1为车体刚体模态试验结果汇总。

表1 车体刚体模态测试结果汇总

车体模态	固有频率/Hz	阻尼比
侧滚模态	0.80	0.178
点头模态	1.30	0.327
浮沉模态	1.30	0.282

5 结语

通过楔块组合法对某城轨车辆进行刚体模态参数试验,结合作业模态分析技术(OMA)对试验数据进行分析计算,得到车体低阶刚体模态参数:车体侧滚的固有频率为0.8 Hz,阻尼比为0.178;车体点头的固有频率为1.3 Hz,阻尼比为0.327;车体浮沉的固有频率为1.3 Hz,阻尼比为0.282。其结果表明,对于轨道车辆车体模态试验,楔块组合法结合作业模态分析技术能够有效地获取车体结构的低阶模态参数,试验方法及结果可为轨道车辆车体刚体模态参数的获取提供有益的参考。

参考文献

[1] 贺小龙,张立民,鲁连涛,等. 高速列车车体模态贡献量对振动的影响分析[J]. 铁道学报,2017,39(12):16-22.

[2] 陈林,张立民,段合朋. 基于环境激励的车辆系统工作模态试验分析[J]. 噪声与振动控制,2008,28(6):81-84.

[3] 郑德清. 机车车辆多点激励模态试验系统研究[D]. 成都:西南交通大学,2011.

[4] 邱飞力,张立民,王学亮. 应用 Test. Lab 进行高速车体线路模态试验[J]. 噪声与振动控制,2012,32(2):67-70.

[5] 何理,张立民. 基于静态台架试验的车体模态贡献量分析[J]. 噪声与振动控制,2018,38(4):96-99.

[6] 董仕杰,王鹏伟,张立民,等. 基于跌落试验的某型地铁车体模态分析[J]. 噪声与振动控制,2020,40(1):154-157.

[7] 郭翔鹰,张杨,颜文瀚,等. 基于 PolyMAX 法的 Z 型折叠机翼的模态实验[J]. 振动. 测试与诊断,2020,40(2):326-331.

[8] 徐立新. 运行状态下模态参数识别方法的研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2009.

[9] 阿维塔比莱. 模态试验实用技术:实践者指南[M]. 北京:机械工业出版社,2019.

作者简介:黄五羊,男,硕士研究生,研究方向为机械工程、陶瓷材料加工。

收稿日期:2023-08-31

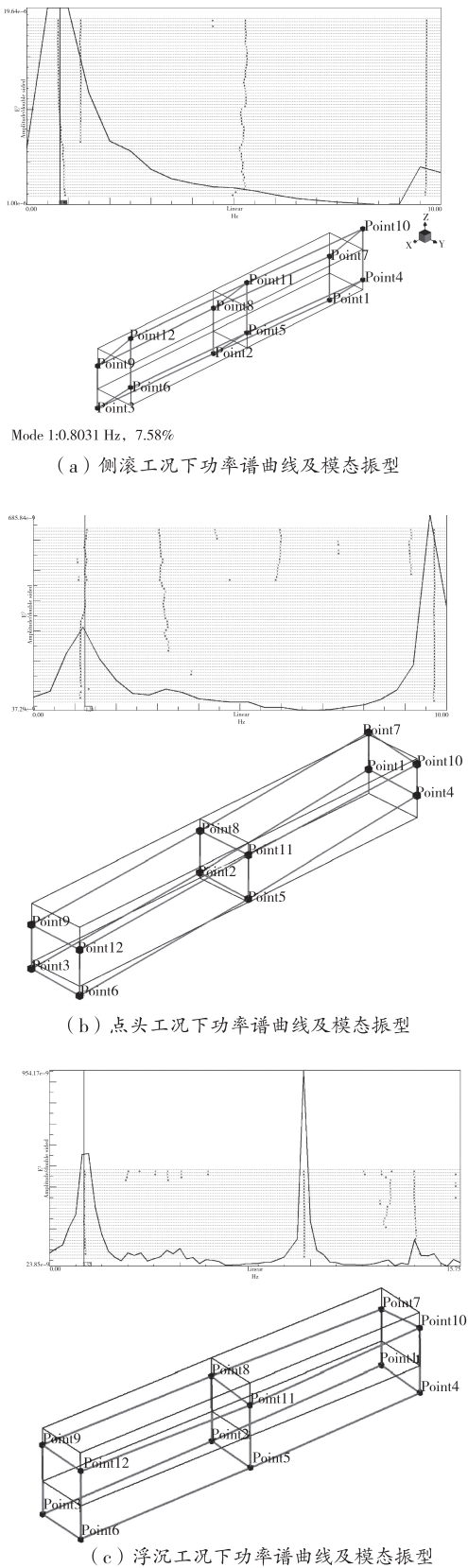


图7 不同工况下的功率谱曲线及模态振型

基于 MPC 的履带车步进行驶控制器设计

宋秋杰,熊树生[△]

(浙江大学,浙江 杭州 310012)

摘要:针对摊铺后处理履带车人工步进行驶易与摊铺路面发生碰撞,且难以摆正终点的车辆位置的问题,设计了一种基于 MPC 的履带车步进行驶控制器。该控制器基于四次多项式轨迹规划,规划步进轨迹,依据碰撞约束及终点平稳性设计目标函数;基于四次多项式规划结果,采用非线性 MPC 算法及线性 MPC 耦合 PID 算法进行轨迹跟踪仿真对比。仿真结果表明,控制器满足碰撞约束及轨迹平稳性要求,线性 MPC 算法实时性及轨迹跟踪效果更好,对提高路面摊铺后处理质量有重要意义。

关键词:履带车步进行驶 轨迹规划 轨迹跟踪 MPC 仿真验证

中图分类号:U461.1

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)01-0092-07

Design of walking controller for crawler vehicle based on MPC

SONG Qiujie, XIONG Shusheng

Abstract: The manual walking of the crawler vehicle is easy to collide with the paved road after paving, and it is difficult to adjust the position of the vehicle at the end point. Therefore, a walking controller for crawler vehicles based on MPC is designed. The controller carries out trajectory planning based on quartic polynomial, and designs the objective function according to collision constraints and terminal stationarity. Based on the quartic polynomial planning results, the nonlinear MPC algorithm and linear MPC coupled PID algorithm are used for trajectory tracking simulation comparison. The simulation results show that the controller meets the requirements of collision constraints and trajectory stability, and the linear MPC algorithm has better real-time performance and trajectory tracking effect. This study is of great significance for improving the quality of post-pavement processing.

