

蔡改贫,刘鑫,祁步春.基于 AMESim 的转阀式液压激振器工艺参数匹配[J].湖南科技大学学报(自然科学版),2019,34(2):71-79.doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2019.02.010

Cai G P, Liu X, Qi B C. Matching Process Parameters of Rotary Valve Hydraulic Actuator Based on AMESim[J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2019, 34(2): 71-79. doi: 10.13582/j.cnki.1672-9102.2019.02.010

基于 AMESim 的转阀式液压激振器 工艺参数匹配

蔡改贫*,刘鑫,祁步春

(江西理工大学 机电工程学院,江西 赣州 341000)

摘要:设计了一种新型转阀,继而得到一种转阀式液压激振器,并以转阀式液压激振器工作原理为基础,建立 AMESim 仿真模型.针对激振器工艺参数(频率、油压、油量、参振质量)匹配复杂的问题,基于 Design-Expert 建立了以工艺参数为因子、峰值位移为响应值的模拟实验方案,进一步利用中心组合试验设计(Central Composite Design, CCD)结合响应面的优化设计方法对模拟实验结果进行分析,通过模块寻优获得最佳峰值位移为 3.2 mm 时的最佳工艺参数匹配组合:频率为 18 Hz、油压为 9.5 MPa、油液流量为 45 L/min、参振质量为 890 kg,可为矿物筛分工艺参数的选择提供参考.

关键词:转阀;液压激振器;曲面响应法;AMESim 仿真;工艺参数

中图分类号:TH137 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2019)02-0071-09

Matching Process Parameters of Rotary Valve Hydraulic Actuator Based on AMESim

Cai Gaipin, Liu Xin, Qi Buchun

(School of Mechanical & Electrical Engineering, Jiangxi University of Science & Technology, Ganzhou 341000, China)

Abstract: A new type of rotary valve is designed, and then a rotary valve type hydraulic vibration exciter is obtained. Based on the working principle of rotary valve type hydraulic vibration exciter, the AMESim simulation model is established; Based on Design - Expert, a simulation experiment scheme with process parameters (frequency, oil pressure, oil quantity, vibration mass) as response factor and peak displacement as response value is established; The simulation results is further analyzed by CCD (Central Composite Design) surface response method. By module optimization, the best process parameter matching combination when the best peak displacement is 3.2 mm is obtained; The frequency is 18 Hz, the oil pressure is 9.5 MPa, the oil flow rate is 45 L/min, and the parameter mass is 890 kg. Which can provide a reference for the selection of technological parameters in mineral screening.

Keywords: rotary valve; hydraulic vibration exciter; surface response method; AMESim simulation; process parameters

收稿日期:2018-06-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51464017);江西省高校科技落地计划项目资助(KJLD13045)

*通信作者,E-mail:1785205003@qq.com

激振器是产生激励力的一种设备,作用是使被激物体获得一定形式和强度的振动量,以实现物体试验所需要的运动^[1].随着生产生活的需要,激振器广泛应用于凿岩机、碎石器和冲击器,完成矿物的二次破碎和钻孔^[2-3];应用于筛机的驱动系统,完成矿物在各个环节的筛分^[4-5];作为捣固车的核心装置完成线路捣固和公路养护^[6-7].然而,在诸多激振设备中,仍然以惯性激振方式为主,该种方式影响着机械结构件和轴承的寿命,存在设备维修任务繁重、成本高,振动时结构件不稳定的问题^[8].因此,研制新型激振方式的激振器一直是国内外科研人员研究的热点.

对于转阀控制的液压激振器,自提出以来就受到众多学者的关注,并取得一些阶段性成果.刘毅、龚国芳等^[9]针对现有捣固装置存在的激振技术上的问题,设计出一种新型转阀用于液压激振器,对其进行仿真研究并证明了该新型转阀液压激振器的有效性;任燕、阮健等^[10]为了提高阀控电液激振器各方面的性能,对转阀激振器的结构和控制进行了优化,并通过建模和仿真,得出优化后的结构和控制精度都有了显著改善;王育荣、吕云嵩^[11]在提出了一种节能型液压激振技术思想的基础上,对其核心部件高频液压转阀进行了原理设计、工作过程和主要性能分析,弥补了当前液压转阀的不足.

本文以改变伺服阀结构为突破口,设计一种转阀控制的液压激振器,并以激振原理为基础建立 AMESim 仿真模型.基于 Design-Expert 软件设计四因素五水平模拟实验方案,进一步利用中心组合试验设计(CCD)结合响应面的优化设计方法分析了模拟结果,通过模块寻优获得最大峰值位移下的最佳工艺参数(频率、油压、油量、参振质量)匹配组合,并通过实验验证了仿真模型的正确性.

1 转阀式液压激振器

转阀式液压激振器主要用于矿物的筛分,需要满足以下目标:激振频率 0~60 Hz 可调,油压不大于 15 MPa,负载参振质量不大于 1 000 kg.为了保证筛分效果,在保证满足上述激振频率的条件下,峰值位移需尽可能大.

