

装备与成套技术

泵控锻造液压机液压系统设计与仿真

伍乘星¹, 鲁 苗², 张朝壮², 陈柏金²

(1. 南昌大学 先进制造学院, 江西 南昌 330000; 2. 华中科技大学 材料成形与模具技术国家重点实验室, 湖北 武汉 430074)

摘要: 针对传统的 22 MN 泵控锻造液压机组控制系统复杂、运行过程稳定性较差、响应速度较慢等技术现状, 对泵控锻造液压机组的组成结构、传动方式及其组件的运动特性进行了研究。利用 AMESim 软件建立了正弦泵偏心摆变量机构模型, 仿真分析了偏心摆变量机构的控制性能和动态响应特性; 建立了锻造液压机液压伺服控制系统模型, 仿真分析了液压机在空载、镦粗、常锻和快锻 4 种不同运行工况下的动态特性。仿真结果表明: 偏心摆变量机构设计合理, 控制性能较高, 能够满足小位移高频快速换向和较大驱动力的实际生产需求; 液压机液压伺服控制系统的控制精度高、运行平稳、响应速度快, 系统的节流损失和溢流损失小, 能量利用率高。

关键词: 锻造液压机; 液压系统; 正弦泵; 偏心摆; 伺服控制系统

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.06.023

中图分类号: TG315 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2022) 06-0160-09

Design and simulation on hydraulic system for pump-controlled forging hydraulic press

Wu Chengxing¹, Lu Miao², Zhang Chaozhuang², Chen Baijin²

(1. School of Advanced Manufacturing, Nanchang University, Nanchang 330000, China; 2. State Key Laboratory of Materials Processing and Die & Mould Technology, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: For the technical status of traditional 22 MN pump-controlled forging hydraulic press unit with complex control system, poor stability in operation process and slow response speed, the composition structure, transmission mode and motion characteristics of components for pump-controlled forging hydraulic press unit were studied. Then, the variable mechanism model of sinusoidal pump with eccentric pendulum was established by software AMESim, and the control performance and dynamic response characteristics of the eccentric pendulum variable mechanism were simulated and analyzed. Furthermore, the hydraulic servo control system model of forging hydraulic press was established, and the dynamic characteristics of press under four different operating conditions of no-load, upsetting, normal forging and quick forging were simulated and analyzed. The simulation results show that the eccentric pendulum variable mechanism is designed reasonably and has high control performance, which can meet the actual production demand of high frequency quick commutation and larger driving force with small displacement. Thus, the hydraulic servo control system of hydraulic press has high control precision, stable operation, fast response speed, small throttle and overflow loss and high energy utilization rate.

Key words: forging hydraulic press; hydraulic system; sinusoidal pump; eccentric pendulum; servo control system

泵控锻造液压机具有传动系统结构简单、响应速度快、灵敏度高、运行过程平稳等优点, 被广泛应用于自由锻造生产领域^[1]。22 MN 泵控锻造液压机采用正弦泵 (双向变量径向柱塞泵) 传动系统^[2], 利用 6 台正弦泵组合成液压泵组, 为液压机提供动

