

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.08.013

非线性拉削力对键槽拉床液压系统输出特性的影响研究*

应炎鑫¹, 郑士荣², 林绿胜¹, 林翔¹

(1. 浙江畅尔智能装备股份有限公司, 浙江 缙云 321404; 2. 上海汽车制动系统有限公司, 上海 201821)

摘要:针对拉削过程中动态拉削负载对液压系统输出特性的繁杂影响问题,对卧式键槽拉削系统进行了研究。首先,基于非线性拉削负载模型和拉削主油缸动力学模型,提出了拉削过程中的耦合动力学模型;然后,分别利用理论计算及系统实验,对拉床液压系统在非线性负载扰动下的实际输出力波形进行了研究。实验结果分析表明:动态拉削力的非线性特征主要是由参与切削的齿数波动造成的;拉削液压系统的输出非线性特性主要是由动态拉削力影响主油缸容腔压力变化率和活塞运动特性造成的。因此,实际拉削系统设计必须增大液压系统的相对刚度,以降低动态拉削力所引起的液压系统波动。

关键词:键槽拉削;拉削负载;输出特性;频谱图

中图分类号:TH137;TG57

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)08-0848-05

Influence to performance of keyway broaching hydraulic system caused by dynamic broaching force

YING Yan-xin¹, ZHENG Shi-rong², LIN Lv-sheng¹, LIN Xiang¹

(1. Zhejiang CHR Intelligent Equipment Co., Ltd., Jinyun 321404, China;

2. Shanghai Automotive Brake Systems Co., Ltd., Shanghai 201821, China)

Abstract: Facing the complicated influence of dynamic broaching force on the output performance of hydraulic system, a keyway broaching system was researched. Firstly, based on the nonlinear broaching load model and the dynamics of main cylinder in broaching, coupled dynamics of broaching process was provided. Then, the output waveforms of hydraulic system on broaching under nonlinear disturbance were analyzed by the numerical simulations and experiments. The results indicated that the nonlinear characteristic of dynamic broaching force is mainly caused by the variation cutting tooth numbers. And the nonlinear dynamics of the hydraulic system come from the volume variation rate of main hydraulic cylinder and rod motion infected by the dynamic broaching force. Therefore, it is necessary for suppressing the vibration of hydraulic system caused by dynamic broaching force in broaching machine design to increase the relative stiffness of the hydraulic system.

Key words: keyway broaching; broaching force; output characteristics; spectrum map

0 引言

拉削工艺以其加工精度高、加工效率高、加工成型面复杂等特点,广泛应用于航空航天、船舶车辆制造等领域^[1-3]。由于拉削工艺具有多齿参与切削,无进给运动的特点^[4],使得拉削力呈现较强的非线性特征,影

响了拉削过程的平稳性。特别是现有大多数拉削装备皆采用液压系统驱动,在多因素非线性特征影响下,拉削系统的平稳性更不易预测,这也进一步影响了拉削加工精度的稳定性。因此,如何描述拉削力特性与液压系统输出特性之间的关系显得尤为重要。

目前,关于拉削系统平稳性的文献较少,文献[5]

收稿日期:2017-11-14

基金项目:浙江省省级工业新产品开发项目(浙经信技术[2018]52号)

作者简介:应炎鑫(1968-),男,浙江缙云人,工程师,主要从事高端拉削装备系统开发设计方面的研究。E-mail:3545907201@qq.com

虽然详细构建了拉削力和液压系统的动特性模型,但仅从拉削速度的角度分析了系统的平稳性;文献[6]则从仿真计算的角度,优化液压回路,抑制“突跳”,并没有深入分析拉削力特征与液压系统之间的关系;其他文献则主要从机械刚度和机床模态等角度来分析拉削平稳性^[7-9],但并未涉及拉削力动特性及其影响。因此,在拉削负载特性影响下,拉削液压系统的输出特性还有待于进一步研究。

本文以卧式键槽拉床为研究对象,通过综合考虑拉削负载与液压系统输出特性之间的关系,分析动态负载影响下液压系统输出位移和输出力的规律特性,最终为拉削工艺提供合理的参数选择及优化方向。

