DOI: 10.3901/JME.2013.12.161

大型矿用液压挖掘机动臂升降控制方案研究*

王永进¹ 权 龙¹ 李爱峰² 吕晓林²

(1. 太原理工大学新型传感器与智能控制教育部重点实验室 太原 030024;

2. 太原重工股份有限公司技术中心 太原 030024)

摘要: 在设计目前国内最大的装机质量达 270 t 大型矿用液压挖掘机的动臂液压控制系统中, 动臂抬升时采用多泵(四台主泵)供油, 再通过阀外合流的方法满足动臂的速度要求, 针对在动臂下降时, 由于机械构件质量大、惯性非常大, 导致下降结束阶段压力冲击大、下降速度慢、工作效率低的问题, 提出动臂下降时采用比例再生阀, 用流量再生回路实现能量回收, 减小压力冲击, 加快下降速度, 同时提高系统工作效率。对挖掘机进行试验研究, 结果表明, 挖掘机加载最大试验负载 25 t 时, 所设计的液压控制系统可以完全满足动臂正常工作所需要的压力及速度要求, 动臂下降采用流量再生回路后, 动臂可以完全下降到位, 下降时间由 37 s 缩短至 18 s, 速度明显加快, 下降压力更平稳, 且无明显的液压冲击, 同时由于下降时无需液压泵供油, 降低了系统能耗。通过试验, 验证了挖掘机液压控制方案的正确性, 为今后在国内设计和制造更大型的液压挖掘机积累了数据和经验。

关键词: 液压挖掘机 动臂 液压控制 再生回路

中图分类号: TH137

Boom Lifting Control Scheme of Large Mining Hydraulic Excavator

WANG Yongjin¹ QUAN Long¹ LI Aifeng² LÜ Xiaolin²

(1. Key Laboratory of Advanced Transducers and Intelligent Control System of Ministry of Education,

Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024;

2. Technology Center, Taiyuan Heavy Industry Co., Ltd., Taiyuan 030024)

Abstract: During the course of designing the hydraulic control system of the boom, which is the largest domestic quality 270 t large hydraulic excavators, multi-pump(four pumps) for oil and incorporation outside the valve are adopted to meet speed requirements while the boom is uplifting. While the boom is declining, the weight of mechanical components and large inertia of declining lead to great pressure shocks at the last stage of declining, low declining speed and low efficiency. In order to solve the problem, flow regeneration circuit is adopted to realize energy recycle, reduce the pressure shock and make the speed faster through the use of regeneration valve and so improve the efficiency. The experimental research of the excavator indicates that the designed hydraulic control system with maximum test load 25 t can fully meet pressure and speed the boom needed at its normal work. The boom can be fully declined in place after flow regeneration circuit is adopted with the declining time shortened from 37 s to 18 s, speed clearly accelerated, pressure more stable, and no apparent hydraulic shock. At the same time the system energy consumption is reduced without hydraulic pump for oil supply. Through the test, the correctness of the hydraulic control system of the excavator gets verified. And importantly data and experience have been accumulated for the future design and manufacture of larger hydraulic excavators.

Key words: Hydraulic excavator Boom Hydraulic control Hydraulic regeneration circuit

0 前言

大型液压挖掘机主要用于各种大规模露天矿山的开采及大型基础建设, 其中正铲式挖掘机占大

部分。液压挖掘机与机械钢索式电铲相比, 具有整机重量轻、调速范围大、机动性和操作性好、挖掘工作的运行轨迹更优, 而且在降低运营成本方面也极具优势。目前生产大型液压挖掘机的厂商主要分布在美国、日本、德国等工程机械制造强国, 我国的发展尚处于起步阶段^[1-2]。这次设计制造的国内首台装机质量达到 270 t 的大型正铲矿用液压挖掘机