力源, 完成锻造过程。利用 AMESim 软件^[3] 对关键的偏心摆变量机构以及压机液压伺服系统进行建模仿真和分析, 为系统优化提供理论依据。

1 液压系统组成和工作原理

1.1 液压系统组成

22 MN 泵控锻造液压机液压系统主要由主副油箱、高低压泵组、进排液阀组、辅助阀组、安全阀组和液压缸等组成, 其液压原理如图 1 所示。

收稿日期: 2021-05-19; 修订日期: 2021-08-20

作者简介: 伍乘星 (1991-), 男, 博士, 讲师

E-mail: 15171457445@163.com

通信作者: 陈柏金 (1965-), 男, 博士, 教授

E-mail: chenbaijin@hust.edu.cn

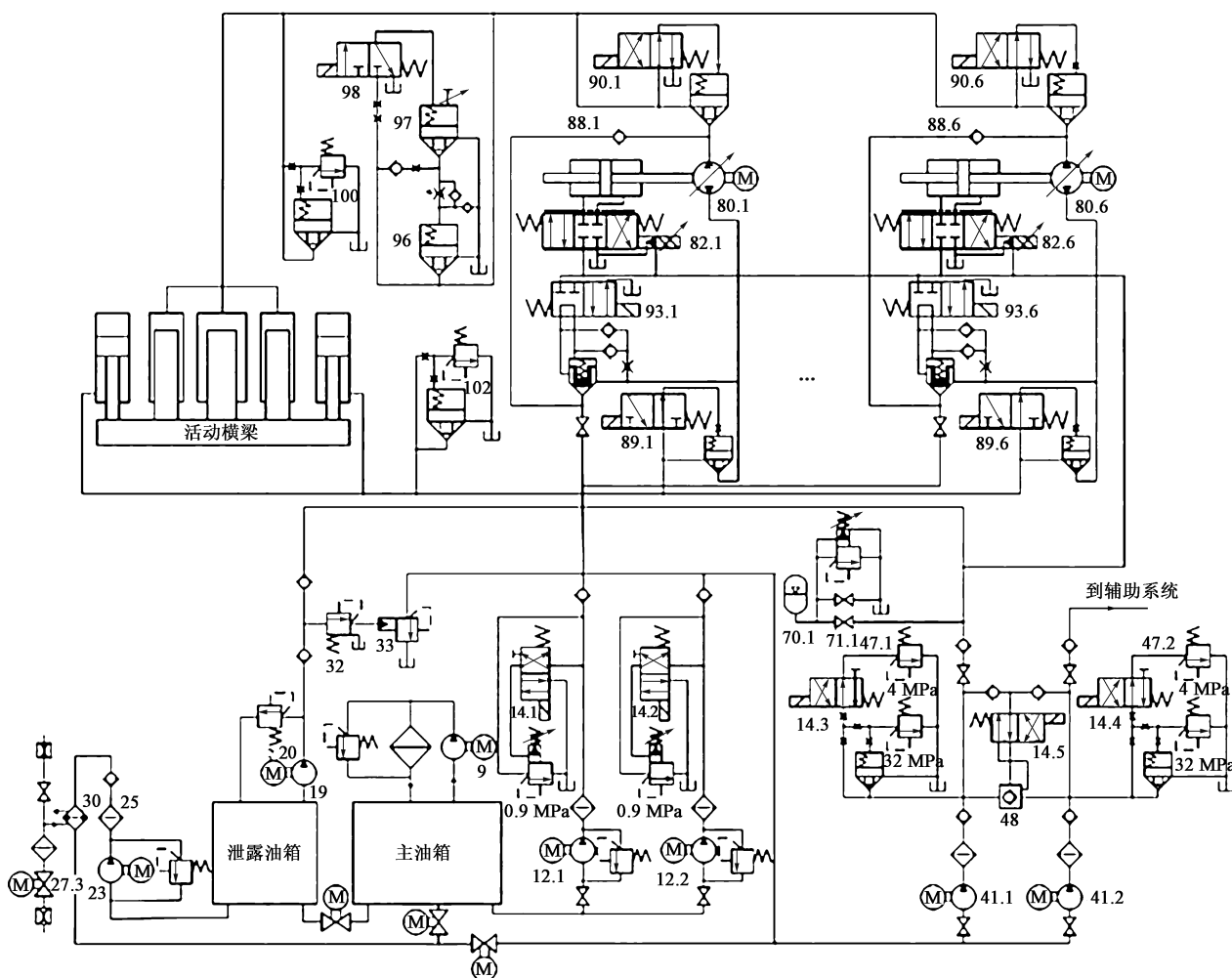


图1 22 MN 锻造液压机液压系统原理图

9. 滤油泵 12.1、12.2. 螺杆泵 14.1、14.2. 电磁阀 14.3、14.4、14.5. 电磁阀 19. 齿轮泵 20. 溢流阀 23. 螺杆泵
25. 过滤器 27.3. 电控闸阀 30. 冷却器 32. 压力调节阀 33. 液控溢流阀 41.1、41.2. 径向柱塞泵 47.1、47.2. 溢流阀
48. 电液控单向阀 70.1. 气囊蓄能器 71.1. 闸阀组件 80.1~80.6. 径向柱塞泵 82.1~82.6. 电液伺服阀
88.1~88.6. 单向阀 89.1~89.6. 回程缸连通阀 90.1~90.6. 主缸连通阀 93.1~93.6. 低压系统连通阀
96、97、98. 卸压阀组 100、102. 二级插装溢流阀块

Fig.1 Principle diagram of hydraulic system for 22 MN forging hydraulic press

液压机液压系统的回路主要包括:

(1) 供液回路。采用2台流量为 $3348 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 的螺杆泵 12.1 和 12.2 为系统提供低压油源。当供液泵运转时, 电磁阀 14.1 和 14.2 断电打开, 液控溢流阀限制系统的最大供油压力为 0.9 MPa ; 当主泵运转而系统停止时, 可使1个供油泵停止供油, 此时电磁阀 14.1 或者 14.2 通电, 相应的液控溢流阀完全打开, 液压油流向油箱。

(2) 辅助回路。利用1台流量为 $20 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 的齿轮泵 19 为压力调节阀 32 提供控制油来调节供液系统压力。溢流阀 20 的调节压力为 7.5 MPa , 限制油泵 19 的工作压力, 安装时调节压力调节阀 32

的压力为 0.8 MPa , 控制供油系统压力。

(3) 控制系统供油回路。采用2台流量为 $110 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 的径向柱塞泵 41.1 和 41.2 为主泵偏转伺服油缸、连通油路的插装阀、辅助系统等提供压力油。在控制泵起动后, 溢流阀 47.1 和 47.2 的压力值被调整至 4 MPa , 以防止控制油回路过压, 此时, 溢流阀具有循环装置的功能。在系统工作时, 电磁阀 14.3 和 14.4 通电, 系统压力升至 32 MPa 。当控制油泵 41.1 发生故障时, 泵 41.2 可通过液控单向阀给主泵控制系统供油; 如果需要, 电磁阀 14.5 通电, 电液控单向阀 48 打开, 径向柱塞泵 41.1 被接通到辅助控制回路。在系统工作或系统压

力调试只开启径向柱塞 41.2 时, 电磁阀 14.3 同样需要通电关闭系统才能上压。胆囊蓄能器 70.1 可以减小系统压力波动, 在紧急情况下可以为电液伺服阀和辅助装置供油, 利用胆囊蓄能器 70.1 可关闭储能器和放气。

(4) 主泵进排液回路。采用 6 台流量为 $750 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 的 Wepuko Hydraulic 的 RX360 型径向柱塞泵 80.1~80.6 实现压机动作。低压系统连通阀 93.1~93.6、主缸连通阀 90.1~90.6 和回程缸连通阀 89.1~89.6 均由电磁阀和逻辑阀组成的二通插装阀块担任, 其中低压系统连通阀 93.1~93.6 具有单向进液功能。当液压机下压或者回程时, 作为回程泵的 2 台主泵可通过低压系统连通阀 93.1~93.6 或者单向阀 88.1~88.6 抽取更多的油。主缸连通阀 90.1~90.6 接通主泵和公共管线, 为主副缸供油, 采用卸压阀 96 在液压机回程时为主副缸卸压, 回程缸连通阀 89.1~89.6 接通主泵和公共管线, 为回程缸供油。二级插装溢流阀块 100 保证液压机的最大压力, 将其调定为 35 MPa; 二级插装溢流阀块 102 限制液压机回程缸的最大压力, 将其调定为 31 MPa。

(5) 泄油回路。采用 1 台流量为 $1700 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 的螺杆泵 23 用于泄漏油、主系统油的过滤、冷却和加热。螺杆泵 23 在温度低于或者高于停机温度时也可起动, 此时液压油经过滤器 25 完成油液过滤, 冷却器 30 完成冷却, 实现从主油箱到泄油箱的循环。

(6) 滤油系统。由于泵控系统对油液清洁度的要求较高, 采用一台滤油泵 9 实现油液循环过滤, 在液压机运行期间, 滤油泵必须始终开动。当过滤器滤芯脏污时, 必须更换处理, 不能二次使用。

