

DOI: 10.3901/JME.2014.21.076

# 硬岩掘进机推进液压缸结构参数优化\*

彭 欢<sup>1</sup> 张怀亮<sup>1,2</sup> 邹 伟<sup>1</sup> 章国亮<sup>1</sup>

(1. 中南大学机电工程学院 长沙 410083;  
2. 中南大学高性能复杂制造国家重点实验室 长沙 410083)

**摘要:** 针对硬岩掘进机(Tunnel boring machine,TBM)破岩掘进过程中强振动对推进液压缸动态特性的影响,建立了推进液压缸轴向基础振动下的动态响应数学模型,并试验验证了模型的正确性。仿真研究了不同基础振动参数下液压缸失效区域,液压缸无杆腔压力波动幅值与轴向基础振动幅值成线性正相关,且在固有频率处最大,超过固有频率继续增大至 90 Hz 时压力波动幅值可视为定值。应用响应曲面法对液压缸结构参数进行了优化,优化后的液压缸正常工作能承受的基础振动幅值-频率范围较优化前拓宽了 45%。利用响应曲面法对液压缸进行结构参数优化可为 TBM 推进液压缸设计和选型提供理论依据。

**关键词:** 基础振动; 推进液压缸; 动态数学模型; 响应曲面法

**中图分类号:** TH137

## Structure Parameters Optimization of Thrust Hydraulic Cylinder under Foundation Vibration

PENG Huan<sup>1</sup> ZHANG Huailiang<sup>1,2</sup> ZOU Wei<sup>1</sup> ZHANG Guoliang<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083;  
2. State Key Laboratory of High Performance and Complex Manufacturing, Central South University, Changsha 410083)

**Abstract:** Against the impact of strong vibration on the dynamic performance of thrust hydraulic cylinder during the process of Tunnel boring machine(TBM)'s rock break and excavation, the dynamic response of the mathematical model of hydraulic cylinder under the axial foundation vibration is built, and the correctness of the model is experimentally verified. Thrust hydraulic cylinder failure region under different vibration parameters is studied, the pressure fluctuation amplitude is positive linear correlated to vibration amplitude, and maximum when vibration frequency is near to natural frequencies, and can be considered as a constant when increase to 90 Hz. Structure parameters are optimized by response surface methodology. Optimized hydraulic cylinder can withstand vibration amplitude-frequency region wider than 45% before optimization when normally works. The optimization of hydraulic cylinder structural parameters by response surface methodology can provide theoretical basis for the design and selection of TBM thrust hydraulic cylinder.

**Key words:** foundation vibration; thrust hydraulic cylinder; dynamic characteristic model; response surface methodology

## 0 前言

硬岩掘进机(Tunnel boring machine,TBM)是集开挖、衬砌、排渣等功能于一体、应用于硬岩地质的大型隧道施工设备,在破岩掘进过程中的强振动十分突出<sup>[1-3]</sup>。作为推进液压系统的重要执行元件,

推进液压缸在强振动环境下是否仍具有良好的动态特性对推进液压系统功能的实现具有重要作用。

在液压缸动态特性研究方面,文献[4-6]根据阀、液压缸的流量特性和负载特性,忽略相对次要因素,仿真分析了液压缸在定值负载或突变负载下的腔内压力、流量和活塞位移变化规律。但 TBM 推进液压缸实际工作过程中不可避免受基础振动作用,忽视基础振动进行的动态特性分析可能与实际不符。为改善系统动态特性,多采用补偿法<sup>[7-8]</sup>,这

\* 国家重点基础研究发展计划资助项目(973 计划, 2013CB035400)。  
20131124 收到初稿, 20140610 收到修改稿

会增加系统复杂程度和控制难度。液压缸动态特性与自身结构参数密切相关, 可通过优化液压缸自身结构参数来改善动态特性。优化方法有正交试验法<sup>[9]</sup>、遗传算法<sup>[10]</sup>、响应曲面法<sup>[11-12]</sup>、神经网络<sup>[13]</sup>等, 其中响应曲面优化法通过对过程的回归拟合和响应曲面、等高线的绘制, 可方便求出各因素水平对应的响应值、预测的响应最优值以及相应试验条件, 在参数优化方面得到广泛使用。

