

混合动力液压挖掘机液压马达能量回收的仿真及试验

张彦廷 王庆丰 肖清

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

摘要: 针对混合动力挖掘机提出利用液压马达对液压执行元件的回油进行能量回收的节能方案。建立液压挖掘机能量回收的仿真模型, 对各执行元件的可回收能量所占比重和系统的节能效果进行仿真计算。搭建混合动力液压马达能量回收试验台, 进行能量回收过程中的能量转化效率和操控性能的试验研究。试验和仿真结果表明, 在混合动力液压挖掘机系统中采用马达能量回收和发电机转速控制执行元件运动速度的节能方案是可行的。

关键词: 能量回收 节能 混合动力 液压挖掘机 油耗

中图分类号: TH137

0 前言

液压挖掘机在工作过程中, 动臂、斗杆和铲斗的上下摆动以及回转机构的回转运动比较频繁, 又由于各运动部件惯性都比较大, 所以减速制动时会释放出大量的能量。这部分能量通常都消耗在液压阀的阀口上, 不仅浪费了能量, 还会导致系统发热和元件寿命的降低。为了减少能量损耗和系统发热量, 提高元件的寿命, 能量回收成为液压挖掘机节能降耗的一项有效措施。

能量回收根据其工作原理可以分为无蓄能元件^[1-2]和有蓄能元件^[3-4]两种, 但传统的回收方式均不适合于液压挖掘机上的能量回收。

近年来提出的混合动力驱动为液压挖掘机回收能量的储存提供了条件。特别是随着电容和电池比功率和比能量的提高, 使其成为液压挖掘机能量回收的一种主要蓄能元件。

比较典型的混合动力液压挖掘机能量回收方案如图 1 所示^[5], 利用电池和电容作为蓄能元件, 采用了两种能量回收方法。

(1) 回转机构的能量回收。回转机构由变频电动机直接驱动, 减速制动时, 制动能通过电动机转化为电能储存在电池或电容当中。此能量回收方案与当前混合动力汽车的能量回收方法相同^[6]。

(2) 动臂液压缸的能量回收。如图 1 所示, 液压缸的两腔分别与一大一小两只泵/马达相连, 当液压缸下行或制动时, 其惯性能和重力势能转变为液压能, 驱动泵/马达旋转, 带动电动机反转发电, 并

将电能储存在电池或电容当中。

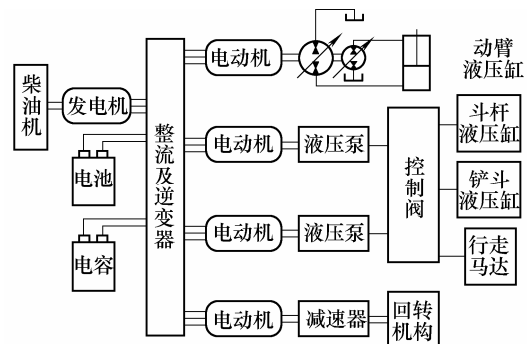


图 1 混合动力液压挖掘机能量回收方案

上述动臂液压缸的驱动和能量回收存在如下几个特点。

- (1) 整个驱动和回收系统比较简单, 相应的控制策略也较为简便, 便于能量回收的实现。
- (2) 在工作过程中, 由于液压缸的频繁换向, 需要电动机频繁正反转驱动, 不仅会造成能量的额外损耗, 而且还会影响电动机的寿命。
- (3) 泵/马达的进出油流方向频繁变化, 无法安装管道滤清器, 需单独设置油滤设备。
- (4) 泵/马达元件通用性较差, 需单独进行产品开发。

本文提出在执行元件回油路上采用独立液压马达进行能量回收的节能方案, 不仅可以利用常规液压马达回收执行机构的重力势能和惯性能以达到节能降耗的目的, 而且有利于油液的过滤和电动机寿命的提高。

