

变量泵控变量马达闭式液压系统效率模型建立与实验

王华帅¹ 刘荣升² 安章顺³ 耿冠杰⁴ 崔本涛⁵

(1. 河北科技工程职业技术大学机电工程系, 邢台 451002; 2. 河南工学院智能工程学院, 新乡 453003;
3. 中铁十一局集团第三工程有限公司, 十堰 442000; 4. 中国农业机械化科学研究院集团有限公司, 北京 100083;
5. 新乡航空工业(集团)有限公司, 新乡 453003)

摘要: 为明晰变量泵控变量马达闭式液压传动系统效率特性, 本文采用理论与实验测试相结合的方法, 系统研究其传动特性。采用集总阻力参数表征系统损失, 并以此建立传动系统效率模型。依托实验平台, 对模型各阻力参数特性进行辨识。基于所建效率模型, 预测了系统转差率、扭矩损失和传动效率等参数随负载特性的变化规律, 并通过实验验证了模型的有效性。同时, 探究了油液温度对系统效率特性的影响规律。研究结果表明: 所建模型可有效表征系统传动效率特性, 当负载扭矩在 20 ~ 40 N·m 时, 先泵后马达的顺序排量调节规律可获得最高传动效率, 最高可达 55%。此外, 在 40 ~ 70℃ 的油温区间内, 泵控工况下的系统效率随油温升高而增大, 而在马达控制工况下, 油温升高将降低系统效率, 且减小幅度随马达转速的升高而显著增大。本研究明确了该类液压传动系统的效率特性规律, 为设计合适的控制策略, 获得最佳驱动性能提供了一定的理论参考和工程支撑。

关键词: 变量泵; 变量马达; 闭式液压系统; 集总参数模型; 效率特性

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)21-0418-09

OSID:



Establishment and Experiment of Efficiency Model for Closed-loop Hydraulic System with Variable Displacement Pump and Variable Displacement Motor

Wang Huashuai¹ Liu Rongsheng² An Zhangshun³ Geng Guanjie⁴ Cui Bentao⁵

(1. School of Mechatronics Engineering, Hebei Vocational University of Technology and Engineering, Xingtai 451002, China
2. School of Intelligent Engineering, Henan Institute of Technology, Xinxiang 453003, China
3. China Railway 11th Bureau Group 3rd Engineering Co., Ltd., Shiyan 442000, China
4. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Group Co., Ltd., Beijing 100083, China
5. Xinxiang Aviation Industry (Group) Co., Ltd., Xinxiang 453003, China)

Abstract: Aiming to clarify the efficiency characteristics of the closed-loop hydrostatic system with variable pump controlled variable motor, the combined theoretical and experimental approach was adopted to systematically investigate the efficiency performance. The lumped resistance parameters were employed to characterize the system losses, based on which the system efficiency model was established. Through an experimental platform, the characteristics of each resistance parameter in the model were identified. Based on the established efficiency model, the variation laws of system parameters such as slip, torque loss and efficiency with load were predicted, and the validity of the model was verified by experiments. Meanwhile, the influence of oil temperature on the system efficiency characteristics was explored. The results showed that the established model can effectively characterize the drive efficiency of the system. When the load torque was with the range of 20 ~ 40 N·m, the sequential displacement adjustment strategy can achieve the highest drive efficiency, up to 55%. In addition, within the oil temperature range of 40 ~ 70℃, the system efficiency under pump control was increased with the rising of oil temperature, whereas under motor control, increasing oil temperature reduced the system efficiency, and the reduction magnitude became significantly larger with the increase of motor speed. The research result clarified the efficiency characteristics of this type of hydrostatic drive system, providing theoretical reference and engineering support for designing appropriate control strategies and achieving optimal driving performance.

Key words: variable pump; variable motor; closed-loop hydraulic system; lumped-parameter model; efficiency characteristics

0 引言

泵控马达闭式液压系统是一种优良的旋转驱动方式,具有驱动功率大、调速性能好、效率高、易实现过载保护等诸多优点^[1-2],被广泛应用在工业及工程领域,如工程车辆^[3-5]、特种运输车^[6]及农业机械^[7-9]等。变量泵控变量马达闭式液压系统作为该类驱动方式的典型代表,可通过分别调节泵转速、泵排量及马达排量,实现执行机构速度的灵活调节。然而,在设计工况中,泵/马达容积与机械效率的非线性衰减,负载匹配失衡等问题,导致系统综合效率远低于理论值,成为制约装备节能与绿色发展的关键瓶颈。为此,开展变量泵控变量马达闭式液压系统的效率特性研究,对于提升设备传动效率、降低能源消耗具有重要意义。

泵/马达作为闭式系统能量转换核心,其效率随压力、转速、油液温度的非线性变化是系统损耗的主要来源。刘永等^[10]针对变转速/变排量闭式系统,建立了泵/马达效率的多参数非线性模型,仿真实验对比了变转速和变排量控制的效率特性。Xu^[11]建立了变量柱塞泵泄漏的机理模型,分析了泵排量工况对轴向柱塞泵效率的影响,指出了变量泵总效率随着排量减小而显著下降。Huang 等^[12]构建了变转速变排量柱塞泵的机理模型,研究了压力脉动随排量和转速的变化规律,为变量泵结构优化设计提供了理论依据。Yang 等^[13]采用实验方法分析了变转速-变排量电液动力源的效率特性,为实现动力源的最优效率控制提供了理论参考。Rydberg^[14]采用机理分析与参数辨识相结合的方法,构建了柱塞泵/马达流量损失模型。Kumar 等^[15]和 Pandey 等^[16]分别使用功率键合图方法建立了泵控马达传动系统效率模型,并通过实验数据辨识损失系数,明确了系统效率随系统状态参数的变化关系。Manring^[17]构建了泵控马达系统效率模型,绘制了系统无量纲效率图谱,直观展示了系统效率随负载变化的趋势。上述研究深入分析了泵/马达元件及系统效率随负载的变化特性,但未对系统效率随泵/马达排量的变化特性展开深入研究,同时也未探究系统油液温度对系统效率特性的影响。

针对泵转速、泵/马达排量控制的相关控制策略也是影响系统效率的关键因素。Ge 等^[18]提出一种分段转速与连续排量相结合的控制方法,有效提升了电液动力源的节能效果。赵春江等^[19]通过构建发动机油门开度、变量泵排量与行驶速度的函数模型,制定了发动机转速与变量泵排量协同控制策略,在保证拖拉机巡航速度控制精度的同时,提高