1.1 转阀结构

转阀是液压激振器实现配流的关键元件,本文设计的新型转阀结构如图 1 所示.其中,阀芯的 I 端和 II 端布置有 4 个导油槽和 4 个均压槽,导油槽和均压槽以 45° 均匀交错布置.在阀套、阀体上设置与导油槽、均压槽相对应的油口,分别为 P、B、A、O 油口.在电机驱动下,阀芯不断旋转,阀芯上的导油槽与油口所形成的节流面积不断发生变化,从而实现高压油的通断.

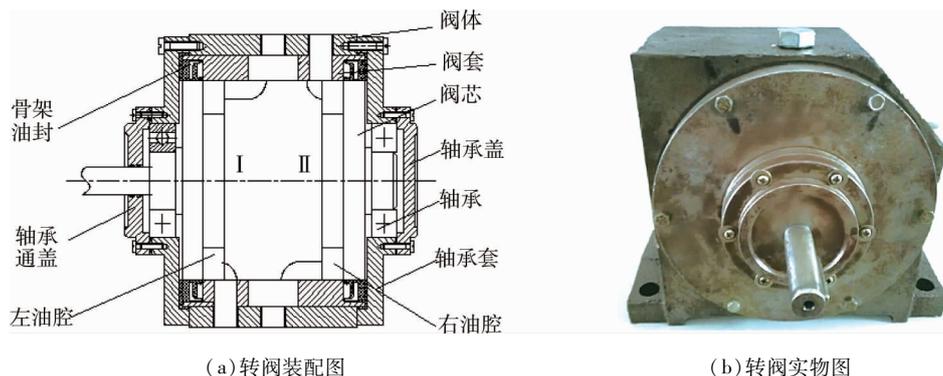


图 1 转阀结构

1.2 转阀式液压激振器工作原理

把设计好的转阀与各液压元件连接,组装成转阀式液压激振系统,工作原理如图 2 所示.转阀式液压激振器有 2 种工作状态,下面分别进行介绍.当阀芯转至如图 2a 所示位置时,油液由 P 油口流出经油管流至液压缸下腔,与上腔形成压差推动负载向上运动,液压缸上腔油液由出油口导出经油管流回油箱,系统油液动态过程为 P 油口到 B 油口,A 油口到 O 油口;当阀芯转至如图 2b 所示位置时,油液由 P 油口流出经油管流至液压缸上腔,与下腔形成压差推动负载向下运动,液压缸上腔油液由出油口导出经油管流回油箱,系统油液动态过程为 P 油口到 A 油口,B 油口到 O 油口.通过对工作原理的分析可知,所研制的转阀结

构可实现液压油的换向,具有一定的可行性.

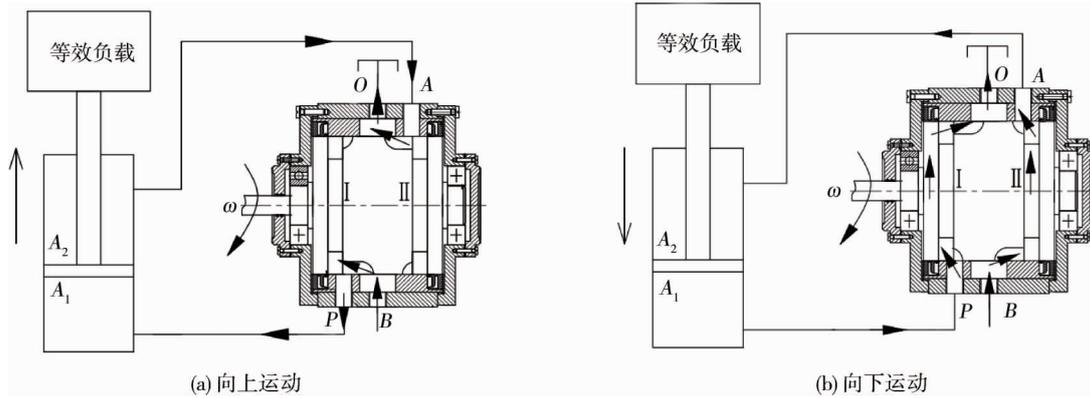


图2 转阀式液压激振器工作原理

1.3 转阀式液压激振器动力学分析

为确定激振器运动特性的主要影响参数,需对液压激振系统进行动力学分析.转阀式液压激振器在激振力 $F(t)$ 的作用下能使等效负载 m 产生位移 y_t ,根据牛顿第二定律可得到激振器振动时的简化微分方程为

$$m\ddot{y}_t + C\dot{y}_t + Ky_t = f(t). \quad (1)$$

式中: m 为等效负载,kg; y_t 为激振位移,mm; \dot{y}_t 和 \ddot{y}_t 分别为 y_t 的一阶导和二阶导; C 为系统阻尼; K 为激振活塞与等效负载 m 之间的刚度; $f(t)$ 为 $F(t)$ 分解成的能让等效负载 m 产生周期性往复运动的分量.