进行基础振动下液压缸动态特性分析和结构参数的响应曲面法优化研究, 对改善推进液压缸动态特性、提高工作可靠性具有重要意义。

## 1 推进液压缸动态数学模型建立及试验验证

### 1.1 推进液压缸动态数学模型建立

轴向基础振动作用下液压缸-负载系统示意图如图 1 所示。在基础振动影响下, 缸体位移为  $x_c$ , 活塞和负载质量块的位移为  $x_p$ 。  $A_1$  为液压缸无杆腔活塞面积,  $A_2$  为液压缸有杆腔面积,  $p_1$ 、 $p_2$ 、 $q_1$ 、 $q_2$  分别为液压缸进出油口的压力和流量,  $m_p$  为活塞和活塞杆的质量,  $m_L$  为负载质量,  $F_L$  为负载作用力。  $B_L$  为负载黏性阻尼系数。  $k$  为负载刚度。

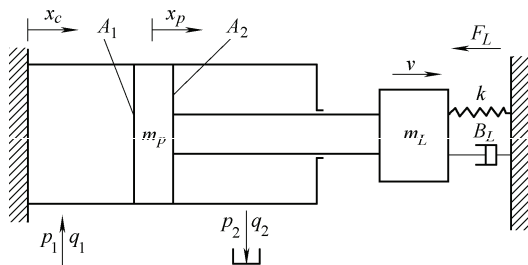


图 1 轴向基础振动下液压缸-负载系统示意图

为便于建模, 建立轴向基础振动时液压缸动态数学模型前进行以下简化和假设。

(1) 液压缸有杆腔压力为零, 在 TBM 推进过程中, 由于推进速度很低, 无杆腔体积在工作点附近变化缓慢, 在分析过程中可当常数处理。

(2) 液压缸工作腔内各处压力相等, 油温和有效体积模量为常数。

(3) 活塞与缸体内壁间为间隙密封, 内、外泄漏为层流运动, 活塞与缸体内壁间为同心环形缝隙流; 缸内不存在空穴、饱和现象。

(4) 活塞与缸体内壁之间始终处于流体润滑状态。

建立液压缸进油腔的流量连续性方程、活塞-负载质量块的力平衡方程如下

$$\begin{cases} q_1 = A_1 \left( \frac{dx_p}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) + \left[ \frac{\pi d h^3 p_1}{12 \mu l} + \frac{\pi d h}{2} \frac{d(x_p - x_c)}{dt} \right] + \frac{v_t}{2 \beta_e} \frac{dp_1}{dt} \\ A_1 p_1 = (m_p + m_L) \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_L \frac{dx_p}{dt} + \left[ \frac{\pi d h p_1}{2} + \frac{\pi d \mu}{h} \frac{d(x_p - x_c)}{dt} \right] + k x_p + F_L \end{cases}$$

式中  $d$ ——活塞直径;

$h$ ——活塞与缸体间缝隙高度;

$\beta_e$ ——油液有效体积模量;

$\mu$ ——油液的动力黏度;

$v_t$ ——负载速度;

$l$ ——活塞宽度。

当  $x_c$  为零时, 即为无基础振动时液压缸动态数学模型。

仿真时, 设置基础振动的振动幅值为 0.5 mm、频率为 40 Hz<sup>[14]</sup>, 其他主要仿真参数设置如表 1 所示。

表 1 系统仿真主要参数汇总

参数	数值
油液有效体积模量/GPa	1.6
活塞质量/kg	204
负载质量/kg	2 000
负载黏性阻尼系数/(N·s/m)	$1.5 \times 10^5$
腔体长度/m	1.31
流量源流量/(m <sup>3</sup> /s)	$3.333 \times 10^{-4}$
负载弹簧刚度/(N/m)	$2 \times 10^5$
油液的动力黏度/(m <sup>2</sup> /s)	0.01
活塞直径/m	0.2
活塞与缸体间缝隙高度/ $\mu$ m	15
活塞宽度/m	0.05
负载大小/kN	628

### 1.2 推进液压缸动态数学模型试验验证

为验证轴向基础振动下液压缸动态数学模型的正确性, 设计和搭建了轴向基础振动下液压缸动态特性试验平台, 由推进负载模拟装置和相应的液压回路组成, 分别如图 2 和图 3 所示。负载模拟装置中, 动力液压缸和加载液压缸分别与惯性小车对顶、铰接, 利用加载液压缸对动力液压缸实现加载; 惯性小车上配有 20 块配重块, 每块 100 kg, 合计 2 000 kg, 可通过调整配重块数目达到改变惯性负载质量的目的。惯性小车通过滚轮与导轨接触, 能在导轨上直线平稳运动。