了系统效率。Vanwalleghem 等^[20]提出了一种基于最小发动机转速策略的顺序逻辑控制器,其核心为:依据系统速度需求,先保持发动机最低转速,逐步增大变量泵排量至最大值后减小马达排量,最后再提高发动机转速。实验结果表明,该方法在保证速度控制精度的同时有效降低了燃油消耗。Backas 等^[21]以发动机燃油消耗最小为目标,利用泵/马达系统稳态方程建立最优控制器计算系统控制指令,实验结果表明,该方法有效提高了轮式装载机的效率。刘祺慧等^[22]以提高车辆燃油经济性为目标,提出了考虑泵/马达系统效率的控制策略,仿真和实验结果验证了所提方法的有效性。赵静一等^[23]通过顺序调节各变量泵/马达排量,使变量泵最大程度吸收发动机在其当前转速下的最大允许扭矩,进而提高发动机的燃油效率,实车实验验证了该策略的节能特性。Wang 等^[24]提出了基于最优系统压力的燃油消耗最优控制策略,在每个循环周期内求解最优压力对应的发动机转速和泵/马达排量,仿真结果验证了该策略的节能特性。Zips 等^[25]提出了一种基于优化的前馈与基于平面度的非线性补偿反馈相结合的扭矩控制方法,在满足轮式装载机驱动扭矩需求的同时提高了系统效率。上述文献均围绕泵/马达静液压驱动装备,以降低发动机燃油消耗为目标,开展发动机与泵/马达的控制策略研究,有效提升了静液压驱动装备的燃油经济性。但这些研究均仅从提高泵/马达系统与发动机的匹配度来提升系统效率,而对泵/马达系统本身的驱动效率未进行充分的考虑与深入研究。

因此,本文通过搭建变量泵控变量马达实验测试平台,采用集总参数法构建泵/马达系统效率模型,并基于该模型深入探究系统效率特性随泵/马达排量、负载及油液温度的变化规律,为制定系统控制策略、提高系统效率提供理论依据和工程参考。

1 泵控马达传动系统实验平台搭建

构建变量泵控变量马达传动系统实验平台,其原理及实物组成如图 1 所示,其主要组成元件的主性能参数如表 1 所示。图中,泵伺服驱动器接收上位机转速指令,随后控制泵伺服电机带动泵实现精确转速驱动。泵与马达的 AB 口首尾互相连接,构成两路闭式回路,即 A/B。调节泵比例电磁铁和马达比例电磁铁可分别调节泵和马达的排量,从而控制马达转速及旋转方向。马达伺服驱动器接收上位机的扭矩指令,控制马达伺服电机对马达输出轴进行精确扭矩加载,从而实现系统负载的模拟。为便于分析,将系统划分为泵控工况和马达控制工况,具

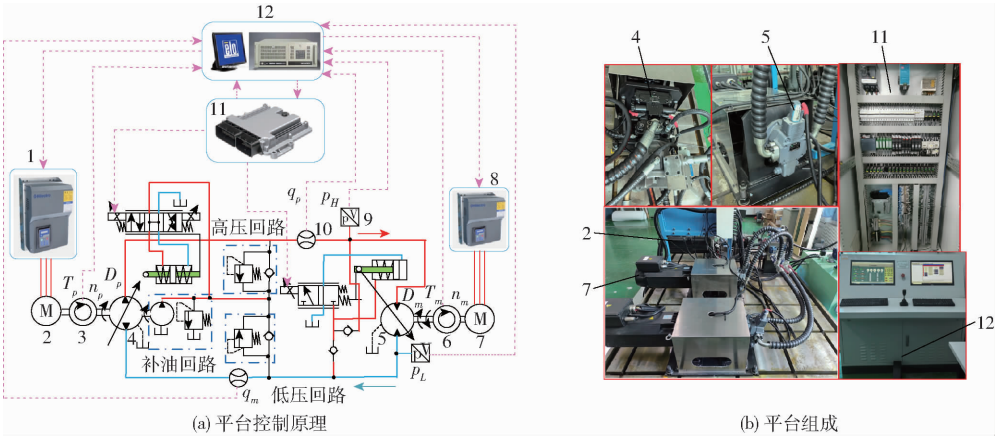


图1 泵控马达传动系统实验平台原理及组成

Fig.1 Principle and structure of pump-controlled motor experimental platform

1. 泵伺服驱动器 2. 泵伺服电机 3、6. 转速-扭矩传感器 4. 变量泵 5. 变量马达 7. 马达伺服电机
8. 马达伺服驱动器 9. 压力传感器 10. 流量传感器 11. PLC 控制系统 12. 上位机监控系统

表 1 实验平台主要元件性能参数

Tab.1 Main components characteristic parameters of experimental platform

序号	名称	型号	主要参数
1	泵伺服驱动器	海天驱动 Hi100-4132B0U00RC	额定功率 132 kW
2	泵伺服电机	海天驱动 HP12529-G402F-R1	额定功率 109 kW, 额定扭矩 260 N·m, 转速 500~4 000 r/min
3	转速-扭矩传感器	Interface T4-300NM	扭矩 0~300 N·m, 输出信号 0~10 V
4	变量泵	Rexroth A4VG40EP4	额定压力 40 MPa, 最大排量 40 mL/r, 控制电流 200~600 mA
5	变量马达	Rexroth A6VE28EP2	额定压力 40 MPa, 最大排量 28 mL/r, 控制电流 200~600 mA
6	转速-扭矩传感器	Interface T4-150NM	扭矩 0~150 N·m, 输出信号 0~10 V
7	马达伺服电机	Hi100-4075B0R00RC	额定功率 57 kW, 额定扭矩 110 N·m, 转速范围 0~5 000 r/min
8	马达伺服驱动器	海天驱动 HP11812-G502F-R1	额定功率 75 kW
9	压力传感器	HYDAC HDA4745-A-600-Y00	压力 0~40 MPa, 输出信号 4~20 mA
10	流量传感器	Hydrotechnik QT 110	流量 0~75 L/min, 输出信号 4~20 mA
11	PLC 控制系统	RC28-14	28 路 PWM, 14 路 DO
12	上位机监控系统	工控机+Labview	2GB 内存, 酷睿 i3