1 液压马达能量回收的基本工作原理

在混合动力系统中, 发动机的工作点被控制在

高效区内。当负载变化时，其输出能量的盈余和不足需要由电池或电容来平衡。该电池或电容同时也成为液压马达能量回收的蓄能元件。

如图 2 所示将液压执行元件的回油通向一液压马达，通过控制液压马达的流量，调节在执行元件的回油腔形成的背压 p_1 ，控制液压执行元件的运行速度 v_c 。当液压缸减速制动时，忽略其泄漏和有杆腔的压力 p_2 ，则

$$p_1 = \frac{\beta_c}{V} \int (A_1 v_c - \omega_m D_m) dt \quad (1)$$

$$m \dot{v}_c + b_c v_c = -p_1 A_1 - F_f \quad (2)$$

式中 V —— 液压缸与马达之间容腔的容积

p_1, A_1 —— 液压缸无杆腔压力和有效工作面积

β_c —— 液压油的弹性模量

D_m, ω_m —— 液压马达的排量 and 角速度

F_f —— 液压缸活塞的摩擦力

b_c —— 液压缸活塞及负载的粘性阻尼

m —— 液压缸活塞及负载折算到活塞杆上的总质量

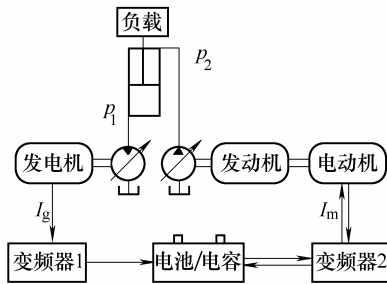


图 2 液压马达能量回收原理图

回收液压马达驱动发电机发电，电能经变频器 1 整流并储存在电池或电容当中，其发电电流

$$I_g = (D_m p_1 - J \dot{\omega}_m - b_m \omega_m - T_f) \omega_m / U_o \quad (3)$$

式中 J —— 发电机和液压马达的总转动惯量

b_m —— 发电机和液压马达的粘性阻尼系数

U_o —— 电池或电容的工作电压

T_f —— 摩擦力矩

$$U_o = \frac{\int (I_b + I_g - I_m) dt}{C} \quad (4)$$

式中 I_b —— 电池或电容的放电电流

I_m —— 电池或电容通过变频器 2 输给电动机，与发动机共同驱动负载的工作电流

C —— 节点容量

$$I_b = (U_{oc} - U_o) / R_{int} \quad (5)$$

式中 U_{oc} 和 R_{int} 分别为电池的开路电压和内阻，是荷

电状态 S_{oc} 的函数。

$$I_m = (P_p - P_E) / U_o \quad (6)$$

式中 P_p 和 P_E 分别是液压泵所需驱动功率和发动机的输出功率。

2 液压马达能量回收的仿真研究

图 3 为采用液压马达对某液压挖掘机进行能量回收的仿真系统图。

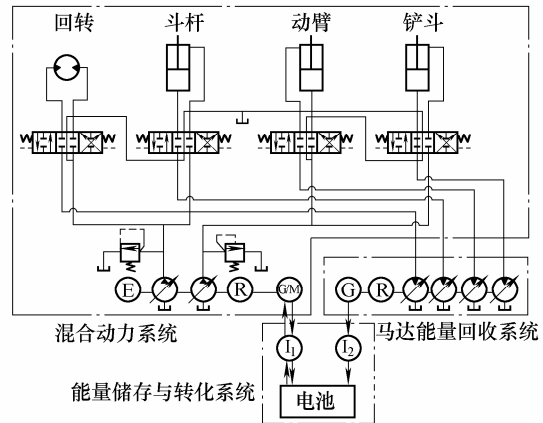


图 3 液压马达能量回收仿真系统图

如图 3 所示，左侧为双泵驱动的混合动力液压挖掘机简化系统，其 4 个执行元件的回油没有直接回油箱，而是接到图右下方马达能量回收系统中液压马达的进油口。马达经减速器 R 带动发电机 G 发电，其电能经变频器 I_2 整流并储存在电池当中，系统需要时，电池中的电能释放出来经变频器输送给电动机 G/M，为发动机 E 提供辅助动力。

为了考察系统中各执行元件能量回收再利用的可行性和必要性，基于液压挖掘机能量回收的数学模型，利用 Matlab 软件对上述系统进行了仿真建模，其仿真模型如图 4 所示。