Keywords: crawler vehicle walking, trajectory planning, tracking, MPC, simulation

0 引言

机场跑道建设是机场建设的重中之重,基于滑模摊铺的混凝土施工技术多应用于机场停机坪等大面积混凝土摊铺工程,可以在保证施工质量、效率的同时控制成本,近年来逐渐成为机场道路摊铺的主流方案^[1]。由于滑模摊铺特殊的施工方式,尽管摊铺机能够快速高质量完成摊铺作业,其铺设的道面仍需要人工进行抹平抹光、拉毛养护等后处理工作,如图1所示。

我国滑模摊铺技术引入较晚,缺乏高素质的摊铺后处理技术工人,往往需要投入大量人力完成后处理工作,人工处理速度慢,道面后处理质量参差不齐,提高了施工成本的同时极大地影响了道路摊铺效率。



图1 滑模摊铺及其人工后处理

针对上述问题,亟需一种自动化后处理作业车,代替人工进行道面后处理工作。本文基于该智能车工作的重难点,对其行驶控制器进行理论分析与开发设计,实现后处理智能车自动步进行驶功能,为项目开发奠定理论基础。

1 智能车动力学建模

根据施工要求,本文研究对象的结构示意图如图2所示。

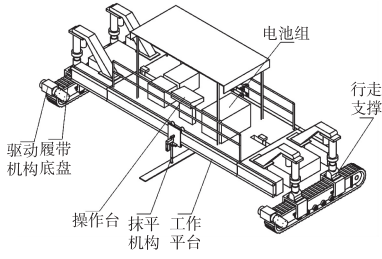


图2 摊铺后处理智能车结构示意图

如图所示,该车为履带车,由于履带结构的特殊性,其在正常行驶的过程中必然伴随着较为明显的滑移滑转现象,因此该车的运动学模型示意图如图3所示^[2]。

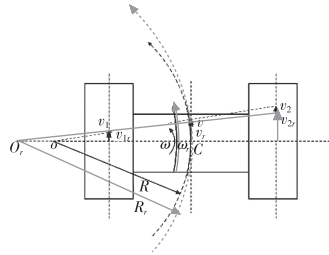


图3 履带车运动学示意图

图中,考虑滑移滑转时, O_r 为转向中心, v_{1r} 为低速侧履带实际速度, v_{2r} 为高速侧履带实际速度, v_r 为履带车实际速度, ω_r 为车辆实际横摆角速度, R_r 为车辆实际转向半径, B 为左右履带间距。不考虑滑移滑转时, ω 为车辆横摆角速度, v_1 为低速侧履带速度, v_2 为高速侧履带速度, R 为履带车转向半径。由图可知,相较于无滑移滑转的情况,实际履带车低速侧履带速度增加,高速侧履带速度减小,车辆转向半径增大。根据运动学关系,可以得到:

$$\begin{cases} \omega_r = \frac{v_{2r} - v_{1r}}{B} \\ R_r = \frac{B}{2} \cdot \frac{v_{1r} + v_{2r}}{v_{2r} - v_{1r}} \end{cases} \quad (1)$$

考虑滑移滑转的动力学示意图如图4所示。图中, O_1 、 O_2 分别为左右履带的瞬时转动中心, A_1 、 A_2 分别为左右履带的转向极(即瞬时转动中心距履带中心的距离), $P(x_1, y_1)$ 、 $Q(x_2, y_2)$ 分别为左右履带上的一点, v_p 、 v_q 分别为 P 、 Q 点相对地面的滑动速度, v_{px} 和 v_{py} 分别为 P 点滑动速度在 x 轴和 y 轴上的分量, v_{qx} 和 v_{qy} 分别为 Q 点滑动速度在 x 轴和 y 轴上的分量, F_p 和 F_q 分别为 P 、 Q 点受到的滑动摩擦力, θ_1 和 θ_2 分别为 v_p 、 v_q 和各自履带中轴线的夹角, F_1 、 F_2 分别为左右履带受到的纵向滑动摩擦力, f_1 和 f_2 分别为左右履带受到的行驶阻力,是由履带车机械结构决定的。 M_1 和 M_2 分别为左右履带受到的行驶

阻力矩。

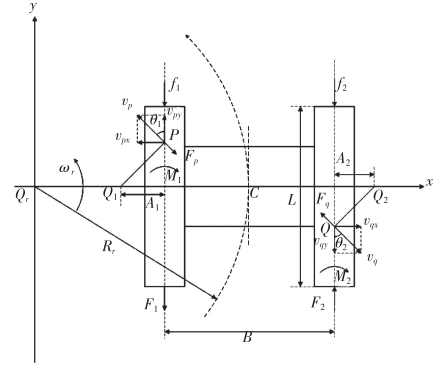


图4 履带车动力学示意图

根据几何关系结合力学分析可得:

$$\begin{bmatrix} dF_1 \\ dF_2 \\ dM_1 \\ dM_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & 0 \\ 0 & \cos\theta_2 \\ y_1 \sin\theta_1 & 0 \\ 0 & y_2 \sin\theta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dF_p \\ dF_q \end{bmatrix} \quad (2)$$

由于履带受力均匀且忽略履带宽度的影响,因此有:

$$dF_p = dF_q = \frac{G}{2L} \phi dy \quad (3)$$

式中, G 为车辆重量, ϕ 为地面摩擦因数。

根据运动学原理有:

$$\begin{cases} v_{py} = \omega_r A_1 \\ v_{qy} = \omega_r A_2 \\ v_{px} = \omega_r y_1 \\ v_{qx} = \omega_r y_2 \end{cases} \quad (4)$$

对低速侧履带中心点取矩,根据力与力矩平衡条件可以得到:

$$\begin{cases} F_2 - F_1 - fG = 0 \\ F_2 B - M_2 - M_1 - \frac{fGB}{2} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中, f 为行驶阻力系数。联立上述公式,解超越方程即可求得未知量 A_1 和 A_2 。根据运动学关系可得:

$$\omega_r = \frac{v_2 - v_1}{R_r + \frac{B}{2}} = \frac{v_1 + v_{py}}{R_r - \frac{B}{2}} \quad (6)$$

在左右履带理论线速度 v_1 和 v_2 已知的情况下,根据已求得的 A_1 、 A_2 ,结合公式(5)和公式(6)即可求得 ω_r 和 R_r 。至此,履带车动力学模型求解完成。

$$\omega_r = \frac{v_2 - v_1}{B + A_2 - A_1} \quad (7)$$

$$R_r = \frac{B}{2} \cdot \frac{v_1 + v_2}{v_2 - v_1} + \frac{A_2 v_1 + A_1 v_2}{v_2 - v_1} \quad (8)$$

2 四次多项式步进轨迹规划

2.1 轨迹规划坐标转换

四次多项式轨迹曲线表达式如下:

$$S = K_1 S_y^4 + K_2 S_y^3 + K_3 S_y^2 + K_4 S_y + K_5 \quad (9)$$

式中, S 为前方车道线上某点相对摄像头所在直线的横向偏移距离, S_y 为车道线上某点距摄像头的纵向距离。 $K_1 \sim K_5$ 为三次多项式系数。对于沿该多项式行驶的车辆, 其横向加速度与纵向距离的对应关系为:

$$Crv(S) = 24K_1 * S_y + 6K_2 \quad (10)$$

步进轨迹需要保证沿该轨迹行驶的履带车不会与待施工路面发生碰撞, 履带车接地部分仅有两侧履带, 因此在碰撞分析时仅需考虑履带与路面的接触情况。为便于分析, 将履带简化