体地,泵控工况下,马达转速仅通过泵排量调节,马达排量保持最大值。在马达控制工况中,泵排量维持最大值,通过减小马达排量来进一步提升马达转速。平台各传感器数据如泵扭矩 T_p 、泵转速 n_p 、负载扭矩 T_m 、马达转速 n_m 以及回路流量 q_p 和回路压力 p_H 、 p_L 等数据均由平台 PCI 数据采集板卡进行汇总与转换后进入上位机,用于数据的显示及存储。泵/马达排量、泵转速及负载扭矩等指令信号通过上位机设定后,分别下发至 PLC、泵伺服驱动电机和马达伺服驱动电机,以实现 对泵转速、泵/马达排量和负载扭矩等参数的准确控制。

2 效率模型建立

为方便建立模型,在分析过程中,可忽略管道流动阻力、油液压缩性以及补油回路压力带来的影响,将系统低压回路压力 p_L 设为 0,同时,将高压回路压力 p_H 记为 p 。图 2 展示了基于集总参数法的泵控马达传动系统损失模型原理,该模型采用集总阻力系

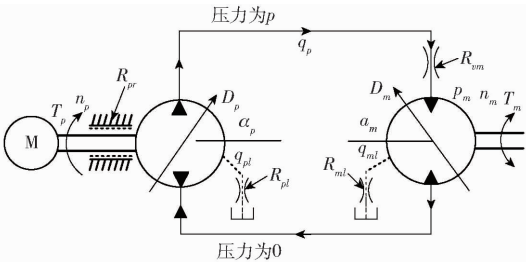


图2 基于集总参数的泵控马达传动系统损失模型

Fig.2 Principle of pump-controlled motor drive system loss model based on lumped parameter

数来描述系统损失特性,各系数的具体定义如下:旋转阻力系数 R_{pr} 与泄漏阻力系数 R_{pl} 分别用于表征变量泵的扭矩和容积损失特性;马达入口阻力系数 R_{lm} 与泄漏阻力系数 R_{ml} 分别用于表征变量马达的扭矩和容积损失特性。

稳态工况下,变量泵的输出流量 q_p 可表示为

$$q_p = n_p D_p - q_{pl} = \alpha_p n_p D_{pmax} - p/R_{pl} \tag{1}$$

式中 q_{pl} ——变量泵泄漏流量

α_p ——泵排量比

D_p ——变量泵排量

D_{pmax} ——变量泵最大排量

考虑到管路阻力及马达摩擦阻力特性,引入马达腔室压力 p_m ,其可由马达负载扭矩 T_m 计算为

$$p_m = T_m / D_m = T_m / (\alpha_m D_{mmax}) \quad (2)$$

其中

$$\alpha_m = D_m / D_{mmax}$$

式中 α_m ——马达排量比

D_m ——变量马达排量

D_{mmax} ——变量马达最大排量

基于流量连续性原理,流入马达柱塞腔室的流量等于泵输出流量,即

$$q_p = (p - p_m) / R_{vm} \quad (3)$$

将马达的泄漏流量 q_{ml} 描述为

$$q_{ml} = p_m / R_{ml} = T_m / (D_m R_{ml}) \quad (4)$$

联立式(1)~(4),将系统压力 p 估计为

$$\hat{p} = R_{pl} (n_p D_m D_p R_{vm} + T_m) / [D_m (R_{vm} + R_{pl})] \quad (5)$$

将泵实际输入扭矩 T_p 表示为

$$T_p = p D_p + n_p R_{pr} \quad (6)$$

由式(6)可求得泵旋转阻力系数 R_{pr} , 即

$$R_{pr} = (T_p - p D_p) / n_p \quad (7)$$

定义转差率 S 为

$$S = (n_{md} - n_m) / n_{md} \quad (8)$$

式中, n_{md} 为马达理论转速,且有

$$n_{md} = n_p D_p / D_m \quad (9)$$

基于流量连续性原理,可求得变量马达实际输出转速的预测值 $\hat{n}_m$, 即

$$\hat{n}_m = \frac{n_p D_p}{D_m} - \frac{p}{D_m R_{pl}} - \frac{T_m}{D_m^2 R_{ml}} \quad (10)$$

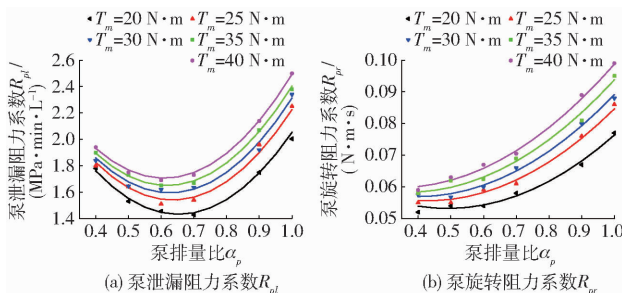
联立式(5)和式(10),得到

$$\hat{n}_m = \frac{n_p D_p}{D_m} \left(1 - \frac{R_{vm}}{R_{vm} + R_{pl}} \right) - \frac{T_m}{D_m^2} \left(\frac{1}{R_{vm} + R_{pl}} + \frac{1}{R_{ml}} \right) \quad (11)$$

则系统转差率 S 可估计为

$$\hat{S} = (n_{md} - \hat{n}_m) / n_{md} \quad (12)$$

联立式(8)~(12),进一步得到



$$\hat{S} = \frac{R_{vm}}{R_{vm} + R_{pl}} + \frac{T_m}{n_p D_p D_m} - \frac{1}{R_{ml}} - \frac{1}{R_{vm} + R_{pl}} \quad (13)$$

变量泵/马达的扭矩损失 ΔT_p 、 ΔT_m 分别计算为

$$\Delta T_p = n_p R_{pr} \quad (14)$$

$$\Delta T_m = (n_p D_p - p / R_{pl}) R_{vm} D_m \quad (15)$$

将系统总扭矩损失 ΔT 表示为

$$\Delta T = n_p R_{pr} + (n_p D_p - p / R_{pl}) R_{vm} D_m \quad (16)$$

联立式(5)与式(16),得到 ΔT 的估计值 $\hat{\Delta T}$ 为

$$\hat{\Delta T} = n_p R_{pr} + n_p D_p D_m R_{vm} - R_{vm} (n_p D_p R_{vm} + T_m) / (R_{vm} + R_{pl}) \quad (17)$$

系统效率 η 表示为

$$\eta = n_m T_m / (n_p T_p) \quad (18)$$

系统效率的预测值 $\hat{\eta}$ 可表示为

$$\hat{\eta} = \hat{n}_m T_m / (n_p \hat{T}_p) \quad (19)$$

式中, $\hat{T}_p$ 为泵输入扭矩的估计值,联立式(5)和式(17),整理为

$$\hat{T}_p = n_p R_{pr} + [R_{pl} / (R_{vm} + R_{pl})] (T_m + D_p D_m n_p R_{vm}) D_p / D_m \quad (20)$$

