

P2 混联式混合动力汽车的液压控制系统设计

孙希岗^{1,2}, 何海龙²

(1. 开封技师学院 汽车工程系, 河南 开封 475000;
2. 河南理工大学 电气工程与自动化学院, 河南 焦作 454000)

摘要: 针对混联式混合动力汽车能量利用效率低, 动力传递损耗大的问题, 对混联式混合动力汽车的液压控制系统进行了研究; 进行了离合器动力学、安全阀状态及液压控制系统中的流体力学分析; 采用工况分析与参数化设计理念, 对 P2 混联式混合动力汽车的液压控制系统进行了设计研究, 该设计的独特之处在于改变了汽车不同工作模式的切换方式; 经过实验测试, 液压控制系统压力设置为 3 MPa, 润滑阀通径为 14 mm, 平衡弹簧刚度为 4.5 N/mm, 节流孔直径为 1.2 mm 时, 完全开启后安全阀压力可稳定在 16 bar, 且该控制系统利用离合器即可完成工作模式的切换, 有效提高了汽车的能量利用效率, 并降低了动力传递过程中的损耗; 研究设计的液压控制系统实现了新能源汽车驾驶体验的提升及汽车的节能减排。

关键词: 汽车; 混合动力; 液压控制系统; 离合器; 安全阀

Design of Hydraulic Pressure Control System of P2 Hybrid Electric Vehicles

SUN Xigang^{1,2}, HE Hailong²

(1. Automotive Engineering Department, Kaifeng Technician College, Kaifeng 475000, China;
2. School of Electrical Engineering and Automation, Henan Polytechnic University, Jiaozuo 454000, China)

Abstract: In response to the low energy utilization efficiency and high power transmission loss of hybrid electric vehicles, the hydraulic control system of hybrid electric vehicles was studied. A fluid dynamics analysis was conducted on the clutch dynamics, safety valve status, and hydraulic control system. The hydraulic control system of P2 hybrid electric vehicles was designed and studied by using the working condition analysis and parametric design. The unique feature of this design was that it changed the switching mode of different working modes of the vehicle. After experimental testing, when the hydraulic control system pressure was set to 3 Mpa, the lubrication valve diameter was 14 mm, the balance spring stiffness was 45 N/mm, and the throttle leakage diameter was 1.2 mm, the pressure of the safety valve could stabilize at 16 bar after fully opened, and the control system utilized the clutch to achieve the switching of the working mode, effectively improving the energy utilization efficiency of the car and reducing loss during power transmission. The designed hydraulic control system improves the driving experience of new energy vehicles, and achieves energy conservation and emission reduction.

Keywords: automobiles; hybrid power; hydraulic control system; clutch; safety valve

0 引言

随着人们生活水平的提高和对更高生活品质的追求, 汽车已经逐渐成为许多家庭的标配。汽车产品的多样化不仅丰富了市场, 还在很大程度上满足了消费者在不同场合下的使用需求, 从经济型小轿车到豪华车, 再到新能源和智能汽车, 产品种类应有尽有^[1-2]。汽车产业的迅猛发展不仅推动了相关制造业和服务业的繁荣^[3]。汽车保有量的快速增加也导致大气污染日益严重, P2 混联式混合动力汽车的传动系统是一种先进的汽车动力系统, 结合了传统内燃机和电动机的优势, 可降低汽车尾气排放^[4-5]。但其仍存在能量利用效率低, 动力传递损耗大的问题。

运动控制系统的仿真测试较为复杂, 导致许多硬件测试成本较大, 唐查强等人^[6]针对该问题, 提出了一种基于

比例积分微分 (PID, proportion integration differentiation) 数学模型推导的液压控制仿真方式。结果显示, 该方法可有效提高仿真系统的模拟结果, 降低了测试成本。Lü 等人^[7]为了提高机器人控制系统精度, 提出了一种基于阀泵协调液压控制设计思路。结果显示, 采用该方法可有效提高液压控制系统的控制精度, 并提升机器人液压控制系统的使用寿命。

混合动力汽车的液压控制系统主要用于传动系统的能量转换和传递。可以将发动机产生的动力通过液压方式转换成电能, 或者在需要时将存储的电能转换回机械能以驱动车辆, 是影响混合动力汽车动力系统能量利用效率与动力传递损耗的主要系统。因此, 为了改善混合动力汽车的驾驶体验, 提高混合动力汽车的能量利用效率, 研究采用

收稿日期: 2024-05-21; 修回日期: 2024-06-03。

作者简介: 孙希岗 (1985-), 男, 大学本科, 助理工程师。

引用格式: 孙希岗, 何海龙. P2 混联式混合动力汽车的液压控制系统设计[J]. 计算机测量与控制, 2024, 32(8): 209-214, 221.