* 山西省科技厅攻关计划资助项目(20100321025-02)。20121114 收到初稿, 20130410 收到修改稿

已通过试车投入使用,通过 270 t 大型矿用液压挖掘机的研制,也为今后在国内设计和制造更大型的液压挖掘机积累了数据和经验。

正铲式液压挖掘机主要采用斗杆液压缸挖掘,动臂液压缸的主要作用是将满载斗由任何可能挖掘的位置举升到卸载点,动臂液压缸必须具有在上部或下部极限位置时的举升能力以及在挖掘范围内挖掘时提供的闭锁能力^[3]。

挖掘机一般工作时间长,作业负荷重,功率消耗大,系统发热量大,在作业过程中,势能和动能损失大。对于挖掘机动臂,下降时的势能回收对延长挖掘机的寿命,提高挖掘机能量的利用率有重要意义,目前提出的主要方法有采用液压变压器回收势能,将能量储存在蓄能器中^[4],或直接用蓄能器回收和储存能量^[5],还有在混合动力挖掘机中,将动臂下降势能回收部分直接耦合在电动机上进行发电回收,最终以化学能的形式储存在蓄电池^[6-9],以上方法对于小型液压挖掘机容易实现,但对于大型液压挖掘机,由于工作装置本身重量重,惯性大,下降势能大,而且液压缸流量非常大,能量回收时以上所用的液压或电气元件无法满足要求。

因此,在 270 t 大型矿用液压挖掘机的研制中,对动臂下降采用了流量再生回路,利用比例再生阀实现流量再生,提高了工作装置的作业速度,减小了液压冲击,改善了操纵性能,降低了液压系统的能耗、提高了工作效率。

1 动臂液压控制方案

动臂、斗杆、铲斗、开斗及行走装置的液压执行机构由四台主工作泵供油,每台主工作泵通过一组多路阀控制液压执行机构,四组多路阀中有两组为顺序单动控制,另外两组为并联与顺序单动组合控制,再通过阀外合流对液压执行机构进行流量控制,可以实现四台主工作泵对执行机构分别组合供油。

挖掘机工作时为了充分利用发动机功率,缩短作业循环时间,工作过程中往往要求有多个机构同时进行复合动作,因此动臂举升或下降过程中,会与其他液压执行机构(斗杆液压缸、铲斗液压缸、开斗液压缸以及回转电动机等)同时动作,复合动作时,主工作泵流量要满足所有动作所需流量的供给。

动臂参与的复合动作主要有满斗举升回转时,挖掘结束,满斗提升回转,在提升动臂的过程中,为保持铲斗平移,需要斗杆与铲斗液压缸配合工作,同时回转液压马达使转台转向卸载位置;以及卸载

时,回转至卸载位置,转台制动,开斗液压缸开斗卸载,为了调整卸载位置,需要有铲斗液压缸与斗杆液压缸的配合,必要时配以动臂动作。

图 1 是动臂液压缸控制原理图,动臂由两个相同的液压缸控制,动臂举升时,液压泵给动臂液压缸的无杆腔供油,有杆腔通回油,举升速度可以通过控制主控阀开口调节,其液压原理如图 1a 所示。

主控阀是电液比例多路阀,可以将多路阀简化为三个联动的可变节流口,如图 1b 所示,对工作装置进行操纵时,多路阀 A、B 口逐渐打开, O 口逐渐关闭,阀芯处于中位时, A、B 口关闭, O 口全开,液压油通过 O 口卸荷回油箱。

(a) 液压原理图

(b) 主控阀调速等效图

图 1 动臂液压缸控制原理图

1. 主液压泵 2. 溢流阀 3. 主控阀 4, 7. 限压阀
5, 6. 动臂液压缸 8. 背压阀(单向阀)

