

挖掘机动臂闭式节能驱动系统参数匹配*

林添良 叶月影 刘 强

(华侨大学机电及自动化学院, 厦门 361021)

摘要: 为了提高混合动力/电动液压挖掘机驱动系统的效率,提出了一种基于闭式系统和能量回收的液压挖掘机节能驱动系统参数匹配方法。分析了节能驱动系统的结构、工作原理及负载特性。以减少蓄能器安装体积、保证动臂非对称油缸的流量匹配和延长蓄能器使用寿命为约束条件,对节能驱动系统中液压蓄能器、泵/马达、电动/发电机等主要元件进行了参数匹配。在所建立的模型上对匹配结果进行了分析,结果表明,进行参数匹配后蓄能器和补油泵组成的补油系统满足动臂非对称油缸两腔的流量差,且蓄能器压力波动满足工况的要求,同时新型闭式节能驱动系统的节能效果达到了55%,不仅实现了无阀控制,同时实现了负值负载的能量回收。

关键词: 液压挖掘机 差动油缸 液压蓄能器 能量回收 闭式控制

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0021-06

引言

液压挖掘机是一种能耗大、排放差的典型工程机械。发动机输出能量的利用率大约只有20%,其中发动机效率低和液压系统效率低是液压挖掘机效率低下的主要原因^[1]。液压挖掘机在工作过程中,存在大量的负值负载,比如动臂下降。传统的液压驱动系统中,为了防止负值负载的失控,一般在负值负载一侧增加单向节流阀,因此大量的势能或制动动能消耗在节流口上。

当前,发动机的效率低下主要通过混合动力技术^[2-7]和基于混合动力单元的能量回收技术^[8-13]来解决。混合动力技术利用辅助电动机的“削峰填谷”作用,可以有效地改善发动机的工作状况,提高发动机的燃油效率,同时基于动力储存单元,对动臂下降或者回转制动动能采用了液压马达-发电机进行回收。但目前的混合动力挖掘机中的液压系统主要还是基于开式的阀控原理,无法解决大量能量消耗在节流口的问题。

基于混合动力技术中的电动/发电机,将无阀控制的闭式系统应用于挖掘机的动臂驱动系统是提高液压系统能量利用率最有效的途径。但长期受泵响应特性的制约,该技术只用在大功率泵控马达系统。直到20世纪80年代末,应用泵变量机构和伺服阀

阀芯位移双闭环控制原理,配合辅助液压源,在高的控制压力下,伺服泵的频率响应在小信号范围达到50 Hz以上^[14-16],为获得与比例阀控制系统性能相当的泵控系统奠定了基础。但还必须解决好非对称液压缸两腔的流量不对称问题。

本文针对混合动力系统的辅助电机具有电动和发电功能的特点,考虑到闭式系统的无阀控制的优点,提出一套针对非对称动臂油缸的新型闭式驱动系统,并分析关键元件的参数匹配方法,对其进行仿真研究。

1 参数匹配的条件

1.1 节能驱动系统基本结构

图1所示为新型动臂节能闭式驱动系统结构示意图,该方案具有以下特点:

(1)动力系统采用了发动机和电动/发电机1同轴相连的并联式混合动力系统,通过电动/发电机1的削峰填谷,使得发动机稳定在某个高效区域。

(2)动臂油缸采用了一个独立的闭式驱动系统,通过电动/发电机2驱动一个泵/马达,动臂上升时,泵/马达工作在泵模式,且B口为出油口,当动臂下降时,泵/马达工作在马达模式,且B口为出油口,同时电动/发电机工作在发电模式,动臂势能转化成电能储存在电池中。

收稿日期:2013-08-19 修回日期:2013-09-13

*国家自然科学基金资助项目(51205140)、国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2010AA044401)、高校产学研合作科技重大项目(2013H6015)、流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金资助项目(GZKF-201111)、中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(JB-ZR1208)和华侨大学科研启动费资助项目(11BS409)