2.1 回收能量对比研究

图 5 所示为模拟混合动力挖掘机在空载情况下，经历一个挖掘工作周期(挖掘—旋转—卸载—抬起—旋回)各执行元件能量回收的仿真结果。分析表明：

(1) 4 个执行元件的总回收能占泵总能耗的 46%，可见马达回收对挖掘机能耗具有重要影响。

(2) 动臂和斗杆的回收能量约占总回收能的 79%，因此应该作为能量回收的主要目标。

(3) 回转系统回收的能量在总回收能当中仅占 4%，对系统的节能意义不很明显，考虑到回收的附加成本，应放弃这部分能量回收。

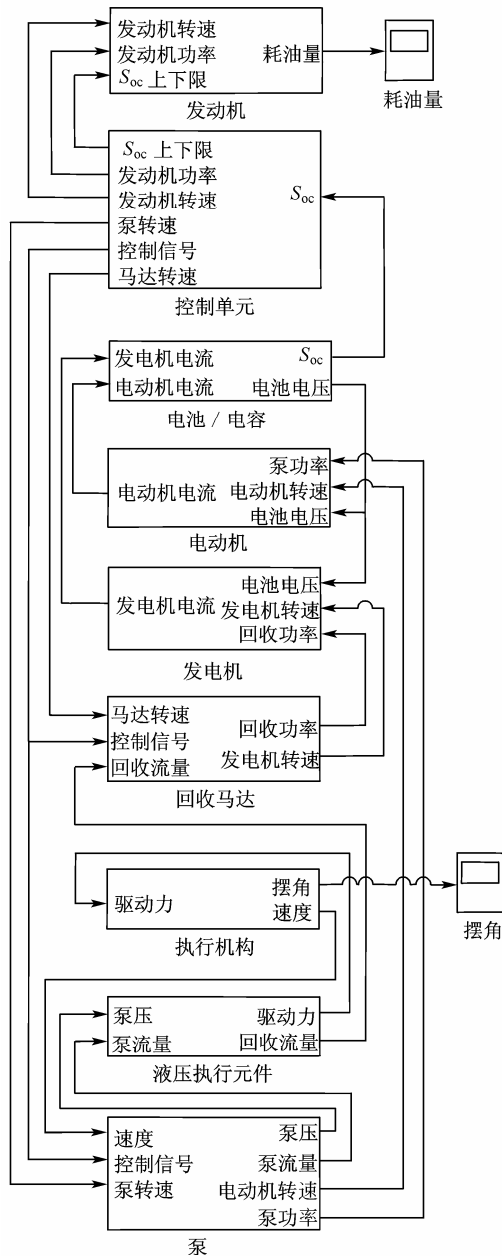


图 4 马达回收能量仿真模型

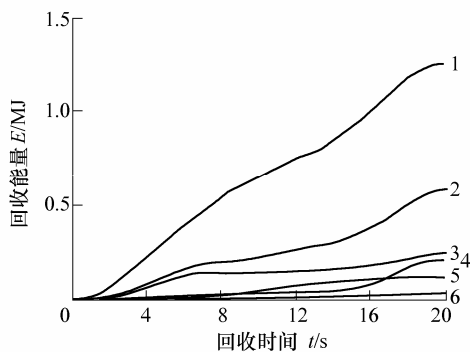


图 5 马达回收能量对比图

- 1. 泵总能耗 2. 总回收能 3. 斗杆回收能
- 4. 动臂回收能 5. 铲斗回收能 6. 回转回收能

仿真结果表明，斗杆液压缸的回收能量高于动臂液压缸的回收能量。这是由于斗杆液压缸和回转

马达是由同一台泵驱动，而回转的转动惯量比较大，致使泵压较高，采用马达能量回收之后，使得原本消耗在压力补偿阀上的能量被液压马达回收。可见，对于单泵驱动多执行元件的液压系统，马达能量回收可以获得较好的节能效果。在单泵驱动多执行元件的液压系统中，采用压力补偿阀来消除负载对各执行元件动作的影响。当负载大小差别较大时，压力补偿阀上的压力损失也较大。系统采用液压马达进行能量回收则可以取消压力补偿阀，利用液压马达进行压力补偿，提高了系统的工作效率。

2.2 油耗的对比研究

利用前述仿真模型，分别针对原始双泵系统、双泵混合动力系统和马达回收系统在一个挖掘工作周期当中的燃油消耗进行了仿真计算，其计算结果如表 1 所示。

表 1 系统油耗对照表

系统类别	发动机相对峰值功率 P_{Ep}	相对耗油率 R_{re}	相对耗油量 G_{re}
原始	1.00	0.542~1.000	1.00
并联	0.72	0.535	0.94
并联回收	0.50	0.516	0.62

