

并联油液型混合动力挖掘机发动机转速控制方法*

来晓靓¹ 管成¹ 肖扬¹ 仲光旭²

(1. 浙江大学机械设计研究所, 杭州 310027; 2. 山重建机有限公司第二研究院, 济宁 272000)

摘要: 通过对并联式油液混合动力挖掘机的原理和结构分析,提出一种改进的油液混合动力结构方案。采用双向液压马达代替二次调节泵,通过不同开关阀组合控制辅助动力系统回路。利用 Simulink 对该系统建模后,获取相应元器件尺寸参数及控制参数。采用双转速工作点切换的控制策略,在改装后的油液型混合动力挖掘机上进行实验。实验中利用整合负载预测的发动机转速 PID 控制方法对发动机目标转速、辅助油液动力系统输出扭矩进行调节。仿真和实验分析表明,该发动机转速控制方法可以有效改善油液型混合动力系统中发动机转速波动,使之稳定在高效燃油区域内,综合节能效果提高 14%。

关键词: 挖掘机 油液混合动力 双转速工作点 负载预测 PID 控制

中图分类号: TH137; TD422.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0014-07

引言

液压挖掘机工况复杂,外负载变化剧烈,造成现有机械式柴油发动机的实际工作点波动频繁,偏离经济工作区域,带来油耗升高、黑烟污染严重等一系列问题,因此稳定发动机工作点成为液压挖掘机节能减排方面的研究重点。混合动力技术出现前,研究人员侧重于发动机、液压系统、负载需求功率之间的匹配。文献[1]通过调节泵排量和液压阀的开度来达到三者的匹配,实现发动机工作点稳定,该方法实质是降低了负载端的实际功率以满足发动机的恒功率控制。文献[2~3]则是通过转速以及压力闭环控制来达到对马达排量精确控制。文献[4~5]通过附加额外的发电/电动机,来实现挖掘机的全局功率匹配,其实质为混合动力型的改进方案。

油液混合动力系统采用液压二次调节元件代替发电/电动机,蓄能器代替电池、超级电容,构成辅助动力回路以区别于油电混合动力系统^[6]。凭借液压元器件的高功率密度、低价格和易于维护的特点,结合载体自身具有的液压系统,在液压挖掘机这种外负载变化频繁、波动剧烈的机械上具有更广泛的应用空间。混合动力方案主要有 3 种结构方案,即串联、并联和混联形式,油液混合动力系统尤以并联形式研究较多,这主要受制于液压储能元件低能量密度的特性^[7~9]。

油液混合动力系统的控制目标是主辅动力源都工作于高效区间以获得较好节能效果。文献[10]通过 DP 控制优化换挡和能量分配策略,在油液混合动力邮政车辆上获得了较高的燃油利用率。文献[11~12]通过 EIL 方法优化的 SOC 目标值控制,在并联油液混合动力重型卡车上获得了巨大的节能效果提高和尾气排放降低。但是前述文献都是针对固定路况的车辆所做的研究,与负载变化剧烈的液压挖掘机上应用油液混合动力系统有较大差异。而文献[13~14]通过动态工作点来对油电混合动力系统液压挖掘机发动机进行控制,减少了液压挖掘机发动机的转速波动,提高了能量利用率,但是由于电机本身的瞬态输出能力不足,以及维持电池 SOC 稳定的需求,发动机在不同工作点下的转速波动仍有待提高。文献[15]提出了一种基于 CPR 网络的油液混合动力挖掘机,通过压力耦合的形式对发动机进行削峰填谷,其能量利用率高,节流损失少,但是该系统增加辅助器件较多,成本增加。同时,油液混合动力中辅助动力器件二次调节元件高昂的价格和技术垄断也是限制油液混合动力挖掘机发展的瓶颈^[16]。

本文根据油液混合动力原理,设计一种液压马达作为辅助动力的结构,克服二次调节元件的限制。根据挖掘机主泵实时压力、节流口处的压力以及系统的二次调节压力,在双转速工作点策略基础

收稿日期: 2013-01-08 修回日期: 2013-03-05

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2010AA044401)