将分量 $f(t)$ 进行傅里叶级数变换得到:

$$f(t) = \frac{4F}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2n-1} \sin(2n-1)\omega t = \sum_{\substack{i=2n-1 \\ n=1}}^{\infty} \frac{1}{2n-1} F_i \sin i\omega t. \quad (2)$$

式中: ω 为激振频率,Hz; F_i 为激振力第 i 阶分量,N.

求解式(1)得到:

$$y_t = \sum_{\substack{i=2n-1 \\ n=1}}^{\infty} F_i \beta_i \sin(i\omega t - \varphi_i) = \sum_{\substack{i=2n-1 \\ n=1}}^{\infty} y_i \sin(i\omega t - \varphi_i). \quad (3)$$

式中: β_i 为位移第 i 阶分量系数; φ_i 为激振位移第 i 阶相位角, ($^\circ$); y_i 为激振位移第 i 阶分量幅值,N.

$$\beta_i = \frac{1}{K} \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{i\omega}{\omega_0})^2]^2 + (2\xi i\omega/\omega_0)^2}} = \frac{1}{K} \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{i}{\omega_0})^2]^2 + (2\xi i\omega/\omega_0)^2}}; \quad (4)$$

$$\text{tg}\varphi_i = \frac{\frac{2\xi i\omega}{\omega_0}}{1 - (\frac{i\omega}{\omega_0})^2} = \frac{2\xi ir}{1 - i^2 r^2}. \quad (5)$$

式中: ω_0 为液压激振系统固有频率, $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m}}$; ξ 为激振系统阻尼比, $\xi = \frac{C}{2\sqrt{mK}}$; r 为激振频率与固有频率比, $r = \frac{\omega}{\omega_0}$.

当 $r \geq 1$ 时,激振位移函数为

$$y(t) = y \sin(\omega t - \varphi_1). \quad (6)$$

激振位移幅值为

$$y = \frac{4F}{K\pi} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}. \quad (7)$$

对式(6)进行求导,得到激振的速度和加速度变化规律函数为

$$v = y\omega \cos(\omega t - \varphi_1); \quad (8)$$

$$a = -y\omega^2 \sin(\omega t - \varphi_1).$$

由式(8)可得,如果要获得较大位移,流入液压缸的流量 Q 与活塞的有效面积 S 需要满足:

$$\frac{Q}{\omega S} \geq y. \quad (9)$$

由式(7)~式(9)可得,油量 Q 和激振频率 ω 对液压激振系统运动特性(位移 y ,速度 v ,加速度 a)有较大的影响,而对于液压激振系统而言,参振质量 M 、油液压力 F_p 这2个工艺参数也直接影响着液压激振系统的性能^[12].因此,在接下来的工艺参数匹配研究中,将频率、油压、流量、参振质量作为工艺参数对象.

2 液压激振系统仿真模型建立

2.1 液压激振系统的 AMESim 模型

转阀式液压激振器能够实现驱动等效负载运动,关键在于阀套上的油口和导油槽形成的节流面积发生周期的变化,从而实现油液的通断.因此,激振系统仿真模型建立的关键在于节流面积变化规律与液压激振器实际运动时所形成的节流面积的变化规律保证一致^[13].为实现这一目标,建模时需将本文所设计的转阀式液压激振器实际节流面积变化公式导入模型中,使得转阀激振系统的仿真模型和转阀式液压激振器的物理模型一一对应.

AMESim 是法国 IMAGINE 公司推出的一款综合性液压系统仿真软件,其强大的建模功能为复杂液压系统的模拟仿真提供了强大的支持^[14].基于图2 液压激振器的工作原理,在 AMESim 界面建立起如图3所示的仿真模型.

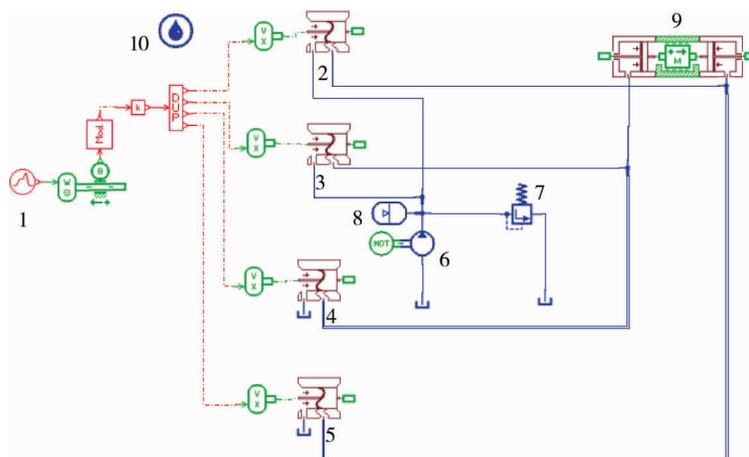


图3 转阀式液压激振器仿真模型

图3 仿真模型中:1 为输入信号,模拟电机频率;2,3,4,5 代表转阀 P, B, A, O 油口,并将实际过程中阀口面积变化规律的变化公式导入 AMESim 中;6 为变量泵,模拟调节系统流量;7 为溢流阀,调节系统油压;8 为蓄能器,吸收系统波动;9 为模拟等效负载;10 为油液属性.由此可见,转阀激振系统的仿真模型和转阀式液压激振器的物理模型一一对应.