1 键槽拉削系统耦合模型

键槽拉削系统如图 1 所示。

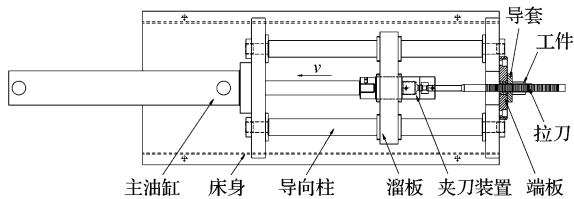


图 1 键槽拉削系统示意图

其工作原理为:通过主油缸驱动溜板运动,从而带动拉刀切除工件的多余部分,根据拉刀齿形的不同,可实现多种类型键槽的加工。

1.1 拉削负载模型

拉削过程实质上是拉刀刀齿逐次接触工件的过程,拉削负载如图 2 所示。

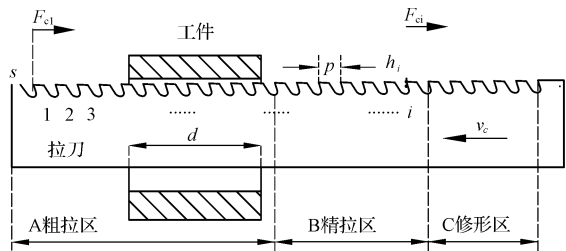


图 2 拉削负载示意图

s —过拉刀第 1 齿齿刃且与拉刀底面平行的直线,参考线; h_i —第 i 个齿齿刃与参考线 s 的距离,该齿的齿升量,mm; p —相邻两齿的间距,mm; d —工件加工长度,mm; F_{ci} —第 i 个齿的切削力,N。

当拉刀以速度 v_c 加工工件时,刀具前后齿升量的差值起到了进刀量的作用,因此拉削过程只有直线运动,而无进给运动。拉削还可实现粗加工和精加工一次加工成形,为此,根据各区域的平均齿升量,拉刀分

为粗拉区(A)、精拉区(B)和修形区(C)。

图 2 中,若齿间距 p 为恒值,则拉削力 F_c 与参与拉削的齿数 n 和拉削速度 v_c 直接相关。其中同时参与拉削的最大齿数 z_c 与齿间距 p 和工件长度 d 相关。

实际上,基于大量拉削数据的统计分析,拉刀单齿的切削力 F_{ci} 可表示为^[10]:

$$F_{ci} = \lambda_i k_{ci} l_{wi} \quad (1)$$

式中: λ_i —与刀齿前角等因素有关的修正系数,其值可近似表示为 $\cos\alpha_i$; α_i —第 i 个刀齿前角; k_{li} —作用在第 i 个刀齿单位长度切削刃上的力,N/mm; l_{wi} —第 i ($i = 1, 2, \dots, n$) 个刀齿切削宽度,mm。

根据文献[10]的经验数据,单位拉削力 k_{li} 与齿升量 h_i 及工件材料相关,即:

$$k_{ci} = 2.2984 \times \sigma_b \times h_i^{0.6854} \quad (2)$$

当所有的齿面都接触工件时,拉削负载力可表示为:

$$F_c(t) = \sum_{i(t)}^{\lambda_i(t) + \xi(t)} \lambda_i k_{ci} l_{wi} \quad (3)$$

其中,切入齿序号 i 与时间 t 的关系为:

$$i(t) = \begin{cases} 1 & t < \frac{z_c \cdot p}{v_c} \\ k + 2 & \frac{d + k \cdot p}{v_c} \leq t < \frac{d + (k + 1) \cdot p}{v_c} \end{cases} \quad (4)$$

式中: $k = 0, 1, 2, \dots$ 。

1.2 主油缸动力学模型

液压驱动机构如图 1 所示,可视作四通滑阀控制非对称液压缸,因此当主油缸工作时,忽略泄漏对于流量的影响,则主油缸两腔的流量连续性方程可表示为:

$$\begin{cases} q_1 = \frac{V_1}{\beta_e} \dot{p}_1 + \dot{V}_1 = \frac{V_1}{\beta_e} \dot{p}_1 + A_1 \dot{x}_p \\ q_2 = -\frac{V_2}{\beta_e} \dot{p}_2 - \dot{V}_2 = -\frac{V_2}{\beta_e} \dot{p}_2 + A_2 \dot{x}_p \end{cases} \quad (5)$$

