

管片拼装机提升系统动力学分析与试验^{*}

李 杰, 马 超, 王汝海, 刘 闯, 郭京波

(石家庄铁道大学机械工程学院 石家庄, 050043)

摘要 在考虑液压弹簧力和液压摩擦力的基础上建立了管片拼装机提升系统的动力学模型,对管片拼装机提升系统的振动特性进行仿真,分析了管片拼装机在拼装不同位置管片时扼架的振动特性,并进行试验测试,提出了拼装机提升系统的抑振方法。结果表明:在拼装不同位置的管片时,拼装机扼架存在等幅周期性振动,振动速度范围为 8~35 mm/s,振动位移幅值的范围为 0.06~0.3 mm,试验测试得到的管片拼装机在拼装标准块 A_1 和 A_2 时扼架的振动位移分别为 0.2 mm 和 0.4 mm,与仿真结果相一致。通过改变液压缸的无杆腔和有杆腔的直径能够改变液压弹簧的刚度,当调整液压缸无杆腔和有杆腔的直径分别为 140 mm 和 70 mm 时,会降低扼架的振动量,但系统中仍然存在高频等幅的周期性震荡,需要通过优化液压控制系统来改善提升系统的性能。该研究结果为管片拼装机提升系统的优化设计及抑振提供了理论参考。

关键词 管片拼装机;提升系统;振动特性;动力学

中图分类号 TH113.1

引 言

管片拼装机是盾构机上重要的关键子系统,其主要作用是将管片块拼装成环,最终形成完整的隧道衬砌,管片拼装质量直接影响管片的拼装精度和隧道的施工效率。管片拼装机主要包括回转系统、提升系统、平移系统以及微调系统。4 个系统的协调动作实现管片在空间 6 个自由度的定位及姿态调整,其中提升系统的主要作用是实现管片径向定位,径向定位不准确将影响管片的拼装精度和质量,严重的会导致拼装成环后的隧道衬砌出现错台和破损等问题,给隧道的安全服役带来安全隐患。

目前,国内外学者对管片拼装机进行了大量研究。彭雄斌等^[1]为了研究管片拼装机提升系统双缸的同步性,建立了管片拼装机提升系统的数学模型,在电液控制试验台上进行了试验测试。Yuan 等^[2]研究了管片拼装机驱动系统的动力学特性以及关键部件的受力情况。李杰等^[3]建立了管片拼装机回转齿轮传动系统的动力学模型,分析了其在空载和负载 2 种工况下小齿轮和大齿圈的振动位移情况,对管片拼装机回转系统进行了振动测试。杨旭等^[4]研究了比例换向阀和平衡阀对管片拼装机回转系统的影响,并进行了现场试验,表明所设计的液压系统具

有较好的动态性能。孙志超等^[5]对管片拼装机回转系统进行建模与仿真,分析了系统流量与管片质量之间的影响。夏毅敏等^[6]研究了管片拼装机在拼装不同位置管片时举重钳-扼架的动态载荷,分析结果通过现场测试得到验证。Wojciech 等^[7]建立了液压缸振动模型,分析了振动频率、阻尼系数和弹簧刚度对液压缸振动的影响。Pan 等^[8]研究了液压缸的摩擦,对 Stribeck 和 LuGre 摩擦模型进行了修订,取得较好的试验效果。Alexander 等^[9]研究了液压油的压缩性引起的液压缸振动问题,提出了减振抑振措施。Stosiak^[10]研究了机械系统振动对液压阀的影响,提出了减振抑振方法。

以上研究大多集中在管片拼装机动力学、静力学和液压系统方面,关于提升系统液压缸的振动特性对管片拼装机拼装精度影响的研究较少。笔者针对提升系统液压缸的振动特性对管片拼装精度影响的问题,在考虑液压弹性力和液压摩擦力的基础上,建立管片拼装机液压提升系统的动力学模型,分析液压缸的振动特性与影响因素,根据现场测试结果对振动模型进行验证,提出提升系统液压缸的抑振方法,对于管片拼装机提升系统的设计和使用具有参考意义。

^{*} 河北省自然科学基金资助项目(E2019210275;E2019210104);河北省高等学校科学技术研究重点资助项目(ZD2018018)