作者简介:林添良,讲师,博士,主要从事工程机械节能技术和电液比例控制研究,E-mail: ltlxl@163.com

(3) 动臂的速度主要通过调节泵/马达的排量和电动/发电机的转速来实现,进而实现了无节流损耗。

(4) 基于动臂油缸为非对称油缸,其两腔流量不匹配的特点,系统采用了一个由蓄能器、电磁换向阀、补油泵等组成的补油单元,供补充非对称油缸的流量差以及系统的泄漏。

(5) 可用导线代替液压钢管传递动力,实现分

布式智能控制,减少液压系统中长管道导致的能量损耗和动态性能变差的问题。

(6) 采用了一套电磁换向阀 1 和低压溢流阀组成的闭式系统低压侧控制单元,用来实现低压侧高温油溢流回油箱,以及控制低压侧的压力。

(7) 采用了插装式的电磁换向阀,保证动臂可靠地停在空间某个位置。

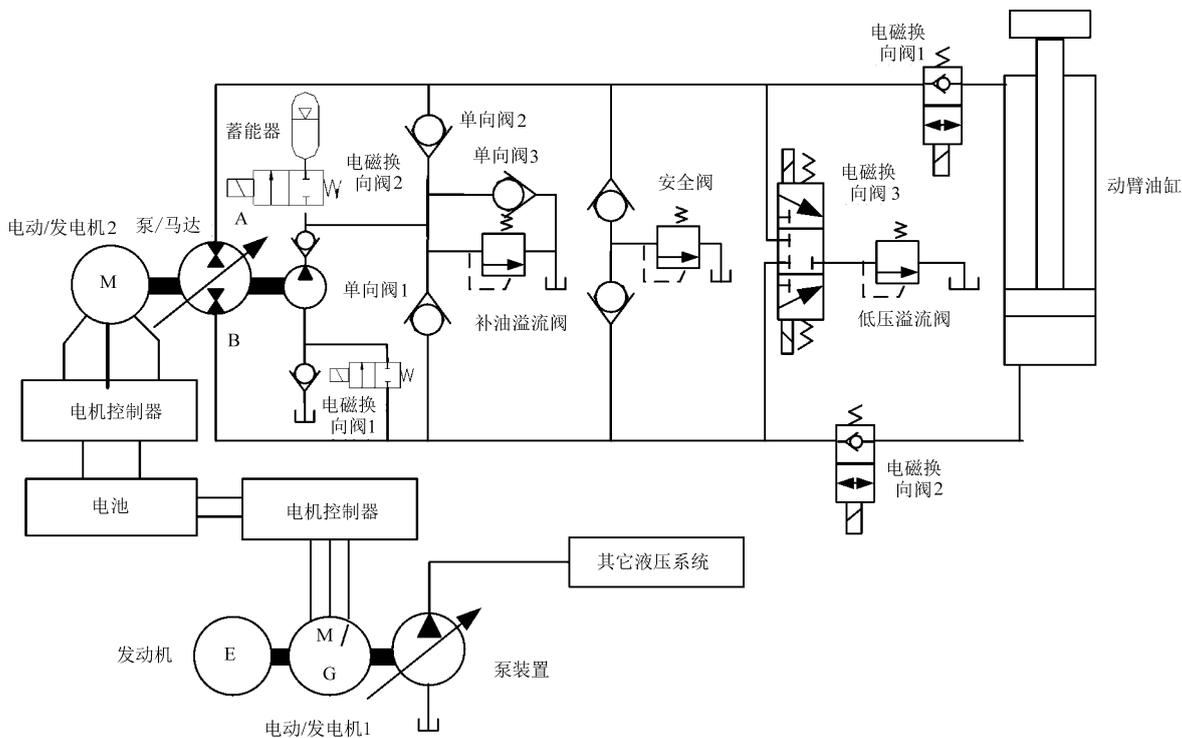


图1 新型动臂节能闭式驱动系统结构示意图

Fig. 1 Schematic of the novel close loop energy-saving driving system of the boom