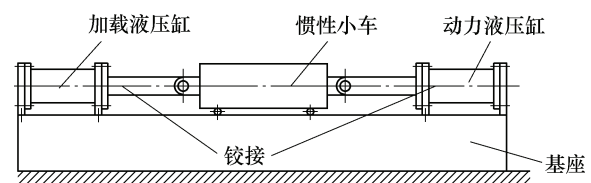


图 2 试验台架示意图

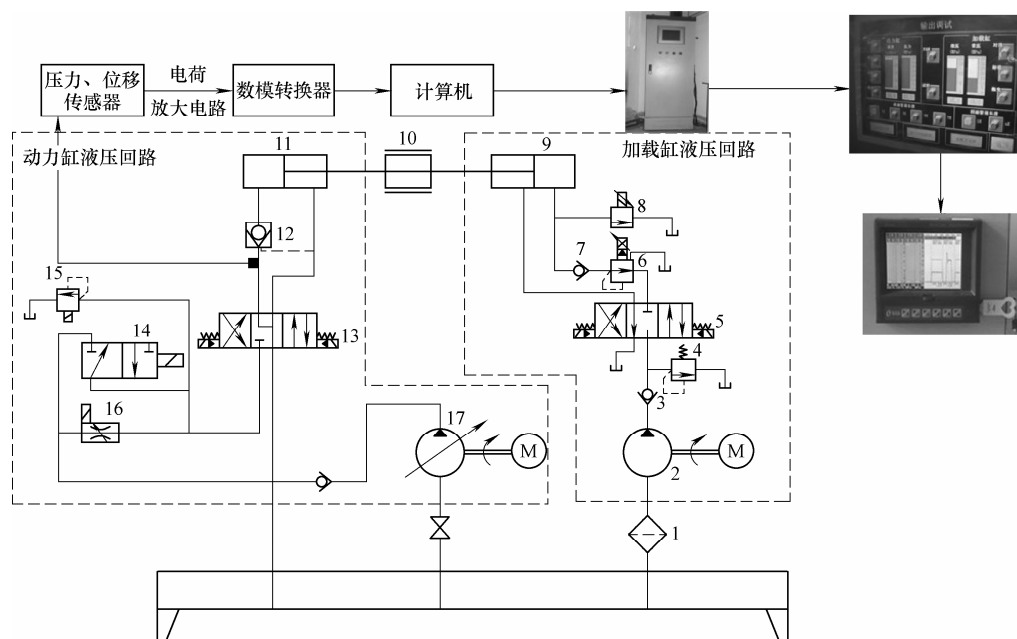


图3 试验台液压回路及数据采集、处理

- 1.过滤器 2.定量泵 3.单向阀 4.溢流阀 5.电磁换向阀 6.比例减压阀 7.单向阀 8.比例溢流阀 9.加载缸  
10.惯性负载 11.动力缸 12.液控单向阀 13.电磁溢流阀 14.换向阀 15.电磁溢流阀 16.调速阀 17.变量泵

试验时,调节图3中电磁减压阀6的PLC输入信号,可使加载液压缸无杆腔内的压力按正弦规律变化,其中幅值为2 MPa、频率为40 Hz,实现压力程控调节,以模拟轴向基础振动。通过压力传感器测量液压缸无杆腔进油路上的压力来近似为无杆腔内压力,并可将试验数据通过EN880导出。将试验结果与仿真结果进行对比,结果如图4所示。

图4表明,简谐轴向基础振动作用下,液压缸无杆腔的试验压力和仿真压力均处于不断波动之中,两者曲线形态大致相同,但仿真曲线比较圆滑,而试验曲线均存在无规则波动,这是因为实际系统存在流量脉动和摩擦等大量非线性和不确定因素,且仿真时没有考虑实际系统的零位死区、零漂、阻尼波动及流量脉动等因素的影响。由于系统惯性大小等原因,仿真曲线与试验曲线两者存在相位偏差,数值误差最大为9.03%,验证了轴向基础振动下液压缸动态数学模型的正确性。

## 2 推进液压缸失效区域确定

通过仿真求解液压缸动态数学模型,可分别得到频率在10~100 Hz、幅值在0.1~1.0 mm<sup>[14-16]</sup>时液压缸无杆腔压力波动幅值的变化规律,结果如图5、图6所示。