式中: q_1, q_2 —高,低压油路的流量,L/min; V_1, V_2 —主拉削油缸有杆腔和无杆腔的体积,mm³; p_1, p_2 —高,低压油路的压力,MPa; A_1, A_2 —主拉削油缸有杆腔和无杆腔的截面积,mm²; x_p —主拉削油缸活塞位移,mm; β_e —液压油的容积模数,MPa。

由于主油缸的输出力 F_p 与两腔的压差直接相关,则:

$$F_p = A_1 p_1 - A_2 p_2 = A_L p_L \quad (6)$$

因此,综合式(5,6),主油缸输出力特性可描述为:

$$F_p = \frac{A_1 \beta_e (1 + \eta)}{V_1 s} (q_1 - A_1 x_p s) \quad (7)$$

式中: η —非对称因子, $\eta = A_2/A_1$ 。

1.3 耦合动力学模型

图 1 中,拉刀与主油缸活塞杆为刚性连接,则根据牛顿 3 欧拉法,拉削过程中系统的动力学特性可描述为:

$$M\ddot{x}_p + C\dot{x}_p + Kx_p = F_p - F_c - F_f \quad (8)$$

式中: M —折算到活塞上的总质量,kg; C —电液激振系统的总阻尼系数; K —系统的等效弹簧刚度; F_p —输出的激振力,N; F_c —拉削负载力,N; F_f —摩擦力,N; x_p —活塞位移,mm。

因此,综合式(3,7,8),键槽拉削系统动力学特性模型可表示为:

$$x_p = \frac{A_1\beta_e(1+\eta)q_1 - (F_c + F_f)V_1s}{s[MV_1s^2 + CV_1s + KV_1 + A_1^2\beta_e(1+\eta)]} \quad (9)$$

由于该模型具有强耦合及时变特性,难以解析求解,本文采用 Matlab/Simulink 构建相应计算模块,循环迭代求解。

2 系统实验方案设计

本文以 5 t 级卧式拉床为基础,搭建键槽拉削实验平台,如图 3 所示。

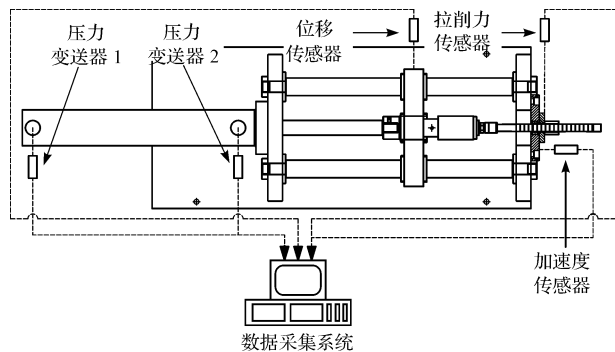


图 3 实验系统示意图

系统主要由键槽拉床、传感系统及信号采集系统组成。其中,键槽拉床的最大拉削力为 20 kN,最大拉削行程 800 mm,最大拉削速度 6 m/min,主要参数如表 1 所示。

表 1 键槽拉床主要参数表

参数名称	参数符号	参数值	单位
拉刀规格		600 × 16 × 40	mm
平均齿升量	h_i	0.04	mm
刀齿前角	α_0	15	°
刀齿间距	p	6	mm
刀齿齿宽	l_w	16	mm
刀齿齿升量	h	0.04	mm
拉刀质量	m	10	kg
加工键槽尺寸		39 × 16 × 1.7	mm
工件材料	钢	45	

传感系统:

在主拉削油缸的高压油路和低压油路分别安装一

个压力变送器,用于采集主油缸负载数据,其具体型号为 SOKYO® 的 SY-PG 1 210 - 10MPa - GB(量程为 0 ~ 10 MPa,综合精度 0.5% FS,输出信号 0 ~ 10 V,频率响应 5 ms);