联立式(11)、(19)、(20),求得 $\hat{\eta}$ 的表达式为

$$\hat{\eta} = \frac{R_{ml} (R_{vm} + R_{pl}) D_p D_m n_p T_m - D_m^2 R_{pl} T_m - T_m^2 (R_{vm} + R_{pl} + R_{ml})}{R_{ml} (R_{vm} + R_{pl}) D_m^2 n_p^2 R_{pr} + D_p D_m n_p R_{ml} R_{pl} (T_m + D_m D_p n_p R_{vm})} \quad (21)$$

3 模型参数辨识

基于泵控马达传动系统实验平台,对效率模型中 R_{pl} 、 R_{ml} 、 R_{pr} 和 R_{vm} 4 个集总参数进行辨识。考虑到平台转速及压力范围等限制,选取 n_p 为 1 500 r/min, α_p 范围为 0.4 ~ 1, α_m 为 0.5 ~ 1, n_m 范围为 500 ~ 4 000 r/min,负载扭矩 T_m 范围为 20 ~ 40 N·m。基于实验数据,对模型各阻力系数进行辨识,获取其随 T_m 、 α_p 和 α_m 的变化规律,并建立描述其关系的经验公式。此外,将油液温度控制在 $(40 \pm 5)^\circ\text{C}$ 范围内以降低油液温度变化对辨识结果的干扰。

图 3 给出了泵控工况下,模型各阻力系数随 α_p 、 T_m 变化的实验辨识数据及其拟合曲线,其拟合

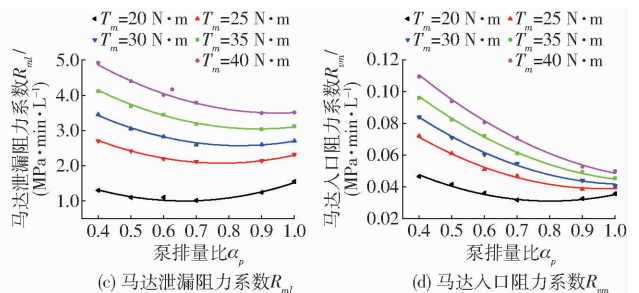


图 3 阻力系数随 α_p 和 T_m 的变化曲线

Fig. 3 Variation curves of coefficients of drive system with α_p and T_m

曲线的表达式为

$$\left\{\begin{aligned}R_{pl}&=36.38-1.6\times10^{-2}T_m-69.0\alpha_p+0.18\alpha_pT_m+\\&\quad 2.69\times10^{-4}T_m^2+51.48\alpha_p^2\\R_{pr}&=0.078-3.91\times10^{-4}T_m-0.098\alpha_p+\\&\quad 1.08\times10^{-3}\alpha_pT_m+4.59\times10^{-6}T_m^2+0.089\alpha_p^2\\R_{ml}&=11.96+1.79T_m-49.98\alpha_p-1.04\alpha_pT_m+\\&\quad 1.027\times10^{-3}T_m^2+45.58\alpha_p^2\\R_{vm}&=0.62+0.034T_m-1.32\alpha_p-0.033\alpha_pT_m+\\&\quad 9.78\times10^{-5}T_m^2+1.03\alpha_p^2\end{aligned}\right.\quad (22)$$

图4给出了马达控制工况下,模型各阻力系数随 α_m 、 T_m 变化的实验辨识数据及其变化规律,其具体表达式为

$$\left\{\begin{aligned}R_{pl}&=32.49-0.211T_m+5.07\alpha_m\\R_{pr}&=0.122+1.26\times10^{-3}T_m-0.071\alpha_m\\R_{ml}&=195.3+1.27T_m-422.8\alpha_m+0.72\alpha_mT_m-\\&\quad 0.021T_m^2+220\alpha_m^2\\R_{vm}&=2.17+0.032T_m-4.56\alpha_m-0.032\alpha_mT_m+\\&\quad 1.31\times10^{-4}T_m^2+2.71\alpha_m^2\end{aligned}\right.\quad (23)$$

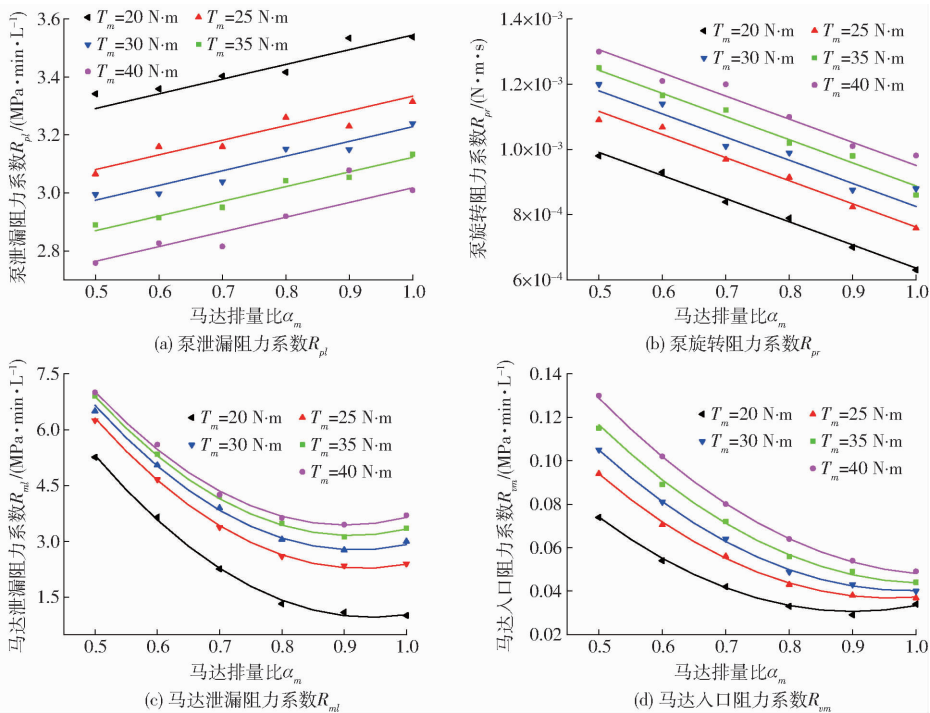


图4 阻力系数随 α_m 和 T_m 的变化曲线
Fig.4 Variation curves of coefficients of drive system with α_m and T_m