动转为串联驱动、发动机驱动转为纯电驱动及并联驱动转为纯电驱动 4 种。该类工作模式的切换中, 离合器的断开是为了将发动机从汽车行驶动力中去除, 使发动机处于待机状态或使其动力不参与汽车驱动, 仅作为电机发电动力。第三类工作模式的切换中离合器状态保持不变, 其工作模式的切换仅包括纯电工作切换为串联驱动, 以及发动机工作切换为并联驱动^[15]。上述 3 种工作模式切换类型中, 第一类与第二类工作模式切换均会改变离合器的工作状态, 离合器状态改变时, 会导致汽车出现一定的冲击, 降低汽车驾驶中的舒适性。滑摩功及冲击度是评估汽车工作模式切换性能的常用指标, 冲击度^[16]计算见式 (1):

$$j = \frac{1}{\delta m} \frac{i_0 i_1 \eta}{r_d} \frac{dT_c}{dt} \quad (1)$$

式中, j 为汽车切换工作模式时的冲击度, m 为汽车整体的质量, δ 为车辆旋转质量的转换系数, r_d 为汽车轮毂半径, η 为传动效率, i_0 表示汽车工作模式切换中的主减速比, i_1 为汽车工作模式切换中的传动比, $\frac{dT_c}{dt}$ 为离合器状态切换中扭矩的传递变化率。离合器状态改变时产生的冲击度是由滑摩擦过程中的扭矩扰动导致的, 控制汽车离合器状态改变时滑摩阶段的扭矩扰动幅度, 可有效控制冲击度的大小。滑摩擦^[17]的计算见式 (2):

$$W = \int_{t_0}^{t_1} T_c (\omega_e - \omega_c) dt \quad (2)$$

式中, W 为汽车切换工作模式时的滑摩擦, t_1 为汽车滑摩擦结束的时刻, t_0 为离合器接合的时刻, T_c 为离合器传递扭矩, ω_e 为发动机的转动角速度, ω_c 为离合器从动部分的角速度。滑摩擦的大小与离合器滑摩时间直接相关, 但盲目缩短滑摩时间会导致冲击度大幅增加。设计液压控制系统时, 需要平衡冲击度与滑摩功的大小。液压系统的工作状态在不同的工作模式下, 有不同的状态。根据不同的情况选择合适的工作模式, 是混联式混合动力汽车实现节能减排的主要原因, 液压控制系统是实现工作模式切换的控制系统。液压控制系统的关键部件包括离合器、液压阀及液压泵。离合器在汽车行驶中的主要作用是将发动机与动力传递系统连接起来。液压控制系统可通过施加一定的压力实现离合器状态的控制。离合器在工作过程中, 需要的压力与其在传动过程中传递转矩的关系如式 (3) 所示:

$$P = \frac{12\beta T A_0}{\pi f Z D^3 (1 - c^3) A} \quad (3)$$

式中, P 为离合器工作状态下的压力, β 为离合器后备系数, T 为离合器传递的转矩, A_0 为摩擦片的受力面积, f 为摩擦片的摩擦系数, Z 为摩擦面数, D 为摩擦片外径, c 为摩擦片的内外径之比, A 为离合器活塞面积。离合器在工作阶段可分为空行程、滑摩、接合 3 个阶段。空行程阶段离合器处于断开状态, 发动机与动力传递系统处于分离状态。滑摩阶段离合器处于接合状态, 但由于离合器从动部分的惯性原因, 发动机与动力传递系统处于连接状态, 但不存在动力传递, 也是汽车奇幻工作状态时产生冲击的

主要原因。接合阶段的离合器已完全接合, 发动机与动力传递系统处于连接状态, 且存在动力传递。液压控制系统控制离合器的状态的变化是通过控制系统提供压力, 使离合器油缸迅速充油, 实现发动机转矩的传递^[18]。因此, 离合器的目标流量可直接以式 (4) 进行计算:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (4)$$