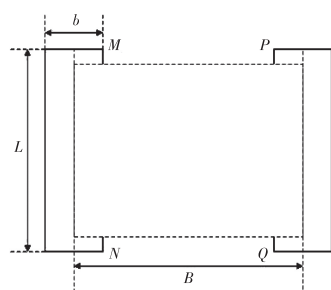


图5 履带简化与参数定义

为长为 L , 宽为 b 的长方形, 两侧履带中心距为 B , 左右履带内侧顶点分别为 M 、 N 、 P 、 Q , 如图5所示。

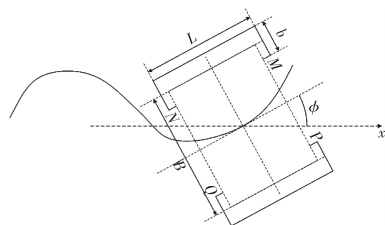


图6 轨迹上某点的坐标转换

通过几何关系求得。

M 点坐标为:

$$\begin{cases} x_M = x - \left(\frac{B}{2} - \frac{b}{2}\right) \sin\phi + \frac{L}{2} \cos\phi \\ y_M = y + \left(\frac{B}{2} - \frac{b}{2}\right) \cos\phi + \frac{L}{2} \sin\phi \end{cases} \quad (11)$$

N 点坐标为:

$$\begin{cases} x_N = x - \left(\frac{B}{2} - \frac{b}{2}\right) \sin\phi - \frac{L}{2} \cos\phi \\ y_N = y + \left(\frac{B}{2} - \frac{b}{2}\right) \cos\phi - \frac{L}{2} \sin\phi \end{cases} \quad (12)$$

P 点坐标为:

$$\begin{cases} x_P = x + \left(\frac{B}{2} - \frac{b}{2}\right) \sin\phi + \frac{L}{2} \cos\phi \\ y_P = y - \left(\frac{B}{2} - \frac{b}{2}\right) \cos\phi + \frac{L}{2} \sin\phi \end{cases} \quad (13)$$

Q 点坐标为:

$$\begin{cases} x_Q = x + \left(\frac{B}{2} - \frac{b}{2}\right) \sin\phi - \frac{L}{2} \cos\phi \\ y_Q = y - \left(\frac{B}{2} - \frac{b}{2}\right) \cos\phi - \frac{L}{2} \sin\phi \end{cases} \quad (14)$$

2.2 轨迹规划碰撞约束

为使履带车行驶时不会与待施工路面产生碰撞, 需要对履带顶点位置做出限制, 设待施工路面宽度为 D , 安全距离为 i , 如图7所示。

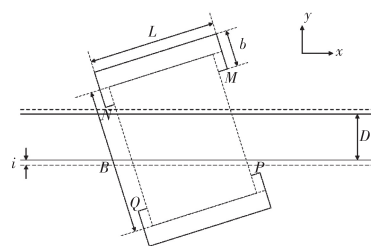


图7 碰撞约束

则 M 、 N 、 P 、 Q 的纵坐标距离中轴线的距离均应大于 $\frac{D}{2} + i$, 即:

$$\min(|y_M|, |y_N|, |y_P|, |y_Q|) > \frac{D}{2} + i \quad (15)$$

2.3 轨迹规划优化函数设计

为保证步进的整个过程中履带车行驶平滑稳定且步进结束时平稳停车, 定义关于车辆最大曲率、最大急动度及终点曲率的代价函数^[3]:

$$J = a\rho^2 + bj^2 + c\sigma^2 \quad (16)$$

其中, ρ 为轨迹最大曲率, j 为轨迹最大急动度, σ 为轨迹终点曲率, a 、 b 、 c 为权重系数。

最大曲率、最大急动度的求解会在每一次迭代中再求解一次参数极值, 若采用优化算法进行迭代求解, 理论较为复杂且算力要求较高。为满足工程需求, 将最大曲率和最大急动度用插值代替, 即:

$$J = \sum_{t=1}^{N_{\text{end}}} (a\rho_t^2 + bj_t^2) + c\sigma^2 \quad (17)$$

式中 t 代表采样时刻。由于四次多项式曲线是连续且平滑的, 因此只要采样频率足够, 且每项插值均满足约束条件, 则插值优化函数可以保证整个曲线接近最优曲线。

在整个步进过程中,定义 $\phi(t)$ 为采样时刻 t 的车辆运动状态, S 为整个步进过程中的运动状态合集。即:

$$\phi(t) = [\rho_t, j_t, y_t, \phi_t]^T \quad \forall t \in [1, N_{\text{end}}] \quad (18)$$

$$S = [\phi(1), \phi(2), \dots, \phi(N_{\text{end}})] \quad (19)$$

用 $lr(t)$ 、 $hr(t)$ 分别表示在采样时刻 t , 车辆的运动状态约束, 并用 LR 和 HR 分别表示整个步进过程中的上下边界条件。即:

$$\begin{cases} lr(t) = [\rho_{\min t}, j_{\min t}, y_{\min t}, \phi_{\min t}]^T & \forall t \in [1, N_{\text{end}}] \\ hr(t) = [\rho_{\max t}, j_{\max t}, y_{\max t}, \phi_{\max t}]^T & \forall t \in [1, N_{\text{end}}] \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{cases} LR = [lr(1), lr(2), \dots, lr(N_{\text{end}})]^T \\ HR = [hr(1), hr(2), \dots, hr(N_{\text{end}})]^T \end{cases} \quad (21)$$

综上所述,四次多项式轨迹规划优化函数为:

$$\begin{aligned} \min \quad & J = \sum_{t=1}^{N_{\text{end}}} (a_i \rho_t^2 + b_i j_t^2) + c \sigma^2 \\ \text{s. t.} \quad & LR \leq S \leq HR \end{aligned} \quad (22)$$

至此,四次多项式轨迹规划转化为求解上述优化问题,通过设置合适的权重系数,利用 MATLAB 提供的 `fmincon` 函数,采用默认的内点法或有效集法即可求得优化后的四次多项式轨迹。

3 MPC 轨迹跟踪控制器设计

3.1 MPC 基本原理

模型预测控制机理如图 8 所示^[4], 包含三个重要环节: 预测模型、滚动优化、反馈矫正。基于本文讨论的轨迹跟踪控制问题, 三个环节的内容可以概括为:

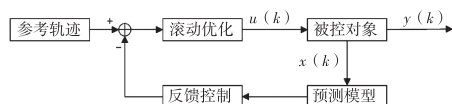


图 8 MPC 基本原理

1) 预测模型: 即车辆动力学模型。

2) 滚动优化: 在下一时刻, 需要再次测量该时刻的状态量, 并将其作为初始条件重新进行优化求解。

3) 反馈矫正: 状态量与参考量之间的差值作为反馈信息, 构成整体的闭环控制。

3.2 非线性 MPC 理论模型

根据车辆运动学规律, 履带车在步进过程中满足:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v \cos \phi \\ v \sin \phi \\ \omega \end{bmatrix} \quad (23)$$