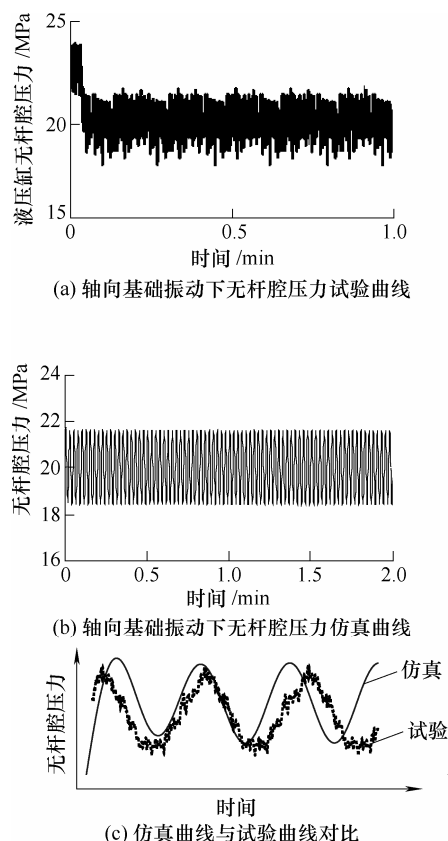


图4 轴向振动下液压缸无杆腔压力变化曲线

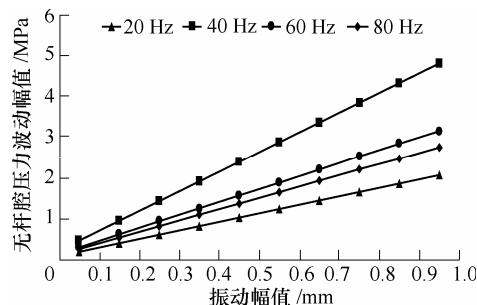


图5 轴向振动下压力波动幅值随振幅变化规律

图5表明,频率一定时,压力波动幅值与基础振动幅值成线性正相关。图6表明,当基础振动频

率为 30 Hz 时, 各振动幅值作用下液压缸无杆腔压力波动幅值最大。当振动频率超过 30 Hz 逐渐增大时, 三种振动幅值下压力波动幅值逐渐降低。基础振动的振动频率达到 90 Hz 时, 压力波动幅值不再发生显著变化。因此, 通过仿真分析合理选取液压缸结构参数, 避开共振频率是必要的。

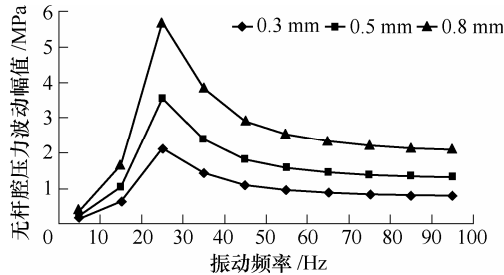


图6 轴向振动下压力波动幅值随频率变化规律

以压力波动幅值不超过无压力稳定值的 10% 为液压缸失效临界值, 确定频率在 10~100 Hz、幅值在 0.1~1.0 mm 时液压缸无杆腔压力波动幅值分布区域, 即正常工作-失效区域, 如图 7 所示。

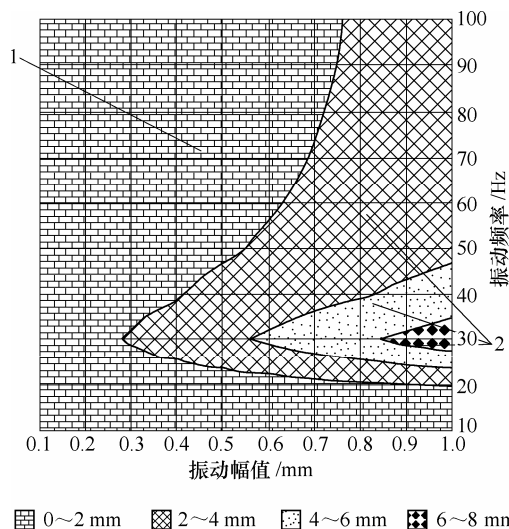


图7 不同振动-不同频率基础振动作用下压力波动幅值变化区域

1. 正常工作允许压力波动幅值区域
2. 失效时压力波动幅值区域

由图 7 可知, 振动幅值为 0.1 mm 时, 振动范围在 (0, 100 Hz) 时压力波动幅值都在允许波动范围内; 但振动幅值为 1.0 mm, 允许的振动频率范围为 (0, 20 Hz)。随着振动幅值的增大, 正常工作允许的振动频率范围越来越小, 即失效区域越宽。