式中, t 为离合器进入滑摩状态的最小时间, Q 为离合器的最大目标流量, V 为离合器液压油体积。液压阀包括液控换向阀、开关电磁阀及节流孔。液控换向阀通过改变油液流向控制离合器接合或断开。车辆模式切换时, 通过电磁阀改变油压, 推动阀芯移动, 使换向阀切换工作状态, 使离合器由接合状态转变为分离状态, 或由分离状态转变为接合状态, 改变现有工作模式下的动力传递链路, 实现工作模式的切换, 两位三通液控换向阀即可完成上述任务。电磁阀用于控制离合器的接合与断开, 对油压的线性和控制精度要求较高, 需要确保操作的精确性。研究在设计开关电磁阀时, 将工作频率设置为 50 Hz, 最大油压设置为 2 MPa, 采用 PWM 脉宽进行调制。润滑冷却系统中的直动式溢流阀, 其基准油液压力随溢流量增加而增大。润滑阀中的压力与流量之间的关系, 会受到溢流阀内径大小及阀门内弹簧刚度的影响, 设计时需考虑这两参数的影响以确保系统性能。润滑阀在工作状态中的力学变化^[19]如式 (5) 所示:

$$\Delta P \cdot \frac{\pi}{4} D_L^2 = Kx + \rho \frac{Q_f^2}{\pi D_L (x - x_0)} \quad (5)$$

式中, ΔP 为润滑阀的基准压力, D_L 为润滑阀通道内径, Q_f 为润滑阀溢流量, x 与 x_0 为润滑阀在关闭与开启时的压缩量, K 为弹簧刚度, ρ 为液压油密度。式 (5) 左侧压力大于右侧压力时, 润滑阀开启, 反之则关闭。液压泵是液压控制系统的动力来源, 设计液压控制系统时, 需要考虑系统排量、容积效率及压力参数。离合器是液压控制系统与汽车中的关键部件, 需要良好的抗压能力, 研究压力参数设置为实际工作压力的两倍。泵轴转动一周时, 产生的油液体积变化就是排量, 这决定了泵的流量。确定排量需考虑液压系统的流量需求, 以满足离合器控制回路和润滑冷却系统的油液需求, 实现动力传递和降温。液压控制系统的容积效率是用于反映容积损失的, 如式 (6) 所示:

$$\eta_v = 1 - \frac{k\rho}{Vn} \quad (6)$$

式中, η_v 为容积效率, V 为液压泵排量, n 为液压泵转速, k 为泄漏系数, ρ 为输出压力。

2 液压控制系统模型建立

完成混联式混合动力汽车的液压控制系统设计后, 研究采用 Matlab 仿真模拟软件, 对液压控制系统中各个模块进行模型建模, 并采用半实物仿真模拟的方式, 进行仿真模拟测试。液压控制系统中液压油的压力是利用阀芯进行控制, 对离合器进行建模分析时, 需要分析阀芯在开关闭合中的动力学、流体的阻力特性及节流孔的压力流量。阀

芯在液压控制系统中的运动是单自由度运动，其动力学方程如式 (7) 所示：

$$F_i = m_v \frac{d^2x}{dt^2} + (B_v + B_f) \frac{dx}{dt} + K_f x + N_x + F_0 \quad (7)$$

式中， F_i 为阀芯驱动力， m_v 为阀芯与阀内液压油质量之和， B_v 为阀芯在阀内的黏性摩擦系数， K_f 为稳态下的液压油动力刚度， B_f 为瞬态下的液压油动力阻尼系数， F_0 为阀芯的外部加载。阀内液压油在控制液压控制系统工作时，通常处于流动状态，液体在处于流动状态时会因为流体粘性导致摩擦力的产生。若流体的流动路径为非直线，还会在流动过程因为冲击产生回流与旋转，进一步增加流体运动阻力。流体在运动过程中，会因为各种不同的阻力导致流体能量损失。流体的运动状态根据流动特性可分为层流与紊流，层流状态下的流体状态稳定且不会相互干扰。紊流状态下的流体状态一直激烈变化，且毫无规律^[20]。不同的流动状态下的流体阻力是不同的，流体流动状态可通过雷诺系数进行判断，雷诺系数的计算需要阀内容积流量 Q ，阀内液压油的运动学粘度系数 ν ，液压油流动流体的直径 dh 及液压油在阀内通流的面积 A 进行计算^[21]，如式 (8)：