根据以上公式, 取状态量: $\chi = [x, y, \phi]^T$, 控制量: $u = [v, \omega]^T$ 。对于履带车控制系统, 任意时刻的状态量和控制量均满足:

$$\dot{\chi} = f(\chi, u) \quad (24)$$

某一时刻, 在任一点 (χ_r, u_r) 处, 根据泰勒定理, 保留一阶项, 忽略高阶项得:

$$\begin{aligned} \dot{\chi}_r &= f(\chi_r, u_r) + \left. \frac{\partial f(\chi, u)}{\partial \chi} \right|_{\substack{\chi=\chi_r \\ u=u_r}} (\chi - \chi_r) \\ &+ \left. \frac{\partial f(\chi, u)}{\partial u} \right|_{\substack{\chi=\chi_r \\ u=u_r}} (u - u_r) \end{aligned} \quad (25)$$

根据公式(23)、(24)和(25), 状态量误差的变化量为:

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{\chi}} &= \dot{\chi} - \dot{\chi}_r \\ &= \left. \frac{\partial f(\chi, u)}{\partial \chi} \right|_{\substack{\chi=\chi_r \\ u=u_r}} (\chi - \chi_r) + \left. \frac{\partial f(\chi, u)}{\partial u} \right|_{\substack{\chi=\chi_r \\ u=u_r}} (u - u_r) \\ &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & -v_r \sin \phi_r \\ 0 & 0 & v_r \cos \phi_r \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - x_r \\ y - y_r \\ \phi - \phi_r \end{bmatrix} + \\ &\begin{bmatrix} \cos \phi_r & 0 \\ \sin \phi_r & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v - v_r \\ \omega - \omega_r \end{bmatrix} = \tilde{a} \tilde{\chi} + \tilde{b} \tilde{u} \end{aligned} \quad (26)$$

定义离散时间间隔为 T , 对公式(26)进行前向欧拉离散化可得:

$$\begin{aligned} \tilde{\chi}(k+1) &= (Ta_k + E)\tilde{\chi}(k) + Tb_k \tilde{u}(k) = \tilde{a}_k \tilde{\chi}(k) \\ &+ \tilde{b}_k \tilde{u}(k) \end{aligned} \quad (27)$$

在非线性 MPC 控制算法中, 采用目标函数:

$$J(k) = \sum_{i=1}^{N_p} \|\chi(k+i) - \chi_{\text{ref}}(k+i)\|_Q^2 +$$

$$\sum_{i=1}^{N_c-1} \|\Delta u(k+i)\|_R^2 + \rho \varepsilon^2$$

$$\text{s. t.} \quad \begin{bmatrix} u_{\min} \\ \Delta u_{\min} \\ \chi_{\min} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u_k \\ \Delta u_k \\ \chi_k \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u_{\max} \\ \Delta u_{\max} \\ \chi_{\max} \end{bmatrix} \quad (28)$$

该目标函数中的第一项反映了该控制算法对目标轨迹的跟踪能力,第二项反映了该控制算法中控制量变化的平稳性,第三项 ρ 为权重, ε 为松弛因子,避免出现优化问题无解的情况。

3.3 线性 MPC 理论模型

为便于理论分析,定义新的状态变量: $\xi(k) = [\tilde{\chi}(k), \tilde{u}(k-1)]^T$,对新的状态变量离散化可得:

$$\begin{aligned}\xi(k+1) &= \begin{bmatrix} \tilde{a}_\kappa & \tilde{b}_\kappa \\ 0 & I_{N_u} \end{bmatrix} \xi(k) + \begin{bmatrix} b_\kappa \\ I_{N_u} \end{bmatrix} \Delta \tilde{u}(k) \\ &= A_k \xi(k) + B_k \Delta \tilde{u}(k) \\ \eta(k) &= [I_{N_x} \quad 0] \begin{bmatrix} \tilde{\chi}(k) \\ \tilde{u}(k-1) \end{bmatrix} = C \xi(k)\end{aligned}\quad (29)$$

其中, $N_c = 2$ 为控制量个数, $N_x = 3$ 为 χ 的状态量个数, η 为状态量输出方程。在满足控制精度的情况下,尝试简化计算,做出如下假设:

对控制周期内任一时刻下的状态方程有,

$$\begin{aligned}A_k &= A, k \in [1, \dots, t+N-1] \\ B_k &= B, k \in [1, \dots, t+N-1]\end{aligned}\quad (30)$$

在该假设条件下,对公式(29) 进行递归计算:

$$\left\{ \begin{aligned}\xi(k+1) &= A \xi(k) + B \Delta \tilde{u}(k) \\ \xi(k+2) &= A^2 \xi(k) + AB \Delta \tilde{u}(k) + B \Delta \tilde{u}(k+1) \\ &\vdots \\ \xi(k+N_c) &= A^{N_c} \xi(k) + A^{N_c-1} B \Delta \tilde{u}(k) + \dots + \\ &\quad B \Delta \tilde{u}(k+N_c-1) \\ \xi(k+N_c+1) &= A^{N_c+1} \xi(k) + A^{N_c} B \Delta \tilde{u}(k) + \dots + \\ &\quad AB \Delta \tilde{u}(k+N_c-1) \\ &\vdots \\ \xi(k+N_p) &= A^{N_p} \xi(k) + A^{N_p-1} B \Delta \tilde{u}(k) + \dots + \\ &\quad A^{N_p-N_c-1} B \Delta \tilde{u}(k+N_p-1)\end{aligned}\right.\quad (31)$$

$$\left\{ \begin{aligned}\eta(k+1) &= CA \xi(k) + CB \Delta \tilde{u}(k) \\ \eta(k+2) &= CA^2 \xi(k) + CAB \Delta \tilde{u}(k) + CB \Delta \tilde{u}(k+1) \\ &\vdots \\ \eta(k+N_c) &= CA^{N_c} \xi(k) + CA^{N_c-1} B \Delta \tilde{u}(k) + \dots + \\ &\quad CB \Delta \tilde{u}(k+N_c-1) \\ \eta(k+N_c+1) &= CA^{N_c+1} \xi(k) + CA^{N_c} B \Delta \tilde{u}(k) + \dots + \\ &\quad CAB \Delta \tilde{u}(k+N_c-1) \\ &\vdots \\ \eta(k+N_p) &= CA^{N_p} \xi(k) + CA^{N_p-1} B \Delta \tilde{u}(k) + \dots + \\ &\quad CA^{N_p-N_c-1} B \Delta \tilde{u}(k+N_p-1)\end{aligned}\right.$$