1.2 液压机工作原理

22 MN 泵控锻造液压机共有 6 台正弦泵。压下工作时, 6 台泵将油液排入主缸, 其中, 4 台主泵从供液系统吸油、2 台主泵从回程缸吸油; 回程时, 2 台主泵从主缸吸油, 将油液排入回程缸, 主泵的其他流量通过卸荷阀排入供液系统。工作过程中控制系统需选择 2 台泵作为回程泵, 以泵 80.5、泵 80.6 作为回程泵, 液压机的动作过程如下。

(1) 液压机加压。主缸卸压阀 96 通电关闭, 6 台主泵 80.1~80.6 的主缸连通阀 90.1~90.6 通电打开, 低压系统连通阀 93.1~93.6 具有单向进液功能, 不通电, 回程缸连通阀 89.5 和 89.6 通电打开, 回程缸连通阀 89.1~89.4 断电关闭。所有主泵均往压下方向偏转, 主泵 80.5 和 80.6 从回程缸和供液系统中抽油、其他主泵从供油泵提供的油源中吸油

一起排入主缸, 液压机下行加压。如系统压力达到最大压力, 主泵作为压力调节泵, 运行偏转至压下 10% 左右位置停止加压。

(2) 液压机回程。主缸卸压阀 96 断电打开, 6 台主泵 80.1~80.6 的主缸连通阀 90.1~90.6 通电打开, 回程缸连通阀 89.1~89.4 断电关闭, 低压系统连通阀 93.1~93.4 通电打开, 回程缸连通阀 89.5 和 89.6 通电打开, 低压系统连通阀 93.5 和 93.6 断电关闭。主泵 80.5 和 80.6 偏转至相应提升位置、主泵 80.1~80.4 偏转至压下 10% 位置; 主泵 80.5 和 80.6 从主缸抽油排入回程缸, 主泵 80.1~80.4 将油排入低压系统中。

(3) 液压机悬停。主泵 80.5 和 80.6 偏转至提升 10% 位置、主泵 80.1~80.4 偏转至压下 10% 位置。电磁阀的工作状态与液压机的回程状态相同, 此时, 液压机活动横梁处于一种动态平衡状态, 控制系统通过调整泵的偏心状态, 使液压机停止在某一位置。

2 基于 AMESim 的系统仿真模型和参数设置

图 2 为 22 MN 泵控锻造液压机液压伺服系统的 AMESim 仿真模型^[4], 仿真模型通过液压缸面积等效原则将多缸系统简化为单缸系统, 根据液压机动作过程, 未对具有单向进液的低压系统连通阀、主回程缸进液阀等不影响仿真结果的阀块进行建模处理, 保留了主回程缸溢流阀、主缸卸荷阀以及对压机动作过程必要的单向阀。

根据系统中泵和阀等液压元件的实际参数, 设置相关元件参数, 通过等效计算和近似计算的方式设置相关元件的近似参数值, 如表 1 所示。

3 仿真结果与分析

3.1 偏心摆变量机构仿真结果分析

结合锻造液压机锻造频次要求, 为体现偏心摆变量机构的控制性能, 现设定输入正弦信号的频率为 2 Hz, 位移幅值为 50 mm。设置仿真时间为 1 s, 时间步长为 0.001 s, 油缸活塞位移随输入信号响应曲线的仿真结果如图 3 所示。根据仿真结果可知, 在 0.125 s 时, 输出位移曲线超调约为 0.106 mm, 系统误差为 0.2%; 在 0.625 s 时, 输出位移超调约为 0.020 mm, 系统误差为 0.04%, 均在系统允许的误

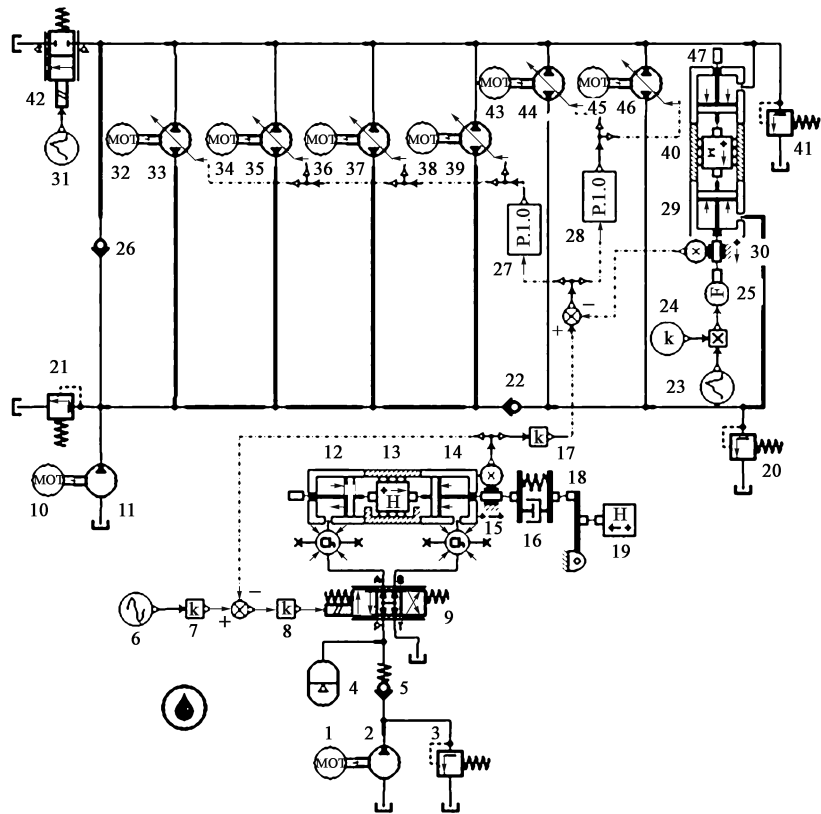


图2 液压伺服系统 AMESim 仿真模型

1、10、32、34、36、38、43、45. 电机; 2、11. 定量泵; 3、20、21、41. 溢流阀; 4. 蓄能器; 5、22、26. 单向阀;
6、23、31. 输入信号; 7、8、17、24. 比例环节; 9. 液压伺服阀; 12、14、29、47. 单活塞液压缸; 13、19、40. 质量块;
15、30. 位移传感器; 16. 弹簧阻尼器; 18. 杠杆; 25. 力转换装置; 27、28. PID 控制器; 33、35、37、39、44、46. 变量泵; 42. 开关阀