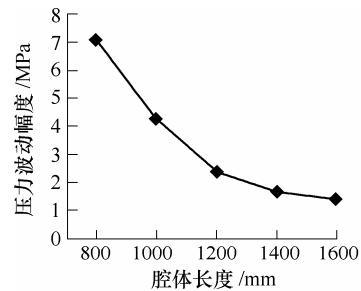
### 3 推进液压缸结构参数的响应曲面法优化

基础振动会使压力波动幅值超出允许范围, 不

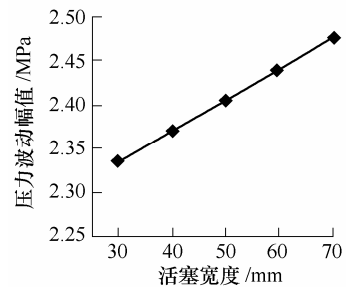
可忽视。通过设计多因素多响应值二次正交旋转组合试验对液压缸结构参数进行响应曲面优化分析, 以减小基础振动对液压缸动态特性的影响。

#### 3.1 液压缸结构参数对动态特性的单因素影响分析

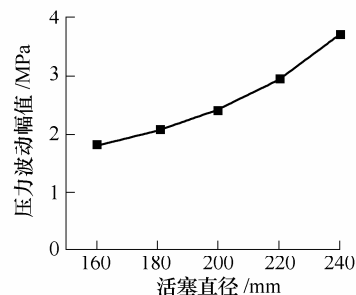
为探索液压缸结构参数对液压缸动态特性的影响, 同时为结构参数优化提供依据, 单因素分析确定了液压缸主要结构参数对液压缸动态特性的影响规律, 其中缝隙高度变化时液压缸腔内压力变化很小, 可忽略, 仅列出油液内泄漏量随缝隙高度变化规律, 如图 8 所示。



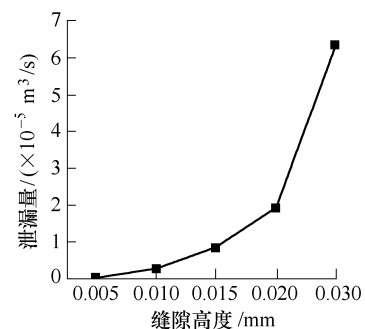
(a) 压力波动幅值随腔体长度变化规律



(b) 压力波动幅值随活塞宽度变化规律



(c) 压力波动幅值随活塞直径变化规律



(d) 压力波动幅值随缝隙高度变化规律

图8 压力波动幅值随液压缸结构参数变化规律

图 8 表明, 液压缸无杆腔压力波动幅值随活塞直径和活塞宽度增大而增大, 随腔体长度增大而减小, 内泄漏量随缝隙高度增大而增大。

### 3.2 响应曲面试验设计

Box-Behnken 试验不需要连续进行多次试验, 试验组合数相对少, 且常用于因素的非线性影响分析, 因而得到更广泛应用。根据 box-behnken 设计原理, 以液压缸无杆腔压力波动比(压力波动比为压力波动幅值与压力稳定值的比值)、最大油液内泄漏量和活塞杆伸出最长时受压后的工作安全系数为响应值, 选取活塞直径、腔体长度、活塞宽度、缝隙高度为影响因子, 根据单因素分析结果确定因素水平, 进行四因素三水平响应曲面试验。试验因素及水平编码见表 2。

表 2 响应面试验因素及水平

因素	水平		
	-1	0	1
活塞直径 $A/\text{mm}$	160	180	200
腔体长度 $B/\text{mm}$	1 310	1 550	1 800
活塞宽度 $C/\text{mm}$	40	50	60
缝隙高度 $D/\mu\text{m}$	10	15	20

活塞直径分别为 160 mm、180 mm、200 mm 时, 对应的活塞杆直径为 110 mm、125 mm、140 mm; 腔体长度分别为 1 310 mm、1 555 mm、1 800 mm, 对应的活塞杆长度则分别为 1 460 mm、1 715 mm、1 960 mm。采用数值模拟和理论计算获取试验样本数据, 响应面试验结果见表 3。