注：本表数据为量纲一的量。

由表 1 中的仿真结果可见：

(1) 在并联混合动力的基础上采用液压马达能量回收方案，相对于原始液压挖掘机系统可节约燃料 38%。

(2) 单位功的耗油率在较低值下维持恒定，可以有效地提高系统尾气的排放质量。

(3) 发动机的装机功率可以降低 50%，有利于降低设备成本，或者在保持原装机功率的情况下可以大幅度提高系统的工作能力。

(4) 发电机的工作点对能量回收影响很大。发电机的高效区一般处于高速区，为了获得较高的回收效率，回收马达可以选择小排量的高速马达。在发电机和液压马达之间安装减速器也可以达到调节发电机工作点的目的，但这将加大设备的投入。

(5) 进出口独立调节有助于回收能量的提高。传统主控阀进出油口的调节是联动的，不适合于马达能量回收。进出口独立调节可以减少进出油口的压力损失，使液压马达能够最大程度回收能量。

3 液压马达能量回收的试验研究

为了研究液压挖掘机采用马达回收后的节能性能和对操控性能的影响，建立了液压挖掘机液压马达能量回收试验台，其试验系统原理如图 6 所示。

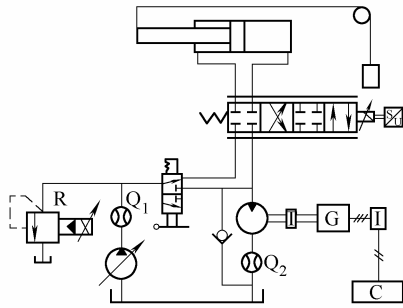


图6 液压挖掘机马达回收原理图

利用本试验台可以进行两方面的研究工作：能量回收性能研究和执行元件动作的操控性能研究。

3.1 能量回收性能研究

如图6所示，将二位三通阀切换到下工位，则泵的输出液压油经出口流量计 Q_1 计量之后一部分经比例溢流阀R溢流，另一部分通过驱动液压马达驱动发电机发电，电能经变频器I整流后储存在电容C当中。液压马达出口流量由流量计 Q_2 计量，输出转矩和转速由转矩转速仪T计量。

液压缸的活塞和活塞杆直径分别为80 mm和63 mm，液压马达排量为80 mL/r，发电机额定功率37 kW，电容器为400 V、12.5 F。试验过程中，液压泵设定排量45 mL/r，转速1 500 r/min。

(1) 静态试验。设定比例溢流阀的压力，调节发电机同步转速的控制信号，测定此时的发电电流、电容的电压、比例溢流阀R的压力、回收马达的流量、转矩和转速。利用上述数据计算出液压马达和发电机的工作效率，进而可以得到系统的回收效率如表2所示。

表2 液压马达能量回收的效率 %

回收压力 p_2 /MPa	发电机转速 n_g /(r·min ⁻¹)					
	100	200	300	400	500	600
5	6	40.8	53.6	55.7	55.3	51.2
10	8	48.9	57.0	61.6	63.1	60.4
15	1	43.8	57.4	63.2	65.6	65.4
20	1	33.3	51.1	58.2	61.0	62.2

由表2中的数据结果可知，系统的回收效率受发电机的转速和回收压力的影响很大。为了获得较高的回收效率，就要对液压挖掘机的实际工况进行统计分析，根据统计结果来选取合适的回收马达和发电机。

(2) 动态试验。液压挖掘机在实际工作当中其负载波动比较大，能量回收受实际工况的影响较大，因此应基于实际挖掘机工况进行挖掘机能量回收的动态性能研究。

选取某液压挖掘机实际工作过程中动臂液压

缸下放时无杆腔液压油的实测压力作为图6比例溢流阀R的控制压力，选取其无杆腔实测的出油流量作为液压马达的输入流量。试验中采用通过控制发电机的转速来控制液压马达的流量的方法。

图7为液压马达回收系统各部分功率的对比曲线。试验结果表明，从液压马达的入口到电容器端子的能量转换效率为51.6%，其中液压马达效率为71.8%，发电机的效率为72.4%。