在拉床侧板上安装磁致伸缩位移传感器的测杆及电子仓部分,而测距磁环则通过安装架固定在主溜板上,用于采集拉削行程,该位移传感器具体型号为 THC® 磁致位移伸缩传感器 RHM0800S1DN05A01(非线性 ±0.001 5% FS,分辨率 ±0.06 mm);

在拉床端板上固定安装拉削力传感器,通过与工件接触式连接以采集拉削力数据,该传感器具体型号为 CYT-204 悬臂梁传感器(量程为 0 ~ 20 kN,综合精度 0.02,灵敏度 2.0 mV/V),同时还通过磁性底座,安装了加速度传感器以采集整个拉削系统的振动情况,其具体型号为 INV9832A(灵敏度 9.390 mv/m/s²,频响 0.5 Hz ~ 5 000 Hz)。

采集系统主要采用了 uT3408FRS-ICP 数据采集仪,8AD 通道,采样频率为 1 kHz。

3 实验结果与讨论

3.1 仿真计算结果

键槽拉削力和主油缸输出力的仿真计算结果如图 4 所示。

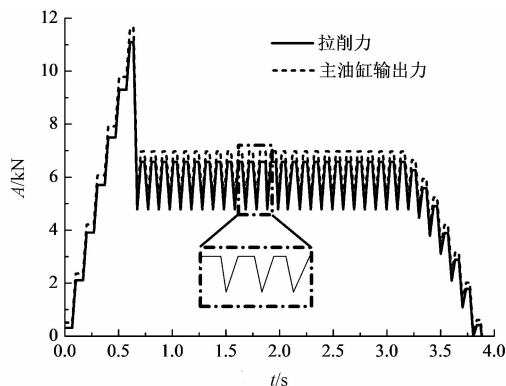


图 4 仿真计算结果曲线图

所得拉削负载呈现如下变化趋势:

在拉刀刚切入工件时的 0 ~ 0.5 s 时间内,随着同时参与切削的刀齿数目增加,拉削力波形呈明显上升趋势;但在 0.5 s 之后,由于同时参与切削的刀齿数目稳定交替变化,则拉削力波形也呈现同样规律的交替变化趋势;在 3 s 之后,随着拉削行程进入修形区,拉削力逐步降低,直至为 0。

仿真计算所得主油缸输出力呈现出与拉削负载波形特征相似的变化趋势,但总体数值上要大于拉削力。这说明非线性拉削力直接影响了主油缸内部的压力特

性,而压力特性的变化,也会影响进出主油缸的油液流量,导致活塞运动速度也产生非线性波动,从而影响了拉刀刀齿切入工件的时间分布特性,这也就解释了稳定段的拉削力时域波形分布并不均匀。当刀齿切入工件的时间分布序列进一步被扰乱后,液压系统的输出特性更不平稳。

3.2 拉削实验结果

3.2.1 动态拉削力对主油缸输出力的影响

实际拉削结果如图5所示。

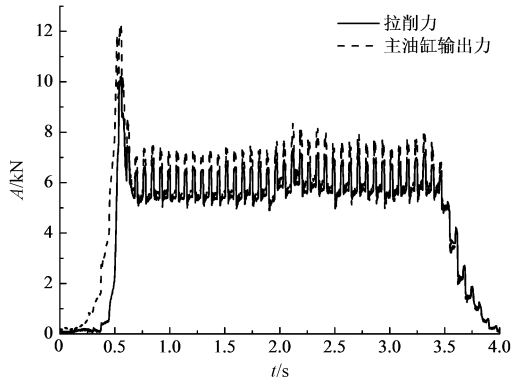


图5 实际拉削结果曲线图

图5总体上与图4的仿真计算结果的趋势一致,这验证了所提出的拉削系统耦合动力学模型的有效性。

图5中,实际拉削力变化更为陡峭,在0.5s左右时迅速上升至10kN;此后与仿真计算结果类似,拉削力波形呈现交替变化的趋势。而主油缸输出力变化总体上与拉削力趋势一致,但更为敏感。如图所示,主油缸输出力曲线响应看似更为迅速,这是由于除去拉削力,还有摩擦力,阻尼力等非线性因素影响了主油缸的输出力特性,因此其在0.5s左右时达到了最大值12kN。但在稳定切削阶段,主油缸输出力特性主要还是受拉削负载特性所影响,但拉削力曲线相对更为平滑,而输出力曲线“毛刺”较多。这是由于油液刚度相对较低,更难抑制动态拉削负载所导致的波动特性。此外,与仿真计算结果类似,主油缸内部波动会影响实际拉削速度,进一步影响了刀齿切削工件的平稳性。

