

液压传动动力机械节能控制模拟试验台的研制^①

鄂卓茂^② 陈 镛 谭 或 刘兆峰 韩向彪

(中国农业大学车辆工程学院)

摘 要 经过节能理论分析与性能设计,研制出液压传动动力机械节能控制模拟试验台。试验台以柴油机作为原动机,液压系统为变量泵-定量马达系统,具有广泛代表性;试验台实现工况再现容易;可用于车辆等动力机械液压传动控制系统的开发及控制理论的研究,取代了大量的作业现场调试与试验工作,可以节省人力、物力,提高控制系统的开发速度。

关键词 液压传动;节能研究;微机控制;模拟试验台

中图分类号 TH137

Research of Simulative Test Stage of Energy-saving Control in Hydraulic Transmitting Power Machine

E Zhuomao Chen Di Tan Yu Liu Zhaofeng Han Xiangbiao

(College of Vehicle Engineering, CAU)

Abstract A simulative test rig for energy-saving control in hydraulic transmitting power machine was developed after analyses of energy-saving theory and performance design. This test equipment is highly representative. A diesel engine is used as its motive power. The hydraulic system includes a volume control pump-volume steady motor system. The working conditions can easily be re-realized by this equipment, so that this rig can be used in the development of hydraulic-transmitting control system of machines such as automobiles, and it can be used for studying control theory also. Many tests at work site and some experiments could be replaced by the use of this rig. Therefore, the manpower and material resources will be saved and the developing speed of the control system will be increased.

Key words hydraulic transmission; energy-saving research; micro-computer control; simulative test rig

随着液压技术的广泛应用,由原动机与液压系统组成的动力传动系统消耗能源所占的比例也越来越大,液压传动的普及已使节能技术成为液压传动技术中的重点研究课题。目前世界各国都非常重视节能技术的研究,尤其是对占液压产品 1/3 以上的行走机械如工程机械、农业机械、拖拉机及其他车辆的研究最为活跃。在这方面,目前国外已从单一环节的节能研究发展到复合控制的综合节能研究,具代表性的成果有日本小松公司用于挖掘机的发动机-泵复合控

收稿日期:1996-09-30

①国家自然科学基金资助项目

②鄂卓茂,北京清华东路 17 号中国农业大学(东校区)206 信箱,100083

制(PE-MUC)系统和计算机辅助最佳节能系统(CAOSE),美国卡特匹勒公司用于挖掘机的 Maestro 电子控制系统,此外还有德国 O&K 公司的 PMS 系统、德马克公司的 Detronic 微机控制系统等。其原理均是使发动机与液压泵保持最佳匹配,降低燃油消耗。

对比国外的研究成果,我国在微机控制复合节能研究上才刚刚起步,手段还不齐备。为了便于开展液压传动动力系统节能理论的研究,并开发自己的节能控制系统,笔者研制出便于负载重复再现,便于全天候工作,节省人力、物力的室内液压传动动力系统节能控制模拟试验台。它可替代大量的现场试验,还可用来进行节能控制方法与理论的试验研究。

1 原理与方法

为实现在变负荷条件下发动机与液压系统能保持最佳匹配,笔者在前期研究的基础上证明了通常用的原动机——柴油机存在最佳油耗曲线(见图 1),油门位置或消耗功率相同时,此曲线上工况点的比油耗最低^[1]。为使发动机工作在最佳油耗曲线上,恒扭矩变量泵(常称为恒功率泵)已不适应要求,只有使其在不同负荷功率 N_1, N_2, N_3, N_4 下以不同的扭矩 M_1, M_2, M_3, M_4 进行恒扭矩控制(见图 2),才能进一步实现节约燃油消耗的目标。

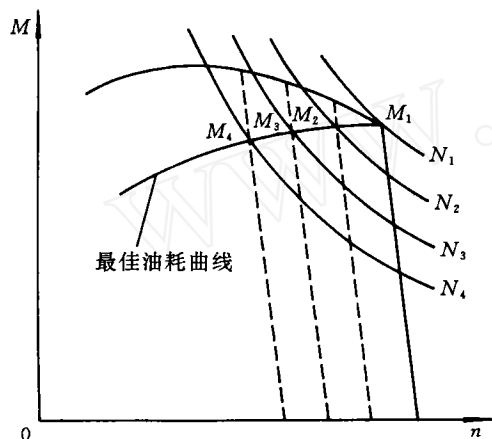


图 1 发动机最佳油耗曲线

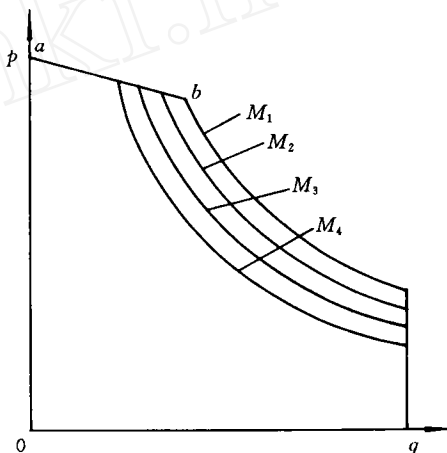


图 2 变量泵恒扭矩控制图

在系统超载时,高压油由溢流阀流回油箱,造成能量大量损失。此时应在溢流阀欲打开之前把油泵排量减小直至为零以减少或消除溢流造成的损失(见图 2 的 ab 段),发动机进入低负荷状态下工作。在空负荷时,变量泵排量 q 能自动减小且发动机进入怠速工况,以使系统流动造成的损失减至最小。