2.2 仿真参数设置

在 AMESim 中选用 24# 液压油作为液压激振系统的油源,液压油的粘度为 $24 \text{ mm}^2/\text{s}$,密度取值为 $850 \text{ kg}/\text{m}^3$,体积弹性模量为 700 MPa .由于所研究的转阀式液压激振系统具有激振频率高、压强大等特点,选择 Compressibility+friction HydraulicPipe/Hose(C-R) 模型^[15-16],该模型压力波速度设置为 $1200 \text{ m}/\text{s}$,弹性系数为 $2.06 \times 10^{11} \text{ Pa}$,管道系统弹性模量为 700 MPa ,壁厚为 1 mm ^[17-18].设置仿真时间为 0.1 s ,采样间隔为 0.0001 s .

3 基于响应面的工艺参数匹配

激振器的峰值位移是指激振位移幅值的最大绝对值,其能够较好地表征液压激振系统性能的好坏.通过对转阀式液压激振器研究发现,转阀控制的液压激振器的峰值位移和激振频率相互制约,即随着频率的增加,峰值位移就会变小.对于本文所研制的转阀式液压激振器,目标是在一定激振频率时,能够有足够大的峰值位移,以保证矿物筛分效果.为此,采用上述仿真模型与 Design-Expert 软件相结合的方式设计模拟实验方案,以期获得最大峰值位移下的最佳工艺参数匹配组合.

3.1 模拟方案设计

由 1.3 节可知,频率、油压、流量、参振质量对转阀式液压激振器运动特性影响最为显著,因此将这 4 个工艺参数作为因子,根据 Design-Expert 中的 CCD 法设计四因素五水平模拟实验方案.采用 a, b, c, d 来表示频率、油压、流量、参振质量 4 个因子, $-2, -1, 0, +1, +2$ 表示 5 个水平的高低, Y 表示峰值位移.结合液压激振器工作目标确定各工艺参数模拟水平,具体如表 1 所示.

表 1 模拟实验条件及水平

| 工艺参数 | 水平 | | | | | 响应值 /mm |
|-----------------|-----|-----|-----|-----|-------|------------|
| | -2 | -1 | 0 | +1 | +2 | |
| 频率 a /(r/min) | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 峰值位移 Y |
| 油压 b /MPa | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | |
| 流量 c /(L/min) | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | |
| 参振质量 d /kg | 200 | 400 | 600 | 800 | 1 000 | |

结合表 1,利用 Design-Expert 实验数据处理软件生成 30 组 CCD 曲面响应方案,利用 AMESim 提取各方案下峰值位移(响应值),具体模拟方案与模拟结果如表 2 所示.

表 2 CCD 曲面响应方案及响应值

| 实验 序号 | 因子 | | | | 响应值(峰值 位移 Y) | 实验 序号 | 因子 | | | | 响应值(峰值 位移 Y) |
|----------|--------|--------|--------|----------|--------------------|----------|--------|--------|--------|----------|--------------------|
| | 频率 a | 油压 b | 流量 c | 参振质量 d | | | 频率 a | 油压 b | 流量 c | 参振质量 d | |
| 1 | 40 | 10 | 30 | 400 | 0.851 | 16 | 30 | 8 | 40 | 200 | 0.850 |
| 2 | 30 | 8 | 40 | 600 | 0.950 | 17 | 30 | 8 | 60 | 600 | 1.080 |
| 3 | 30 | 4 | 40 | 600 | 0.760 | 18 | 30 | 8 | 40 | 600 | 0.970 |
| 4 | 10 | 8 | 40 | 600 | 2.690 | 19 | 30 | 8 | 40 | 600 | 0.840 |
| 5 | 30 | 8 | 40 | 1000 | 0.830 | 20 | 20 | 10 | 30 | 400 | 2.020 |
| 6 | 40 | 10 | 50 | 800 | 0.580 | 21 | 10 | 10 | 50 | 200 | 3.660 |
| 7 | 20 | 6 | 30 | 400 | 1.430 | 22 | 20 | 6 | 50 | 400 | 1.420 |
| 8 | 30 | 12 | 40 | 1000 | 0.540 | 23 | 30 | 8 | 40 | 600 | 0.580 |
| 9 | 40 | 10 | 50 | 400 | 1.260 | 24 | 40 | 6 | 50 | 800 | 0.990 |
| 10 | 40 | 10 | 30 | 800 | 0.370 | 25 | 20 | 6 | 30 | 800 | 1.030 |
| 11 | 10 | 10 | 40 | 400 | 3.620 | 26 | 50 | 8 | 40 | 600 | 0.310 |
| 12 | 30 | 8 | 40 | 600 | 0.530 | 27 | 20 | 6 | 50 | 800 | 3.120 |
| 13 | 20 | 10 | 50 | 800 | 1.510 | 28 | 30 | 8 | 40 | 600 | 0.570 |
| 14 | 40 | 6 | 30 | 400 | 1.010 | 29 | 40 | 6 | 30 | 800 | 0.870 |
| 15 | 30 | 8 | 20 | 600 | 0.490 | 30 | 20 | 10 | 50 | 400 | 1.680 |

3.2 响应模型选择

为了更好地表征峰值位移与 4 个影响因子的关系,从而确定峰值位移预测模型,需选择一个正确的响应模型.通过 Design-Expert 对表 2 数据进行分析,确定出回归系数和检测回归模型的拟合度,具体如表 3 和表 4 所示.