表 3 响应面试验设计与结果

试验号	活塞直径 $A/\text{mm}$	腔体长度 $B/\text{mm}$	活塞宽度 $C/\text{mm}$	缝隙高度 $D/\text{mm}$	压力波动比 (%)	最大油液内泄漏量/ ( $\times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ )	工作安全系数
1	-1	0	-1	0	4.52	11.90	4.55
2	1	0	1	0	8.87	7.07	8.21
3	1	0	0	1	8.87	18.80	8.21
4	0	-1	1	0	8.25	7.64	6.66
5	0	0	0	0	6.34	8.85	6.25
6	0	1	-1	0	5.10	10.80	5.86
7	1	0	-1	0	8.82	10.20	8.21
8	-1	1	0	0	3.70	9.03	4.20
9	1	0	0	-1	8.86	2.83	8.21
10	0	1	1	0	5.10	7.42	5.86
11	-1	-1	0	0	5.73	9.76	4.91
12	-1	0	1	0	4.52	8.15	4.55
13	0	-1	0	1	8.25	20.60	6.66
14	0	0	1	1	6.34	17.00	6.25
15	0	0	-1	-1	6.34	3.51	6.25
16	0	1	0	-1	5.10	2.88	5.86
17	1	-1	0	0	12.00	8.54	8.67
18	-1	0	0	1	4.52	22.30	4.55
19	0	-1	-1	0	8.25	11.10	6.66
20	0	0	-1	1	6.34	4.07	6.25
21	-1	0	0	-1	4.52	3.10	4.55
22	0	-1	0	-1	8.24	2.99	6.66
23	1	1	0	0	6.98	8.15	7.77
24	1	-1	0	1	12.00	19.30	8.67
25	0	1	0	1	5.10	20.00	5.86
26	0	0	1	-1	6.35	2.52	6.25
27	1	-1	1	0	12.00	7.29	8.67
28	1	-1	1	1	12.00	16.30	8.67
29	1	1	1	1	6.97	15.60	7.77

### 3.3 结果与分析

利用 Design expert8.0 软件对上述试验结果进行分析可得仅保留显著项后各响应值的回归方程:  
压力波动比

$$\lambda = 5.83 - 0.046A + 1.282 \times 10^{-3} B - 1.632 \times 10^{-4} AB + 1.133 \times 10^{-3} A^2 + 7.140 \times 10^{-6} B^2$$

其显著性判断:  $F = 605.29$ ,  $p < 0.000 1$  为

显著。

最大油液内泄漏量

$$e=67.23-0.034CD+0.14D^2$$

其显著性判断:  $F=44.76$ ,  $p<0.0001$  为显著。

工作安全系数

$$K=0.42866-9.68281\times 10^{-3}A-3.44968\times 10^{-4}B-9.79283\times 10^{-6}AB+3.23480\times 10^{-4}A^2+1.54954\times 10^{-7}B^2$$