Fig. 2 AMESim simulation model of hydraulic servo system

表 1 仿真模型主要参数设定

参数	数值
定量泵 2 排量/(L · min ⁻¹)	110
溢流阀 3 开启压力/MPa	30
蓄能器 4 输出压力/MPa	30
液压伺服阀 9 双向压降/MPa	7
液压伺服阀 9 固有频率/Hz	200
单活塞液压缸 12 活塞直径/mm	Φ50
单活塞液压缸 12 活塞杆直径/mm	Φ30
单活塞液压缸 12 活塞杆质量/kg	10
定量泵 11 排量/(L · min ⁻¹)	6800
变量泵排量/(L · min ⁻¹)	750
单活塞液压缸 47 等效直径/mm	Φ900
单活塞液压缸 29 等效直径/mm	Φ350
溢流阀 20 开启压力/MPa	31
溢流阀 21 设定压力/MPa	0.8
溢流阀 41 开启压力/MPa	35
溢流阀流量压力梯度/(Pa · m ⁻¹)	500

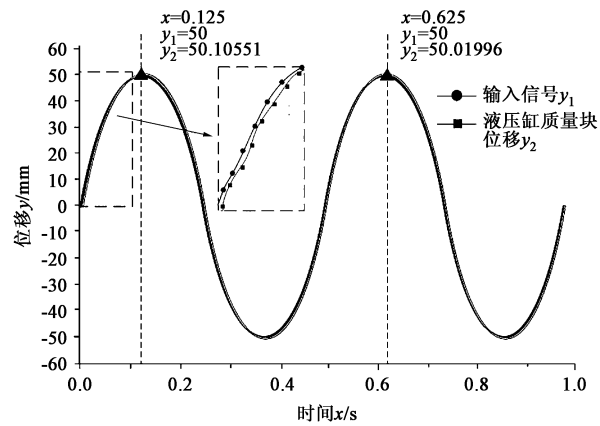


图3 活塞位移随输入信号响应曲线

Fig. 3 Response curves of piston displacement with input signal

差变动范围之内。由曲线前 1/4 周期局部放大图可知，系统在这一阶段的响应曲线存在小范围的波动，由于系统在启动后进行第 1 个循环时要进行初始化，必然会有波动，因此，这种现象是合理的。总体来看，在偏心摆变量机构液压伺服系统进入平稳运行

阶段后,系统跟随性趋向稳定,曲线响应速度快,过渡平滑,没有波动,并且系统误差控制在非常小的范围内,控制精度较高。

图 4 为液压缸压力曲线、活塞受力曲线和蓄能器压力曲线。根据仿真曲线可知,系统在快速上压以后,机构左右侧液压缸的压力交替变化,运行平稳以后压力过渡平滑且无波动。两个液压缸之间的质量块产生了一个 10^4 N 量级的波动范

围较小的作用力,表明系统能够抵抗来自转子活塞产生的离心力以及进出口油液压力产生的径向力。蓄能器的出口压力维持在 29.7 MPa,受伺服阀换向的影响而小范围波动变化,表明蓄能器起到了减小系统压力波动的作用。以上结果表明,偏心摆变量机构的压力波动小,能够输出较大的驱动力,并且在转换时液压系统运行平稳,没有液压冲击。

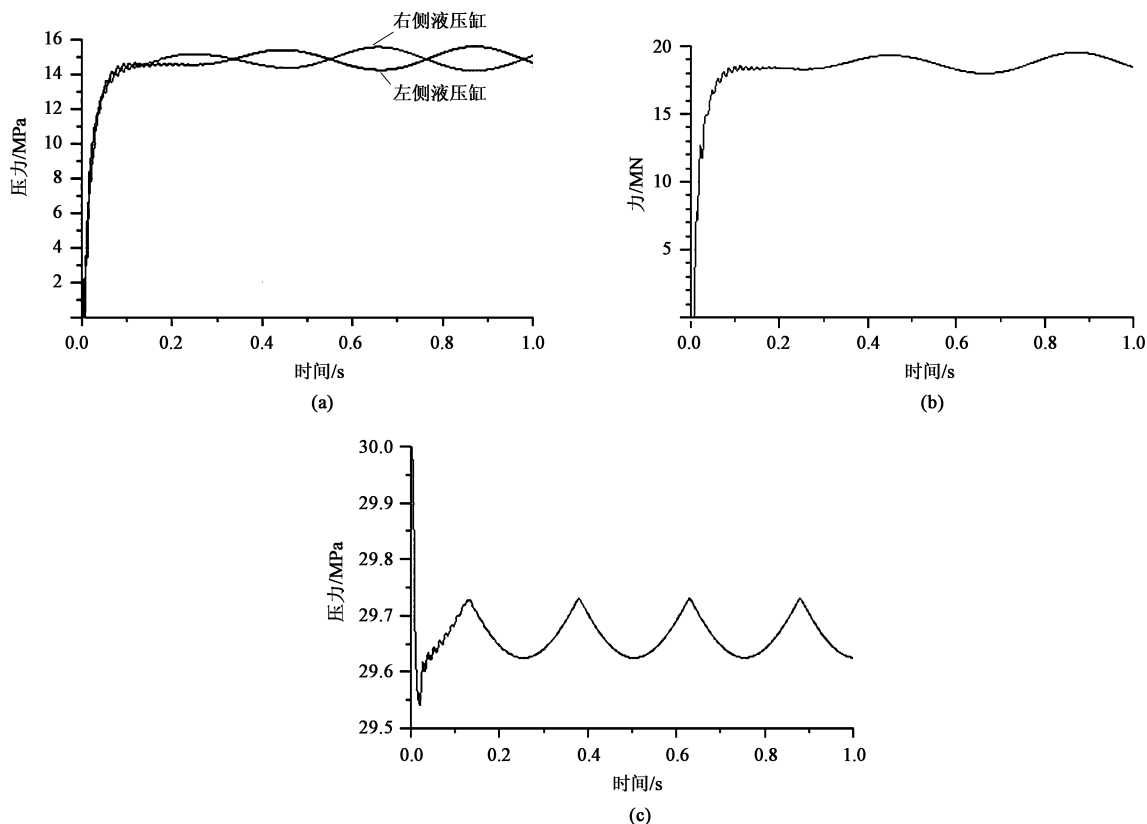


图 4 液压系统关键部件受压仿真分析结果

(a) 液压缸压力曲线 (b) 活塞受力曲线 (c) 蓄能器压力曲线

Fig. 4 Simulation analysis results of pressure for key components of hydraulic system