收稿日期:2020-09-09;修回日期:2020-10-19

1 拼装机提升系统动力学模型的建立

管片拼装机提升系统中 2 个平行放置的液压缸共同承担扼架及管片的负载提升、静止与下行动作。假设管片拼装机提升系统扼架与管片之间为刚性连接,且伸缩杆不发生滑移。管片拼装机提升系统及受力模型如图 1 所示。图 1(a)中,提升液压缸的活塞杆与导向柱铰接,2 个导向柱底端和提升横梁连接,液压缸的缸体连接导向套,导向柱沿着导向套的方向往复移动,提升液压缸、导向套、导向柱和横梁共同完成管片的提升动作。图 1(b)中: a_1 和 a_2 分别为液压缸中心到扼架中心的距离; A_1 和 A_2 分别为提升液压缸无杆腔和有杆腔的工作面积; F_k 为液压缸的弹簧力; F_f 为液压缸的摩擦力。

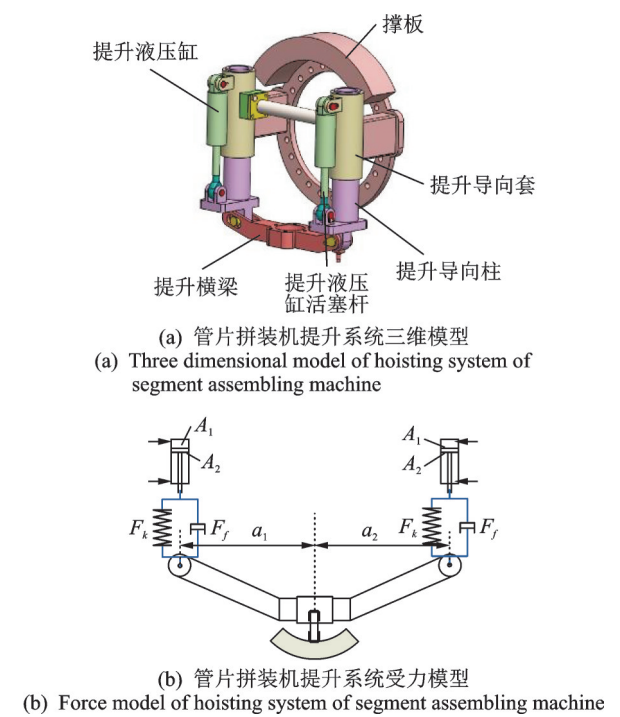


图 1 管片拼装机提升系统及受力模型
Fig.1 Hoisting system and force model of segment assembling machine

管片拼装机扼架共包含 2 个自由度:沿液压缸方向的位移以及绕质心的扭转。设质心的位移为 y_c ,扭转角度为 θ_c ,左侧液压缸的振动位移为 y_1 ,右侧液压缸的振动位移为 y_2 。两液压缸振动位移与扼架质心振动位移之间的关系为

$$\begin{cases} y_1 = y_c + a_1\theta_c \\ y_2 = y_c + a_2\theta_c \end{cases} \quad (1)$$

1.1 液压缸的弹簧力

液压缸整体的弹簧刚度由 2 部分组成:活塞杆的刚度和液压油的刚度。液压油的体积模量一般为 $(0.7\sim 2)\times 10^3$ MPa,钢的体积模量一般为 2.06×10^5 MPa,钢的体积模量是液压油体积模量的 100~150 倍。由于液压缸的振动主要是由液压弹簧引起的,因此在计算弹簧力时,将活塞杆当做刚体处理,仅考虑液压弹簧^[11]。

双作用单活塞杆液压缸内的液压弹簧由无杆腔内的液压弹簧与有杆腔内的液压弹簧串联而成。活塞杆的移动会导致液体弹簧长度的改变,从而引起弹簧刚度的变化。弹簧刚度的变化规律^[12]为

$$k(x) = \frac{A_1^2\beta_e}{A_1(L_1+x)+V_{L1}} + \frac{A_2^2\beta_e}{A_2(L-L_1-x)+V_{L2}} \quad (2)$$

其中: β_e 为液压油的体积模量; L 为液压缸的总行程; L_1 为无杆腔内液压油液体的长度; V_{L1} 为伺服阀与无杆腔之间管内液体的体积; V_{L2} 为伺服阀与有杆腔之间管内液体的体积。

一般情况下,管片拼装机提升系统液压缸的无杆腔直径为 130 mm,有杆腔直径为 80 mm。为了研究不同液压缸直径下液压弹簧的刚度,将液压油的弹性体积模量设为 1×10^3 MPa,选择几种不同的液压缸直径。表 1 为管片拼装机提升液压缸参数。