1.2 工况分析

图2和图3分别为实际工作时液压挖掘机的动臂位移和速度实测曲线,从图中可以看出:动臂油缸的最大位移约为700 mm,动臂上升的最大速度约为200 mm/s,动臂下降的最大速度约为280 mm/s,动臂下降时间约为2~3 s。

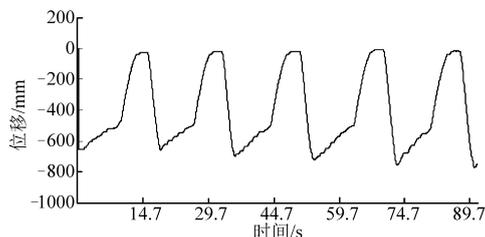


图2 某型号20 t挖掘机动臂位移实测曲线

Fig. 2 Displacement curve of the boom of a 20 t hydraulic excavator

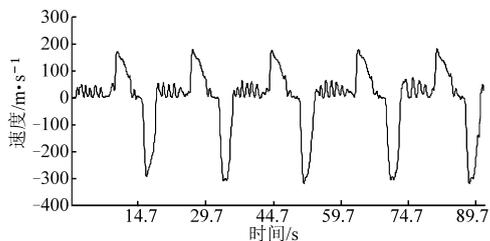


图3 某型号20 t挖掘机动臂速度实测曲线

Fig. 3 Velocity curve of the boom of a 20 t hydraulic excavator

的高压液压油驱动泵/马达,此时,电动/发电机的输出扭矩较小。因此,电动/发电机的功率参数匹配按动臂上升过程的功率曲线计算。根据动臂油缸的两腔压力和动臂速度,可以计算得到动臂上升时的电动/发电机所需功率

$$P_m = \left[p_1 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) - p_2 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \right] v_b \quad (1)$$

式中 D ——动臂油缸无杆腔直径, m

d ——动臂油缸活塞杆直径, m

v_b ——动臂油缸的速度, m/s

2 关键元件参数匹配

2.1 电动/发电机 2

动臂下降时,动臂势能转化成动臂油缸无杆腔

p_1 ——动臂无杆腔压力, MPa

p_2 ——动臂有杆腔压力, MPa

计算得到动臂上升时电动/发电机 2 的所需功率曲线如图 4 所示。由曲线得电动/发电机 2 的实际最大功率为 70 kW, 平均功率为 40 kW。根据电机的超载能力和经济性, 电动/发电机 2 的额定功率按所需功率平均值设定为 45 kW, 峰值功率按所需功率最大值设定为 70 kW, 额定转速为 2 000 r/min, 考虑到泵/马达的最大转速的限制, 峰值转速为 2 500 r/min。

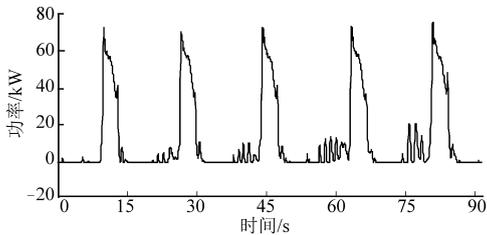


图 4 动臂上升时电动/发电机 2 所需功率曲线
Fig. 4 Power curve of the electric motor when the boom goes up

2.2 泵/马达

由于在新型闭式驱动系统中, 为了实现无阀控制, 动臂的速度主要通过调节电动/发电机的转速和泵/马达的排量来实现。泵/马达的排量必须满足动臂的速度要求。当动臂上升时, 动臂无杆腔为主动腔, 泵/马达向动臂无杆腔提供液压油; 当动臂下降时, 动臂无杆腔向泵/马达提供液压油。根据图 3 所示的动臂速度和动臂油缸的参数, 泵/马达的流量为

$$Q_b = 60\,000 \times 2v_b \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right) \quad (2)$$