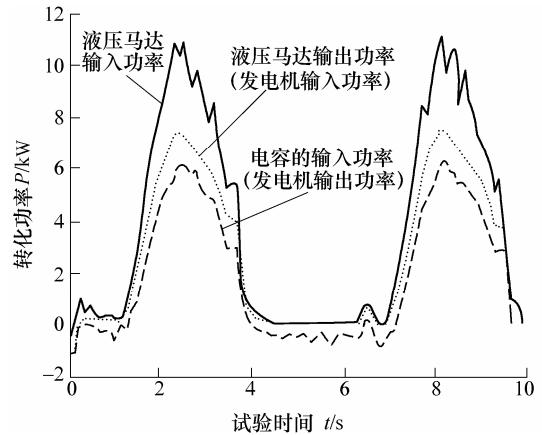


图7 液压马达回收的功率对比图

为了提高能量回收效率，应进行如下方面的工作。

(1) 提高液压马达的效率。试验中所采用的马达为通用的摆线液压马达，在给定的试验条件下其工作效率比较低。因此针对液压挖掘机能量回收的特殊需求，应选用效率较高的柱塞式液压马达或专门开发适合能量回收的液压马达。

(2) 改善发电机的工作。由于试验中所采用的摆线马达额定转速较低，使得与其同轴相联的发电机大部分时间工作在非高效区内，影响了其发电性能。因此在系统设计时应重视液压马达与发电机的参数匹配(如采用高速马达或安装减速器)，改善发电机的工作条件，提高发电机的工作效率。

3.2 操控性能研究

在液压马达能量回收系统中，执行元件的速度控制是通过控制发电机转速来实现的，如图8实线所示。

如图8虚线所示，马达回收的操控性能受三方面因素的影响：液压执行元件的外部载荷、液压执行元件和回收马达的泄漏以及发电机的速度刚度。

马达回收的操控性能主要体现在速度控制性能和抗干扰性能两个方面。

3.2.1 速度控制性能

速度控制性能是指执行元件运行速度与控制系统目标速度的符合程度。一方面表现在执行元件对缓变信号的跟随性能，另一方面表现在执行元件

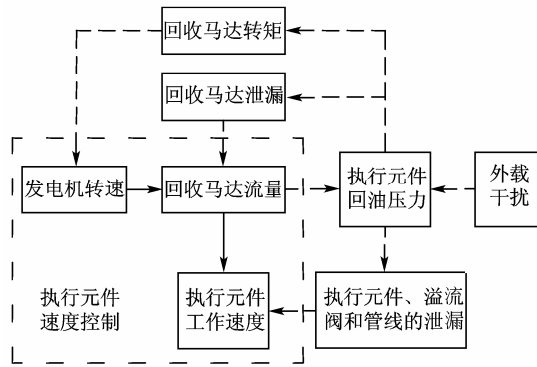


图 8 马达回收的速度控制及其影响因素

对瞬变信号的响应性能。

(1) 缓变信号跟随性能。在图 6 所示系统中,使二位三通阀处于当前工位。首先向伺服阀发出控制指令,使其处于左工位,液压缸左行提起重物,同时向变频器发出控制指令使发电机起动。由于此时液压缸有杆腔回油,液压马达入口处会产生真空,因此单向阀打开为其补油。

当位移传感器测得液压缸活塞运动位移达到设定值时,伺服阀换向,在重物的拉力作用下液压缸活塞被拖动右行,无杆腔液压油通过液压马达驱动发电机发电,液压缸回程运动速度通过控制发电机的转速来控制,液压泵的多余流量经比例溢流阀 R 溢流。

图 9 为经过归一化处理后的发电机控制信号、发电机转速和液压缸速度的实测曲线。

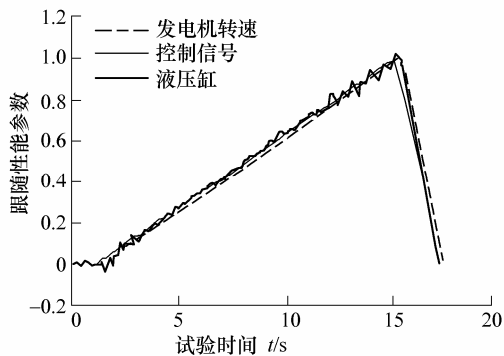


图 9 液压马达回收的跟随性能归一化试验曲线

由图 9 可见:① 除加速启动阶段有一 0.6 s 的延时以外,液压缸和发电机对控制信号都具有较好的跟随性。启动延时是由于静摩擦力和转动惯量引起的,为了减小启动延时,回收系统的最小转速应大于 0,且应选用小转动惯量元件。② 加速阶段液压缸速度出现了轻微的波动,而减速时速度变化比较平滑。分析表明,加速段的波动是由于回收马达加速时造成吸油腔压力脉动而引起的,可以通过马达入口处增设补油系统进行改善。③ 控制信号呈线