其显著性判断:  $F=1.339\times 10^6$ ,  $p<0.0001$  为显著。

进而分别分析各响应值在显著性因素交互影响下的变化规律, 结果如图 9~11 所示。

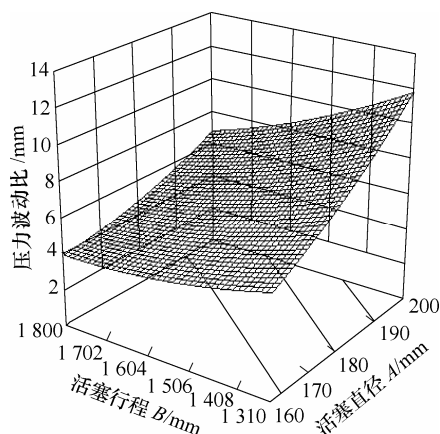


图 9 活塞直径-腔体长度交互影响压力波动比

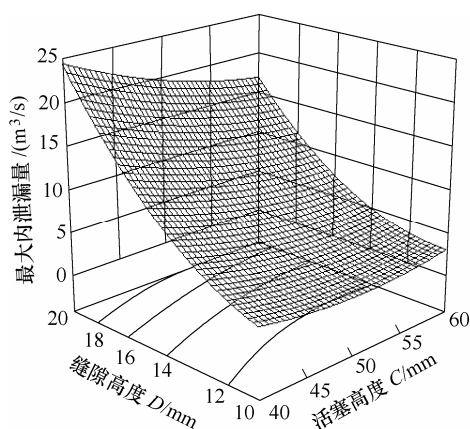


图 10 活塞宽度-缝隙高度交互影响最大油液内泄漏量

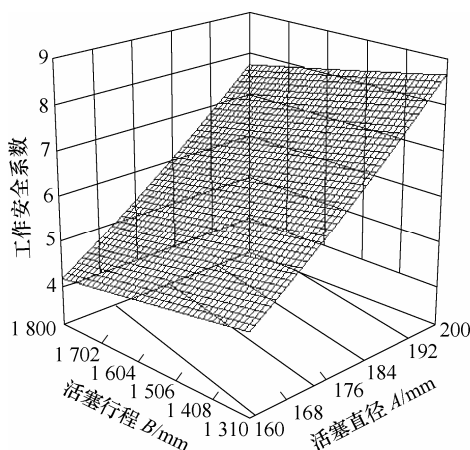


图 11 活塞直径-腔体长度交互影响工作安全系数

由图 9 和图 11 可知, 轴向基础振动作用下, 活塞直径对压力波动比和活塞杆工作安全系数影响最为显著, 且压力波动比和活塞杆工作安全系数均随活塞直径增大而增大, 而实际需求是压力波动比不超过允许波动幅值, 活塞杆工作安全系数须大于临界工作安全系数。由图 10 可知, 最大油液内泄漏量随缝隙高度增加而显著增大。活塞直径-腔体长度交互作用对压力波动比和活塞杆工作安全系数的影响、活塞宽度-缝隙高度交互作用对最大油液内泄漏量的影响均可忽略。

### 3.4 参数优化与验证

为获得基础振动作用下液压缸较好的动态特性, 综合三个目标函数, 取值分别为 0.4、0.3、0.3, 对液压缸结构参数进行优化。当活塞直径为 198.37 mm, 腔体长度为 1 799.99 mm, 活塞宽度为 51.47 mm, 缝隙高度为 11.08  $\mu\text{m}$  时, 压力波动比为 6.804 67%, 最大油液内泄漏量为  $3.15215\times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{s}$ , 活塞杆工作安全系数为 7.61, 此时, 综合评价指数最高, 为 0.890。

根据最优试验参数结果, 对最优参数取整后 ( $A=198\text{ mm}$ ,  $B=1\ 800\text{ mm}$ ,  $C=51\text{ mm}$ ,  $D=11\mu\text{m}$ ) 进行仿真试验验证, 并将回归模型预测值与仿真结果或理论计算值对比, 验证结果如表 4 所示。

表 4 最优参数验证结果

评价指标	预测值	仿真值或理论计算值
压力波动比(%)	6.804 67	6.764 71
最大油液内泄漏量( $\times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{s}$ )	3.152 1	3.48
工作安全系数	7.61	7.77

由表 4 可知, 相对误差均在 10% 内, 验证了回归模型和优化结果的准确性。

对优化后的液压缸进行频率在 10~100 Hz、幅值在 0.1~1.0 mm 时的轴向基础振动作用下液压缸的动态特性仿真分析, 得到液压缸无杆腔压力波动幅值分布区域, 如图 12 所示。

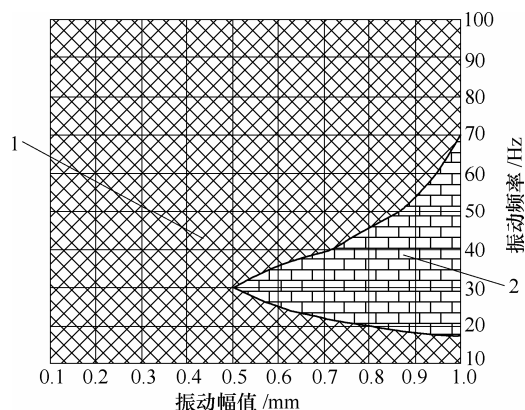


图 12 结构参数优化后不同振动-不同频率基础振动作用下压力波动幅值变化区域

1. 正常工作允许压力波动幅值区域
2. 非正常工作压力波动幅值区域

将图 12 与图 7 进行对比分析可知,同一负载作用下,在允许压力波动幅值范围内,优化后的液压缸正常工作能承受的基础振动的振动幅值-振动频率范围显著变宽,约为优化前的 1.45 倍。