(a) Hydraulic cylinder pressure curves (b) Piston force curve (c) Accumulator pressure curve

图 5 为活塞速度和加速度的仿真结果。系统初始化完成后,中心质量块模拟的活塞速度稳定维持在 $\pm 0.6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 这个较小的数值范围内并且呈正弦变化,活塞加速度在系统平稳以后趋于 0,这表明了偏心摆变量机构的机械结构运行平稳,没有振动和冲击。

以上仿真分析结果充分表明,偏心摆变量机构设计合理,控制性能较高,并且液压系统和机械结构转换过程中运行平稳、无振动冲击,活塞能够输出足够的作用力,机构能够完全满足实际的控制要求。

3.2 液压伺服系统仿真结果分析

3.2.1 液压机镦粗

液压机进行坯料镦粗是一种常见的锻造工艺,液

压机镦粗时,通常采用手动模式,镦粗的行程较长,对精度控制的要求不高,镦粗过程的负载压力一般较大,对液压机进行镦粗工艺模拟并分析其动态性能是非常有必要的^[5]。现设置镦粗的目标高度为 600 mm,活动横梁位移呈正弦变化,加压时间为 10 s,液压机完成镦粗后,以最大回程速度 $150 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 回程,回程时间为 4 s;负载力在 0~10 s 内从 0 正弦变化至最大压力 22 MN,10 s 以后负载力为 0。液压机的目标位移和负载力的输出设定如图 6 所示。

现设置系统的仿真时间为 14 s,时间步长为 0.01 s。图 7 为镦粗工艺状态下液压机活动横梁的位移响应曲线,图 8 为活动横梁的速度和加速度曲

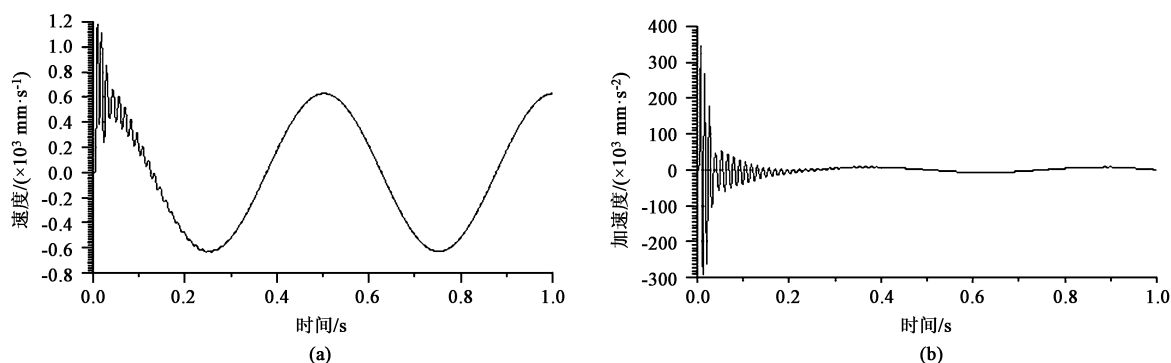


图5 液压系统活塞运动仿真分析

(a) 速度 (b) 加速度

Fig. 5 Simulation analysis of piston motion for hydraulic system

(a) Speed (b) Acceleration

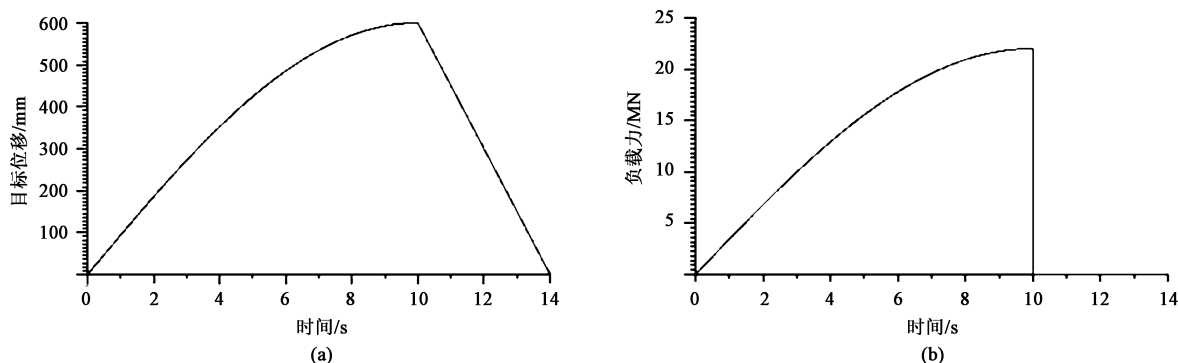


图6 液压机的目标位移 (a) 和负载力 (b) 的输出设定

Fig. 6 Output setting of target displacement (a) and load force (b) for hydraulic press

线。由图7和图8可知:从锻粗开始至6 s左右,液压机响应跟随曲线有一定程度的偏移,在3.5 s左右达到最大,偏差约为30 mm,这一阶段中压机的下压速度基本维持在 $79.4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 保持不变,加速度为0;在6~10 s时,活动横梁位移的控制精度较高,对应的在下压最低点的误差约为0.18 mm,由于负载力接近满载,横梁速度在小范围内波动,加

速度达到1个较大值,通过分析可知,这一阶段内液压机存在一定程度的振动;液压机加载完成回程时,按设计最大回程速度 $150 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 回程,由于1.15 mm的位置偏差在下压最高点,不影响锻件的精度控制。

图9为液压机锻粗快速回程过程中液压机主缸和回程缸的压力曲线。液压机下压前期,主缸压力随负载呈正弦均匀变化,回程缸压力为0,负载接近满载时,主缸压力存在最大值为10 MPa的液压冲击,回程缸为抵消这一波动产生一个较小的背压。液压机回程时,回程缸的压力达到最大值31 MPa。总体来看,液压机液压系统偏向稳定,主缸在接近满载时存在小范围液压冲击。