从动力学特性的角度来看,动态拉削力相当于整个拉削液压系统的外部激振力,而当液压系统的刚度相对较低时,其输出力一方面会“镜像”激振力的波形变化特征;另一方面会产生附加振动响应,而且较难在拉削过程中进行抑制。因此,要提高拉削系统的平稳性,降低动态拉削力对液压系统的影响,则需提升系统的相对刚度,或附加辅件使液压系统能保压、补油等。

3.2.2 动态拉削力对主油缸活塞速度的影响

主油缸活塞速度频谱图如图6所示。

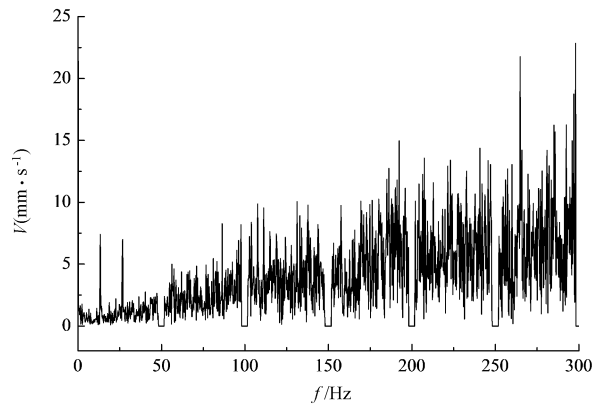


图6 主油缸活塞速度频谱图

其中,拉削速度的时域数据主要通过位移数据的微分处理所得,而为了更清楚地显示其他频率成分,特对工频(50Hz)及其倍频(100Hz,150Hz,200Hz,250Hz和300Hz)进行了带阻滤波处理。

频谱曲线第二阶峰值所对应的频率点(25Hz),与相邻两刀齿切入工件的时间相对应,这即是活塞运行的主要速度,也是拉削的主速度。

从图中可以看出:频谱曲线的较高频段(>200Hz)呈现非常明显的剧烈波动现象,这也与上一小节的分析一直。这说明,随着主油缸内部压力产生较明显的波动,且受摩擦,阻尼及泄漏等非线性因素影响,活塞速度呈现出了剧烈的较大幅值的抖动,由于耦合作用,使得活塞速度的变化情况更加复杂。

因此,动态拉削力对于主油缸活塞速度的影响,主要是由于影响了主油缸内部压力特性所导致的。而且速度的变化会反作用于拉削力动力学特性,这会更加加剧活塞速度的抖动。为了避免活塞速度的剧烈抖动,则需根据实际工况,选择合理的拉削主速度,增加拉刀溜板等辅助系统的刚度。