归纳总结得到状态量 ξ 的输出方程为:

$$Y = \begin{bmatrix} \eta(k+1) \\ \eta(k+2) \\ \vdots \\ \eta(k+N_c) \\ \eta(k+N_c+1) \\ \vdots \\ \eta(k+N_p) \end{bmatrix} = E + \Theta \Delta U \quad (32)$$

$$= \begin{bmatrix} CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{N_c} \\ CA^{N_c+1} \\ \vdots \\ CA^{N_p} \end{bmatrix} \xi(k) +$$

$$\begin{bmatrix} CB & 0 & \dots & 0 \\ CAB & CB & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ CA^{N_c-1}B & CA^{N_c-2}B & \dots & CB \\ CA^{N_c}B & CA^{N_c-1}B & \dots & CAB \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ CA^{N_p-1}B & CA^{N_p-2}B & \dots & CA^{N_p-N_c-1}B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \tilde{u}(k) \\ \Delta \tilde{u}(k+1) \\ \vdots \\ \Delta \tilde{u}(k+N_c-1) \end{bmatrix}$$

由上式可以看出,根据当前时刻的状态量 $\xi(k)$ 和控制时域内的控制增量 ΔU 即可求得预测时域内

的状态量输出 Y , 且这种映射关系是线性的, 即通过定义新的状态量将非线性系统线性化。

类似地, 定义优化目标函数:

$$J(k) = \sum_{i=1}^{N_p} \|\eta(k+i) - \eta_{ref}(k+i)\|_Q^2 + \sum_{i=1}^{N_c-1} \|\Delta u(k+i)\|_R^2 + \rho \varepsilon^2$$

$$\text{s. t.} \quad \begin{bmatrix} u_{\min} \\ \Delta u_{\min} \\ \chi_{\min} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u_k \\ \Delta u_k \\ \chi_k \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u_{\max} \\ \Delta u_{\max} \\ \chi_{\max} \end{bmatrix} \quad (33)$$

仿真及实验的理想控制效果为车辆运行轨迹和目标轨迹重合, 因此 $Y_{ref} = [0, 0, \dots, 0]^T$ 。结合式 (32) 和式 (33), 优化函数可以改写为:

$$J(k) = \Delta U^T (\Theta^T Q \Theta + R) \Delta U + 2E^T Q \Theta \Delta U + \rho \varepsilon^2 + E^T Q E$$

$$\text{s. t.} \quad \begin{bmatrix} u_{\min} \\ \Delta u_{\min} \\ \chi_{\min} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u_k \\ \Delta u_k \\ \chi_k \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u_{\max} \\ \Delta u_{\max} \\ \chi_{\max} \end{bmatrix} \quad (34)$$

将 ΔU 作为参数, 则上述目标函数转变为 quadprog 二次规划问题, 将优化后的结果序列 ΔU 中的第一个元素作用于被控对象, 在下一时刻重复上述步骤, 即可实现模型预测控制。由于二次规划问题已有较为完备高效的求解方法, 因此该模型计算速度较快, 在实际应用中可以结合 PID 辅助控制, 使车辆尽量在纵向上实现恒速行驶。

3.4 控制器 MATLAB 仿真验证

在 MATLAB 中对上述两种模型进行仿真验证, 待跟踪的轨迹由轨迹规划给出。仿真时, 对于同一条参考轨迹, 为比较两种方法的控制效果, 在同样仿真参数下进行验证, 具体数值见表 1。非线性模型预测仿真中, 目标函数权重设置为: $R = Q = 100I_{N_p}$; 线性模型预测仿真中, 目标函数权重设置为: $R = Q = 100I_{N_p}$, PID 控制器参数为: $K_p = 0.5, K_i = 0.08, K_d = 0.01$ 。

表 1 模型预测控制仿真参数

参 数	具体数值	单 位
控制步长 N_c	3	—
预测步长 N_p	30	—
采样步长 T	0.06	s

结合动力学模型约束条件及履带车本身机械结构、稳定性要求, 对模型预测控制的控制量、控制量增量及状态量进行约束, 边界条件见表 2。

表 2 模型预测控制仿真约束

参 数	下边界	上边界	单 位
速度 v	-2	2	m/s
角速度 ω	-0.5	0.5	rad/s
加速度 a	-0.2	0.2	m/s ²
角加速度 δ	-0.1	0.1	rad/s ²
左轮速度 v_1	-2	2	m/s
右轮速度 v_2	-2	2	m/s

设定履带与待施工路面间的最小安全距离为 0.2 m, 步进距离为 6 m, 则履带车在终点的位置目标状态为 $[x_{\text{end}}, y_{\text{end}}, \phi_{\text{end}}] = [6, 0, 0]$, 理想状态下履带车纵向速度恒定为 1 m。假设车辆初始位姿为 $[x_0, y_0, \phi_0] = [0, 0.5, 0]$, 取优化函数中曲率及急动度的采样步长均为 0.1 m, 优化函数的权重系数分别为: $a_t = b_t = 1 (t \in [1, 60])$, $c_t = 100$, 优化算法采用内点法。四次多项式轨迹规划输出结果为:

$$y = -0.0012x^4 + 0.0185x^3 - 0.0833x^2 + 0.5 \quad (35)$$

终点处曲率为 1.3×10^{-4} , 横摆角为 1.4×10^{-12} , 履带车几何中心纵坐标为 2.12×10^{-12} , 轨迹最大曲率为 0.16, 可见该轨迹规划满足轨迹平稳及终点运动状态要求。

在上述参考轨迹及约束条件下, 在 MATLAB 中对非线性模型预测控制、线性模型预测控制与 PID 控制耦合模型分别进行仿真, 得到图 9 所示结果。

从结果图可以看出, 在理想条件下, 非线性模型预测控制和线性模型预测与 PID 耦合控制均能对给定轨迹进行较精确的跟踪。

为进一步分析两种算法的优劣, 对整个仿真过程中的状态量及其偏差进行分析, 绘制出运动学参数相对于纵向位置的变化图, 如图 10 所示。

上述两种工况下, 线性模型预测的线速度曲线起初对轨迹速度的跟踪效果较差, 但随着仿真的进行, 其线速度偏差逐渐回落, 最后趋于平稳, 其后半程偏差均稳定在 0.01 m/s 内, 这是由于在控制算法中加入了 PID 横向速度跟踪控制器, 其对线速度和角速度的跟踪性能远强于非线性模型预测控制器。