## 4 结 论

(1) 建立了液压缸轴向基础振动下动态响应数学模型,并试验验证了模型的正确性。

(2) 单因素分析和响应曲面优化分析发现液压缸无杆腔压力波动幅值随活塞直径和活塞宽度增大而增大,随腔体长度增大而减小,随缝隙高度变化可忽略。

(3) 结构参数响应曲面法优化后的液压缸正常工作能承受的轴向基础振动幅值-频率范围较优化前拓宽了 45%。

## 参 考 文 献

- [1] KOYAMA Y. Present status and technology of shield tunneling method in Japan [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2003, 18(2): 145-159.
- [2] LI Xianhong, YU Haibin, YUAN Mingzhe, et al. Study on the linear dynamic model of shield TBM cutterhead driving system[C]//IECON 2011-37th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society, Nov. 7-10, 2011, Melbourne. VIC: IEEE, 2011: 3864-3871.
- [3] ZHANG Kaizhi, YU Haidong, LIU Zhongpo, et al. Dynamic characteristic analysis of TBM tunnelling in mixed-face conditions [J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2010, 18(7): 1019-1031.
- [4] 王传礼,丁凡,李其朋,等. 对称四通阀控非对称液压缸伺服系统动态特性研究[J]. 中国机械工程, 2004, 15(6): 471-474.  
WANG Chuanli, DING Fan, LI Qipeng, et al. Research on dynamic characteristics of asymmetric cylinder controlled by symmetric four-way valve[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(6): 471-474.
- [5] 江桂云,王勇勤,严兴春. 液压伺服阀控缸动态特性数学建模及仿真分析[J]. 四川大学学报, 2008, 40(5): 195-198.  
JIANG Guiyun, WANG Yongqin, YAN Xingchun. Mathematical modeling and simulation analysis of dynamic characteristic for hydraulic cylinder controlled by servo-valve[J]. Journal of Sichuan University, 2008, 40(5): 195-198.
- [6] 关景泰,王海滨,周俊龙. 非对称阀控制非对称缸的动态特性[J]. 同济大学学报, 2001, 29(9): 1130-1134.  
GUAN Jingtai, WANG Haibin, ZHOU Junlong, Dynamic characteristic analysis of unsymmetrical cylinder controlled by unsymmetrical valve[J]. Tongji University, 2001, 29(9): 1130-1134.
- [7] 陈娟,徐兵,杨华勇. 采用负载压力补偿的变频调速液压电梯控制系统[J]. 工程设计, 2002, 9(2): 89-93.  
CHEN Juan, XU Bing, YANG Huayong. VVVF controlled system of hydraulic elevators with load pressure compensation [J]. Engineering Design, 2002, 9(2): 89-93.
- [8] 李延民. 潜器外置设备液压系统的压力补偿研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2005.  
LI Yanmin. Pressure compensation study of hydraulic system of submersible vehicle's external devices[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005.
- [9] 毕新胜,肖彬彬,张进,等. 加工番茄回转滚筒式果秧分离机构参数正交试验优化[J]. 农业机械学报, 2012, 43(8): 94-98, 120.  
BI Xinsheng, XIAO Binbin, ZHANG Jin, et al. Orthogonal experiment optimization of parameters of rotary roller-type fruit-vine separation mechanism for processing tomato[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(8): 94-98, 120.
- [10] SENTHILKUMAR C, GANESAN G, KARTHIKEYAN R. Parametric optimization of electrochemical machining of Al 15%SiCp composites using NSGA — II [J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2011, 21(10): 2294-2300.
- [11] LIU Bingguo, PENG Jinhui, WANG Rundong, et al. Optimization of preparing V2O5 by calcination from ammonium metavanadate using response surface methodology[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2011, 21(3): 673-678.
- [12] 李辉平,赵国群,牛山廷,等. 响应曲面法优化气体淬火过程中的工艺参数[J]. 金属学报, 2005, 41(10): 1095-1100.  
LI Huiping, ZHAO Guoping, NIU Shanting, et al. Optimization of parameter in gas quenching process using response surface method[J]. Acta Metallurgica Sinica, 2005, 41(10): 1095-1100.
- [13] 贺尚红,杨昀梓. 基于神经网络的混凝土泵车发动机万有特性建模与工况优化[J]. 中南大学学报, 2010, 41(4): 1398-1404.  
HE Shanghong, YANG Yunzi. Modeling of universal characteristics and optimization of operating conditions of

- concrete pump truck based on neural network[J]. Journal of Central South University, 2010, 41(4): 1398-1404.
- [14] STOSIAK M. Vibration insulation of hydraulic system control components[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2011, 11(1): 237-248.
- [15] 陈炳瑞, 冯夏庭, 曾雄辉, 等. 深埋隧洞 TBM 掘进微震实时监测与特征分析[J]. 岩石力学与工程学报, 2011, 30(2): 275-283.
- CHEN Bingrui, FENG Xiating, ZENG Xionghui, et al . Real-time microseismic monitoring and its characteristic analysis during TBM tunneling in deep-buried tunnel[J] . Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2011, 30(2): 275-283.
- [16] 苏华友. 双护盾 TBM 开挖深埋隧洞围岩稳定性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2009.
- SU Huayou . Surrounding rock stability study of double-shield TBM during tunneling in deep-buried tunnel[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2009.
- 
- 作者简介: 彭欢(通信作者), 男, 1990 年出生。主要研究方向为液压力学。
- E-mail: hulige007@126.com
- 张怀亮, 男, 1964 年出生, 博士, 教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为液压力学。
- E-mail: zhl2001@mail.csu.edu.cn