动臂下降过程中,采用与上升时相同的主控阀控制回路时,液压泵给两个动臂液压缸有杆腔供油,由于动臂自重的作用,液压泵的供油压力虽不高,但是液压泵给液压缸上腔流量较大,下降时所需泵的功率约 18.7 kW,同时动臂无杆腔油液通过多路阀的节流阀口以及背压阀流回油箱,两个液压缸的回油产生的功率损失约 336.8 kW,这部分功率损失几乎全部转化为热量,而液压系统又由液压马达带动风扇对系统进行冷却,这相当于系统又产生了二次功率损耗。

同时由于动臂下降时,液压泵给动臂液压缸上腔供油流量较大,在动臂与其他执行机构复合动作时,液压泵为其他执行机构提供的流量必然减少,必然导致作业循环时间增加,工作效率降低。

为此,在动臂下降时,采用流量再生回路,利用动臂的自重下降,以提高系统工作效率。

正铲大挖的动臂与反铲小挖动臂下降时的工况不同,小挖的动臂下降分为空载下降阶段和带载挖掘阶段^[10],而大挖的动臂下降只是空载下降,一

般不参与挖掘, 因此大挖的动臂下降比小挖的更适合采用流量再生回路。

图 2 是动臂液压缸流量再生回路控制原理图, 图 2a 是再生液压原理图, 图 2b 是再生调速等效图。采用流量再生回路下降时, 通过操纵手动手柄使系统回路切换至流量再生阀下降回路, 下降到位后手动关断。

图 2 动臂液压缸流量再生回路控制原理图

1. 比例再生阀 2. 溢流阀 3. 背压阀(单向阀) 4. 主控阀

动臂流量再生回路液压系统原理如图 2a 所示, 系统中采用一个两位四通比例再生阀, 动臂靠自重下降, 液压缸无杆腔的油液通过比例再生阀回到有杆腔, 多余的油液通过背压阀(单向阀)回油箱, 比例再生阀可以简化为两个联动的可变节流口, 如图 2b 所示, 动臂液压缸的下降速度可以通过控制比例再生阀的开口 A、B 来调节, 两个动臂液压缸下降产生功率损失约 314.5 kW, 此时液压泵不对动臂液压缸上腔供油, 因此, 相比不采用流量再生回路时的功率损耗已有所下降, 尤其是挖掘机连续长时间工作时, 采用流量再生回路在提高挖掘机工作效率的同时也起到节能的效果。

2 动臂液压控制系统压力

2.1 液压挖掘机数学模型的建立

液压挖掘机设计最大负载 28 t, 通过液压挖掘机数学模型的建立, 可以确定挖掘机液压控制系统的参数。

图 3 是 270 t 大型矿用液压挖掘机机构示意图, 其中 A 点为动臂与平台铰接点, B 点为动臂与斗杆铰接点, C 点为斗杆与铲斗铰接点, D 点为铲斗齿尖, E、I 点为动臂液压缸分别与平台铰接点和与动臂铰接点, F、J 点为斗杆液压缸分别与动臂铰接点

和与斗杆铰接点(J 点也是铲斗液压缸与斗杆铰接点), K 点为铲斗液压缸与铲斗底部铰接点, G_1 、 G_2 、 G_3 点分别为动臂、斗杆、铲斗的重心。

图 3 270 t 大型矿用液压挖掘机机构示意图

以动臂与平台铰接点 A 为坐标原点, 建立直角坐标系 XAY , θ_1 为动臂相对于平台转角即连线 AB 与 X 轴的夹角; θ_2 为斗杆相对于动臂转角即连线 BC 与 BA 的夹角; θ_3 为铲斗相对于斗杆转角即连线 CD 与 CB 的夹角。挖掘机实际工作过程中, 工作装置的位置取决于动臂液压缸、斗杆液压缸及铲斗液压缸的长度, 当这三个液压缸的长度为某一组确定值时, 就能够确定 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 , 即可确定工作液压缸的实际行程, 从而确定挖掘机工作装置具体几何位置。