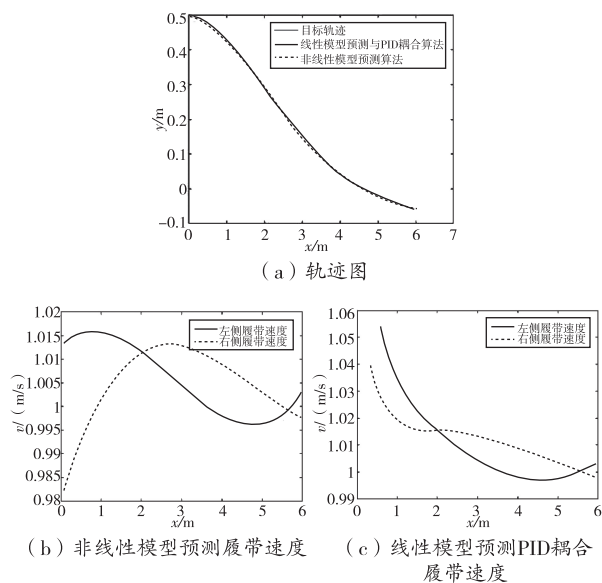


图9 模型预测结果图

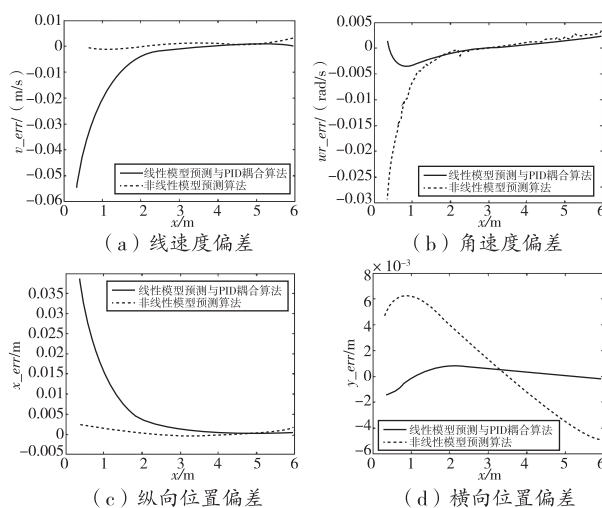


图10 模型预测结果分析图

值得注意的是,线性模型预测控制器的纵向位置偏差均较高,但总体跟踪效果仍良好,这说明该控制算法对横向位置的跟踪有延迟性,但随着时间的推移,控制算法能较快弥补,且接近终点处该算法的各项参数均更加稳定,说明该算法在终点处控制效果更

好。两种算法的横向位置偏差均远小于 0.2 m,说明轨迹跟踪满足碰撞极限约束。

4 结论

本文针对道面摊铺后处理智能车,设计了一种基于 MPC 的步进行驶控制器,相较于人工步进行驶,该控制器基于履带车动力学模型、四次多项式轨迹规划及 MPC 控制算法实现了自动的步进行驶,提高了行驶的安全性及终点的平稳性。在 MATLAB 中对上述控制器进行仿真验证,结果表明,本文设计的控制器满足功能要求,对提升道面后处理施工效率具有重要意义。

参考文献

- [1] 刘茂. 埃塞首都 BOLE 国际机场停机坪滑模摊铺混凝土配合比设计[J]. 工程技术研究,2022,7(1):84-87.
- [2] YU J,VANTSEVICH V. Control Applications of vehicle dynamics[M]. CRC Press,2021:251-268.
- [3] 张洋虹,倪涛,赵亚辉,等. 基于最优控制策略的复杂环境移动机器人轨迹规划[J]. 农业机械学报,2022,53(7):414-421.
- [4] LI D,WU S,ZHAO Y,et al. A hierarchical path tracking method for high-speed unmanned tracked vehicle[C]// 2021 IEEE International Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC). Indianapolis: IEEE,2021:38-43.

作者简介:宋秋杰(1998-),男,湖北随州人,硕士研究生,研究方向为:车辆工程。

通讯作者:熊树生(1971-),男,福建周宁县人,工学博士,研究员,博士生导师,研究方向为:机器换人及物联网相关研发、清洁能源与新能源车船优化设计及控制、新能源汽车热管理系统、生物质的资源化利用。

收稿日期:2023-04-05

基于 PLC 和 NI 数据采集卡的迅速减压控制系统

陈巍¹, 谢武俊², 闵立武³, 李翔³, 田紫锋³

(1. 航宇救生装备有限公司, 湖北 襄阳 430000; 2. 贵州大学 机械工程学院, 贵州 贵阳 550025)

摘要: 基于 S7-1500 PLC 和 NI 数据采集卡开发了迅速减压自动控制系统, 上位机软件采用 LabVIEW, 实现了自动加压、自动爆破、数据记录生成和数据存储、回放等, 控制系统能实现压力等参数的精确控制, 满足迅速减压试验的要求, 提高了试验的效果和效率。

关键词: PLC NI 数据采集卡 低压舱 迅速减压 自动控制

中图分类号: TP273

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)01-0099-04

A rapid decompression control system based on PLC and NI data acquisition card

CHEN Wei, XIE Wujun, MIN Liwu, LI Xiang, TIAN Zifeng

Abstract: A rapid decompression automatic control system was developed based on S7-1500 PLC and NI data acquisition card. The upper computer software was implemented by using LabVIEW, enabling automatic pressurization, automatic burst, data recording, storage, and playback. The control system achieved precise control of pressure and other parameters, satisfied the requirements of rapid decompression tests, and improved the effectiveness and efficiency of the experiments.

Keywords: PLC, NI data acquisition card, altitude chamber, rapid decompression, automatic control

0 引言

低压舱迅速减压舱主要用于模拟高空飞行时座舱失压导致的压力快速变化和模拟飞机乘员高空出舱时面临的瞬时自增压座舱至稀薄大气环境状态和出舱后下落至地面过程中的稀薄大气至浓密大气环境状态^[1-3]。低压舱迅速减压系统的设备包括真空系统、管道阀门、低压舱、负压舱、物理参数采集装置和快速减压机构等, 主要用于低压舱的迅速减压试验。真空系统为了满足低压舱的极端真空度和高度变化率的要求, 并确保更好的效率和经济性, 使用真空系统来获得测试所需的真空度。真空系统由负压舱和真空泵单元组成, 分别满足迅速减压时间和压力的要求。

针对低压舱迅速减压舱的功能要求, 对低压舱迅速减压系统的自动控制部分进行相应设计。其中: 在试验舱内的高度上升速率精确控制是自动控制系统的难点、重点。真空系统管路控制试验舱模拟当地海拔至 30000 米高空压力环境, 高度变化速

度的控制采用管路中设置调节阀及真空泵变频控制的方式实现高度变化速率。图 1 为低压舱和负压舱实物图。



低压舱

负压舱

图 1 低压舱和负压舱

1 控制系统硬件设计

舱内设备组成控制系统结构如图 2 所示, 低压舱迅速减压系统的核心控制器为西门子公司 CPU 为 S7-1500 和 S7-1200 PLC, 其运行稳定, 能在极其恶劣的环境中正常工作, 属于自动化装备的顶尖设备; 上位机软件采用的是 LabView, 是 NI 公司集生产自动化、测试和过程自动化于一体, 实现了相互之

间的整合,并大量应用于各种轻、重工业领域;采用 DSC 模块将 PLC 的控制点位数据通过 OPC 协议传输到 OPC Client,在利用 LabView 调用 PLC 储存与 OPC Client 中的控制点位,相应时间小于 0.5 s,实现 PLC 与 LabView 之间的数据通信,从而达到两个客户端之间的数据互通和调用^[4-6]。