性变化时,发电机转速和液压缸速度的变化都具有较好的线性度,便于系统控制策略的制定。

(2) 瞬变信号的响应性能。系统对瞬变信号的响应可以分为两种情况。一种是瞬间加速响应。在这种情况下,其响应性能主要受负载、惯性和动力提供能力的影响,而不受回收系统的影响。另一种是瞬间减速响应,即制动性能。在系统能力范围内,给定发电机一最大转速控制信号,使液压缸获得最大的下放速度。系统稳定之后,向发电机发出制动指令,发电机和液压缸减速并停止运动。其归一化处理后的试验曲线如图 10 所示。

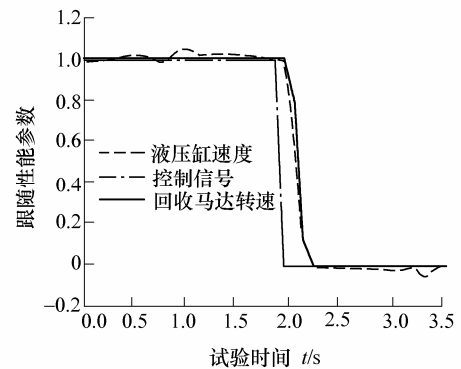


图 10 液压马达回收的制动性能归一化试验曲线

由图 10 可见,液压缸的制动仅存在 0.3 s 的滞后,且液压缸对发电机的跟随性较好。

制动的滞后是由于发电机的响应较慢引起的。为了进一步提高其响应性能,可以从如下两方面进行改进:① 减小回转元件的转动惯量。由于回收机组(包括发电机、液压马达、联轴器等)转动惯量较大,致使加减速时间较长,因此在实际应用中可采用小转动惯量元件以提高系统的响应速度。② 回收元件选用变量马达。由于液压马达的变量机构的惯性较小、响应较高,通过液压马达转速和排量协同调节,可以获得较高的响应速度。

3.2.2 抗干扰性能

系统抗干扰性能是指执行元件工作速度不受外载变化影响的能力。在本系统中,由于采用了容积调速,抗干扰性能主要受以下两方面的影响。

(1) 液压系统的泄漏(包括液压执行元件、溢流阀、管线和回收马达的泄漏)。在液压系统中无法消除泄漏,但可以通过改善控制策略和提高元件的性能来减少泄漏,以达到提高系统抗干扰性能的目的。

(2) 发电机的速度刚度。外载的变化通过液压系统以转矩变化的形式作用在发电机上,从而将导致发电机转速的变化,最终通过流量的变化引起执行元件运动速度的变化,如图 11 所示。

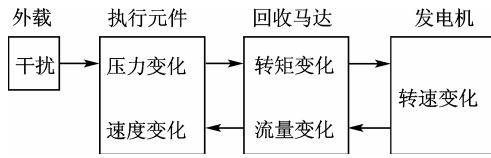


图 11 发电机速度刚度对抗干扰性能的影响

为了考察发电机转速受外载的影响情况，开展了如下两方面的试验研究。

(1) 缓变负载对发电机转速的影响。分别设定发电机的同步转速为 100、200、300、400 和 500 r/min，在 10 s 试验期间内，将液压马达的入口压力从 2 MPa 提升到 16 MPa，依次绘出发电机在测试期间转速变化和系统压力的变化曲线如图 12 所示。