图10为锻粗过程中液压机主缸和回程缸的溢流阀流量曲线,整个过程中主缸仅在液压机负载接近满载时存在较小的溢流损失,回程缸仅在液压机回程时存在接近 $300 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 的溢流损失,液压机回程时存在一定的溢流损失。相比阀控液压机通过溢流和节流控制来实现液压机动作,此种方式的溢流损失较小。

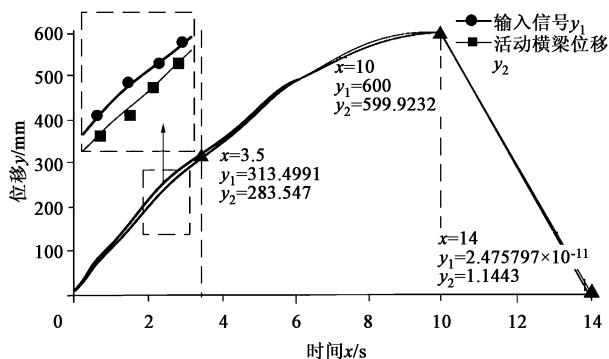


图7 液压机锻粗时活动横梁位移随输入信号的响应曲线

Fig. 7 Response curves of movable beam displacement with input signal of hydraulic press during upsetting

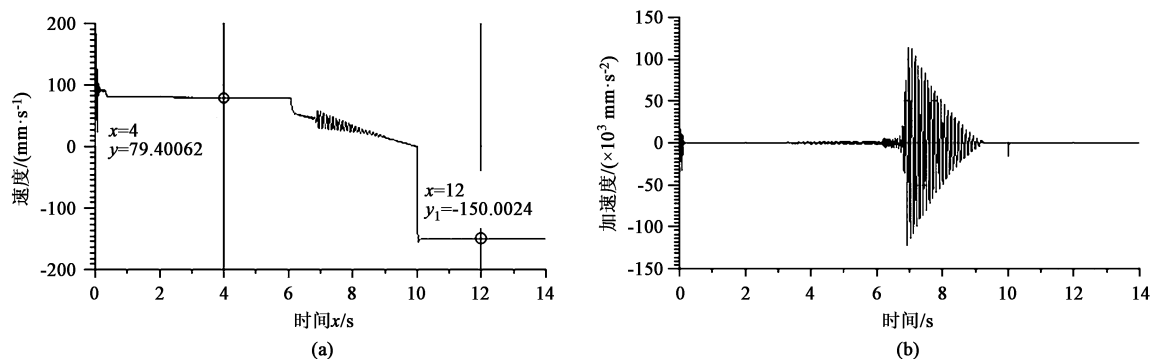


图 8 液压机锻粗时活动横梁的速度 (a) 和加速度 (b) 曲线

Fig. 8 Curves of velocity (a) and acceleration (b) for movable beam of hydraulic press during upsetting

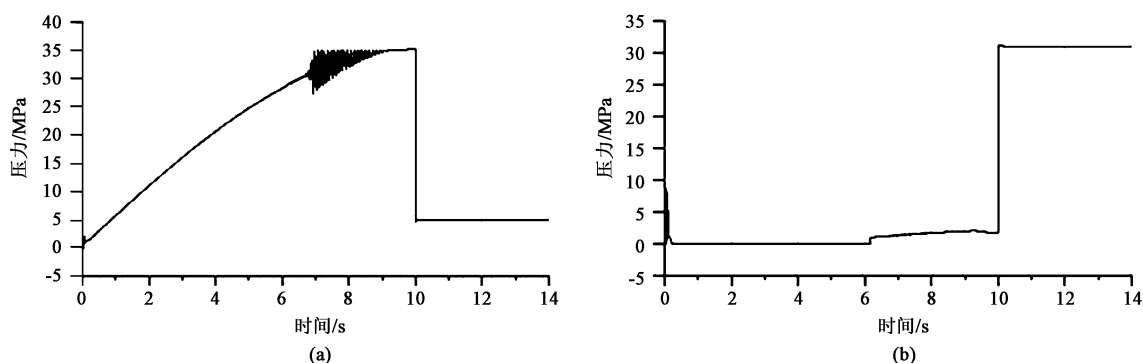


图 9 液压机锻粗时主缸 (a) 和回程缸 (b) 的压力曲线

Fig. 9 Pressure curves of master cylinder (a) and return cylinder (b) of hydraulic press during upsetting

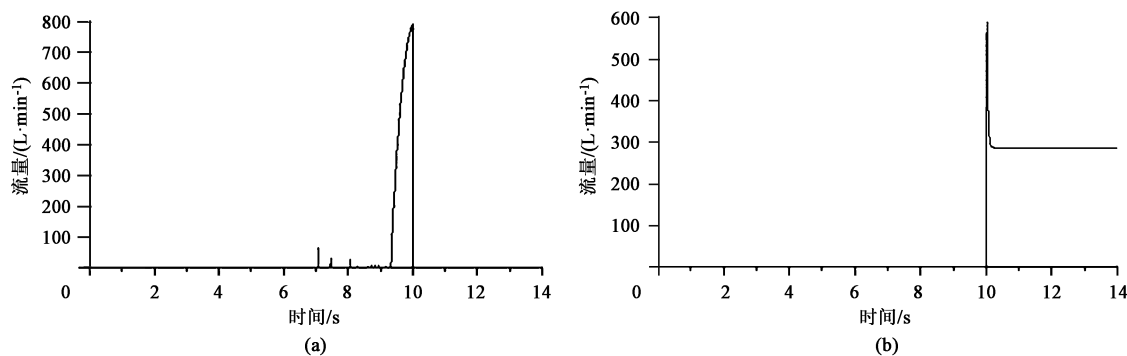


图 10 液压机锻粗时主缸 (a) 和回程缸 (b) 的溢流阀流量曲线

Fig. 10 Flow curves of relief valve in master cylinder (a) and return cylinder (b) of hydraulic press during upsetting

3.2.2 液压机快锻

液压机快锻工艺主要完成对锻件的小范围、快速、精细锻造,这一过程具有锻造速度快、锻造频率高和负载力较小的特点,快锻过程对液压机控制精度的要求较高^[6-7]。根据液压机快锻频次每分钟 60 次的要求^[8],设置偏心摆的输入信号频率为 1 Hz,目标位移为 20 mm,相位为 -90° 。设置系统先空程下降 10 mm,然后在系统加压 10 mm 的过程中,负载先在 0.125 s 内上升至 10 MN,然后在最大