作者简介: 来晓靓,博士生,主要从事混合动力挖掘机研究,E-mail: laixl84@126.com

通讯作者: 管成,副教授,主要从事液压挖掘机研究,E-mail: guan@zju.edu.cn

上提出一种整合负载预测的发动机转速 PID 控制方法,提高发动机工作的稳定性和节能效果。

1 油液混合动力系统

1.1 油液混合动力系统原理

传统液压挖掘机是一个多执行机构的工作装置,由发动机克服负载扭矩向外输出能量,液压系统完成能量传递。由于各执行机构的参数和功能不同,动作姿态多样,在进行不同工作时所需扭矩相差较大,从而造成发动机工作点波动,难以维持在高效燃油消耗工作区。

油液混合动力技术通过增加额外的液压动力源,来稳定传递至发动机主轴上的等效扭矩,使发动机输出能量稳定。液压动力源一般包括液压马达/泵和蓄能器这两个主要部件,其中液压马达/泵可工作于 4 个象限,既能作为液压泵吸收扭矩,也能作为液压马达提供扭矩;蓄能器作为储能单元,功率密度大,可以瞬时完成能量充放。两者结合形成辅助动力源回路,通过机械能和液压能之间的转换,可以满足混合动力系统的瞬时扭矩需求变化。现有研究中油液混合动力系统侧重于并联系统,即辅助动力源与发动机同时驱动挖掘机液压系统,两者不存在先后顺序问题,只存在输出比例关系。

1.2 油液混合动力系统结构分析

提出的油液混合动力系统如图 1 所示,由发动机,挖掘机系统的液压主泵、多路阀,及新增加的辅助双向液压马达、蓄能器、多个截止阀组成,辅助液压马达与液压主泵通过齿轮分动箱与发动机连接。通过截止阀开启状态的不同组合,利用辅助液压马达实现蓄能器充液和放液过程,即能量的吸收和释放,从而来弥补挖掘机主泵需求负载扭矩与发动机期望扭矩之间的差值。

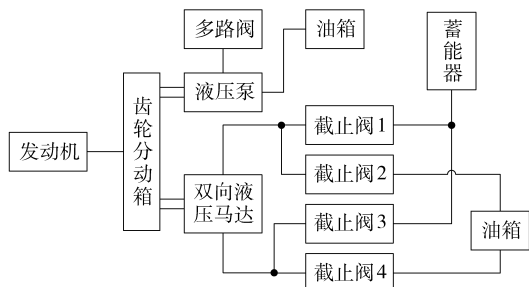


图 1 油液混合动力辅助动力系统简图

Fig 1 Structure of the hydraulic hybrid system

当液压系统主泵需求扭矩小于发动机期望扭矩时,截止阀 2、3 开启,液压马达吸收发动机多余扭矩,将来自油箱的低压油液加压后冲入蓄能器中;当液压系统主泵需求扭矩大于发动机期望扭矩时,截

止阀 1、4 开启,蓄能器中的高压油液推动马达做功,向液压系统主泵提供一部分扭矩。截止阀的组合使得普通液压马达在相同的主轴转向下实现泵和马达的功能。

该结构优点是通过回路的改变,在使用普通双向液压马达情况下,即可实现液压泵/马达功能,可以大幅减少选用液压马达/泵带来的成本增加。

2 油液混合动力系统数学模型

2.1 负载模型

混合动力系统针对发动机进行削峰填谷,此处负载指作用在发动机输出轴上的阻尼,其实质为挖掘机液压系统所需扭矩大小。对挖掘机液压系统建模和挖掘机挖掘对象建模是获取准确负载的一般方法,但是过于复杂,而且建模过程中未知变量过多。本文利用挖掘机工作过程中采集到的数据,根据相应的数学公式获得等效负载,有效规避了复杂繁多的中间变量。通过模式选择和负流量系统二次调节压力的设定值确定发动机的恒功率输出值,根据主泵的出口压力获得所需主泵流量值,最后通过主泵先导压力信号确定实际流量值,公式为

$$\begin{cases} Q_{10} = Q_{20} = \begin{cases} Q_{\max} & (p_1 + p_2 \leq p_{\max}) \\ P_e / (p_1 + p_2) & (p_1 + p_2 > p_{\max}) \end{cases} \\ Q_1 = \begin{cases} Q_{10} & (p_{i1} < p_s) \\ \partial_1 Q_{10} & (p_{i1} > p_s) \end{cases} \\ Q_2 = \begin{cases} Q_{20} & (p_{i2} < p_s) \\ \partial_2 Q_{20} & (p_{i2} > p_s) \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