表 1 管片拼装机提升液压缸参数
Tab.1 Hoisting cylinder parameters of segment assembler mm

液压缸 序号	有杆腔 直径	活塞杆 直径	液压缸 初始位置	液压缸 总长
1	120	70	100	1 200
2	130	70	100	1 200
3	140	70	100	1 200
4	120	80	100	1 200
5	130	80	100	1 200
6	140	80	100	1 200
7	120	90	100	1 200
8	130	90	100	1 200
9	140	90	100	1 200

由式(2)及表 1 得到管片拼装机液压缸弹簧刚度,如图 2 所示。可以看出,液压弹簧的刚度与液压缸的缸径呈非线性的关系。当位于工作点 0.8 m 时,液压弹簧刚度最小为 2.24×10^7 N/m,此时液压

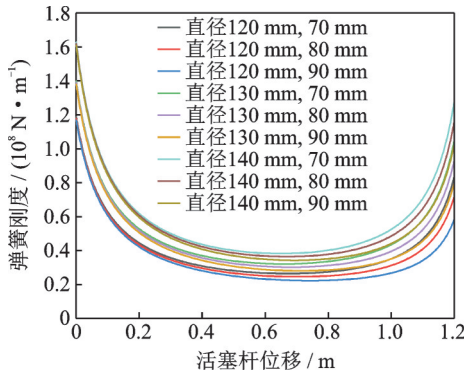


图2 管片拼装机液压缸弹簧刚度

Fig.2 Spring stiffness of hydraulic cylinder of segment assembling machine

缸直径为 120 mm 和 90 mm; 液压弹簧刚度最大为 4.01×10^7 N/m, 此时液压缸直径为 140 mm 和 70 mm; 液压缸的液压缸直径为 130 mm 和 80 mm 时, 液压弹簧的刚度为 3.12×10^7 N/m。

令管片拼装机提升液压缸在工作点 x 处的振动位移为 y , 则工作点处的液压弹簧力为

$$F_{ki} = k(x)y_i \quad (i = 1, 2) \quad (3)$$

1.2 液压缸的摩擦力

在拼装管片过程中, 在工作点位置处液压缸活塞杆的振动速度是周期性变化的, 缸壁与活塞杆之间的摩擦因数会发生变化, 导致摩擦力发生变化, 呈现非线性状态^[13]。液压缸活塞杆与缸壁之间的摩擦因素与振动速度之间的关系^[14]为

$$\mu = \mu_s \operatorname{sgn}(\dot{y}) - \rho_1 \dot{y} + \rho_2 \dot{y}^3 \quad (4)$$

其中: $\rho_1 = 3(\mu_s - \mu_m)/2v_m$; $\rho_2 = (\mu_s - \mu_m)/2v_m^3$; μ_s 为活塞杆与缸壁之间的静摩擦因数; μ_m 为活塞杆与缸壁之间的最大动摩擦因数; v_m 为最大动摩擦因数时活塞杆的移动速度。

当活塞杆的振动速度为 0 时, 活塞杆与缸壁之间为静摩擦力, 与外激励 F 相等。因此, 活塞杆与缸壁之间的摩擦力为

$$F_{fi(x)} = \begin{cases} p(\mu_s - \rho_1 + \rho_2 \dot{y}^3) & (\dot{y} > 0) \\ F & (\dot{y} = 0, i = 1, 2) \\ p(-\mu_s - \rho_1 + \rho_2 \dot{y}^3) & (\dot{y} < 0) \end{cases} \quad (5)$$

其中: 压力 p 与密封件的配合、载荷的径向分量以及密封件的材料特性有关。

1.3 管片拼装机提升系统振动模型的建立

由于管片拼装机 2 个提升液压缸的结构和工作点相同, 因此其液压弹簧力和摩擦力基本相同。系

统工作时, 由一个双比例阀控制 2 个并联的提升液压缸。液压缸的制造误差与安装误差、双比例阀的控制误差、油源压力的变化以及现场工况的复杂性等均会引起管片拼装机提升系统的振动。本研究主要考虑油源压力变化引起的提升系统的振动。