泵/马达所需流量曲线如图 5 所示。从图中可以看出, 动臂上升过程中, 泵/马达的最大流量大约为 250 L/min, 而动臂无杆腔流量的最大值发生在动臂下降过程中, 大约为 380 L/min, 考虑到动臂下降时, 电磁换向阀 1 得电, 动臂无杆腔的液压能可以通过辅助泵实现对蓄能器的充油过程, 由后面可知辅助泵的排量为 26 mL/r, 在最大转速时, 辅助泵的流量为 65 L/min, 动臂下降时, 泵/马达流量的最大值 Q_{bmax} 大约为 315 L/min, 因此泵/马达的排量为

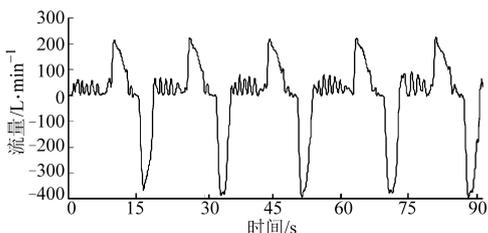


图 5 动臂无杆腔的流量曲线

Fig. 5 Flow rate curve of the raw chamber of the boom cylinder

$$q = 1\,000 \frac{Q_{bmax}}{n_{max}} = 126 \text{ mL/r} \quad (3)$$

式中 n_{max} ——电动/发电机 2 的峰值转速, r/min

Q_{bmax} ——泵/马达流量的最大值, L/min

2.3 蓄能器

2.3.1 工作压力优化

蓄能器的作用就是在动臂上升时, 蓄能器储存的液压油可以释放出来并与补油泵共同为动臂油缸的有杆腔补油, 实现流量平衡。在动臂下降或者停止时, 通过动臂无杆腔驱动齿轮泵或电磁换向阀 1 得电, 实现对蓄能器的充油。由于气囊式液压蓄能器的气囊惯性小、反应灵敏、成本低, 故能实现气液的完全隔离。选用气囊式液压蓄能器, 蓄能器的参数主要包括充气压力 p_0 、最低工作压力 p_1 、最高工作压力 p_2 以及蓄能器的额定容积 V_0 。

(1) 满足闭式系统的最小补油压力

传统的闭式驱动系统中的补油系统主要用于补充液压泵和液压马达中的泄漏, 同时使低压管路中建立起所需的低压, 防止空气渗入和空穴现象出现。为了保证系统的基本功能, 其供油压力一般为 0.3 ~ 1.0 MPa, 因此蓄能器的最低工作压力应满足

$$p_1 \geq 1.0 \text{ MPa} \quad (4)$$

(2) 满足安装空间

液压挖掘机的装机空间有限, 同时液压蓄能器存在能量密度较低的缺点, 因此单位体积的储能密度越高越好。影响蓄能器储能大小的主要参数有初态容积、最小与最大工作压力、多变指数和有效容积等。首先分析液压蓄能器的气体状态方程为

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n \quad (5)$$

式中 V_1 ——蓄能器在最低工作压力时气体体积, L

V_2 ——蓄能器在最高工作压力时气体体积, L

n ——多变系数

新型节能驱动系统中, 液压蓄能器处于不断充油和排油的切换过程。由于动臂的上升和下降的时间都较短, 蓄能器气室内气体膨胀很快, 与外界无热交换, 液压蓄能器内气体的变化可按绝热过程考虑, 取 $n = 1.4$ 。

液压蓄能器的储能计算式为

$$E = - \int_{V_1}^{V_2} p dV = \frac{p_1 V_1}{1-n} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} \right] \quad (6)$$