2 试验台的主要特点

模拟试验台应具有以下特点。

1)广泛的代表性。这样使理论研究及开发更具有普遍的指导意义与参考性。对于多数的行走机械,原动机以柴油机为主,所以以柴油机作为试验台的原动机。另外,从有关资料^[2]可以看出行走机械的液压系统多为变量泵-定量马达系统,那些采用变量马达的系统中,变量马达通常也只用最大排量和最小排量,即作“双速马达”使用,相当于有 2 个速比的变量泵-定量马

达系统。有些机种如全液压挖掘机等的工作装置所用的油缸也相当于定量马达。因此,从代表性广泛出发,采用变量泵-定量马达系统作为试验台的动力传动系统。

2)能满足模拟各种工况的加载要求。从节能控制要求出发,加载装置应能使马达堵转,即在马达转速 n_M 为零、系统排量最小或溢流阀打开时能吸收马达最大扭矩(系统压力为最大值)。目前测功器都难以满足这一要求,见图3。阴影区为所用水力测功器的死区,无法满足低转速大扭矩的加载要求。在本试验台上采用可调的节流阀进行辅助加载。

3)满足控制要求。能控制发动机在其外特性包容的工作特性场内任一工况点上稳定工作,即能保障使其稳定工作在选定的工况点。这一特性场由无数条调速特性曲线组成,只要任意选定一个油门位置即全程调速器调速杠杆的位置,就等于选定了一条调速特性曲线 n_i ,如在纵坐标上再选定一个扭矩值 M_j ,它与选定的调速特性曲线的交点 (i, j) 即为选定的工况点,见图4。油门位置能通过控制任意选择。扭矩须通过控制负载即变量泵的吸收扭矩来确定,变量泵上的

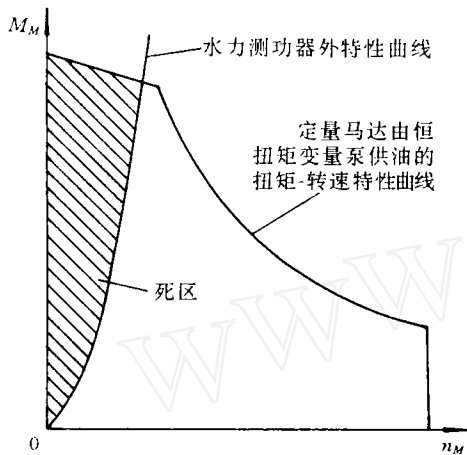


图3 水力测功器与马达的特性匹配

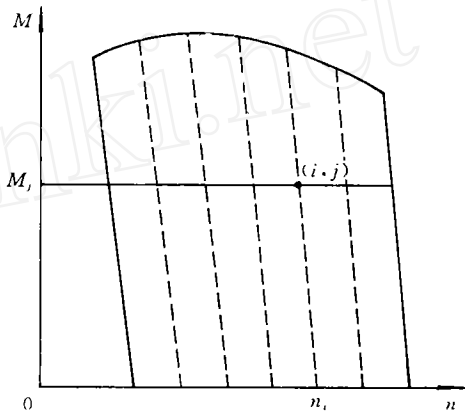


图4 发动机工作特性场

扭矩为排量 q 与压力 p 的乘积(参见图2)。系统中通过检测由载荷所决定的压力值来调节变量泵排量,实现恒扭矩控制。改变乘积值就改变了泵的吸收扭矩,乘积值不变,扭矩值即恒定,从而使发动机稳定工作在选定工况点上。通过对参数“油门”位置、变量泵排量这2个量的监测和调节即可实现对任意工况点的控制。

3 试验台组成

试验台由动力源——柴油机、液压系统、加载装置——水力测功器和控制系统组成,其中控制系统包括控制器,控制面板,输入和输出通道。

控制系统中有发动机油门控制机构和变量泵控制机构,它们既各自独立又相互联系,共同完成发动机-变量泵复合控制;通过优化控制减少发动机燃油消耗和液压能量损失。

在油门控制机构中,利用位移传感器检测油门位置,并用安装在曲轴皮带盘上的霍尔传感器检测发动机转速,通过步进电机、减速器和连杆机构来调节全程调速器的调速杠杆的位置即油门位置。

变量泵控制机构是在机动伺服变量泵上用步进电机调节伺服杆位置来控制变量泵排量

液压马达的流量连续性方程

$$Q_p = C_m p + D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{V_0}{\beta_e} \frac{dp}{dt} \quad (2)$$

及液压马达与水力测功器的转矩平衡方程

$$D_m p = J_t \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + M_L \quad (3)$$