由于油源压力的脉动性, 液压缸始终存在激励, 基本服从正弦规律变化, 两提升液压缸受到的正弦激励为 $F_1 \sin(\omega_1 t)$ 和 $F_2 \sin(\omega_2 t)$ 。考虑液压缸的弹性力和摩擦力, 建立管片拼装机提升系统的振动分析方程为

$$\begin{cases} m\ddot{y}_c + F_{k1} + F_{k2} + F_{f1} + F_{f2} = \\ F_1 \sin(\omega_1 t) + F_2 \sin(\omega_2 t) \\ I\ddot{\theta} + a_1 F_{k1} + a_1 F_{f1} - a_2 F_{k2} - a_2 F_{f2} = \\ a_1 F_1 \sin(\omega_1 t) - a_2 \sin(\omega_2 t) \end{cases} \quad (6)$$

其中: m 为扼架及管片的质量; I 为扼架及管片的等效转动惯量。

2 管片拼装机提升系统动力学分析

由于管片拼装机提升系统两液压缸共用一个油源, 通过 2 个换向阀分别控制, 因此在拼装不同位置管片时, 两液压缸的振动状态是不同的。以目前常见盾构施工通用环管片 ($A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, K6$ 块管片组成) 为例进行说明, 图 3 为管片布置示意图。

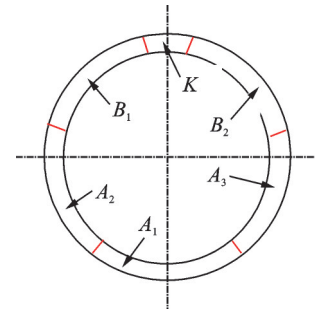


图3 管片布置示意图

Fig.3 The diagram of segment arrangement

为了研究在液压弹簧和液压摩擦力作用下对管片拼装机提升系统拼装精度的影响, 对其进行数值仿真。表 2 为管片拼装机提升系统的仿真参数。

2.1 拼装标准块 A_1 时系统动态响应

管片拼装机在拼装标准块 A_1 (约 4 000 kg) 时, 提升系统两液压缸均处于竖直状态, 两液压缸的受力状态完全相同, 扼架不发生转动, 只有沿液压缸方向的振动。图 4 为拼装标准块 A_1 时系统的振动响

表2 管片拼装机提升系统的仿真参数

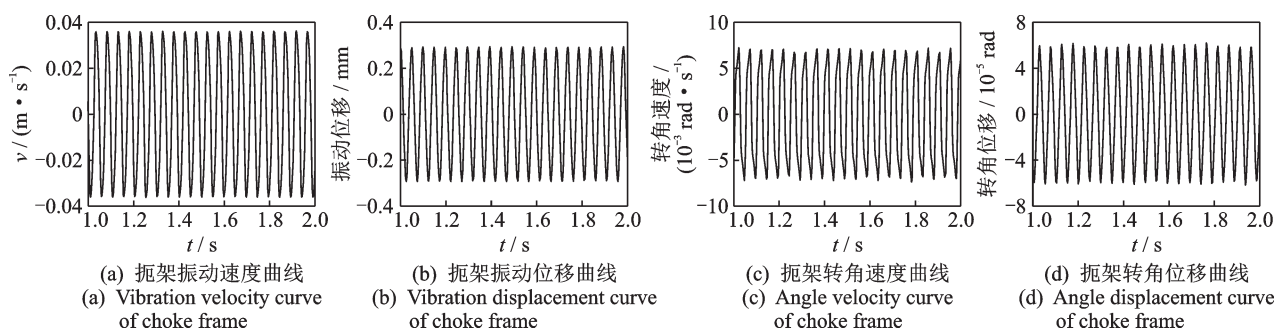
Tab.2 Simulating parameters of segment assembler's hoisting system

参数	数值
扼架及管片等效质量/kg	5 800
扼架及管片等效转动惯量/(kg·m ²)	6 640
压力/kN	140
动摩擦因数 μ_m	0.01
静摩擦因数 μ_s	0.02
移动速度/(m·s ⁻¹)	0.01
工作点位置/m	0.8
工作点液压弹簧刚度/(N·m ⁻¹)	3.12×10^7
a_1 /m	1.47
a_2 /m	1.47