动臂上各点的位置坐标为

$$\begin{pmatrix} X_B \\ X_I \\ X_F \\ X_{G1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} L_{AB} \cos \theta_1 \\ L_{AI} \cos(\theta_1 - \angle BAI) \\ L_{AF} \cos(\theta_1 - \angle BAF) \\ L_{AG1} \cos(\theta_1 - \angle BAG_1) \end{pmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} Y_B \\ Y_I \\ Y_F \\ Y_{G1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} L_{AB} \sin \theta_1 \\ L_{AI} \sin(\theta_1 - \angle BAI) \\ L_{AF} \sin(\theta_1 - \angle BAF) \\ L_{AG1} \sin(\theta_1 - \angle BAG_1) \end{pmatrix} \quad (2)$$

式中, X_i 、 Y_i 为 i 点的横坐标值、 i 点的纵坐标值($i=B, I, F, G_1$)。

通过以上位置坐标确定方法, 给定任意的 θ_1 值, 便可确定动臂各铰接点、及重心的坐标。同样, 用相同的方法, 给定任意 θ_2 、 θ_3 值, 可确定斗杆及铲斗上各点的坐标。

图 4 是 270 t 大型矿用液压挖掘机三维实体模型, 根据所设计大挖的各工作液压缸的相关尺寸及创建的三维实体模型, 如图 4 所示, 可以确定 $\theta_1 = -6^\circ \sim 52^\circ$, $\theta_2 = 71^\circ \sim 144^\circ$, $\theta_3 = 168^\circ \sim 236^\circ$ 。

2.2 动臂液压缸的作用力

动臂液压缸应保证工作过程中在任何位置上都能提起带有满载铲斗的工作装置到达最高和最远的位置。

图 4 270 t 大型矿用液压挖掘机三维实体模型

图 5 是动臂液压缸作用力分析简图,图 5 中 G_1 、 G_2 、 G_3 、 G_x 点分别为动臂、斗杆、铲斗及斗内负载的重心,对动臂与平台铰接点 A 点取矩,得到单个动臂液压缸的作用力

$$F = \left(\sum_{i=1}^n W_i b_i + W_x b_x \right) / (2e) \quad (3)$$

式中 W_i ——挖掘机装置各构件的重量

W_x ——斗内负载的重量

b_i 、 b_x ——各构件及铲斗内负载的重心对 A 点的力臂

e ——动臂液压缸作用力对 A 点的力臂

图 5 动臂液压缸作用力分析简图

由动臂液压缸作用力,可计算动臂液压缸所需的压力值。

空载时,斗杆液压缸、铲斗液压缸均伸出($\theta_2=144^\circ$, $\theta_3=236^\circ$),动臂在最低位置($\theta=-6^\circ$),动臂缸无杆腔压力计算值为 13.8 MPa,动臂在最高位置($\theta=52^\circ$)时,动臂液压缸无杆腔压力计算值为 14.1 MPa。

负载分别重 25 t 及 28 t 时,斗杆液压缸、铲斗液压缸均伸出($\theta_2=144^\circ$, $\theta_3=236^\circ$),动臂在最低位置($\theta=-6^\circ$),动臂缸无杆腔压力计算值分别为 20.6 MPa 及 20.9 MPa,动臂在最高位置($\theta=52^\circ$)时,动臂液压缸无杆腔压力计算值分别为 21.8 MPa 及 22.5 MPa。