根据式(6)可以得到以下结论: 增大蓄能器的容积能增大蓄能器存储的能量, 但是, 增大蓄能器的容积要受到空间的限制; 对一个选定的气囊式液压蓄能器, 在相同的多变指数 n 下, 为了使蓄能器的储能效果最优, 公式(6)对体积求导, 可得在蓄能器能量密度最高时的最大工作压力和最低工作压力满足

$$\frac{p_1}{p_2} = n^{\frac{n}{1-n}} = 0.308 \quad (7)$$

(3) 延长液压蓄能器使用寿命

为防止气囊变形太大损坏气囊,当系统达到最高压力时,气囊收缩后的体积仍大于充气压力下体积的 1/4,即蓄能器最高压力 p_2 和充气压力 p_0 的关系满足

$$p_0 \geq 0.25p_2 \quad (8)$$

综上可得,蓄能器工作压力为: $p_1 = 1 \text{ MPa}$, $p_2 = 3.25 \text{ MPa}$, $p_0 = 0.8p_1 = 0.8 \text{ MPa}$ 。

2.3.2 蓄能器总体积

由于动臂油缸为非对称油缸,不足的流量需要补油系统补充,或者在动臂下降时,通过电磁换向阀 1 得电,排出动臂油缸无杆腔部分不对称的流量。如图 1 所示,当动臂上升时,动臂无杆腔为主动腔,泵/马达的 B 口为出油口,A 口为进油口,B 口的流量全部通往动臂油缸的无杆腔,驱动动臂上升,而 A 口的流量大于动臂有杆腔的流量,不足的流量必须通过蓄能器和补油泵进行补充。动臂上升时,动臂油缸两腔流量差的计算公式为

$$\Delta Q_{b1} = \begin{cases} 2v_b \left(\frac{\pi}{4} d^2 \right) & (v_b \geq 0) \\ 0 & (v_b < 0) \end{cases} \quad (9)$$

计算所得动臂油缸两腔的流量差如图 6 所示。

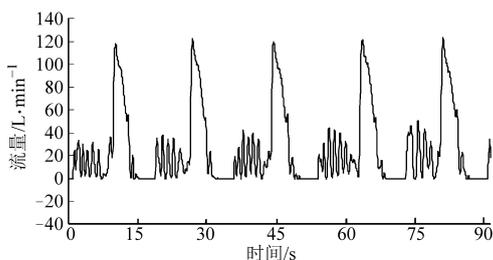


图 6 动臂上升时动臂油缸两腔的流量差曲线

Fig. 6 Inequality of flow rate of the boom differential cylinders

在动臂下降过程中,蓄能器的体积变化量为

$$V_z = \int_0^t (\Delta Q_{b1} - n_e q_g) dt = 9 \text{ L} \quad (10)$$

而动臂下降时,蓄能器的体积变化量按齿轮泵的流量和下降时间计算,即

$$V_z = q_g n_{\max} \frac{t}{60 \times 1000} = 3.25 \text{ L} \quad (11)$$

式中 q_g ——齿轮泵排量, mL/r

t ——动臂的下降时间, s

因此,蓄能器额定体积按动臂上升时的体积变化量选择。根据前面得到的蓄能器工作压力、充气压力、体积变化量,可以计算得到蓄能器的额定容腔为

$$V_0 = \Delta V_1 \frac{\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}} = 15 \text{ L} \quad (12)$$

2.4 补油齿轮泵

补油齿轮泵的功能是与蓄能器组成系统的补油系统,匹配动臂非对称油缸引起的两腔流量差,同时将油箱中经过冷却的油送入回路。辅助泵的流量一般应是主泵最大流量的 10% ~ 15%。因此齿轮泵的排量 q_g 大约为 26 mL/r。