$$Re = \frac{|Q| \cdot dh}{A \cdot \nu} \quad (8)$$

节流孔在液压控制系统中主要用于调控液压油的油道与压力。节流孔根据其长度与直径的比值，可分为薄壁小孔与细长孔。流体在通过薄壁小孔时受到的阻力较小，可以实现较高的流速和较低的压力降。流体在细长孔内流动时受到的摩擦力较大，流速较慢，压力降也相对较高。细长孔常用于控制流体的流速和压力，以及实现流体的均匀分配^[22]。因此，在液压控制系统中通常采用薄壁小孔，液压控制系统中的液压油在流经节流孔时的流量计算见式 (9)：

$$Q = C_d a \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (9)$$

式中， Q 为节流孔流量， a 为节流面积， Δp 为节流孔前后压力差， C_d 为流量系数， ρ 为液压油密度。换向阀在离合器主要负责控制离合器的接合和分离，控制发动机动力的传递或切断。动力传递控制依靠控制液压油或气压的流向，来实现离合器的接合，从而将发动机的动力传递到传动系统。动力切断依靠改变液压油或气压的流向，使离合器分离，从而切断发动机与传动系统之间的连接。车辆行驶工作模式的切换需要改变离合器的接合状态。电磁阀由电磁线圈和可移动的阀芯组成。当电磁线圈通电时，产生磁场，吸引阀芯移动到一个特定位置，改变流体的流向。当电磁线圈断电时，阀芯在弹簧力的作用下返回到原始位置，恢复流体的原始流向。在研究设计的离合器控制系统中，电磁阀与换向阀相连。电磁阀的开关状态控制着液压油或气压的流向，进而控制换向阀的动作。实现离合器接合状态的控制。因此，研究在选择换向阀模块时，选用了两位三通液控换向阀。电磁阀的主要作用是推动换向阀做功，改变离合器的油道，辅助换向阀完成离合器的结合与断开，对电磁阀的连续性要求较高^[23]。脉冲宽度调制是一种广泛

应用于电机控制和电力电子领域的技术。其核心优势在于能够精确控制输出电压的有效值，通过调整脉冲的占空比来实现对电压或电流的控制。脉冲宽度调制技术具有响应速度快、控制精度高、系统稳定性好等特点。此外，脉冲宽度调制还具有较低的电磁干扰和良好的能效比，这使得它在节能和环保方面具有显著优势^[24]。因此，研究在设计开关电磁阀时，采用脉冲宽度调制方案进行设计。液压系统在运行过程中会产生热量，高温可能会损坏密封件，导致液压油泄漏。润滑冷却系统通过散热帮助维持系统在适宜的温度范围内，防止过热对液压油和系统组件造成损害。直动式溢流阀作为润滑阀具有设计简单，响应速度快的特点。由于其结构紧凑，安装和维护都相对简便，维护成本较低。且直动式溢流阀的高灵敏度使其在压力控制方面表现出色，能够精确地控制油液的流量，可以适应不同的工作压力需求，保证了润滑的连续性和一致性。在高负荷或长时间工作条件下，直动式溢流阀能够有效地防止油温升高^[25]。因此，研究采用直动式溢流阀作为润滑冷却系统中的润滑阀。直动式溢流阀的主要参数包括通径大小及弹簧刚度，润滑阀的受力情况如式 (10) 所示：

$$\Delta P \frac{\pi D_L^2}{4} = Kx + \rho \frac{Q_f^2}{\pi D_L (x - x_0)} \quad (10)$$

式中， ΔP 为润滑阀的基准压力， K 为弹簧刚度， ρ 为液压油密度， Q_f 为润滑阀的溢流量， x 为平衡弹簧压缩量， D_L 为润滑阀通径， x_0 为润滑阀开启时，弹簧的压缩量。式 (10) 左侧压力小于右侧压力时，润滑阀关闭，反之则开启。汽车液压控制系统的动力来自液压泵，而液压泵是靠发动机带动的。为了确保液压泵可以为液压控制系统提供足够的动力，在设计液压泵时需要考虑泵排量、容积效率及泵压。泵排量是指液压泵转动一周时，液压泵腔体容积变化排出的液压油体积。确定排量前，需要先确定整个系统所需的油液流量。泵压是液压泵在正常工作状态下持续运行的最大压力。研究设计的液压控制系统采用双泵结构，如图 3 所示。