式中 Q_{10} 、 Q_{20} ——主泵 1、2 所需的流量
 Q_1 、 Q_2 ——主泵 1、2 实际流量
 Q_{\max} ——主泵二次压力下最大流量
 p_1 、 p_2 ——主泵 1、2 实测的压力
 p_{\max} ——主泵压力和的上限
 p_{i1} 、 p_{i2} ——主泵 1、2 的先导压力
 p_s ——先导压力信号的控制拐点
 ∂_1 、 ∂_2 ——比例系数
 P_e ——发动机恒定功率

结合液压泵的建模公式和实测的发动机转速,发动机的等效负载可通过扭矩曲线来表示。图 2 为液压挖掘机重载工况下,油门位置在 80% 的情况下所获得的负载扭矩曲线,以此作为仿真时的负载输入。

2.2 发动机模型

根据牛顿第一定律,利用发动机的扭矩平衡方程建立发动机模型

$$T_l = T_e - J_e \dot{\omega} - C_e \omega \quad (2)$$

式中 T_l ——负载扭矩

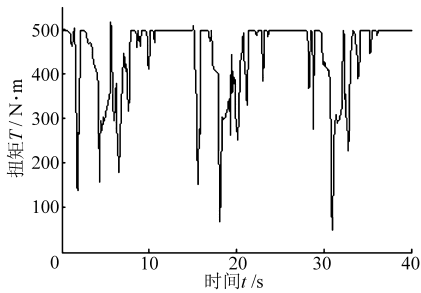


图2 液压挖掘机外负载扭矩曲线

Fig.2 Torque curve of the hydraulic excavator

T_e ——发动机输出扭矩

J_e ——等效发动机转动惯量

C_e ——等效黏性阻尼系数

ω ——发动机角速度

2.3 液压泵模型

采用恒功率柱塞泵,忽略内泄漏,其流量方程为

$$q_v(n, \beta) = \frac{\pi}{4} d^2 z D n \tan \beta \quad (3)$$

式中 $q_v(n, \beta)$ ——变量泵流量

d ——柱塞直径 z ——柱塞数量

D ——缸体上柱塞分布圆直径

n ——柱塞泵输入转速

β ——目标斜盘倾角

其扭矩方程为

$$T_p = \frac{\Delta p q_v}{2\pi n} \quad (4)$$

式中 T_p ——液压泵理论扭矩

Δp ——液压泵出口与进口的压力差

液压泵机械效率为

$$\eta_{m-p} = \frac{T_p}{T_p + \Delta T} \quad (5)$$

式中 ΔT ——扭矩损失量

2.4 辅助液压马达模型

辅助液压马达同样采用柱塞形式,其流量和扭矩方程如液压泵模型。只是机械效率计算方式不同,为

$$\eta_{m-m} = \frac{T_m - \Delta T}{T_m} \quad (6)$$

式中 T_m ——马达理论扭矩

2.5 蓄能器模型

根据波义尔定律,可知

$$pV^n = p_0V_0^n = \text{const} \quad (7)$$

式中 p ——蓄能器压力

V ——蓄能器气体体积

p_0 ——蓄能器预充气压力

V_0 ——蓄能器预充气体积

n ——气体多变指数

根据挖掘机的工作特点,本文假定蓄能器能量变化在绝热条件下, $n = 1.4$ 。

理论上,蓄能器可存储和释放的能量方程为

$$E = - \int p dV = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left[\left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right] \quad (8)$$