3 匹配结果分析

为了对比系统的节能效果,校验蓄能器的参数以及新型节能系统的节能效果,基于图 1 所示的结构,利用 AMESim 建立如图 7 所示的系统仿真模型,同时建立如图 8 所示的传统节流控制系统的模型,并通过参数的设置,在传统的节流控制系统中实现变量泵负载敏感系统、定量泵负载敏感系统以及定量泵无敏感系统等 3 种控制系统。仿真模型用 1 个油缸代替了实际 20 t 液压挖掘机的 2 个动臂驱动油缸(无杆腔直径为 120 mm,活塞杆直径为 85 mm),仿真模型的主要参数如表 1 所示。如图 9 所示,动臂的工作周期为 20 s,动臂在每个工作周期内均上升和下降各一次,为了对比研究新型驱动系统的节

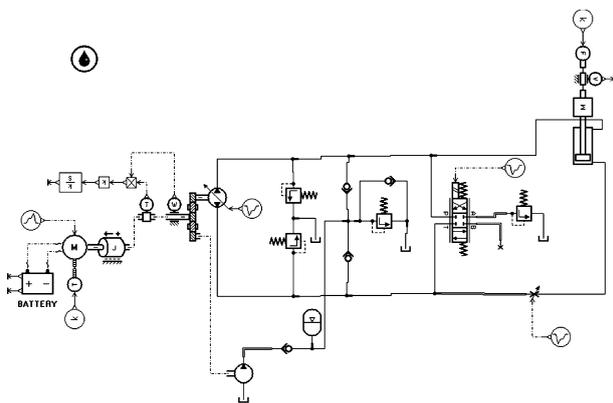


图 7 新型节能驱动系统仿真模型

Fig. 7 Model of the novel close loop energy-saving driving system

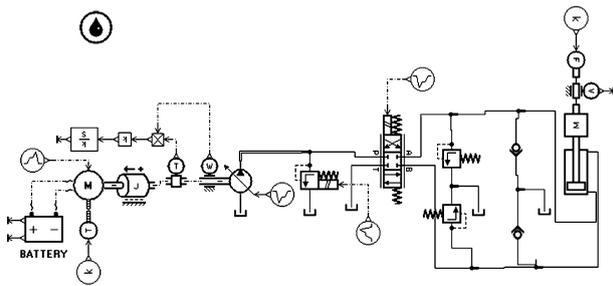


图 8 传统节流控制系统仿真模型

Fig. 8 Model of the orifice control system

表 1 关键元件仿真参数

Tab. 1 Simulation parameters of key components

关键元件	参数	数值
动臂油缸	活塞杆直径 d/mm	170
	无杆腔直径 D/mm	120
蓄能器	额定体积 V_0/L	15
	充气压力 p_0/MPa	0.8
泵/马达	排量/ mL	126
电池	额定容量 $C/\text{A}\cdot\text{h}$	40
	电压等级 U/V	300
转动惯量	$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.05

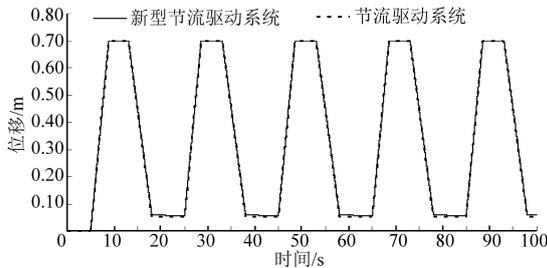


图 9 不同控制系统中的动臂位移曲线

Fig. 9 Displacement curve of the boom cylinder in different control systems

能效果时,不同驱动系统的动臂位移基本一致。

从图 10 可以看出,在新型驱动系统中,当动臂下降时,系统不仅没有消耗能量,反而回收了部分动臂势能。新型驱动系统中,动力源在 100 s 时间里消耗能量 2 317 220 J,变量泵负载敏感系统中,动力源消耗了 5 175 810 J,定量泵负载敏感系统中,动力源消耗了 5 852 160 J,而定量泵无负载敏感系统中,动力源消耗了 11 584 900 J。因此,即使相比当前比较节能的变量泵负载敏感系统,节能效果也达到了 55%。由此,新型闭式节能驱动液压系统不仅可以