应。可以看出,扼架存在等幅周期性振动,振动速度幅值为 30 mm/s,振动位移幅值约为 0.25 mm。

2.2 拼装标准块 $A_2(A_3)$ 时系统动态响应

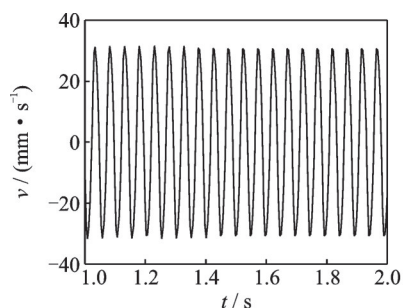
在拼装标准块 $A_2(A_3)$ 时,提升系统的两液压缸与竖直方向的夹角约为 72° ,两液压缸的受力大小不同,振动状态不同,拼装机扼架发生转动。图5为拼装标准块 $A_2(A_3)$ 时系统的振动响应。可见,管片拼装机在拼装标准块 $A_2(A_3)$ 时,扼架存在等幅周期性振动,振动速度幅值约为 35 mm/s,位移幅值约为 0.3 mm,

图5 拼装标准块 $A_2(A_3)$ 时系统的振动响应Fig.5 Vibration response of the system when assembling standard block $A_2(A_3)$

2.3 拼装邻接块 $B_1(B_2)$ 时系统动态响应

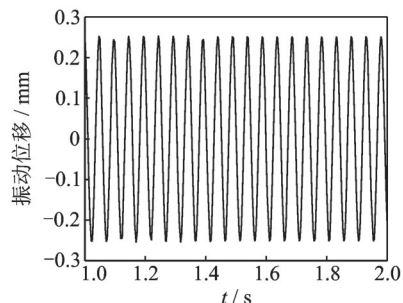
管片拼装机在拼装邻接块(质量约 3 400 kg)时,提升液压缸与竖直方向的夹角约为 140° 。图6为拼装邻接块时系统的振动响应。

由图6可知,在拼装邻接块时扼架也存在同样的等幅周期性振动,振动速度幅值约为 30 mm/s,振动位移幅值约为 0.25 mm,扼架的转角速度约为 0.01 rad/s,转角幅值约为 8×10^{-5} rad。



(a) 扼架振动速度曲线

(a) Vibration velocity curve of choke frame



(b) 扼架振动位移曲线

(b) Vibration displacement curve of choke frame

图4 拼装标准块 A_1 时系统的振动响应Fig.4 Vibration response of the system when standard block A_1 is assembled

两液压缸的受力不一致,扼架发生转动,转动速度约为 0.007 rad/s,转动角幅值约为 6×10^{-5} rad。

2.4 拼装封顶块 K 时系统的动态响应

管片拼装机在拼装封顶块 K (质量约为 1 200 kg)时,液压缸处于举重上升的状态,且两液压缸负载一致。图7为拼装封顶块 K 时系统的振动响应。可以看出,管片拼装机在拼装封顶块 K 时,扼架同样存在等幅周期性振动,振动速度约为 8 mm/s,振动幅值约为 0.06 mm。