数学模型的建立有助于实际系统的元器件选型及控制方法参数选择。图3为Simulink中仿真模型示意图。

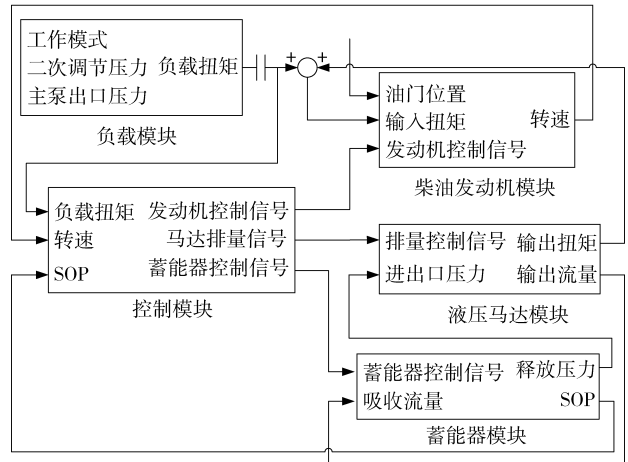


图3 混合动力系统仿真模型

Fig.3 Simulation model of the hybrid system

3 控制方法

3.1 双工作点转速选择

传统液压挖掘机实际工作中通过选择工作模式来确定油门位置,通过机械拉杆装置来进行调节。由于挖掘机负载平均功率需求不一定与发动机特殊油门位置下的最优燃油消耗点所输出的功率匹配,且单个周期中的负载总量存在差异,期望蓄能器能在每一个周期中实现一次充能和放能并且实现状态维持是难以实现的。因此,本文通过双工作点转速控制,来保证固定油门下系统的节能,其流程如图4所示。

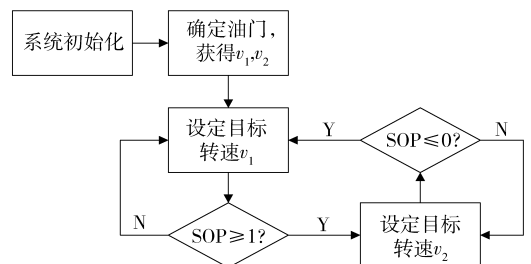


图4 双工作点转速选择流程图

Fig.4 Flow chart of the double speed point selection

首先根据挖掘机的工作环境,确定适宜的工作模式和油门位置。选取该油门位置下的最优燃油消耗点及一个次优点,获得对应的期望转速 v_1 、

v_2 , 一般选取 $v_1 < v_2$ 。设定初始目标转速为 v_1 , 当蓄能器中的能量超过上限时, 重新设定目标转速为 v_2 ; 当蓄能器中的能量低于下限时, 重新设定目标转速为 v_1 , 循环切换。

3.2 PID 及负载预测优化

转速选定后, 维持目标转速的稳定则是发动机处于高效燃油消耗区域的保证。

3.2.1 可变参数 PID 闭环控制

在工作过程中, 发动机转速存在 2 种幅度区别较大的波动: ① 负载扭矩在固定油门工作点对应的扭矩附近波动, 波动范围较小, 相应的转速波动在油门工作点调速曲线范围内, 转速变化不大。② 负载扭矩短时间内超出调速曲线范围内的扭矩允许值, 进入全负荷速度曲线范围, 此时微小的扭矩变化就会带来转速的急剧变化。

针对以上 2 种不同类型的波动, 本文通过发动机的可变参数 PID 控制来实现转速的稳定。通过流程图 4 获得固定工作油门位置下目标转速, 与发动机的实时转速进行比较, 获得的差值作为输入信号引入变参数 PID 控制器, 经过计算给出辅助液压马达的斜盘倾角 β 输出信号。辅助液压马达根据斜盘倾角 β 提供变化的扭矩输出, 以降低实际扭矩 T 变化带来的扭矩波动, 使作用在发动机主轴上的负载扭矩稳定, 从而使转速稳定。

PID 的参数根据速度误差进行相应选取, 其实质为根据不同的波动类型进行相应的调整。

$$(P, I, D) = \begin{cases} (k_{p1}, T_{i1}, T_{d1}) & (\Delta n < k) \\ (k_{p2}, T_{i2}, T_{d2}) & (\Delta n > k) \end{cases} \quad (9)$$

$$\Delta n = n_0 - n \quad (10)$$

式中 Δn ——实际转速与期望转速差值

$k_{p1}, T_{i1}, T_{d1}, k_{p2}, T_{i2}, T_{d2}$ —— P, I, D 参数调整的两组设定值

3.2.2 负载预测优化

可变参数 PID 控制方法在转速出现误差的时候才给予相应调整, 对于并联式油液混合动力系统来说存在一定的不足。因为该系统中引入辅助液压马达后, 马达可以提供一部分扭矩, 所以经过参数匹配后的发动机所选择的油门位置会发生变化或者发动机整体额定扭矩会下降。但是与普通液压挖掘机相比, 所完成的工作内容仍然一致, 负载扭矩则可能超过发动机该油门位置下的额定扭矩。一旦出现上述情况, 就会造成发动机转速急剧下降, 甚至引起发动机熄火。这是发动机工作过程中应避免出现的。