由图3a和图4a中 R_{pl} 的变化可知,在给定 T_m 下, R_{pl} 随 α_p 的增大呈现出先减小后增大的趋势,而随 α_m 的增大则单调递增,这归结于:泵泄漏量 q_{pl} 随泵排量的增大呈现出先增大后减小的趋势,从而导致 R_{pl} 的变化;而随着马达排量的增大,泵进出口的压降减小, q_{pl} 降低,进而增大 R_{pl} 。对于特定 α_p 或 α_m ,在泵控工况下, R_{pl} 随 T_m 的增大而增大,而在马达控制工况下随 T_m 的增大而减小,这可解释为: T_m 变化引起系统压力 p 的变化,在泵控工况下,由 T_m 的增大而引起的压力 p 的增量大于 q_{pl} 的增量,进而表现出 R_{pl} 随 T_m 的升高而增大趋势;而在马达控制工况下,由 T_m 的增大而引起的压力 p 的增量小于 q_{pl} 的增量,表现出 R_{pl} 随 T_m 的增大而减小现象。

由图3b和图4b可知,给定 T_m 下, R_{pr} 随着 α_p 的增大而增大,而随着 α_m 的增大而减小,这是因为随

着泵排量的增大,泵柱塞运动行程增加,柱塞摩擦阻力随之增大,导致泵旋转阻力的升高,从而表现出 R_{pr} 随 α_p 的增加而升高现象;而随着 α_m 的增大,系统压力 p 逐渐降低,泵驱动扭矩 T_p 减小,且其减小量大于泵旋转阻力的变化量,表现为 R_{pr} 随 α_m 的增大而减小。对于特定 α_p 或 α_m ,在泵控和马达控制两工况下, R_{pr} 均随着 T_m 的增大而增大,这可解释为: T_m 的变化引起 p 的变化,进而造成 T_p 的变化,且其变化量大于泵旋转阻力的变化,表现出 R_{pr} 随着 T_m 的增大而增大。

由图3c和图4c可知,特定 T_m 下, R_{ml} 随 α_p 和 α_m 的增大而减小,这可归结为:泵控工况下,随着 α_p 的增大,进入马达的流量随之增大,马达的泄漏量随之增加,表现出 R_{ml} 随 α_p 的增大而减小现象。而在马达控制工况下,随着 α_m 的减小,系统压力 p 逐渐

增大,造成马达间隙泄漏流量 q_{ml} 的增加,但 p 的变化量大于 q_{ml} 的变化量,进而导致 R_{ml} 随 α_m 的减小而增大现象。对于给定 α_p 或 α_m ,在泵控和马达控制两工况下, R_{ml} 均随 T_m 的升高而增大,这是由于 T_m 的增加提高了系统压力 p ,进而使 q_{ml} 升高,但由 T_m 变化而引起 p 的变化量大于 q_{ml} 的变化,展现出 R_{ml} 随 T_m 的增大而增大的现象。

由图 3d 和图 4d 可知,特定 T_m 下, R_{vm} 随着 α_p 和 α_m 的增大而减小,这解释为:依据式(4)定义,泵控工况下,随着 α_p 的增大,流入马达的流量 q_p 随之增大,表现出 R_{vm} 随 α_p 的增大而减小现象。在马达控制工况下,随着 α_m 的减小,系统压力 p 逐渐增大,导致 R_{vm} 随 α_m 的减小而增大现象。而对于给定 α_p 或 α_m ,在泵控和马达控制两工况下, R_{vm} 均随 T_m 的增大而增大,这是因为 T_m 的增大升高了系统压力 p ,增大了泵泄漏流量,引起 q_p 的降低,表现出 R_{vm} 随 T_m 的升高而增大的现象。

4 系统效率特性研究

R_{pr} 和 R_{vm} 的增大均会增大系统的扭矩损失,进而降低系统的机械效率;而 R_{pl} 和 R_{ml} 的减小则将增大系统泄漏流量,导致系统转差率的增大和容积效率的降低。机械效率和容积效率的变化均会对系统传动效率产生影响。根据式(22)和式(23)各阻力系数的模型表达式,分析系统转差率、扭矩损失以及传动效率等参数随负载和系统油液温度的变化特性。

4.1 转差率特性

系统转差率的预测值可依据式(13)求出。图 5 给出不同工况下系统转差率模型预测值和实验测试值的变化曲线。由图看出,系统转差率的实验测试值较为接近模型预测值,进而验证了转差率模型的准确性。此外,泵控工况下,在给定 T_m 下的系统转差率随马达转速的增加(α_p 的增大)而减小,这是因为 R_{pl} 随 α_p 的先减小后增大(如图 3a 所示),且因 R_{pl} 的增大而引起的转差率的降低程度大于因 R_{ml} 的减小(随 α_p 增大而减小,如图 3c 所示)而引起的转差率的增大程度,进而引起系统转差率的降低。在马达控制工况时,特定 T_m 下的系统转差率随马达转速的增大(α_m 的减小)而增大,这是由于 R_{pl} 随 α_m 的减小而减小(如图 4a 所示),且因 R_{pl} 的减小而引起的转差率的增大程度大于由 R_{ml} 的减小(随 α_m 的减小而增大,如图 4c 所示)而引起的转差率的减小程度。同时,在泵控和马达控制两种工况下,特定 α_p 或 α_m 下的系统转差率均随 T_m 的增加而增大,这是由于 T_m 的增大使系统压力 p 升高,导致系统泄漏