对比分析图4~7可知:管片拼装机在拼装封顶块和标准块 A_1 时,扼架不会发生转动;在拼装标准

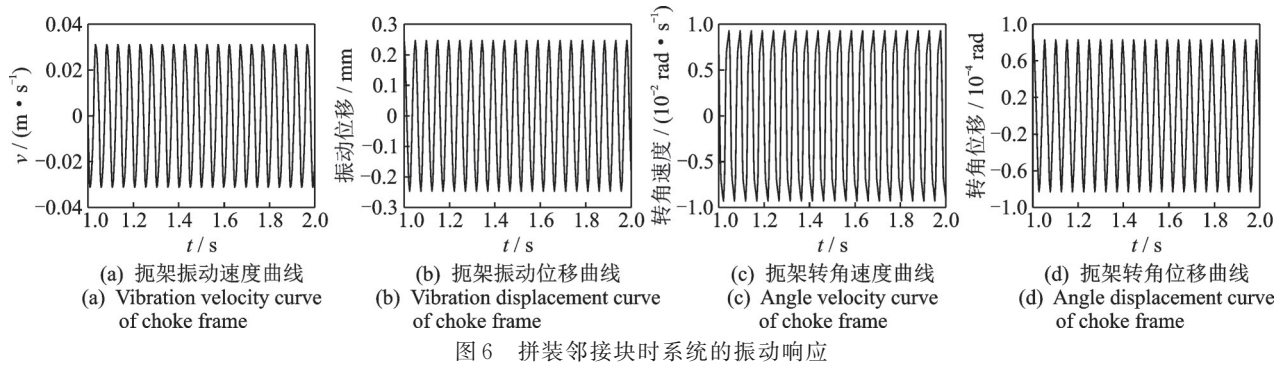


Fig.6 Vibration response of the system when assembling adjacent blocks

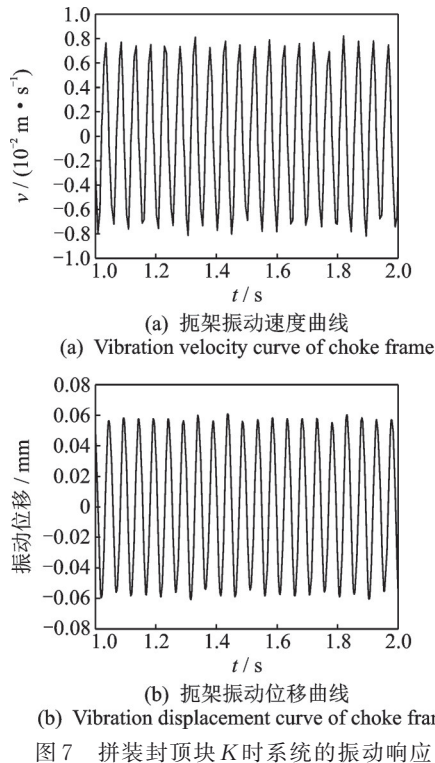


Fig.7 Vibration response of the system when assembling the capping block K

块 $A_2(A_3)$ 和邻接块 $B_1(B_2)$ 时,由于液压缸的负载不一致,引起扼架的转动,但转动量非常小,对管片的拼装质量影响较小。在拼装过程中,扼架的振动速度范围为 $8\sim 35\text{ mm/s}$,幅值范围为 $0.06\sim 0.3\text{ mm}$,最大振动幅值发生在拼装标准块 $A_2(A_3)$ 的过程中,振动量约为 0.3 mm 。管片拼装机提升系统在拼装定位过程中都存在周期性的等幅振动,主要原因是由于管片质量比较大,在拼装时存在比较大的惯性。

在拼装管片过程中,拼装机在液压弹簧的作用下引起扼架振动,对拼装精度有一定的影响。因此,需采取合理的措施,降低液压缸的振动对管片拼装质量的影响。管片质量是标准且固定的,需合理分析管片拼装机提升系统液压弹簧的刚度,研究刚度

对扼架振动的影响。通过改变液压缸的无杆腔和有杆腔的直径,得到不同液压弹簧刚度下管片拼装机扼架的动态响应,如图 8 所示。

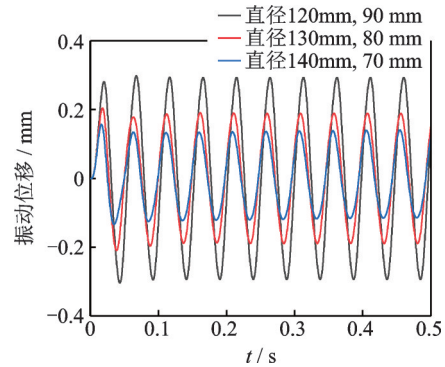


图 8 不同液压弹簧刚度下管片拼装机扼架的动态响应
Fig.8 Dynamic response of segment assembler's choke under different hydraulic spring stiffness

从图 8 可看出:当液压缸的无杆腔和有杆腔的直径分别为 120 mm 和 90 mm 时,液压弹簧的刚度为 $2.24\times 10^7\text{ N/m}$,扼架的振动幅值约为 0.3 mm ;当液压缸的无杆腔和有杆腔的直径分别为 130 mm 和 80 mm 时,液压弹簧的刚度为 $3.12\times 10^7\text{ N/m}$,扼架的振动幅值约为 0.2 mm ;当液压缸的无杆腔和有杆腔的直径分别为 140 mm 和 70 mm 时,液压弹簧的刚度为 $4.01\times 10^7\text{ N/m}$,扼架的振动幅值约为 0.17 mm 。因此,提高液压弹簧的刚度可有效提高管片拼装的精度。在管片拼装机的设计阶段,通过适当调整液压缸缸径来提高液压弹簧刚度,以达到减振的目的。但是,提高液压弹簧的刚度不能消除扼架的周期性振动,需要对液压控制系统进行优化改进。