动臂液压缸无杆腔计算值为静态值,没有考虑实际动臂抬升时的加速度,以及动臂液压缸有杆腔的背压、管路压力损失等因素的影响。

根据挖掘机正常工作的要求,所设计的液压控制系统允许最高工作压力为 32 MPa。

3 试验研究

试验中采用 REXROTH 压力传感器(型号 PR2-400GS05/10)测量压力,并用数据信号采集仪进行记录,试验中液压挖掘机铲斗最大负载 25 t。

图 6 是 270 t 大型矿用液压挖掘机试验现场照片,图 7 是试验现场测试仪器照片。

图 6 270 t 大型矿用液压挖掘机试验现场

图 7 试验现场测试仪器

3.1 动臂上升时系统压力

3.1.1 加载 25 t 时四台泵同时供油

试验条件如下:铲斗加载 25 t 重物,斗杆、铲斗液压缸在伸出位置,四台泵同时工作,动臂由最低位置上升至最高位置。

图 8 是测试动臂液压缸及泵出口压力曲线。

图 8 测试动臂液压缸及泵出口压力

从图 8 可以看出,四台泵同时供油,速度较快,上升时间约 14.5 s,可以满足动臂单独工作时挖掘

机的效率要求。加载 25 t 负载, 由于工作装置及负载的惯性很大, 动臂上升启动时动臂液压缸无杆腔压力波动较大, 峰值达到 24.2 MPa, 波动平稳后压力随大臂上升逐渐增高, 但是变化相对较小, 范围在 22~23 MPa, 上升停止瞬间液压缸无杆腔压力下降是由于惯性造成的; 液压泵出口压力变化趋势与动臂液压缸无杆腔压力基本相同, 只是压力值比液压缸无杆腔压力高约 0.6 MPa 左右, 此压力为回路压力损失; 动臂液压缸有杆腔压力基本平稳, 压力值在 0.40~0.47 MPa。

可见, 设计压力可以完全达到大臂满载抬升所需压力要求, 同时上升速度可以满足动臂单独工作时挖掘机的效率要求。

3.1.2 空载时三台泵同时供油

试验条件如下: 铲斗空载, 斗杆、铲斗液压缸在伸出位置, 三台泵同时工作, 控制速度手柄在最大位置, 动臂由最低位置上升至最高位置。

图 9 是测试动臂液压缸无杆腔及泵出口压力曲线, 可以看出动臂液压缸无杆腔压力趋势与液压泵出口压力一致, 只是相差约 0.4 MPa 的压力损失; 动臂上升时, 动臂液压缸无杆腔及泵出口压力最高分别约为 15.6 MPa 及 16 MPa, 压力随大臂上升变化不明显。同时可以看出, 上升时速度较慢, 上升所用时间较长, 约 23 s, 三台泵同时供油时的流量不能满足动臂单独工作时挖掘机的效率要求。

图 9 测试动臂液压缸无杆腔及泵出口压力

3.2 动臂下降时系统压力

3.2.1 动臂不采用再生回路下降

试验条件: 动臂下降时为空载, 三台泵同时工作, 斗杆、铲斗液压缸在伸出位置, 动臂由最高位置下降至最低位置。

图 10 是测试动臂液压缸及泵出口压力曲线。动臂下降时, 在下降到位后, 停止时, 由于惯性, 压力冲击很大, 尤其速度较快时, 压力冲击引起整个液压挖掘机前后剧烈晃动, 易发生危险, 因此下降时调节速度相对较慢, 从图 10 可以看出, 尽管下降时速度调节很慢, 下降用时近 37 s, 但在下降结束阶段, 动臂液压缸无杆腔压力仍有较大的压力冲

图 10 测试动臂液压缸及泵出口压力

击, 下降停止时, 动臂液压缸无杆腔压力在瞬间冲高至 16 MPa, 使挖掘机产生明显振动; 动臂液压缸有杆腔及泵出口压力相对平稳。可见, 动臂不采用再生回路下降时, 不仅下降速度慢, 而且在下降停止阶段, 有明显的压力冲击, 也导致液压挖掘机下降时操纵性能差。

3.2.2 动臂采用再生回路下降

试验条件: 下降时为空载, 斗杆、铲斗液压缸在伸出位置, 此时液压泵不对动臂液压缸供油, 动臂液压缸靠自重下降, 动臂由最高位置下降至最低位置。

图 11 是测试动臂液压缸压力曲线。从图 11 可以看出, 动臂下降时速度较快, 下降到位用时约 18 s, 相比不采用再生回路, 时间缩短近 19 s; 动臂液压缸无杆腔压力在下降结束阶段相对平稳, 无明显的压力冲击; 动臂液压缸有杆腔压力基本平稳, 下降过程中, 液压挖掘机无明显振动。可见, 采用再生回路下降, 在停止阶段无明显的液压冲击, 下降更平稳, 下降速度更快, 下降时的操纵性能更好, 并且动臂可通过再生回路完全下降到位。