流量增加及转差率上升。

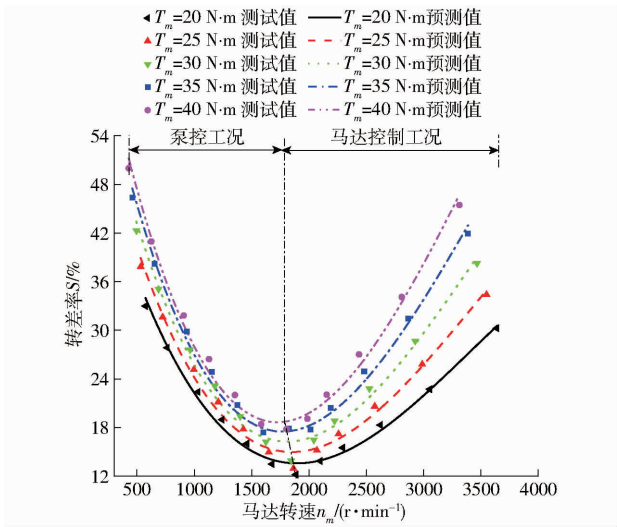


图 5 系统转差率变化曲线

Fig. 5 Slip rate variation curves of drive system

4.2 系统扭矩损失特性

系统扭矩损失的预测值可根据式(17)求得。图 6 给出不同工况下传动系统扭矩损失模型预测值和实验测试值的变化曲线。由图 6a 可知,系统扭矩损失的模型预测值较为接近其实验测试值,从而验证了扭矩损失模型的准确性。另外,在泵控工况时,给定 T_m 下的系统扭矩损失随马达转速的增大(α_p 的增大)而增大,这是因为 R_{pr} 随 α_p 的增大而增大(图 3b)。在马达控制工况时,系统扭矩损失也随马达转速的增大(α_m 的减小)而增大,这是由于 R_{pr} 和 R_{vm} 均随 α_m 的减小而增大(如图 4b、4d 所示)。另外,泵控和马达控制两工况下,特定马达转速下的系统扭矩损失均随 T_m 的增大而增大,这是因为在两工况下, R_{pr} 和 R_{vm} 均随 T_m 的增大而增大。图 6b 给出系统扭矩损失率(扭矩损失相对泵输入扭矩 T_p 的占比)预测值及测试值的变化。由图可知,在泵控和马达控制两工况下,在给定 T_m 下的系统扭矩损失率均随马达转速的升高而降低,且特定马达转速下的扭矩损失率均随 T_m 的增大而减小,这归因为马达转速的升高或者 T_m 的增大均增大了泵扭矩 T_p ,降低了系统扭矩损失相对于 T_p 的占比。

4.3 系统效率特性

系统效率取决于系统扭矩损失率和转差率的变化。根据式(21)可获得系统效率的预测值,而根据式(18)可获得系统传动效率的实验测试值。图 7 给出系统传动效率随负载扭矩和马达转速的变化曲线,由图中效率变化曲线可知,系统效率的模型预测值接近实验测试值,误差较小,验证了系统效率模型的准确性。在泵控工况时,特定 T_m 下的系统传动效率随着马达转速的升高(α_p 的增大)而增大,这是

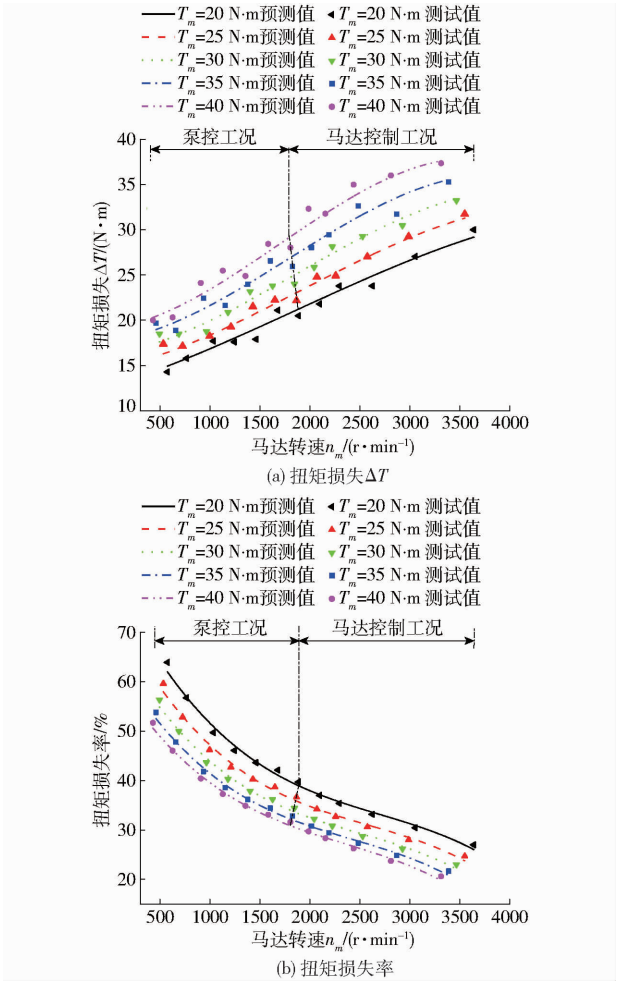


Fig.6 Variation curves of torque losses of drive system

由于随着马达转速的升高,系统转差率和扭矩损失率逐渐下降(图5和图6b)。而特定马达速度下的系统传动效率随 T_m 的增大而增大,这是由于在泵控工况下,系统扭矩损失率占据主导地位,其随 T_m 的升高而降低(如图6b所示)。在马达控制工况下,当 T_m 较小时($T_m \leq 25 N \cdot m$),系统效率呈现出随马达转速增大而进一步升高的趋势,具体为:当 $T_m = 20 N \cdot m$ 时,马达转速约2600 r/min($\alpha_m = 0.7$),当 $T_m = 25 N \cdot m$ 时,马达转速达到2250 r/min($\alpha_m = 0.7$),随后随着马达转速的升高,系统效率逐渐下降。而当 T_m 较大时($T_m > 25 N \cdot m$),系统效率则随马达转速的升高而逐渐下降,这归因因为在马达控制工况下,当 T_m 较小时,系统扭矩损失率占主导地位,而当 T_m 较大时,系统转差率占据主导地位。综上结果可知,当负载扭矩较大时,先泵后马达的顺序排量调节规则可获得在当前负载扭矩下的最高效率,最大可达55%。

4.4 油温对系统效率特性影响

系统在工作过程中,回路油液温度将不可避免地发生变化,从而引起系统效率特性的改变。为明

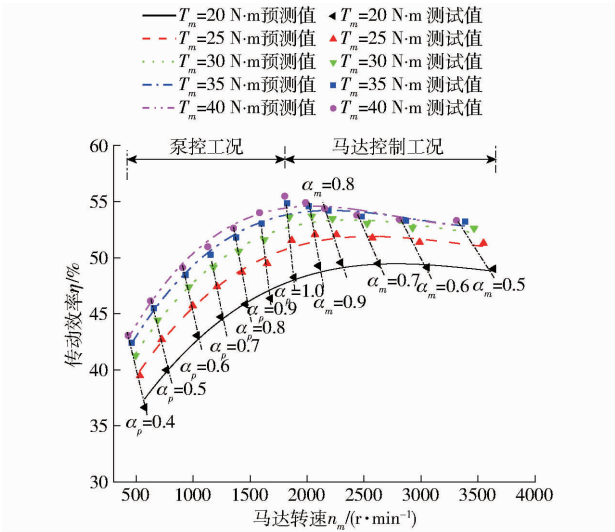


Fig.7 Drive efficiency variation of drive system

确油液温度变化对系统效率特性的影响规律,基于系统集总参数损失模型,在油液温度为 $(70 \pm 5) ^\circ C$ 的条件下,对模型各阻力系数 R_{pl} 、 R_{ml} 、 R_{pr} 和 R_{rm} 进行辨识,并同样分析系统转差率、扭矩损失率和传动效率随负载的变化规律。同时,将所得结果与 $40 ^\circ C$ 油温下的系统损失特性进行对比,以明晰系统油温变化对系统效率特性的影响。