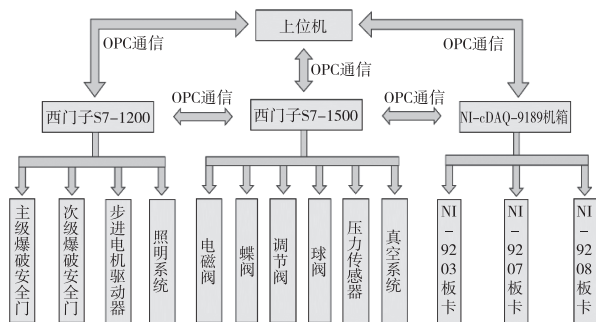


图2 设备组成控制系统结构

控制设备采用 SIMATIC S7-1500 PLC 为核心, S7-1200 PLC 为辅的集散控制系统(DCS),图3为 S7-1500 和 S7-1200 控制器。按照“集中监测、分散控制”的原则,由操作站和控制站组成工业级控制网络,对真空设备等进行集中监控,具备完善的过程控制、工艺流程显示、设备运行状态监控、故障检测及报警等功能。系统按照试验要求,完成压力的监测与控制,从而达到试验所需求的环境,完成试验。控制设备的传感器包括压力、温度等,控制的设备包括真空机组、电磁阀、调节阀等。操作人员可通过计算机发布控制指令,使设备按设定程序运行。

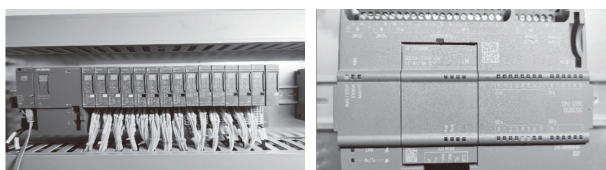


图3 控制核心 PLC 设备

图3(a)为 SIMATIC S7-1500 PLC,除了 1500 的核心 CPU 外,还包含了模拟量输入输出模块,数字量输入输出模块,RS-485 通讯模块以及数字 IO 模块等控制模块,主要对迅速减压系统中高精度传感器数据监控,对真空机组、电磁阀、调节阀等主要设备进行控制,以相应的技术要求,使得迅速减压系

统自动化程度和控制精度高;图3(b)为 SIMATIC S7-1200 PLC,其主要功能主要是对快开爆破机构进行相应控制,包含快速爆破门、步进电机等设备进行自动控制。

为实现迅速减压试验的高精度下的数据采集,测试设备采用 NI 公司的 C 系列多功能高速模块,传感器信号的采集采用 NI 9203 高精度数采模块,其中 NI 9203 共有 8 个模拟量采集通道,其采样率高达 200 ks/s,分辨率为 16 位,为电流型模拟量采集卡。压力变送器的信号经板卡高速采集后送入工控机中保存和显示。

低压舱迅速减压系统中主要使用的压力数据采集传感器是 HELM AG-HM-22 绝对压力变送器,低压舱和负压舱使用 HM-22 绝对压力变送器进行实时压力检测,高精度压力传感器可以更好地分析爆炸试验中的迅速减压时间和压力变化。

2 软件设计

2.1 PLC 控制软件设计

PLC 控制软件主要根据设备控制参数要求,对管路上的真空泵、调节阀、电磁阀等系统进行自动控制,实现规定的试验条件。

试验舱内高度上升速率精确控制是真空的难点、重点。真空系统管路控制试验舱模拟当地海拔至 30000 米高空压力环境,采用管路中设置调节阀及真空泵变频控制的方式实现对高度变化速率的控制。试验舱高度控制试验流程如图4所示。

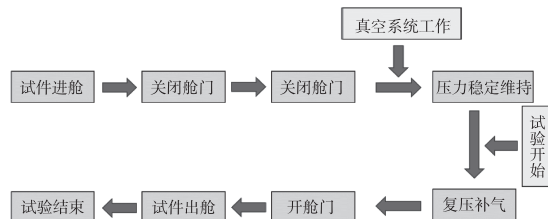


图4 试验舱高度控制流程

为保证上升速率控制精度,真空机组通过变频器可以调节抽速,在抽气端管路设置电动调节阀,图5是试验舱高度变化速度控制原理图。

电动调节阀流通能力按满足最大上升速率的要求进行选择,根据调节阀的调节范围、基本误差、回

差、死区、始终点偏差、线性特性等参数进行调控。该调控方式在其他类似项目已应用多年,技术成熟、稳定。

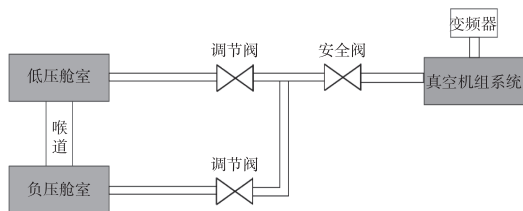


图5 高度变化速度控制原理图

迅速减压的自动控制流程如图6所示。其中图6(a)为迅速减压自动控制过程,图6(b)为低压舱和负压罐升降压的工作流程。

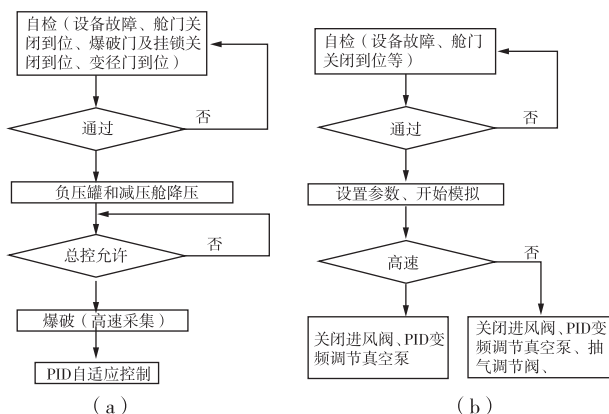


图6 迅速减压自动控制流程

上升速度和高度的控制原理基本相同,均是从舱内压力变送器采集压力信号送入PLC,在PLC中经模数转换后得到舱内的实际压力值,实际压力值被转换为对应的实际的海拔高度并计算出升降速度,海拔高度和升降速度的实际值和设定值被送入PID调节器,PID调节器运算后将运算结果用于设定真空泵的转速和连接负压罐的电动调节阀的开度,从而可以控制舱内的实际海拔的升降速度和高度与设定值相同。