在可变参数 PID 控制的基础上本文进一步引入负载预测来优化转速控制。利用辅助液压马达在动力传递环节中较高的动态响应系数, 对扭矩变化进

行快速补偿, 以避免发动机转速突变状况产生, 同时优化可变参数 PID 控制的效果。其方法为在恒功率负流量挖掘机系统中, 通过检测挖掘机的主泵实时出口压力、二次先导压力以及系统的负流量节流口的压力对主泵的实际需求扭矩进行预测, 结合可变参数 PID 控制方法产生的斜盘倾角信号, 获得最终的辅助液压马达斜盘倾角信号, 公式为

$$\begin{cases} \beta = \beta_1 + \beta_2 \\ \beta_1 = f(\Delta T(t)) \\ \beta_2 = k_p \Delta n(t) + \frac{1}{T_i} \int \Delta n(t) dt + T_d \frac{d\Delta n(t)}{dt} \end{cases} \quad (11)$$

式中 β ——马达最终的排量信号

β_1 ——负载预测后获得的排量信号

β_2 ——PID 控制获得的排量信号

3.3 储能单元能量存储控制策略

定义 SOP(State of pressure) 为蓄能器瞬时压力值与蓄能器最低压力值的差与蓄能器最高压力与最低压力值的差之比, 用 S 表示为

$$S = \frac{p_{acc} - p_{min}}{p_{max} - p_{min}} \quad (12)$$

式中 p_{min} ——蓄能器最低允许压力

p_{acc} ——蓄能器实时压力

p_{max} ——蓄能器最高允许压力

当 S 为 1 时, 蓄能器达到满充状态, 当 S 为 0 时, 蓄能器没有内部储能。通过 SOP 数值可以直观获得蓄能器内部压力值, 结合挖掘机上压力传感器获得的数据, 可以进行储能能力判断和控制。根据蓄能器工作特性, 其在油液混合动力系统内理论上可以实现充分的充液和放液动作, 且不存在电池的记忆效应。

从发动机安全角度出发, 蓄能器在发动机输出扭矩与负载扭矩需求差值为正时吸收能量或者不吸收能量皆可, 但是必须在差值为负时释放相应的能量。反映至蓄能器的控制要求为: 当需要辅助液压马达吸收发动机多余能量时, 可以向蓄能器充液直至达到蓄能器最高压力; 当需要辅助液压马达提供额外扭矩时, 如果转速差值小于发动机该油门位置下的调速区间, 则蓄能器释放能量至第一下限压力就停止放液。如果转速差值大于发动机该油门位置下的调速区间, 则蓄能器释放能量至最低下限压力就停止放液。

由此可以得出辅助液压马达斜盘最终倾角控制要求数学表达式为

$$\sigma = \begin{cases} 0 & (S \leq i, \Delta n \leq k) \\ 1 & (\Delta n \geq k) \end{cases} \quad (13)$$

$$\beta' = \sigma\beta \quad (14)$$

式中 σ ——马达斜盘倾角系数
 i ——第一下限压力时的 SOP 值
 β' ——马达最终斜盘倾角
 k ——油门下调速区间上下限差值

最终的控制框图如图 5 所示。

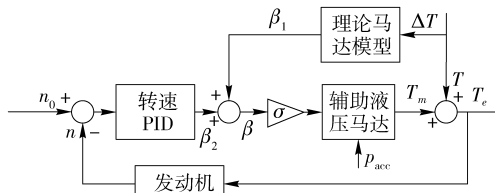


图 5 最终控制框图

Fig. 5 Final control diagram

4 实验分析

4.1 参数选择

以某厂家 SC220 型液压挖掘机为实验样机进行油液混合动力系统的改装实验。图 6 显示了混合动力系统中的关键器件在样机上的布局。

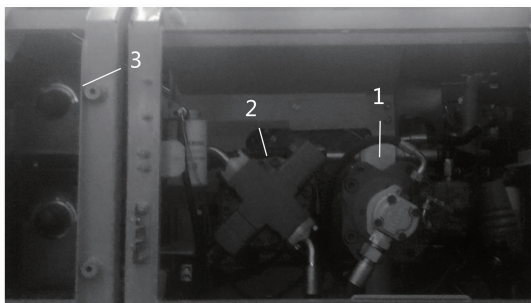


图 6 混合动力系统实物图

Fig. 6 Physical structure of the hybrid system

1. 液压系统主泵 2. 辅助液压马达 3. 蓄能器

油液型混合动力系统主要部件参数如表 1。

表 1 混合动力系统主要部件参数

Tab. 1 Parameters of the main components

部件	产品参数
发动机	额定功率为 120 kW, 额定转速 2 000 r/min
主泵	最大排量 115 cm ³ , 最大压力 40 MPa, 最高转速 2 700 r/min
辅助马达	最大排量 140 cm ³ , 最大压力 40 MPa, 最高转速 3 250 r/min
蓄能器	公称容积 120 L, 最高工作压力 35 MPa