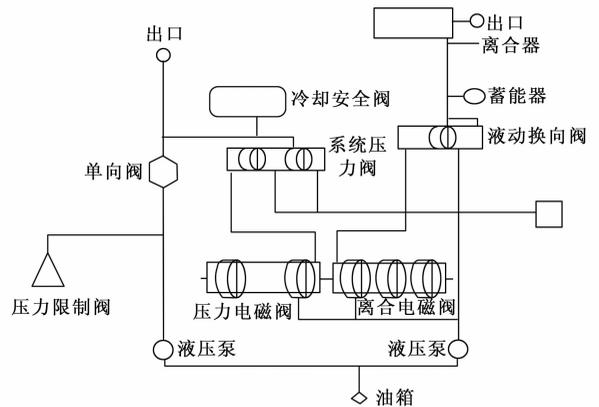


图 3 液压控制系统设计二维结构

汽车发动机开始工作后，机械油泵也会被带动。机械油泵做功的主要用途是离合器状态的调控，其余做功用于带动液压控制系统的冷却润滑。发动机处于待机状态，电

机单独驱动时, 系统的冷却润滑由另外一组电机单独驱动的润滑冷却系统进行调控。随着液压控制系统使用时间的增加及本身的使用损耗, 会逐渐出现泄漏或液压油体积压缩等情况, 这些情况均会导致控制系统出现容积损失。由于液压控制系统中的流体为层流状态, 其泄漏损失与泵压呈正相关。液压泵压力越高, 泄漏系数就越高, 液压泵的排量就会越小, 泵轴的转速就会越低, 容积效率就越低。因此, 可通过容积效率表示液压控制系统的容积损失^[26], 如式 (11) 所示:

$$\eta_v = 1 - \frac{k\rho}{Vn} \quad (11)$$

式中, η_v 表示容积效率; k 表示泄漏系数; ρ 表示液压泵排量; V 表示泵压; n 表示液压泵泵轴转速。液压控制系统是通过调整系统中液压油的压力与流量, 对系统中各个部件的状态进行调控^[27]。在研究设计的液压控制系统中, 可以通过改变离合器的工作状态, 实现多种工作模式的切换, 因此, 研究仅针对离合器模块进行了仿真分析。汽车离合器是连接发动机与变速器的关键部件, 通过主动与从动部分的摩擦作用或油液介质实现结合与分离, 保证平稳起步与顺畅换挡。摩擦片是核心零部件, 其性能直接影响扭矩承载能力和变速器寿命。摩擦片的材料、涂层、密度、类型、厚度和设计需精心选择, 以应对高负荷、高温环境并保证可靠性。离合器的工作阶段分为空形成、阻力克服、速度增长、同步接合 4 个阶段。对离合器模块进行建模分析时, 需要分析其活塞的受力情况, 活塞中的受力平衡如式 (12) 所示:

$$M_L \frac{d^2 x_L}{dt^2} = P_L \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) - K_{LS}(x_L + x_{L0}) - B_{LC} \frac{dx_L}{dt} - 4ab\pi(d_2 - d_1)P_L \quad (12)$$

式中, M_L 为活塞与弹簧的质量之和, x_L 为活塞的位移量, a 为密封环的阻尼系数, B_{LC} 为粘性阻尼系数, b 为密封环宽度, P_L 为离合器油缸的压力。离合器的动力学模型可分为主动部分与从动部分, 主动部分的动力学方程如式 (13) 所示:

$$J_e \omega_e + B_e \omega_e = T_{ed} - T_d \quad (13)$$

式中, J_e 表示主动部分的转动惯量; ω_e 表示离合器主动部分的角速度; B_e 表示发动机粘性阻尼系数; T_{ed} 表示发动机的动态输出转矩。从动部分的动力学方程如式 (14) 所示:

$$J_p \omega_p + B_p \omega_p = T_{cl} - T_l \quad (14)$$

式中, J_p 表示从动部分的转动惯量; ω_p 表示从动部分的角速度; B_p 表示从动部分等效阻尼系数; T_{cl} 表示从动部分的负载转矩。

3 液压控制系统仿真实验设计及结果分析

3.1 实验环境及实验设计

研究对液压控制系统进行仿真测试时, 以 AMESim 软件构建了一个液压控制系统模型。该软件中的物理模型较为丰富, 直接筛选不同部件的模型进行拼接并调整相应参

数即可完成液压控制系统的模型建立。实验设备使用的 CPU 为 AMD Ryzen 9, GPU 为 NVIDIA GeForce RTX 3080, 设备内存为 32 GB DDR4 RAM, 设备操作系统为 Windows 10 64 bit。研究设计的半实物仿真平台如图 4 所示。