3 提升系统振动特性试验

为了验证管片拼装机提升系统动力学模型的正

确性,在管片拼装机上进行了测试试验。将2组(每组3个)单轴传感器分别沿3个方向固定在提升液压缸活塞杆与扼架的连接处,测试现场如图9所示。其中: x 为盾构机掘进方向,与管片拼装机的轴线方向一致; y 为重力方向,与盾构机掘进方向垂直,方向向下; z 为与 x,y 轴的正交方向;利用8通道24位YSV8008动态信号采集仪采集传感器信号。



图9 管片拼装机测试现场

Fig.9 Pipe assembly machine test site

试验测试所用的管片拼装机为常规6 m级,动态信号采集仪采集到的为加速度信号,经过积分变换及计算,得到扼架的振动特性。管片拼装机在拼装标准块 A_1 和 A_2 时,仿真与试验对比如图10,11所示。

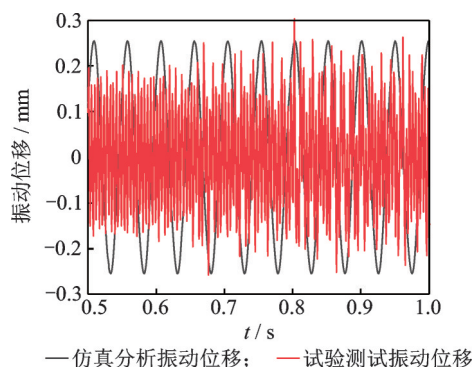


图10 拼装标准块 A_1 时仿真与试验对比

Fig.10 Comparison of simulation and experiment in assembling standard block A_1

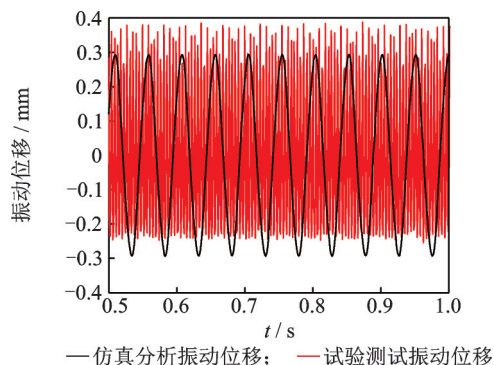


图11 拼装标准块 A_2 时仿真与试验对比

Fig.11 Comparison of simulation and experiment in assembling standard block A_2

由图10可知,试验测试得到管片拼装机扼架的振动位移幅值为0.2 mm,仿真分析得到管片拼装机扼架的振动幅值约为0.25 mm。由图11可知,管片拼装机在拼装标准块 A_2 时,试验测试得到的扼架振动位移幅值约为0.4 mm,仿真分析得到管片拼装机扼架的振动幅值约为0.3 mm。仿真结果与试验测试结果基本一致,验证了模型的正确性。

4 结论

1) 建立了管片拼装机提升系统的动力学模型,该模型考虑了液压缸的液压弹簧力与摩擦力,可用于管片拼装机在拼装过程中液压缸的振动特性和扼架振动对拼装精度的影响分析,管片拼装机提升系统的液压弹簧和液压摩擦力造成的提升系统双缸不同步问题可以忽略不计。

2) 分析了不同工况下管片拼装机提升系统的动力学特性,提升系统的振动速度范围为8~35 mm/s,振动位移范围为0.06~0.3 mm。试验测试得到提升系统在拼装标准块 A_1 时,扼架的振动幅值为0.2 mm;在拼装标准块 A_2 时,幅值约为0.4 mm,与仿真结果差别较小,验证了模型的正确性。管片拼装机提升系统由于负载惯性大,存在周期性等幅振动,对管片拼装的精度有一定影响。

3) 管片拼装提升系统中液压缸无杆腔和有杆腔的直径由目前常用的130 mm和80 mm调整为140 mm和70 mm,随着液压弹簧的刚度增加,可以减小扼架的振动量。由于管片负载特性为大惯性而导致的冲击问题,故系统中仍然存在高频等幅的周期性震荡。为了实现系统振动的有效抑制,除了增大液压弹簧的刚度以外,还需采用动压反馈等方法优化液压系统的阻尼。该研究结果为管片拼装机的优化设计及减振提供了理论参考。