表3 响应值多种方差分析

| 方差来源 | 平方和 | 自由度 | 均方值 | F 值 | $p > F$ 值 | 结果 |
|--------|--------|-----|---------|--------|-----------|------|
| 平均值模型 | 163.37 | 1 | 163.370 | - | - | 建议采用 |
| 线性模型 | 0.18 | 4 | 0.045 | 0.023 | 0.998 9 | - |
| 2FI 模型 | 5.39 | 6 | 0.900 | 0.390 | 0.876 3 | - |
| 二次方模型 | 37.79 | 4 | 9.450 | 23.510 | <0.000 1 | 建议采用 |
| 三次方模型 | 0.34 | 8 | 0.043 | 0.053 | 0.999 8 | 忽略 |
| 残差 | 5.68 | 7 | 0.810 | - | - | - |
| 总计 | 212.75 | 30 | 7.090 | - | - | - |

注: F 为 2 个均方的比值, F 值越大说明效果越明显; $p > F$ 表示事件发生可能性大于 F 的概率, $p > F$ 值的大小表征模型显著程度

表4 响应值可决系数对比分析

| 方差来源 | 标准偏差 | R^2 | R^2 校正值 | R^2 预期值 | 预测残差平方和 | 结果 |
|--------|------|---------|-----------|-----------|---------|------|
| 线性模型 | 1.40 | 0.003 6 | -0.155 8 | -0.348 5 | 66.59 | - |
| 2FI 模型 | 1.52 | 0.112 8 | -0.354 1 | -1.033 5 | 100.43 | - |
| 二次方模型 | 0.63 | 0.898 0 | 0.764 1 | 0.297 2 | 10.38 | 建议采用 |
| 三次方模型 | 0.90 | 0.884 9 | 0.523 3 | -15.570 7 | 818.34 | 忽略 |

注: R^2 为复决定系数, 此处表示可由该模型来说明或决定的概率

由表 3 和表 4 结果分析可知: 二次方模型的 $p > F$ 值小于 0.000 1, 远小于 0.05, 说明模型显著; 可决系数 R^2 接近 1, 说明该模型具有较高可信度. 而其他响应模型均达不到这种效果, 因此优先考虑二次方模型, 可选择它作为峰值位移的响应模型. 其拟合公式为

$$Y = \eta_0 + \eta_1 a + \eta_2 b + \eta_3 c + \eta_4 d + \eta_{11} a^2 + \eta_{22} b^2 + \eta_{33} c^2 + \eta_{44} d^2 + \eta_{12} ab + \eta_{13} ac + \eta_{14} ad + \eta_{23} bc + \eta_{24} bd + \eta_{34} cd. \quad (10)$$

式中: Y 为预测响应值; η_0 为模型常数; a, b, c, d 为各工艺参数; $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ 为线性系数; $\eta_{12}, \eta_{13}, \eta_{14}, \eta_{23}, \eta_{24}, \eta_{34}$ 为交互作用系数; $\eta_{11}, \eta_{22}, \eta_{33}, \eta_{44}$ 为二次项系数.

3.3 数据分析

3.3.1 响应模型方差分析

对峰值位移的响应面二次模型进行方差分析以及模型系数进行显著性检验, 结果如表 5 所示.

表5 响应值(峰值位移)方差分析结果

| 方差来源 | 平方和 | 自由度 | 均方差 | F 值 | $p > F$ 值 |
|-------|----------|-----|----------|----------|-----------|
| 模型 | 43.360 | 14 | 3.100 | 7.710 | 0.000 2 |
| a | 1.683E-3 | 1 | 1.68E-3 | 4.19E-4 | 0.265 4 |
| b | 9.5E-4 | 1 | 9.5E-4 | 2.365E-4 | 0.478 2 |
| c | 8.325E-3 | 1 | 8.325E-3 | 0.021 | 0.584 1 |
| d | 0.170 | 1 | 0.1700 | 0.420 | 0.824 6 |
| ab | 1.110 | 1 | 1.110 | 2.750 | 0.118 0 |
| ac | 3.590 | 1 | 3.590 | 8.940 | 0.009 2 |
| ad | 0.320 | 1 | 0.300 | 0.800 | 0.400 7 |
| bc | 0.320 | 1 | 0.320 | 3.43E-4 | 0.348 1 |
| bd | 1.38E-4 | 1 | 1.38E-4 | 0.190 | 0.585 5 |
| cd | 0.076 | 1 | 0.076 | 81.180 | 0.670 3 |
| a^2 | 32.610 | 1 | 32.610 | 14.010 | 0.000 1 |
| b^2 | 5.630 | 1 | 5.630 | 16.580 | 0.002 0 |
| c^2 | 6.660 | 1 | 6.660 | 13.440 | 0.001 0 |
| d^2 | 5.630 | 1 | 2.420 | 6.020 | 0.026 9 |
| 残差 | 6.030 | 15 | 0.400 | - | - |
| 失拟度 | 49.380 | 29 | - | - | - |