负载压力下维持 0.125 s,液压机回程。设置系统仿真时间为 2 s,仿真时间步长为 0.001 s。

图 11 为快锻工艺条件下液压机活动横梁响应曲线,图 12 为活动横梁的速度和加速度曲线。由仿真结果可知,液压机下给定点的位置精度控制在 0.05 mm 以内,在第 2 个锻造周期液压机下压过程中,1.375 s 时液压机的位移误差基本达到最大值,约为 0.5 mm,满足 ± 1 mm 的精度控制要求。液压机运行平稳后,在接触负载时活动横梁的速度和加速

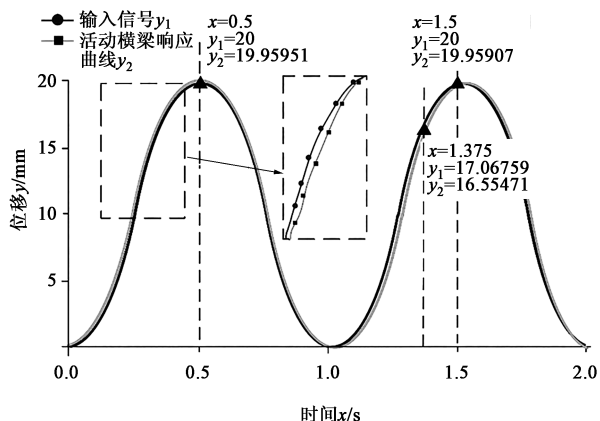


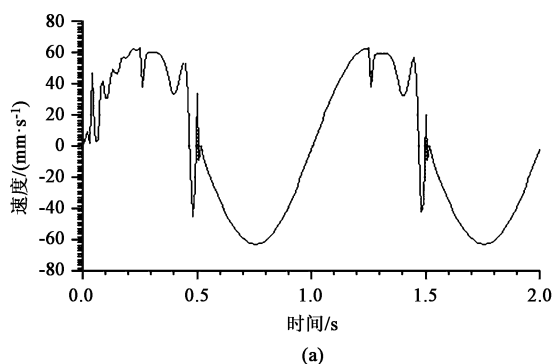
图 11 液压机快锻时活动横梁位移随输入信号响应曲线

Fig. 11 Response curves of movable beam displacement with input signals of hydraulic press during quick forging

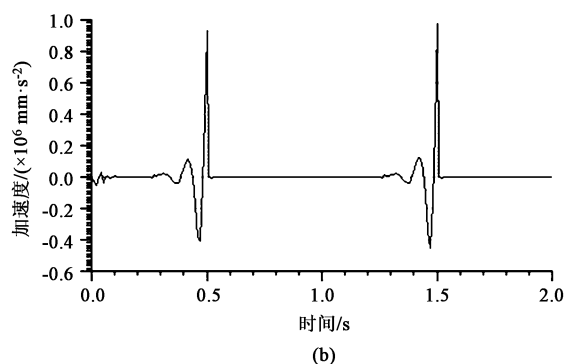
度均存在一定程度的波动; 在负载卸荷时, 波动达到最大值, 说明液压机活动横梁在快锻工况下负载

加压时机械震动较大^[9]。图 13 为液压机主缸和回程缸的压力曲线图。根据仿真曲线分析可知, 在液压系统运行平稳以后, 液压机主缸在锻造行程内的压力存在 3 次突变, 根据设置分析可知, 其压力突变均是在负载压力突变时产生的, 而回程缸的压力仅在活动横梁接触和离开锻件时存在一个较大的变化。在实际锻造过程中, 液压机活动横梁仅在接触锻件和离开锻件时会产生突变, 因此, 在这两个时间点产生液压冲击是正常现象。总体来看, 液压系统的运行状态比较平稳。

由液压机在空载锻粗、单锻和快锻 4 种工况下的仿真分析结果可知: 泵控锻造液压机活动横梁位置的控制精度高, 动作过程平缓, 机械振动较小; 液压伺服系统设计合理, 系统液压冲击小, 控制性能较高; 系统存在很小的溢流损失, 能量利用率高; 并且液压机能够实现设计的 22 MN 锻造力和压下回程速度的要求, 可以满足实际生产需求^[10-11]。



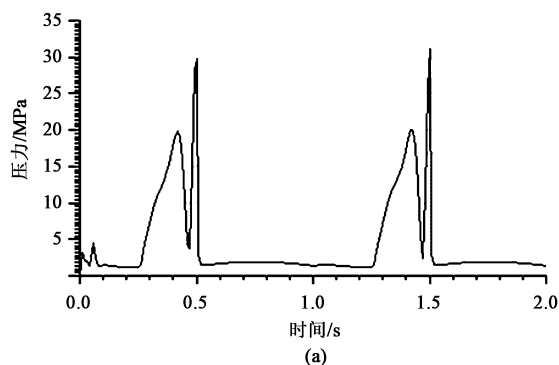
(a)



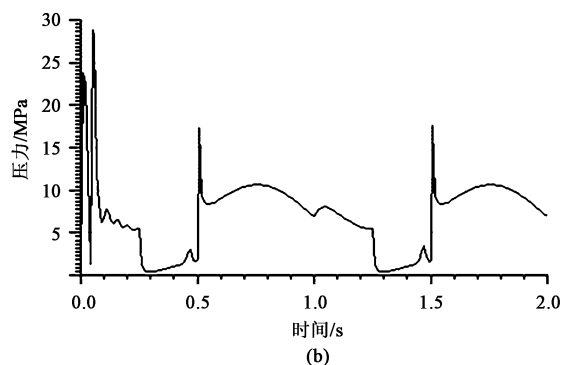
(b)

图 12 液压机快锻时活动横梁的速度 (a) 和加速度 (b) 曲线

Fig. 12 Curves of velocity (a) and acceleration (b) for movable beam of hydraulic press during quick forging



(a)



(b)

图 13 液压机快锻时主缸 (a) 回程缸 (b) 的压力曲线

Fig. 13 Pressure curves of master cylinder (a) and return cylinder (b) of hydraulic press during quick forging