图8给出了 $T_m = 30 N \cdot m$,油液温度分别为 $40 ^\circ C$ 和 $70 ^\circ C$ 时,系统转差率与扭矩损失率的预测值和实验测试值随马达转速的变化。由图8a系统转差率

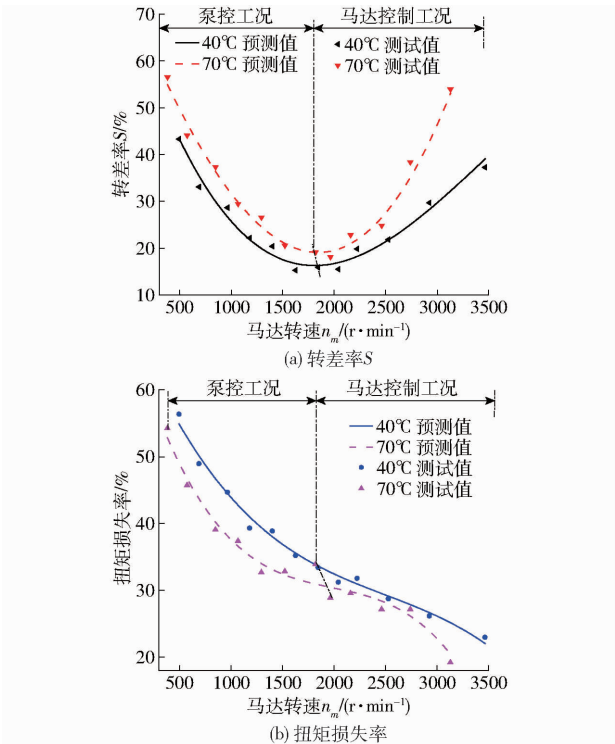


图8 油温变化时系统转差率和扭矩损失率变化曲线
Fig.8 Influence of oil temperature on slip and torque losses rate of system

变化可知,两温度下的系统转差率呈现相似变化趋势,但当油温为 70℃ 时,两工况下的系统转差率均大于油温为 40℃ 时的系统转差率,这是由于随着油液温度的升高,油液黏度逐渐降低,变量泵/马达间隙泄漏量增大,从而增大了系统转差率。而由图 8b 可知,两种温度下的系统扭矩损失率也呈现出相同的变化趋势,且当油液温度为 70℃ 时,两工况下的扭矩损失率均小于油液温度为 40℃ 时的扭矩损失率。这是由于因油温升高而导致的油液黏度的降低有效减小了变量泵/马达的旋转摩擦阻力,从而使系统呈现较小的扭矩损失率。

图 9 给出 $T_m = 30\text{ N}\cdot\text{m}$ 、油温分别为 40℃ 和 70℃ 时,系统效率的模型预测值及测试值随马达转速的变化曲线。由图可知,两种温度下的效率呈现相似的变化趋势,但当系统油温为 70℃ 时,泵控工况的系统效率大于油温为 40℃ 时的系统效率,这是由于泵控工况下,系统扭矩损失率占据主导作用,油液温度的升高降低了系统扭矩损失率(图 8b),故此

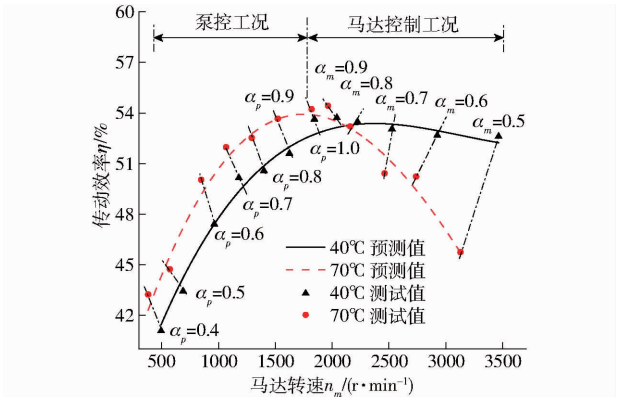


图 9 不同油温时系统传动效率变化曲线

Fig.9 Influence of oil temperature on drive efficiency of system

阶段内,较高的油液温度可提高系统效率,升高幅度最高可达 3 个百分点。而在马达控制工况下,系统效率随马达转速的升高而显著下降,下降幅度最高可达 7 个百分点,且低于油温为 40℃ 时的传动效率,这可解释为:在当前负载扭矩下,马达控制工况的系统转差率占据主导作用,且其随油液温度的升高而增大(图 8a)。因此,此阶段内,系统油液温度的升高将降低系统传动效率,且减小幅度的随马达转速的升高而显著增大。

综上分析结果,在 40 ~ 70℃ 的油温范围内,当马达转速较低时(泵控工况),较高的油温可获得较高的传动效率,而当马达转速较高时(马达控制工况),油温的升高却降低系统传动效率,且减小幅度的随马达转速的升高而显著增大,马达控制工况比泵控工况对温度更为敏感。

5 结论

(1)建立了基于集总参数的变量泵控变量马达闭式液压系统的效率模型,并基于实验平台验证了模型的有效性。

(2)分析了系统转差率、扭矩损失及传动效率随泵/马达排量、负载的变化规律。研究表明:当负载扭矩在 20 ~ 40 N·m 时,先泵后马达的顺序排量调节规律可获得最高传动效率,最高可达 55%。

(3)探究了系统油液温度对系统效率的影响规律,研究发现,在 40 ~ 70℃ 的油温区间内,泵控工况下的系统效率随油温升高而增大,升高幅度可达 3 个百分点。而在马达控制工况下,油温升高将降低系统效率,且减小幅度的随马达转速的升高而显著增大,下降幅度可达 7 个百分点。