图 11 测试动臂液压缸压力

4 结论

(1) 所设计的动臂液压控制系统能够满足动臂正常工作所需要的压力及速度要求。

(2) 动臂流量再生回路可以实现动臂依靠自重下降, 下降时无明显压力冲击, 不会对挖掘机造成振动, 并且可以完全下降到起始位置。

(3) 动臂液压缸采用流量再生回路后, 可明显

加快动臂下降速度,下降时的操纵性能更好,且无需液压泵供油,可提高挖掘机的生产效率,起到节能的效果。

参 考 文 献

- [1] 彭白水. 国内外超大型液压挖掘机展望[J]. 建设机械技术与管理, 2008(9): 37-38.
PENG Baishui. Prospect of overseas and domestic extra large hydraulic excavators[J]. Construction Machinery Technology & Management, 2008(9): 37-38.
- [2] 周勇, 宋春华. 国内外液压挖掘机的发展动向[J]. 矿山机械, 2008, 36(8): 13-16.
ZHOU Yong, SONG Chunhua. Development trends of hydraulic excavators in the world[J]. Mining & Processing Equipment, 2008, 36(8): 13-16.
- [3] 同济大学. 单斗液压挖掘机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986.
Tongji University. Single-bucket hydraulic excavator[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 1986.
- [4] 张树忠, 邓斌, 柯坚. 基于液压变压器的挖掘机动臂势能再生系统[J]. 中国机械工程, 2010, 21(10): 1160-1166.
ZHANG Shuzhong, DENG Bin, KE Jian. Research on energy regeneration system of hydraulic excavator's boom based on hydraulic transformer[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(10): 1160-1166.
- [5] 管成, 林名润, 吴超, 等. 油液混合动力挖掘机动臂势能回收系统[J]. 计算机集成制造系统, 2012, 18(3): 584-589.
GUAN Cheng, LIN Mingrun, WU Chao, et al. Recovery system of boom potential energy in hydraulic hybrid excavator[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2012, 18(3): 584-589.
- [6] 张彦廷, 王庆丰, 肖清. 混合动力液压挖掘机液压马达能量回收的仿真及试验[J]. 机械工程学报, 2007, 43(8): 218-223.
ZHANG Yanting, WANG Qingfeng, XIAO Qing. Simulation and experimental research on energy regeneration with hydraulic motor for hybrid drive excavator[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(8): 218-223.
- [7] 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 Lei, et al. Research on the system of arm potential energy recovery in hybrid hydraulic excavators[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 96-101.
- [8] LIN Tianliang, WANG Qingfeng, HU Baozan, et al. Development of hybrid powered hydraulic construction machinery[J]. Automation in Construction, 2010(19): 11-19.
- [9] KYOUNG K A, DINH Q T. Development of energy saving hybrid excavator using hybrid actuator[C]// Proceedings of the Seventh International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2009, Zhejiang University, Hangzhou. World Publishing Corporation, 2009: 205-209.
- [10] 韩慧仙. 液压挖掘机动臂液压缸再生回路控制[J]. 液压气动与密封, 2008(5): 48-50.
HAN Huixian. Boom cylinder regeneration circuit of hydraulic excavator[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2008(5): 48-50.

作者简介: 王永进, 男, 1967 年出生, 博士研究生, 讲师。主要研究方向电液控制系统。

E-mail: wangyongjin@tyut.edu.cn

权龙(通信作者), 男, 1959 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向电液伺服及生产过程智能控制技术。

E-mail: quanlong@tyut.edu.cn