参 考 文 献

- [1] 彭雄斌,龚国芳,陈馈,等. 管片拼装机提升缸模糊PID同步控制[J]. 浙江大学学报(工学版), 2014, 48(11): 2002-2008.
PENG Xiongbín, GONG Guofang, CHEN Kuì, et al. Synchronization fuzzy PID control of lifting hydraulic cylinders for segment erector[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2014, 48(11): 2002-2008. (in Chinese)
- [2] YUAN Y C, ZHANG Y. Building of fine-tuning mechanism posture and kinematics model for shield

- segment erector [J]. Advanced Materials Research, 2013(634/635/636/637/638): 3737-3740.
- [3] 李杰,马超,张斌,等. 管片拼装机回转系统齿轮啮合动力学分析[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(1): 127-134.
- LI Jie, MA Chao, ZHANG Bin, et al. Dynamic analysis of gear meshing of the rotary system of a segment assembling machine [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(1): 127-134. (in Chinese)
- [4] 杨旭, 龚国芳, 杨华勇, 等. 管片拼装试验台回转电气控制系统设计及试验分析[J]. 工程设计学报, 2014, 21(2): 180-184.
- YANG Xu, GONG Guofang, YANG Huayong, et al. Design and test analysis of rotary electro-hydraulic control system for a segment assembly test bed [J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2014, 21(2): 180-184. (in Chinese)
- [5] 孙志超, 黄晓华. 基于 AMESim 盾构机管片拼装系统的建模与仿真[J]. 机床与液压, 2013, 41(13): 144-146.
- SUN Zhichao, HUANG Xiaohua. Modeling and simulation of segment erector system for shield tunnel machine based on AMESim [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2013, 41(13): 144-146. (in Chinese)
- [6] 夏毅敏, 胡兴怀, 梅勇兵, 等. $\Phi 6.28$ m 盾构管片拼装的机架的力学特性[J]. 机械设计与研究, 2012, 28(6): 118-120.
- XIA Yimin, HU Xinghuai, MEI Yongbing, et al. Mechanics property analysis for segment erector yolk of 6.28m shield tunneling machine [J]. Machine Design and Research, 2012, 28(6): 118-120. (in Chinese)
- [7] WOJCIECH S, MARTA B. Damped vibrations of hydraulic cylinder with a spring-damper system in supports [J]. Procedia Engineering, 2017, 177: 41-48.
- [8] PAN Q, LI Y B, HUANG M H. Control-oriented friction modeling of hydraulic actuators based on hysteretic nonlinearity of lubricant film [J]. Mechatronics, 2018, 53: 72-84.
- [9] ALEXANDER A, VACCA A, CRISTOFORI D. Active vibration damping in hydraulic construction machinery [J]. Procedia Engineering, 2017, 176: 514-528.
- [10] STOSIAK M. Ways of reducing the impact of mechanical vibrations on hydraulic valves [J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2015, 15(2): 392-400.
- [11] 姜万录, 朱勇, 郑直, 等. 电液伺服系统非线性振动机理及试验研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(4): 175-184.
- JIANG Wanlu, ZHU Yong, ZHENG Zhi, et al. Non-linear vibration mechanism of electro-hydraulic servo system and its experimental verification [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(4): 175-184. (in Chinese)
- [12] 朱勇, 姜万录, 刘思远, 等. 非线性液压弹簧力对电液伺服系统非线性动力学行为影响的研究[J]. 中国机械工程, 2015, 26(8): 1085-1091.
- ZHU Yong, JIANG Wanlu, LIU Siyuan, et al. Research on influence of nonlinear hydraulic spring force on nonlinear dynamic behaviors of electro-hydraulic servo system [J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(8): 1085-1091. (in Chinese)
- [13] TRAN X B, HAFIZAH N, YANADA H. Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders [J]. Mechatronics, 2012, 22(1): 65-75.
- [14] 刘飞, 刘彬, 时培明, 等. 液压缸非线性约束下的轧机辊系振动行为[J]. 机械工程学报, 2014, 50(24): 59-65.
- LIU Fei, LIU Bin, SHI Peiming, et al. Vibration behavior of roll system under nonlinear constraints of the hydraulic cylinder [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(24): 59-65. (in Chinese)



第一作者简介:李杰,男,1979年6月生,博士、副教授。主要研究方向为机械系统动力学分析、机械结构疲劳与断裂。曾发表《管片拼装机回转系统齿轮啮合动力学分析》(《振动、测试与诊断》2020年第40卷第1期)等论文。

E-mail: lijdoc@126.com