参 考 文 献

[1] 权龙, 闫志鑫, 章硕峰, 等. 非道路移动装备高效电驱液传技术新进展[J]. 机械工程学报, 2023, 59(20): 385 – 400.
Quan Long, Yan Zhixin, Zhang Shuofeng, et al. New progress in energy-efficient electrical drive and hydraulic transmission technologies for non-road mobile equipment[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(20): 385 – 400. (in Chinese)

[2] 罗俊林, 吴维, 邹天刚, 等. 静液压驱动车辆加速过程动态特性研究[J]. 机械工程学报, 2023, 59(16): 254 – 262.
Luo Junlin, Wu Wei, Zou Tiangan, et al. Study on dynamic characteristics of hydrostatic driven vehicle acceleration process [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(16): 254 – 262. (in Chinese)

[3] Zeng X, Li L, Song D, et al. Model predictive control based on time-varying efficiency for hydraulic hub-motor driving vehicle [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(12): 2949 – 2963.

[4] Wen Qunya , Wang Feng, Xu Bing, et al. Improving the fuel efficiency of compact wheel loader with a series hydraulic hybrid powertrain[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69(10): 10700 – 10709.

[5] Wang Feng, Wu Zihan, Xu Bing, et al. A mode-driven control strategy to reduce electric drive peak power of hybrid wheel loader propulsion system[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2023, 72(5): 5948 – 5961.

[6] Wang Huashuai, Zhang Yanbin, Liu Rongsheng. Energy-saving cruise control method for heavy-duty transport vehicle based on pump-valve coordinated drive[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024, 239(12): 5814 – 5829.

[7] 孟祥超, 赵伟, 李思航, 等. 采棉机动力换挡变速器动态特性与换挡响应研究[J]. 农业机械学报, 2026, 57(7): 97 – 107.

Meng Xiangchao, Zhao Wei, Li Sihang, et al. Shift response and dynamic characteristics of power shift transmission of cotton picker[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2026, 57(7): 97 – 107. (in Chinese)

[8] 温浩军, 周倩倩, 郑招辉, 等. 高地隙自走式喷雾机四轮独立驱动全液压转向系统研究[J]. 农业机械学报, 2026, 57(7): 80 – 88.

Wen Haojun, Zhou Qianqian, Zheng Zhaohui, et al. Research on four-wheel independent drive full hydraulic steering system of high-clearance self-propelled sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2026, 57(7): 80 – 88. (in Chinese)

[9] 朱镇, 赖龙辉, 王登峰, 等. 油电混合机械液压式拖拉机动力系统节能性[J]. 农业工程学报, 2022, 38(17): 52 – 60.

Zhu Zhen, Lai Longhui, Wang Dengfeng, et al. Energy saving characteristics of the mechanical hydraulic tractor power system with oil electric hybrid power[J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(17): 52 – 60. (in Chinese)

[10] 刘永, 谷立臣, 杨彬, 等. 闭式泵控马达液压系统效率研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2015, 38(7): 876 – 882.

Liu Yong, Gu Lichen, Yang Bin, et al. Study of efficiency simulation of closed pump controlled motor hydraulic system[J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2015, 38(7): 876 – 882. (in Chinese)

[11] Xu B. Characteristics of volumetric losses and efficiency of axial piston pump with respect to displacement conditions[J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2016, 17(3): 186 – 201.

[12] Huang J, Yan Z, Quan L, et al. Characteristics of delivery pressure in the axial piston pump with combination of variable displacement and variable speed[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2015, 229(7): 599 – 613.

[13] Yang X, Gong G F, Yang H Y, et al. An investigation in performance of a variable-speed-displacement pump-controlled motor system[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2017, 22(2): 647 – 656.

[14] Rydberg K E. On performance optimization and digital control of hydrostatic drives for vehicle applications[D]. Linköping: Linköping University, 1983.

[15] Kumar N, Dasgupta K, Ghoshal S. Dynamic analysis of a closed-circuit hydrostatic summation drive using bent axis motors [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2015, 229(8): 761 – 777.

[16] Pandey A, Vardhan A, Dasgupta K. Theoretical and experimental studies of the steady-state performance of a primary and secondary-controlled closed-circuit hydrostatic drive [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2019, 233(5): 1024 – 1035.

[17] Manring N. Mapping the efficiency for a hydrostatic transmission[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2016, 138(3): 1 – 8.

[18] Ge L, Quan L, Zhang X, et al. Power matching and energy efficiency improvement of hydraulic excavator driven with speed and displacement variable power source[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1): 1 – 12.

[19] 赵春江, 魏传省, 付卫强, 等. 静液压传动拖拉机定速巡航控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(4): 359 – 365.

Zhao Chunjiang, Wei Chuansheng, Fu Weiqiang, et al. Design and experiment of cruise control system for hydrostatic transmission tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 359 – 365. (in Chinese)

[20] Vanwalleghem C, Pinte G. Optimization of the efficiency of hydrostatic drives [C] // The 8th International Fluid Power Conference. Dresden, 2012: 4420 – 4426.

[21] Backas J, Reza G, Seppo T, et al. Fuel optimal controller for hydrostatic drives and real-world experiments on a wheel loader [J]. International Journal of Fluid Power, 2016, 17(3): 187 – 201.

[22] 刘祺慧, 孙晓鹏, 马笑涵, 等. 考虑效率的静液压驱动车辆燃油经济性控制[J]. 机械工程学报, 2026, 62(4): 263 – 270.

Liu Qihui, Sun Xiaopeng, Ma Xiaohan, et al. Research on fuel economy control of hydrostatic propulsion vehicles considering efficiency[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2026, 62(4): 263 – 270. (in Chinese)

[23] 赵静一, 王智勇, 覃艳明, 等. TLC900 型运梁车液压驱动系统与发动机功率匹配研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(7): 878 – 881.

Zhao Jingyi, Wang Zhiyong, Qin Yanming, et al. Research on hydraulic driving system and engine power match in TLC900 transporting girder vehicle[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(7): 878 – 881. (in Chinese)

[24] Wang F, Zhang H, Sun D, et al. An optimal pressure control strategy for hydrostatic wheel loader[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2023, 237(5): 779 – 790.

[25] Zips P, Lobe A, Trachte A, et al. Torque control of a hydrostatic transmission applied to a wheel loader[C] // IEEE 58th Conference on Decision and Control, 2019: 4273 – 4279.