由表 5 可得,峰值位移的响应二次模型自由度为 14, F 值为 7.71,说明该响应模型显著.由 $p > F$ 值为 0.000 2,远小于 0.05,可得该二次预测模型可靠度较高.此外,通过对比分析各个因子及其交互的 $p > F$,可以得出频率、油压、流量、参振质量一次项分别对峰值位移的影响程度: $a > b > c > d$.频率、油压、流量、参振质量之间二次交互项作用对峰值位移的影响程度: $ab > bc > ad > bd > cd$.

3.3.2 峰值位移预测模型确定

利用 Design-Expert 对表 2 数据进行多项式回归分析,可得到频率、油压、流量、参振质量 4 个工艺参数 a, b, c, d 与峰值位移 Y 的预测模型为

$$Y = -34.18 + 1.96a + 2.89b + 0.17c + 4.30 \times 10^{-3}d - 0.026ab - 4.73 \times 10^{-3}ac - 9.13 \times 10^{-5}ad + 3.55 \times 10^{-3}bc + 4.89 \times 10^{-6}bd + 1.14 \times 10^{-5}cd - 0.043a^2 - 0.043b^2 - 0.11c^2 - 3.29 \times 10^{-6}d^2. \quad (11)$$

为了检验得到的峰值位移预测模型式(11)是否可靠,利用 Design-Expert 对其进行了残差正态概率分析,得到的结果如图 4 所示.图中峰值位移预测值与模拟值散点近似分布在一条直线上,由此可验证所构建的位移预测模型是正确的.

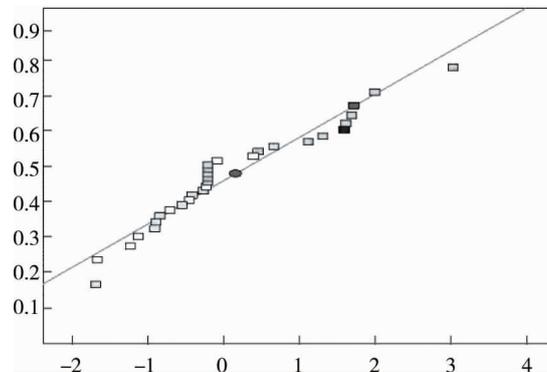


图 4 拟合模型的学生化残差分布情况

3.3.3 工艺参数交互作用响应面分析

由表 5 可知工艺参数的交互作用对响应值的影响程度,为了更直观地分析其对响应值的影响,以获得最优工艺参数组合,需对预测模型进行响应面分析.利用 Design-Expert 求解出预测数学模型式(11)的响应面,由于交互面的分析方式大致相同、且受到篇幅的限制,故本文只对影响峰值位移较大的交互进行响应面分析,即 ab (频率与油压的交互)、 bc (油压和流量的交互),结果如图 5 和图 6 所示.

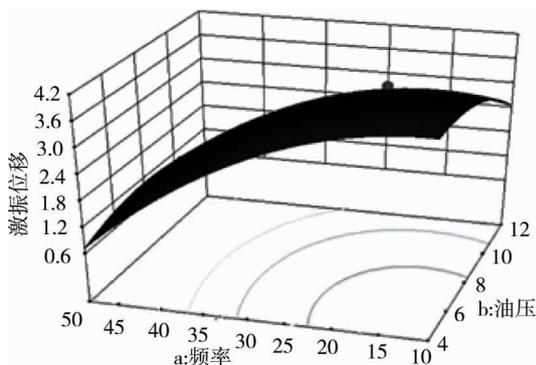


图 5 频率与油压的交互形成的响应曲面

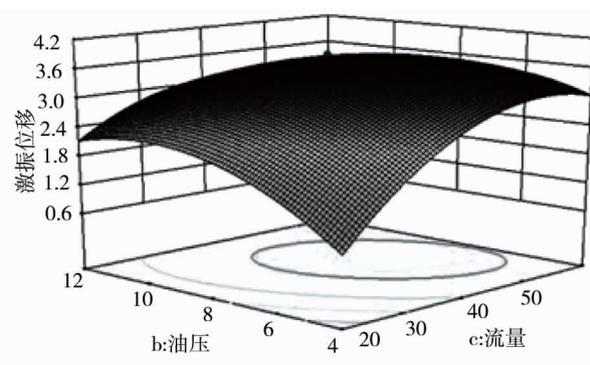


图 6 流量与油压交互形成的响应曲面

由图 5 可知:响应面坡度较陡,说明频率、油压对峰值位移影响显著,随着频率 a 的增加,响应面呈下降状态;而随着油压 b 的增加,响应面先呈上升状态,当油压值在 10 MPa 附近时,响应面上升到顶峰,随后产生小幅度下降.整个响应面呈凸状,由此可得必然存在一个响应值最大值点(图中圆点处),该点所处的

油压范围为 8~12 MPa, 频率范围大致在 15~20 Hz, 此时的峰值位移接近 3.6 mm.