4 结语

结合 22 MN 泵控锻造液压机的工作原理, 利用

AMESim 仿真软件建立了液压机液压伺服系统模型, 根据实际情况设置了相关参数, 进行了仿真分析。模型仿真结果表明: 偏心摆变量机构设计合理, 控制性能较高, 并且液压系统和机械结构在转换过程

中运行平稳、无振动冲击,活塞能够输出足够的作用力,机构能够完全满足实际控制要求。通过对液压机在锻粗和快锻工况下的仿真结果进行分析,可知:泵控锻造液压机活动横梁的位置控制精度高,动作过程平缓,机械振动较小;液压伺服系统设计合理,系统液压冲击小,控制性能较高;系统存在很小的溢流损失,能量利用率高;并且液压机能够达到设计的 22 MN 锻造力和压下回程速度的要求,可以满足实际生产需求。

参考文献:

- [1] 高峰,郭为忠,宋清玉,等. 重型制造装备国内外研究与进展 [J]. 机械工程学报, 2010, 46 (19): 92-107.
Gao F, Guo W Z, Song Q Y, et al. Current development of heavy-duty manufacturing equipments [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46 (19): 92-107.
- [2] 陈柏金,钟绍辉,靳龙,等. 泵直接传动式锻造液压机计算机控制 [J]. 机床与液压, 2001, (2): 47-48.
Chen B J, Zhong S H, Jin L, et al. Computer control of pump direct drive forging hydraulic press [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2001, (2): 47-48.
- [3] 丁问司,张旭,袁林燕. 基于 AMESim 的交流正弦液压泵动态特性仿真分析 [J]. 液压与气动, 2013, (11): 29-32.
Ding W S, Zhang X, Yuan L Y. Simulation analysis of dynamic characteristics of sinusoidal pump based on AMESim [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013, (11): 29-32.
- [4] 王静,李曦. 基于 AMESim 的快锻液压机液压控制系统性能分析 [J]. 液压气动与密封, 2017, 37 (9): 63-66.
Wang J, Li X. Performance analysis of hydraulic control system for high-speed forging hydraulic machine based on AMESim [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2017, 37 (9): 63-66.
- [5] 田峰,贾琛. 大型锻件的锻造工艺研究进展 [J]. 热加工工艺, 2015, 44 (5): 10-12.
- Tian F, Jia C. Research progress on forging process for large forgings [J]. Hot Working Technology, 2015, 44 (5): 10-12.
- [6] 张志雄,王涛,林鹏,等. 钛合金多向锻造工艺研究进展 [J]. 塑性工程学报, 2020, 27 (8): 1-9.
Zhang Z X, Wang T, Lin P, et al. Recent advances on multi-directional forging of titanium alloy [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2020, 27 (8): 1-9.
- [7] 柯锋贤,张朝壮,陈柏金. 快锻液压机检测精度影响因素研究 [J]. 锻压技术, 2021, 46 (8): 174-179.
Ke F X, Zhang C Z, Chen B J. Research on influencing factors of detection accuracy for quick forging hydraulic press [J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46 (8): 174-179.
- [8] 陈柏金,钟绍辉,盛宏伟,等. 泵直接传动式锻造液压机研究 [J]. 液压与气动, 2001, (2): 21-23.
Chen B J, Zhong S H, Sheng H W, et al. Research on forging hydraulic press with pump driving directly [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2001, (2): 21-23.
- [9] 毛玺,聂少武,李阁强,等. 直驱式电液伺服模锻锤控制系统 AMESim 仿真及控制研究 [J]. 锻压技术, 2020, 45 (8): 141-149.
Mao X, Nie S W, Li G Q, et al. Research on AMESim simulation and control for direct drive electro-hydraulic servo die forging hammer control system [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (8): 141-149.
- [10] 刘永平,陈明伦. 16 MN 快速锻造液压机组液压系统故障诊断 [J]. 现代制造技术与装备, 2020, (1): 117-118.
Liu Y P, Chen M L. Fault diagnosis of hydraulic system of 16 MN rapid forging hydraulic press [J]. Modern Manufacturing Technology & Equipment, 2020, (1): 117-118.
- [11] 徐济宣,马辉. 重型液压机执行器自适应滑模容错控制 [J]. 锻压技术, 2020, 45 (4): 140-146.
Xu J X, Ma H. Adaptive sliding mode fault-tolerant control of actuator for heavy-duty hydraulic press [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (4): 140-146.

关于中国机械工程学会塑性工程分会发展会员的通知

中国机械工程学会塑性工程(锻压)分会成立于1963年,是全国性的锻压科学技术工作者的学术性社会团体,是依法登记的法人社团。经本会理事会研究决定:凡承认本会章程并符合条件者,可申请为本会会员。

会员的权利与义务: 1. 颁发个人/团体会员证书及铜牌,铜牌由秘书处统一制作并颁发,可申请定制; 2. 参加本学会组织的年会会议费可享受适当优惠; 3. 优先参加本会组织举办的国内外有关学术活动和其他活动; 4. 优先获得本会的有关学术资料,免费获赠全年学会会刊《锻压技术》杂志; 5. 在学会网站主页进行企业宣传、logo链接; 6. 享有本会的选举权、被选举权和表决权; 7. 接受本会委托,进行论证、评议、咨询等工作; 8. 享有入会、退会的自由。

申请手续: 提交入会申请表。申请个人会员,需填写《个人会员入会申请表》,同时提交“个人身份证复印件”、“一寸免冠照片两张”。申请团体会员,需填写《团体会员入会申请表》,同时提交“法人登记证书复印件”。材料均需一式一份寄至学会秘书处,并以电子邮件方式将表格发送至我会邮箱;也可登陆学会网站,进行在线注册。经审批通过后,将及时通知申请单位或个人。会员缴纳会费后正式登记,由学会秘书处颁发会员证书。

地 址: 北京市海淀区学清路18号707室塑性工程分会

联系人: 李佳盈、秦思晓、周 林、金 红

电 话: 010-62912592 传 真: 010-62912592 邮 箱: duanya@cmes.org 网 址: <http://www.cstp-cmes.org.cn>

中国机械工程学会塑性工程分会