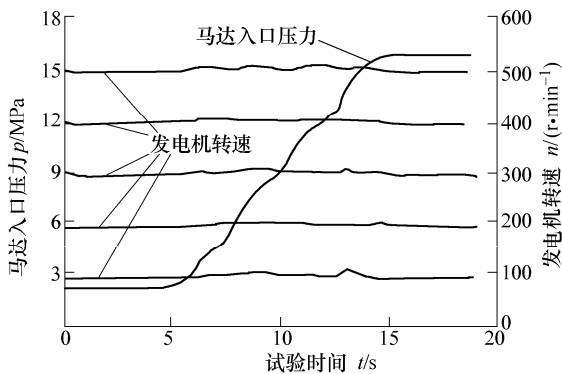


图 12 发电机转速和系统压力的变化曲线

由图 12 可见，在 14 MPa 的压力变化范围内，发电机的速度变化仅为 10~15 r/min，且随转速的升高速度变化量变小。由于试验条件的限制，最高转速 500 r/min 情况下，其转速变化率仅为 2%。如果选用高速马达，转速变化率会更低。当压力停止变化后，发电机转速又恢复为原来转速。可见发电机有很大的速度刚度和很好的静态性能，速度缓变情况下对精细操作不会产生明显的影响。

(2) 阶跃负载对发电机转速的影响。保持发电机同步转速设定值不变，给液压马达的入口一个压力阶跃，5 s 后再次给出一个相反的阶跃，发电机的转速变化情况如图 13 所示。

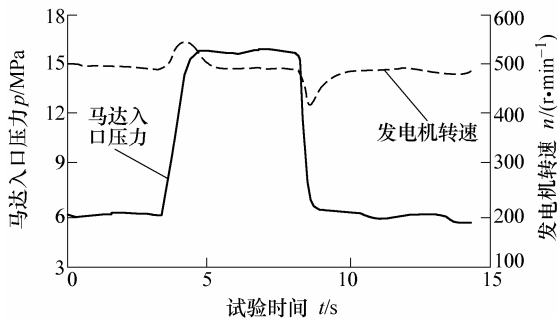


图 13 发电机转速和马达入口压力对阶跃外扰的响应

由图 13 可见，发电机在受到压力阶跃干扰时，其转速也会产生一瞬间波动，转速 500 r/min 时波动率为 15%；干扰停止后，转速在 1.5 s 内恢复到设定值。可见系统受冲击干扰时，发电机会有一定的速度波动，但可以自动调节回到原设定转速。

综上所述，由于发电机自身采用了闭环控制，转速偏离设定值时能够自动调节并恢复到设定转速，具有较好的静态性能和较大的速度刚度。因此提高系统抗干扰性能的关键是提高液压元件的性能、减少泄漏、选用高速马达和提高发电机转速闭环的响应速度。

4 结论

(1) 提出了利用独立液压马达对混合动力液压挖掘机液压执行元件的回油进行能量回收的节能方案。

(2) 液压挖掘机采用液压马达能量回收可以获得较好的节能效果，其中动臂和斗杆液压缸可回收能量在总回收能量中所占比例较大，应该作为能量回收的主要对象。

(3) 建立了马达能量回收试验台。对液压挖掘机动臂模拟液压缸的液压马达回收能量转化性能和操控性能进行了试验研究。试验研究表明，液压挖掘机采用液压马达进行能量回收，并通过控制发电机的转速来控制执行元件的运动速度是可行的，且具有较好的操控性能和节能效果。

参 考 文 献

[1] MORGAN G H. Hydraulic drive with regeneration circuit[P]. US6438951, 2001-05-09.

[2] HAJEK J. THOMAS J. TRIFFAUX V. Hydraulic system with an actuator having independent meter-in meter-out control[P]. US6691604, 1999-09-02.

[3] 徐兵, 欧阳小平, 杨华勇. 配置蓄能器的变频液压电梯节能控制系统[J]. 浙江大学学报(工学版), 2002, 5(36): 521-525.

[4] 姜继海, 赵春涛, 孟兆生. 二次调节静液传动在城市公交车辆驱动中的节能技术研究[J]. 中国机械工程, 2001, 3(12): 270-272.

[5] 南條孝夫, 今西悦二郎, 鹿兒島昌之. ハイブリッドシヨベルの作業時動力シミュレーション[C]//Proceedings of JSAE, 名古屋, 2003, 20035617: 13-18.

[6] 罗玉涛, 俞明, 陈炳坤, 等. 电动车制动能量再生反馈控制研究[J]. 机床与液压, 2002(5): 162-164.