由图 6 可知: 油压、流量对峰值位移影响显著, 但相对于图 5 的响应面, 陡峭程度没那么明显, 说明流量与油压交互对峰值位移的影响程度低于频率与油压交互的影响程度. 如图 6 所示, 随着油压 b 的增加, 响应面呈先上升后下降状态, 当油压值在 10 MPa 附近时, 响应面处于顶峰; 而随着流量的增加, 响应面先呈快速上升状态, 当流量值大于 50 L/min 时, 由于液压缸内油液流量达到饱和状态, 响应面上升缓慢. 整个响应面呈凸状, 由此可得必然存在一个响应值最大值点(图中圆点处), 该点所处的油压范围为 8~12 MPa, 流量范围大致为 40~60 L/min, 此时的峰值位移范围处于 3.0~3.6 mm.

通过对响应面的分析, 可以得出最大峰值位移的最佳工艺参数组合及其范围. 利用 Design-Expert 自动寻优, 得到了综合指标为 0.91 条件下的各工艺参数, 进而获得最佳峰值位移斜坡函数图, 如图 7 所示.

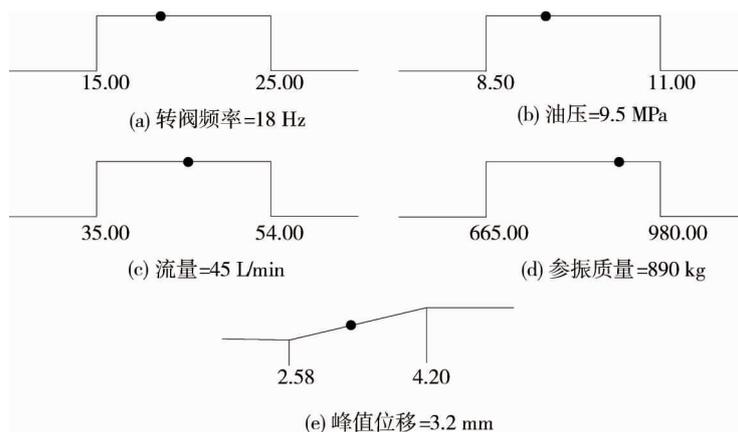


图 7 最佳工艺参数组合斜坡函数

由图 7 可知, 经过 Design-Expert 自动寻优后, 得到理想峰值位移下的各工艺参数范围: 频率在 15~25 Hz, 油压在 8.5~11.0 MPa, 流量在 35~54 L/min, 参振质量在 655~980 kg. 此外, 由图 7 中还可获得最佳工艺参数匹配组合: 频率 18 Hz, 油压 9.5 MPa, 流量 45 L/min, 参振质量 890 kg, 此时峰值位移最优解为 3.2 mm.

4 实验研究

由于激振系统仿真模型建立的关键在于节流面积变化规律与液压激振器实际运动时所形成的节流面积变化规律保证一致. 因此, 为验证仿真所得到结果的正确性, 需对仿真模型进行实验验证. 本节利用实验室转阀样机如图 8 所示, 搭建液压激振器实验测试平台, 开展转阀式液压激振器的实验研究, 将实验结果与仿真结果进行对比, 验证仿真模型的正确性.

实验采用昆山同创科教设备公司生产的型号为 TC-GY04 智能液压伺服控制实验台, 它主要由液压系统、电气系统和测控系统等组成, 可以对转阀的压力、流量、位移、速度等参数进行实时检测和分析处理.

为了更好地进行仿真和实验对比分析, 选取仿真方案中位移相差较大的第 9 组和第 10 组进行实验, 每组实验做 5 次并取其平均值, 利用 MATLAB 进行数据处理, 对比结果如图 9 所示.

由实验位移曲线与仿真曲线对比可知, 实验位移变化规律曲线和仿真模拟所得的变化规律曲线变化总体趋势基本一致, 得到峰值位移的误差范围在 4.13%~7.71%. 由于液压激振器的位移变化可以表征其节流面积变化^[19], 因此, 仿真节流面积变化与液压激振器实际节流面积变化的规律基本一致, 即可验证所构建的仿真模型是正确的.