2.2 高速采集软件设计

减压过程中通过NI的数据采集卡对压力数据进行采集,采集软件通过LabView来开发。低压舱迅速减压系统LabView程序后面板设计采用Producer/Consumer Design Pattern (Events) (响应事件的生产者与消费者模式)和Producer/Consumer De-

sign Pattern (Data) (处理数据的生产者与消费者模式)以及Queued Message Handler(消息队列处理器)框架,生产者与消费者模式能更好地响应程序中的事件与数据处理,即将要存放的数据和指令存入队列中,如若需要会在队列中进行数据调用,从而极大地提升了系统运行的稳定性,减少了内存占用。高速采集控制系统主要用于迅速减压试验过程中对产生的数据进行记录,包含迅速减压曲线、迅速减压时间、面罩压、服装压、对抗压以及呼吸流量计等物理参数的实时监控和数据保存,高速采集系统还包含数据回看功能,如图7所示。

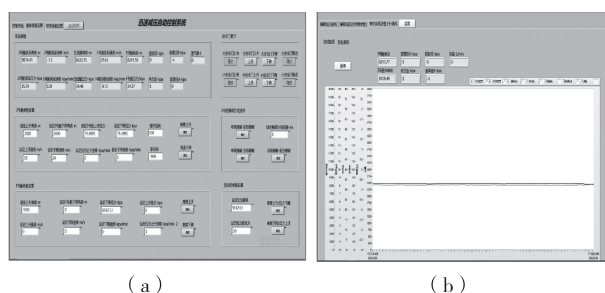


图7 高速采集软件

2.3 上位机软件设计

自动控制系统上位机PC机采用研华IPC610工控机,软件采用LabVIEW,低压舱迅速减压系统的控制分为高速采集控制系统和迅速减压自动控制系统。压力变送器的信号经板卡高速采集后送入工控机中保存和显示,在高精度数采卡对所有的数据采集处理之后,上位机软件LabView会以图形曲线和数字的方式显示在上位机屏幕上。在NI的CompactDAQ高速采集模块对所有的数据采集处理之后,上位机软件LabView会以图形曲线和数字的方式显示在上位机屏幕上。通过对LabView进行组态创建,OPC Client服务器进行PLC数据调用,完成了低压舱迅速减压自动控制系统和高速采集控制系统^[7]。自动控制系统用于完成对低压舱迅速减压试验的过程控制,包含手动与自动控制模式、自动参数设置、紧急事故报警与急停、高精度压力传感器数据实时监控等主要功能,如图8和图9所示

3 迅速减压试验

低压迅速减压舱主要用于模拟高空飞行时座舱

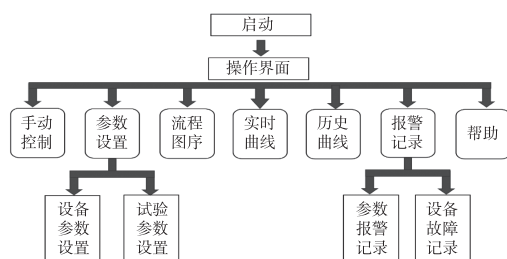


图8 控制界面菜单结构图

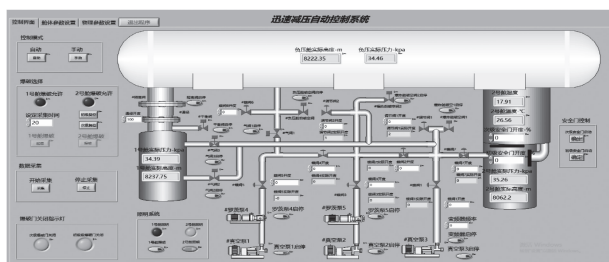


图9 控制系统界面

失压导致的压力变化,以及模拟飞行员出舱时面临的瞬时环境状态变化。整个迅速减压过程在 300 ms 以内,而首次到达减压目标高度的时间最快达到 50 ms 以内。

为满足实际需求,采用 HELM AG-HM-22 绝对压力变送器对低压舱和负压舱的压力进行实时监测,该高精度压力传感器可以更好地采集迅速减压试验中的压力变化。并利用 NI-9203 高精度采集板卡将数据采集处理后送入工控机中保存和显示,最终在上位机软件 LabView 中以图形曲线和数字的方式显示出来。

设定压力气缸压力为 0.8 MPa 的情况下进行了迅速减压试验。图 10 所示为喉道管径为 800 mm 的迅速减压试验结果。

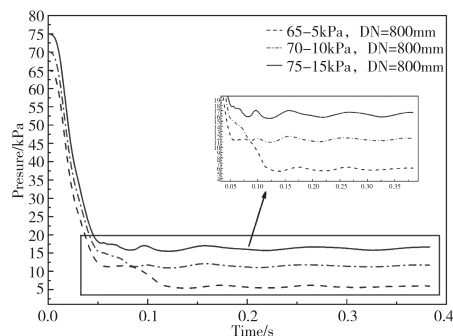


图10 喉道管径为 800 mm 迅速减压结果

根据实验结果显示,在该控制系统下,迅速减压时间在 100 ~ 200 ms 之间。满足迅速减压要求,同时可看出,当快要到达目标压力时,舱内会出现振荡现象。随着压力的逐渐稳定,振荡波也逐渐恢复。当管径和两舱之间的压差不变时,由于初始压力的变化,产生了不同的振幅。当初始压力为 65 ~ 5 kPa 时,振幅对舱内的影响最大。可见,该系统收集的迅速减压过程中产生的压力变化可为分析压力振荡对低压舱所产生的影响提供准确数据支撑。

4 结论

所开发的低压舱迅速减压系统的自动控制系统能实现低压舱迅速减压系统的低压舱和负压舱等主要设备的控制,根据技术方案,确定以西门子 S7-1500PLC 和 S7-1200 为控制系统的核心控制器,并对迅速减压电气系统进行设计和布局,完成对快速爆破门、电磁阀、调节阀、球阀等主要设备进行自动控制;结合 LabView 完成对迅速减压系统的上位机进行研究开发,完成了迅速减压自动控制系统和物理参数测试系统,为迅速减压试验的开展和数据获取提供了强有力的平台。

参考文献

- [1] 殷东辰,肖华军,臧斌,等. 低压复合环境试验舱群研制[J]. 医疗卫生装备,2011,32(12):6-8.
- [2] 王忠明,许永华,黄泽阳,等. 基于大型复合低压舱的模拟海拔高度系统研制[J]. 医疗卫生装备,2011,32(11):12-13.
- [3] 肖华军. 航空供氧防护装备应用生理学[M]. 北京:军事医学科学出版社,2015.
- [4] 王剑. 基于 LabVIEW 的数据采集及分析系统的开发[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学,2004:69.
- [5] 杨乐平. LabVIEW 高级程序设计[M]. 北京:清华大学出版社,2003.
- [6] 张霞. 基于 LabVIEW 的油田环境数据采集软件设计[D]. 呼和浩特:内蒙古大学,2014:59.
- [7] 荣鑫. 基于虚拟仪器的数据采集与处理系统设计[D]. 太原:中北大学,2011:76.

作者简介:陈巍(1972-),女,高级工程师,研究方向:环境工程测试技术。

谢武俊(1982-),男,高级工程师,主要研究方向:理论与应用力学。

收稿日期:2023-08-10