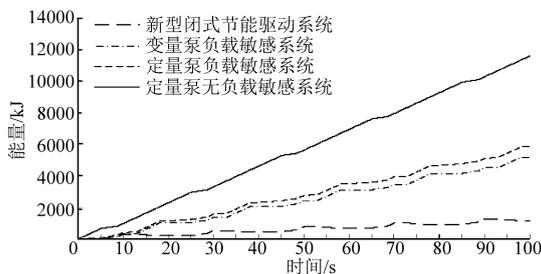


图 10 动力源消耗能量对比曲线

Fig. 10 Comparison of energy consume

实现无节流损耗功能,同时可以实现负值负载的能量回收。

图 11 所示为工作中蓄能器的压力变化曲线,由图可见,在第一个周期内,由于蓄能器的初始压力为充气压力,且动臂在 5 s 时开始上升,蓄能器在前 5 s 时压力尚未上升到其最高压力,因此动臂第一次上升时,蓄能器和补油泵的补油能力不足,需要由补油单向阀 3 补油(参考图 12)。在第 2 个工作周期后,蓄能器压力随动臂的动作而波动,且不超出工作范围,表明所选择的蓄能器的容腔大小是合理的。

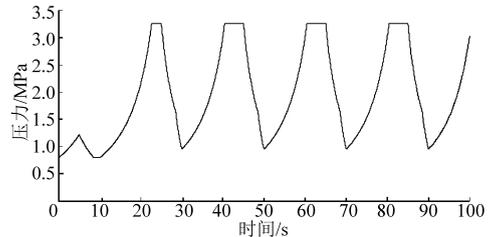


图 11 蓄能器压力变化曲线

Fig. 11 Pressure change of hydraulic accumulator

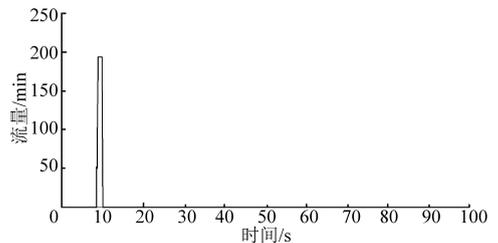


图 12 单向阀 3 的流量曲线

Fig. 12 Flow rate of check valve 3

4 结论

(1) 针对液压挖掘机新型节能驱动系统的结构、工作原理以及负载工况,提出了驱动系统各关键元件的参数优化设计方法。

(2) 利用所建立的系统模型对匹配结果进行了仿真校验,结果表明,所选择的蓄能器满足系统工作的需要,新型闭式节能驱动系统的节能效果达到 55%,不仅实现了无阀控制,同时实现了负值负载的能量回收。

参 考 文 献

- Kagoshima M, Komiyama M, Nanjo T, et al. Development of new hybrid excavator[J]. Kobelco Technology Review, 2007, 27: 39 ~ 42.
- 王庆丰,张彦廷,肖清. 混合动力工程机械节能效果评价及液压系统节能的仿真研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(12): 135 ~ 140.
Wang Qingfeng, Zhang Yanting, Xiao Qing. Evaluation for energy saving effect and simulation research on energy saving of hydraulic system in hybrid construction machinery[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(12): 135 ~ 140. (in Chinese)
- Lin Tianliang, Wang Qingfeng, Hu Baozan, et al. Development of hybrid powered hydraulic construction machinery[J]. Automation in Construction, 2010, 19(1): 11 ~ 19.