图 8 实验室转阀样机及电机

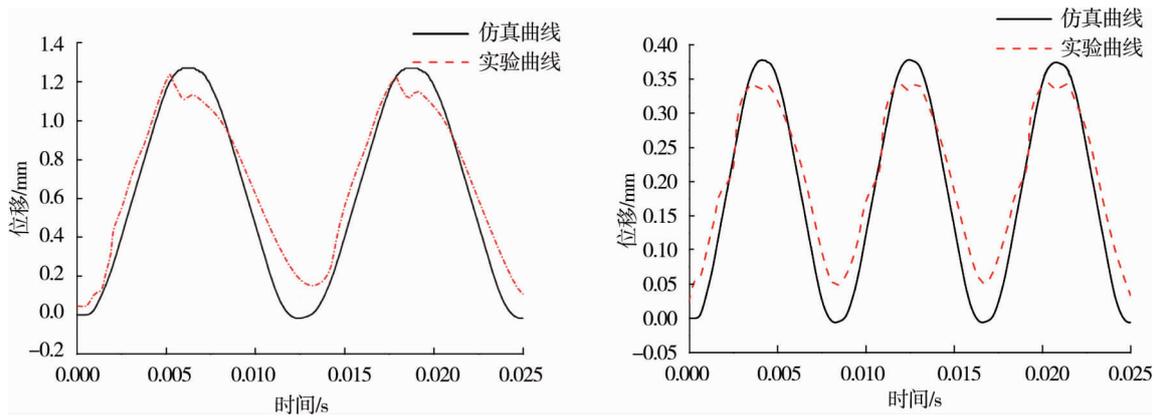


图9 位移随时间变化的仿真与实验曲线

5 结论

1) 激振频率对于峰值位移的影响最为显著,随着激振频率的增大,转阀式液压激振器的峰值位移增大;考虑交互作用时,激振频率和油压的交互对峰值位移的影响最为显著,因此在转阀式液压激振器设计时首先要考虑激振频率和油压的变化情况。

2) 通过建立以液压激振系统工艺参数为响应因子,峰值位移为响应值的预测模型,为后续转阀式液压激振器的结构设计和工艺参数匹配提供理论指导,对于开发新型液压激振装置、突破液压激振技术瓶颈具有重要意义。

3) 本文分析了频率、油压、流量及参振质量这4个工艺参数对激振系统运动特性影响,而对于转阀结构参数(轴向长度、阀芯半径、导油槽个数)的研究并未开展,下一步将在目前研究的基础上分析转阀结构参数对液压激振系统运动特性的影响规律。

参考文献:

- [1] 杨学兰. 阀芯旋转式换向阀的设计及特性研究[D]. 浙江: 浙江大学, 2013.
- [2] 段新豪, 曲鹏哲, 刘伟祥, 等. 偏心质量可调节惯性激振器设计与分析[J]. 机械强度, 2018, 40(1): 160-164.
- [3] 吴杏, 张俊萍, 赖成. 液压缸脉冲式激振系统数学建模及其实验测试研究[J]. 机床与液压, 2017, 45(16): 135-138.
- [4] Shokhin A E, Nikiforov A N. On the rational dynamic modes of vibrating machines with an unbalanced vibration exciter of limited power[J]. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2017, 46(5): 426-433.
- [5] 王立军, 段良坤, 郑招辉. 三移动两转动振动筛驱动机构优化与试验[J]. 农业机械学报, 2018(6): 138-145.
- [6] 冯彬. 捣固作业机理试验装置设计与仿真研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2014.
- [7] 刘毅, 龚国芳, 闵超庆, 等. 捣固机械激振技术现状与展望[J]. 机械工程学报, 2013, 49(16): 138-146.
- [8] 高攀. 振动机械液压激振方式的特点分析和展望[J]. 设备管理与维修, 2018(20): 144-145.
- [9] 刘毅, 龚国芳, 闵超庆, 等. 新型捣固装置的结构建模与仿真[J]. 浙江大学学报(工学版), 2011, 45(11): 1941-1947.
- [10] 任燕, 阮健, 贾文昂. 2D 阀控电液激振器低频段振动波形分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 187-193.
- [11] 王育荣, 吕云嵩. 一种用于节能型液压激振技术中高频液压转阀的研究[J]. 制造业自动化, 2012, 34(21): 94-96.
- [12] 祁步春. 基于功率键合图的转阀式液压激振器运动特性研究[D]. 赣州: 江西理工大学, 2018.
- [13] 吴万荣, 黄潜, 吴威威, 等. 基于 AMESim 的两自由度高频激振转阀的仿真研究[J]. 世界科技研究与发展, 2016(6): 1228-1233.
- [14] 胡燕平, 吴民旺, 毛征宇, 等. 基于 AMESim 的顶拉式液压动力沉桩机系统动态仿真[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2013, 28(4): 16-21.
- [15] 郭旭升. 基于 AMESim 的数字液压缸建模与动态特性仿真[D]. 天津: 天津大学, 2013.
- [16] 周红霞. 基于 AMESim 的液压振动锤仿真[D]. 大连: 大连理工大学, 2014.
- [17] 高海龙. 基于 AMESim 的长管道伺服液压定位系统仿真分析[J]. 铜业工程, 2008(2): 37-39.
- [18] 王焯军. 基于 AMESim 的滤清器液压脉冲系统仿真[D]. 广州: 华南理工大学, 2012.
- [19] 倪兴龙, 俞浙青, 贾文昂, 等. 高频电液激振器的实验研究[J]. 流体传动与控制, 2012(5): 17-20.