3.2.3 动态拉削力对拉削系统平稳性的影响

拉削过程中端板处的振动加速度频谱图如图7所示。

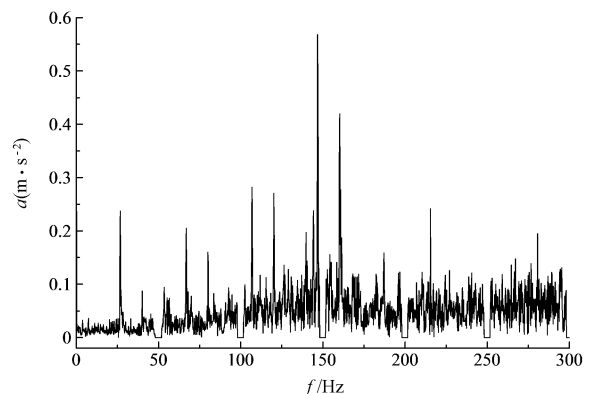


图7 键槽拉床振动加速度频谱图

同样为了更清楚地显示其他频率成分,特对工频(50 Hz)及其倍频(100 Hz,150 Hz,200 Hz,250 Hz 和 300 Hz)进行了带阻滤波处理。

图 7 中,显示出在 25 Hz 频率点处,会出现一个较明显的峰值,这与上一小节的分析相对应。因此,拉刀刀齿的间断切削效应是引起活塞速度或机床抖动的诱因。随着拉削速度,主油缸内部压力与动态拉削力的相互作用,使得拉削系统在较高的频段出现不平稳的现象。

但与活塞速度频谱图有所区别的是,振动加速度信号显示拉削系统在 150 Hz 附近产生了较大的抖动,这进一步说明了液压系统的刚度相对较低,使得拉削抖动向高频段扩散,严重影响了液压系统的稳定性。

3.2.4 其他因素的影响

根据上述分析,拉刀的形状尺寸、待加工工件的材料属性等都会引起拉削力的变化,进而使主油缸的输出力特性发生不一样的变化。但究其原因,都是由于动态拉削力与主油缸输出力之间的耦合作用,导致拉削系统的不平稳,这需要根据实际操作经验和耦合动力学模型的计算结果,共同决定相应的工况参数,以抑制大幅度的系统抖动。

4 结束语

本文综合考虑了动态拉削负载特性和主油缸动力学特性,构建了键槽拉削系统的耦合动特性模型,基于理论分析计算和实际系统测试,分析了动态拉削负载对于拉削主油缸输出力和活塞速度特性等方面的影响。

仿真与试验结果表明:本文建立的耦合动特性模型能较好地描述拉削过程中动态拉削力与主油缸输出

力之间的关系,可为实际拉削加工中相关参数和结构的优化设计,提供良好的理论支撑与技术指导。

在非线性动态拉削力影响下,主油缸内部压力会呈现与拉削负载类似的波动特性,进而影响活塞运动速度。因此,为了改善动态拉削力所引起的液压系统波动,有必要增大液压系统的刚度。

参考文献(References):

- [1] 程相飞,张士军. FGH95 粉末高温合金的拉削研究[J]. 航空制造技术,2015,485(15):69-76.
- [2] 吴晓路,刘 彬. 立式拉床拉刀夹紧装置的改造与应用[J]. 机械工程师,2012(2):72-73.
- [3] 姜雪梅. 高速拉削工艺的研究与应用[J]. 制造技术与机床,2003(3):42-46.
- [4] 倪 敬,顾瞻华,杨 肖. 内孔拉削动态负载计算模型[J]. 浙江大学学报:工学版,2017,51(3):445-452.
- [5] 柳 波,刘 琪,桂 珍,等. 高速拉床液压系统拉削振动特性分析[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版,2017,40(4):447-452.
- [6] 刘军营,唐敬东,胡 鑫,等. 基于拉削平稳性的插装背压阀设计与应用[J]. 山东理工大学学报:自然科学版,2015,29(3):37-40.
- [7] 朱秀杰,许小村,赵连德,等. 拉削振动的数学分析和试验研究[J]. 哈尔滨科学技术大学学报,1995,19(4):1-5.
- [8] 张质子,唐进元,李晓呈,等. 拉床结构及溜板与床身安装间隙对立式拉床拉削精度影响分析[J]. 制造技术与机床,2014(12):111-115.
- [9] 李天箭,丁晓红,程 凯. 基于空间统计学的机床动力学特性[J]. 机械工程学报,2015,51(2):66-73.
- [10] 袁哲俊,刘华明. 金属切削刀具设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2008.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

应炎鑫,郑士荣,林绿胜,等. 非线性拉削力对键槽拉床液压系统输出特性的影响研究[J]. 机电工程,2018,35(8):◆-◆,◆.

YING Yan-xin, ZHENG Shi-rong, LIN Lv-sheng, et al. Influence to performance of keyway broaching hydraulic system caused by dynamic broaching force[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2018,35(8):◆-◆,◆.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>