- 4 Xiao Qing, Wang Qingfeng, Zhang Yanting. Control strategies of power system in hybrid hydraulic excavator [J]. Automation in Construction, 2008, 17(4): 361 ~ 367.
- 5 林潇, 管成, 潘双夏, 等. 并联式混合动力液压挖掘机参数匹配方法[J]. 农业机械学报, 2009, 40(6): 28 ~ 32.
Lin Xiao, Guan Cheng, Pan Shuangxia, et al. Parameters matching method for parallel hybrid hydraulic excavators [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 28 ~ 32. (in Chinese)
- 6 王冬云, 管成, 潘双夏, 等. 液压挖掘机功率匹配与动力源优化综合控制策略[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 91 ~ 95.
Wang Dongyun, Guan Cheng, Pan Shuangxia, et al. Control strategy of power matching and power sources optimization for hydraulic excavators [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 91 ~ 95. (in Chinese)
- 7 Wang Dongyun, Guan Cheng, Pan Shuangxia, et al. Performance analysis of hydraulic excavator power train hybridization [J]. Automation in Construction, 2009, 18(3): 249 ~ 257.
- 8 林潇, 管成, 裴磊, 等. 混合动力液压挖掘机动臂势能回收系统[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 96 ~ 101.
Lin Xiao, Guan Cheng, Pei Le, et al. Research on the system of arm potential energy recovery in hybrid hydraulic excavator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 96 ~ 101. (in Chinese)
- 9 Lin Tianliang, Wang Qingfeng, Hu Baozan, et al. Research on the energy regeneration systems for hybrid Hydraulic excavators [J]. Automation in Construction, 2010, 19(8): 1 016 ~ 1 026.
- 10 Wang Tao, Wang Qingfeng. Design and analysis of compound potential energy regeneration system for hybrid hydraulic excavator [C]. Proc IMech E, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2012, 226(10): 1 323 ~ 1 334.
- 11 Lin Tianliang, Wang Qingfeng. Hydraulic accumulator-motor-generator energy regeneration system for a hybrid hydraulic excavator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(6): 1 121 ~ 1 129.
- 12 Wang Tao, Wang Qingfeng, Lin Tianliang. Improvement of boom control performance for hybrid hydraulic excavator with potential energy recovery [J]. Automation in Construction, 2013, 30: 161 ~ 169.
- 13 赵丁选, 陈明东, 戴群亮. 油液混合动力液压挖掘机动臂势能回收系统[J]. 吉林大学学报, 2011, 41(增刊1): 150 ~ 154.
Zhao Dingxuan, Chen Mingdong, Dai Qunliang, et al. System of arm potential energy recovery in hybrid hydraulic excavator [J]. Journal of Jilin University, 2011, 41(Supp. 1): 150 ~ 154. (in Chinese)
- 14 权龙. 泵控缸电液技术研究现状、存在问题及创新解决方案[J]. 机械工程学报, 2008, 44(11): 87 ~ 92.
Quan Long. Current state, problems and the innovative solution of electro-hydraulic technology of pump controlled cylinder [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(11): 87 ~ 92. (in Chinese)
- 15 Sprockhoff V. Research on the system performance of servo pump controlled cylinder [D]. Aachen: RWTH, 1979.
- 16 Glauss M. Hydraulic proportional pump controlled with industrial bus and integrated digital on-board electronic circuit [J]. O + P, 2000, 44(9): 552 ~ 556.

Parameter Matching for a Closed-loop Energy-saving System of Excavators

Lin Tianliang Ye Yueying Liu Qiang

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Xiamen 361021, China)

Abstract: To improve the efficiency of driving system applied in hybrid or electric hydraulic excavators, a parameter matching method was developed to optimize the system which is adopting the pump controlled technology with energy recovery technology. Structure and working condition were analyzed as well. Then, considering the saving the space of energy accumulator when installed, flux matching of the cylinder when boom goes up asymmetrically and extending the working life of the energy accumulator, parameter matching of the low energy density of the accumulator, motor, generator etc. for the energy-saving system proposed was discussed. The matching results were analyzed using the model built in AMEsim software. The results show that the close loop energy-saving can be around 55% because there is no throttling loss and the potential energy of the boom can be regenerated. Not only can the excavator boom be controlled without valve but also the energy recycles under the negative pressure condition for excavator.

Key words: Hydraulic excavator Differential cylinder Accumulator Energy recovery Closed-loop control