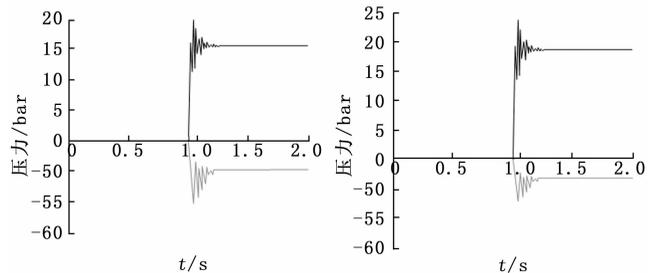


图 4 半实物仿真实验平台

研究设计的半实物仿真平台由计算机及模拟控制系统组成, 模拟控制系统中包括液压控制系统中的安全阀、换向阀两部分, 其余模块均为 Matlab 人、平台中的数字模型。安全阀是液压控制系统中, 用于调节控制系统压力与流量的关键部件, 换向阀是调节液压油流向的关键部件。研究首先对安全阀的压力与流量进行了分析, 再对调压回路的泄露进行了仿真分析。在对安全阀流量进行分析时, 研究将液压油流入时的流量设置为正, 流出时设置为负。

3.2 液压控制系统仿真结果分析

安全阀的压力与压力及换向阀的阀芯位移情况分析如图 5 所示。图 5 (a) 为研究设计的液压控制系统中, 安全阀的流量与压力变化曲线, 可以看到, 在仿真测试开始 1 s 后, 安全阀阀口开启时, 压力为 16 bar 左右, 且安全阀的压力会随着阀口的开启发生大幅波动, 最高压力可达到 20 bar, 最小压力为 11 bar 左右, 完全开启后安全阀压力也稳定在 16 bar。阀口关闭时, 溢流阀内无液压油流入, 随着安全阀的逐渐打开, 溢流阀内的液压油向外溢出, 最高可达 -55 L/min, 阀门完全开启后, 安全阀流量稳定在 -50 L/min。图 5 (b) 为传统混联式混合动力汽车液压控制系统中, 安全阀的流量与压力变化曲线, 可以看到, 传统液压控制系统中安全阀的最大压力可达到 24 bar, 稳定后的安全阀压力也达到了 20 bar。



(a) 研究设计的安全阀压力及流量变化 (b) 传统设计的安全阀压力及流量变化

图 5 安全阀及换向阀的仿真测试结果

调压回路的泄漏状况分析如图 6 所示。从图 6 中可以看到,随着配合间隙的逐渐增加,系统的泄漏量也会逐渐增加,配合间隙为 0.01 时,最大泄漏量为 0.005 L/min 左右,最终可稳定在 0.002 L/min 左右。配合间隙为 0.005 时,最大泄漏量为 0.011 L/min 左右,最终可稳定在 0.008 L/min 左右。最大泄漏量增加约 0.006 L/min,稳定后的泄漏量增加与最大泄漏增量一致。

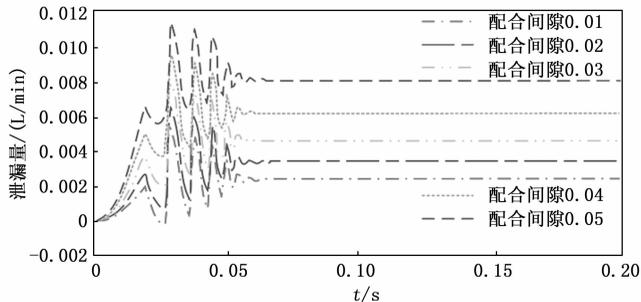


图 6 系统泄漏动态曲线

4 结束语

为了提高混联式混合动力汽车的能量利用效率,降低其动力传递损耗,研究设计了一种利用离合器模块即可完成不同情境下的工作模式切换控制系统,并根据液压控制系统中各部件的工作状态,对部件参数进行设计优化。结果显示,相较于传统混联式混合动力汽车液压控制系统中的安全阀,研究设计的液压控制系统中的安全阀可将阀口最大压力降低至 20 bar,稳态下的阀口压力也可稳定在 16 bar。研究设计液压控制系统显著提升了系统的稳定性。研究设计的液压控制系统,可有效提高混联式混合动力汽车的能量利用效率与动力传递损耗,实现了汽车的节能减排,降低了汽车保有量增加导致的环境污染。冷却润滑模块是液压控制系统中的重要组件,但研究在对液压控制系统进行仿真建模分析时,未对研究液压控制系统中的冷却润滑模块进行建模分析,未来将进一步优化液压控制系统的建模仿真模拟分析。