4.2 实验结果分析

随机选取实验过程中的 120 s 作为分析周期, 对发动机的实际转速进行分析。

图 7~9 为油液混合动力系统柴油发动机在普通控制、PID 控制以及带负载预测的 PID 控制情况下的转速变化曲线。

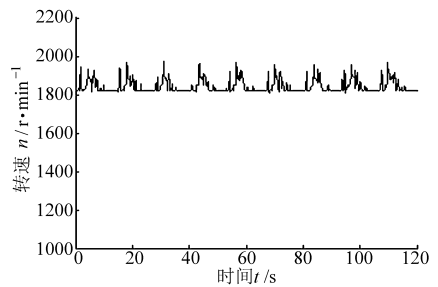


图 7 发动机普通状态下的速度响应曲线

Fig. 7 Speed curve of the engine under normal control

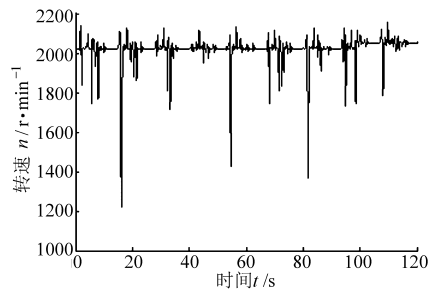


图 8 发动机在 PID 控制状态下的速度响应曲线

Fig. 8 Speed curve of the engine under PID control

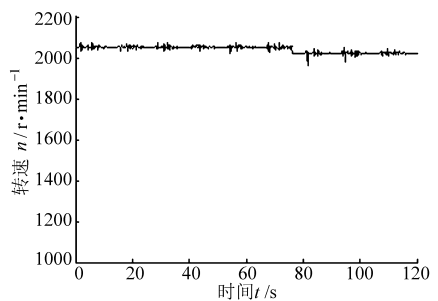


图 9 发动机在负载预测 PID 控制下的速度响应曲线

Fig. 9 Speed curve of the engine under PID and load forecasting control

在 120 s 的采样周期内, 最大扭矩为 534 N·m, 最小扭矩为 18 N·m, 平均扭矩为 425 N·m。因此在普通状态下选择发动机 80% 的油门位置进行工作, 以确保负载扭矩在发动机调速曲线内。发动机的实时转速曲线如图 7 所示, 在 1 800~2 000 r/min 的范围内波动, 大部分时间处于 1 820 r/min 附近, 而此油门位置下的最优燃油消耗点在转速为 1 860 r/min 附近, 所以发动机效率较低。图 8 和图 9 中, 油液型混合动力系统经过参数匹配后选择了 90% 的油门位置作为发动机的工作曲线, 此时发动机的工作效率更高, 而又能满足负载扭矩的需求。图 8 显示转速较为稳定, 但是转速突变点更加剧烈, 这是由于混合动力系统中辅助液压马达提供的扭矩对发动机是一个额外的负载, 在原有负载突变点发动机滞后响应造成的。其峰值达到了 1 237、2 151 r/min, 这是在转速控制中需要避免的。图 9 整合负载预测的 PID 控制方法下, 发动机的转速得到大幅优化, 可以稳定在 2 030 r/min 及 2 050 r/min 两个目标转速附

近,峰值为 1 968、2 073 r/min。只在扭矩突变较大时发动机转速才出现明显波动,但是波动值较小,同时也能较快地返回稳定区域,从而提高发动机的工作效率。

图 10 为蓄能器的 SOP 变化情况。为了看出发动机双工作点转速控制变化对蓄能器 SOP 的影响,选取了最大采样时间 600 s 的数据来进行相应分析。从 SOP 变化中可以看出在同一工况下,蓄能器内部的能量变化跟随负载具有明显的周期性。蓄能器的充能放能也遵循了储能单元的能量存储控制策略,两次达到了储能上限,而放能时则没有达到储能下限。同时,通过 PID 及整合负载预测的 PID 2 种控制的 SOP 变化比较,可以发现,后者参与混合动力削峰填谷的时间更多。这也能从图 11 中的辅助液压马达排量曲线中得到验证。

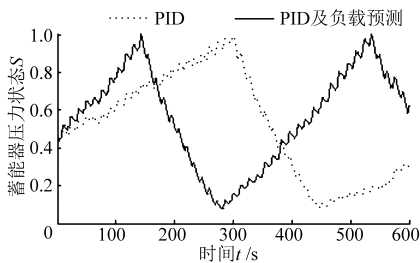


图 10 蓄能器 SOP 变化曲线

Fig. 10 SOP of the accumulator

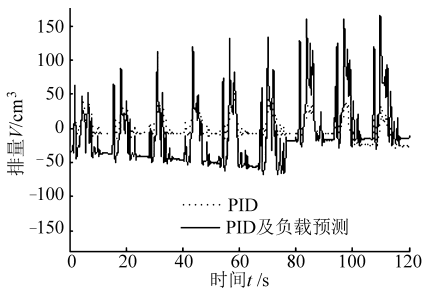


图 11 辅助液压马达在不同控制下的排量变化曲线

Fig. 11 Displacement of the assistant motor

从图 11 看出,在纯可变参数 PID 控制下,马达排量变化与负载的波动周期关联度较大,而幅度较小;而在整合了负载预测的可变参数 PID 控制下,马达排量变化较为快捷和剧烈。说明在负载预测的优

化下,马达排量对于负载扭矩的变化有一个快速的响应。从图中也可以看出,80 s 前马达主要提供额外扭矩,而在 80 s 后主要吸收多余扭矩,实现混合动力系统对实际负载的补偿作用。

表 2 为经过归一化处理的普通系统和油液型混合动力系统在不同转速控制方式下的节能效果对比分析。油液型混合动力系统选取了更大的油门开度,而燃油消耗量却相差不大,反而有所降低,这是由于在混合动力系统中,发动机更多的工作于高效燃油区域。而在输出功率方面,混合动力系统取得了大幅提高,这直接提高了挖掘机的工作效率。综合分析,整合了负载预测和可变参数 PID 转速控制的油液型液压挖掘机节能效果提高了 14%。

表 2 挖掘机不同系统下的节能效果对比

Tab. 2 Saving effects of excavator among different speed control methods

参数	普通系统	可变参数 PID 控制	负载预测 和 PID 控制
油门开度/%	80	90	90
燃料使用归一化值	1	0.99	0.98
平均功率归一化值	1	1.09	1.12
节能效果归一化值	1	1.10	1.14

5 结束语

通过液压回路调整,利用双向液压马达实现了油液混合系统中液压泵/马达的功能,降低了油液混合动力系统的成本。建立了液压挖掘机中发动机简化模型,液压主泵、辅助液压马达、蓄能器等元件和系统整体模型,对油液型混合动力系统中的参数进行分析和选取。通过样机改装,对双工作点转速切换策略及整合负载预测可变参数 PID 的目标转速稳定控制方法进行实验。实验结果表明,优化后的油液型混合动力转速控制方法可以有效稳定发动机转速,使其最大限度的工作于高效燃油区域,达到提高工作效率和节能目的。同时转速的稳定,对于排放指标、操作人员舒适度也具有促进效果。

参 考 文 献

- 彭天好, 杨华勇, 傅新. 液压挖掘机全局功率匹配与协调控制[J]. 机械工程学报, 2001, 37(11): 50~53.
Peng Tianhao, Yang Huayong, Fu Xin. Hydraulic excavator overall power match and harmony control[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(11): 50~53. (in Chinese)
- 陈月春, 曾育平, 李耀. 静压传动车辆的功率匹配节能控制研究[J]. 液压与气动, 2010(3): 4~5.
Chen Yuechun, Zeng Yuping, Li Yao. The research on power-matching control strategy of energy saving for hydrostatic transmission vehicle[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010(3): 4~5. (in Chinese)
- 吴帆, 毛闻雯, 唐进. 基于转速压力双闭环控制的挖掘机全局功率匹配节能系统设计[J]. 建筑机械, 2012(7): 75~80.
Wu Fan, Mao Wenwen, Tang Jin. Excavator global power matching saving system design based on speed-pressure dual closed loop