参考文献:

- [1] 赵彤航, 王俊光, 田蜀东, 等. 混合动力轿车热泵系统 NVH 控制技术研究 [J]. 汽车工程, 2024, 46 (2): 337-345.
- [2] 齐春阳, 宋传学, 宋世欣, 等. 基于逆强化学习的混合动力汽车能量管理策略研究 [J]. 汽车工程, 2023, 45 (10): 1954-1964.
- [3] LUO Y, WU Y, LI B, et al. Optimization and cutting-edge design of fuel-cell hybrid electric vehicles [J]. International Journal of Energy Research, 2021, 45 (13): 18392-18423.
- [4] 焦 岗, 李雅静. 基于 RT 系统的高速液压缸测控系统设计 [J]. 计算机测量与控制, 2018, 26 (11): 85-88.
- [5] 陈家一, 高帷韬, 贾 璐, 等. 燃料电池汽车动力系统及管理策略研究进展 [J]. 中南大学学报 (自然科学版), 2024, 55 (1): 80-92.
- [6] 唐查强, 陈 奇, 侯庆伟, 等. 集成式电子液压线控制动系

统建模与仿真 [J]. 合肥工业大学学报 (自然科学版), 2024, 47 (4): 472-478.

- [7] LÜ L, CHEN Z, YAO B. Advanced valves and pump coordinated hydraulic control design to simultaneously achieve high accuracy and high efficiency [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2020, 29 (1): 236-248.
- [8] 张 灿, 申 升, 陈 凡, 等. 我国退役动力电池回收系统构建的问题分析与对策研究 [J]. 能源与环境, 2022, 44 (12): 147-152.
- [9] 赵斯力根, 王静远, 张晓明. 混合动力电动汽车构型优化设计方法研究 [J]. 兰州理工大学学报, 2024, 50 (1): 60-67.
- [10] PING L, TANG W, WANG T, et al. Performance analysis of magnetically geared permanent magnet brushless motor for hybrid electric vehicles [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2022, 8 (2): 2874-2883.
- [11] TANG X, JIA T, HU X, et al. Naturalistic data-driven predictive energy management for plug-in hybrid electric vehicles [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2020, 7 (2): 497-508.
- [12] 那 奇, 韩宝玲, 罗庆生, 等. 液压驱动型四足机器人电液伺服控制系统仿真建模与实验分析 [J]. 计算机测量与控制, 2015, 23 (10): 3398-3401.
- [13] 郭 斌, 李金成, 陈 虹, 等. 基于改进全局优化算法的轮毂液压力系统能量管理策略 [J]. 中国公路学报, 2020, 33 (8): 23-30.
- [14] XU Z, LIU Q, YAO J. Adaptive prescribed performance control for hydraulic system with disturbance compensation [J]. International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, 2021, 35 (8): 1544-1561.
- [15] 陈家一, 高帷韬, 贾 璐, 等. 燃料电池汽车动力系统及管理策略研究进展 [J]. 中南大学学报 (自然科学版), 2024, 55 (1): 80-92.
- [16] EHSANI M, SINGH K V, BANSAL H O, et al. State of the art and trends in electric and hybrid electric vehicles [J]. Proceedings of the IEEE, 2021, 109 (6): 967-984.
- [17] YANG C, ZHA M, WANG W, et al. Efficient energy management strategy for hybrid electric vehicles/plug-in hybrid electric vehicles; review and recent advances under intelligent transportation system [J]. IET Intelligent Transport Systems, 2020, 14 (7): 702-711.
- [18] HE H, WANG Y, LI J, et al. An improved energy management strategy for hybrid electric vehicles integrating multistates of vehicle-traffic information [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7 (3): 1161-1172.
- [19] SHI Q, HE L. A model predictive control approach for electrohydraulic braking by wire [J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2022, 19 (2): 1380-1388.
- [20] LYU L, CHEN Z, YAO B. Advanced valves and pump coordinated hydraulic control design to simultaneously achieve high accuracy and high efficiency [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2020, 29 (1): 236-248.

(下转第 221 页)