- control[J]. Construction Machinery, 2012(7):75~80. (in Chinese)
- 4 陈欠根, 费望龙, 蒋莘. 液压挖掘机功率匹配节能方法研究[J]. 建筑机械, 2007(12):65~68.
Chen Qiagen, Fei Wanglong, Jiang Ping. Study on energy saving method of power matching for hydraulic excavator[J]. Construction Machinery, 2007(12):65~68. (in Chinese)
- 5 王冬云, 管成, 潘双夏. 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. Control strategy of power matching and power sources optimization for hydraulic excavator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4):91~95. (in Chinese)
- 6 Burke A F. Batteries and ultracapacitors for electric, hybrid, and fuel cell vehicles[J]. Proceedings of the IEEE, 2007, 95(4):806~820.
- 7 龙贻欢, 林镜双. 新型液驱混合动力系统的研究[J]. 液压与气动, 2008(9):40~49.
Long Yihuan, Lin Jingshuang. The research on a new hydraulic hybrid system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008(9):40~49. (in Chinese)
- 8 Lin Tianliang, Wang Qingfeng, Hu Baozan, et al. Development of hybrid powered hydraulic construction machinery[J]. Automation in Construction, 2010, 19(1):11~19.
- 9 张敏杰, 王庆九, 管成. 并联式油液混合动力挖掘机动力系统仿真研究[J]. 中国机械工程, 2010, 21(16):1932~1935.
Zhang Minjie, Wang Qingjiu, Guan Cheng. Simulation research of parallel hydraulic hybrid excavator[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(16):1932~1935. (in Chinese)
- 10 Wu B, Lin C C, Filipi Z. Optimal power management for a hydraulic hybrid delivery truck[J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 42(1~2):23~40.
- 11 Filipi Z, Louca L, Daran B. Combined optimization of design and power management of the hydraulic hybrid propulsion system for the 6×6 medium truck [J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2004, 11(3~4):372~402.
- 12 Filipi Z, Kim Y J. Hydraulic hybrid propulsion for heavy vehicles; combining the simulation and engine-in-the-loop techniques to maximize the fuel economy and emission benefits[C]. Oil & Gas Science and Technology, 2010, 65(1):155~178.
- 13 Xiao Q, Wang Q, Zhang Y. Control strategies of power system in hybrid hydraulic excavator[J]. Automation in Construction, 2008, 17(4):361~367.
- 14 Lin Xiao, Pan Shuangxia, Wang Dongyun. Dynamic simulation and optimal control strategy for a parallel hybrid hydraulic excavator[J]. Journal of Zhejiang University Science A: Applied Physics & Engineering, 2008, 9(5):624~632.
- 15 姜继海, 于安才, 沈伟. 基于 CPR 网络的全液压混合动力挖掘机[J]. 液压与气动, 2010(9):44~48.
Jiang Jihai, Yu Ancai, Shen Wei. The view of full hydraulic hybrid excavator based on common pressure rail network[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010(9):44~48. (in Chinese)
- 16 刘娟, 孔祥东, 何龙. 二次调节系统四象限工作特性及节能分析[J]. 液压与气动, 2008(10):15~18.
Liu Juan, Kong Xiangdong, He Long. Performance of secondary regulation system in four quadrants and energy saving analyse [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008(10):15~18. (in Chinese)

Engine Speed Control Method of Parallel Hydraulic Hybrid Excavator

Lai Xiaoliang¹ Guan Cheng¹ Xiao Yang¹ Zhong Guangxu²

(1. Department of Mechanical Design, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

2. Department of Second Research Institute, Strong Construction Machinery Co., Ltd., Jining 272000, China)

Abstract: By analysis on the principle and structure of the parallel hydraulic hybrid excavator, an improved hydraulic hybrid scheme was proposed which uses a two-way hydraulic motor to replace the hydraulic secondary regulation pump and controls the assistant power loop by switching valve in different states. After modeling the new system with Simulink software, the parameters of the components and control method were determined. The double speed points control strategy was test on the improved parallel hydraulic hybrid excavator. The engine speed and the output torque of the assistant hydraulic power system were adjusted by an engine speed PID control method integrated with the load forecasting. The simulation and experiment results showed that the control method could effectively improve the engine speed fluctuation in the hydraulic hybrid system, and make the speed stable near the target speed, so energy-saving increases by 14%.

Key words: Excavator Hydraulic hybrid Double speed points Load forecasting PID control