分别对式(1),(2)和(3)的增量方程求拉氏变换,并解方程组,整理得变量泵-负载传递函数

$$\Phi(s) = \frac{p(s)}{L(s)} = \frac{K_p n_p \beta_e (J_t s + 2kn_0)}{J_t V_0 s^2 + (2kn_0 V_0 + C\beta_e J_t) s + (2kn_0 \beta_e C + D_m^2 \beta_e)}$$

式中: K_p 为变量泵排量梯度, $K_p = 3 \text{ mL}(\text{r} \cdot \text{mm})^{-1}$; n_p 为变量泵转速, 与此时发动机转速相等; J_t 为液压马达与负载折算到马达轴上的总惯量, $J_t = 3 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; V_0 为一根管道的总容积, $V_0 = 0.002 \text{ m}^3$; β_e 为系统有效容积弹性系数, 这里取 700 MPa ; D_m 为马达弧度排量, $D_m = 8 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{rad}^{-1}$; $C = C_p + C_m$, 其中 C_p 与 C_m 分别为变量泵和马达的泄漏系数, $C_p = 2 \times 10^{-12} \text{ m}^5 \cdot (\text{N} \cdot \text{s})^{-1}$, $C_m = 2.62 \times 10^{-12} \text{ m}^5 \cdot (\text{N} \cdot \text{s})^{-1}$.

根据原理图, 得到系统开环传递函数

$$G_0(s) = \frac{K_c (J_t s + 2kn_0)}{J_t V_0 s^2 + (2kn_0 V_0 + C\beta_e J_t) s + (2kn_0 \beta_e C + D_m^2 \beta_e)}$$

式中: $K_c = KK_p n_p \beta_e = -0.01167 q_0 / p_0, \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. 其中: p_0, q_0 为此工作点时的变量泵输出压力和排量; K 为包括压力-位置转换、电压-脉冲转换、步进电机、变量伺服机构、位置传感器、压力传感器和放大器等的传递系数在内的比例系数。

由系统开环传递函数 $G_0(s)$ 可得其闭环系统的特征方程

$$a_1 s^2 + a_2 s + a_3 = 0$$

其中

$$a_1 = J_t V_0 = 6 \times 10^{-5}$$

$$a_2 = 2kn_0 V_0 + C\beta_e J_t + K_c J_t = 0.007 p_0 / q_0 + 9.7 \times 10^6 - 3.5 \times 10^5 q_0 / p_0$$

$$a_3 = 2kn_0 \beta_e C + D_m^2 \beta_e + 2K_c kn_0 = 0.01155 p_0 / q_0 + 0.045 - 0.0417$$

由劳斯稳定性判据, 系统稳定的条件是 $a_1 > 0, a_2 > 0, a_3 > 0$ ^[5], 即

$$0.007 p_0 / q_0 + 9.7 \times 10^6 - 3.5 \times 10^5 q_0 / p_0 > 0$$

$$0.01155 p_0 / q_0 + 0.045 - 0.0417 > 0$$

得到 $p_0 / q_0 > 0.07$, 而在实际系统工作中, $0.11 < p_0 / q_0 < 0.5$, 所以系统是稳定的。

4.2.3 节流阀辅助加载

系统中节流阀出口连接的是液压马达和水力测功器。当用节流阀加载时, 为简化方程, 假定其出口压力 p_r 为恒值, 则节流阀的流量特性方程为^[6] $Q = C_d A [2(p - p_r) / \rho]^{1/2}$, 式中: Q 为通过节流阀的流量; C_d 为流量系数; A 为节流口过流面积; ρ 为液压油密度; p_r 为节流阀出口压力。在工作点 (p_0, Q_0) 附近对其作线性化处理, 得线性化方程

$$Q = \frac{Q_0}{2(p_0 - p_r)} (p - p_r) + \frac{1}{2} Q_0 \quad (4)$$

变量泵输出流量方程

$$Q_p = K_p n_p L - C_p p \quad (5)$$

及节流阀流量连续方程(溢流阀未打开时)

$$Q_p = Q + \frac{V'_0}{\beta_e} \frac{dp}{dt} \quad (6)$$

将式(4)代入(6)并对(5),(6)两式的增量方程作拉氏变换,整理得传递函数

$$\Phi(s) = \frac{p(s)}{L(s)} = \frac{K_p n_p}{\frac{V'_0}{\beta_e} s + \frac{Q_0}{2(p_0 - p_r)} + C_p}$$

由各部分传递函数可得到系统开环传递函数

$$G'_0(s) = \frac{K'_c}{\frac{V'_0}{\beta_e} s + \frac{Q_0}{2(p_0 - p_r)} + C_p}$$

式中 $K'_c = K K_p n_p = -1.67 \times 10^{-11} q_0 / p_0, \text{m}^5 (\text{N} \cdot \text{s})^{-1}$ 。系统闭环传递函数的特征方程为

$$\frac{V'_0}{\beta_e} s + \frac{Q_0}{2(p_0 - p_r)} + C_p + K'_c = 0$$

由劳斯稳定性判据,系统稳定的条件是 $V'_0 / \beta_e > 0$ 且 $Q_0 / 2(p_0 - p_r) + C_p + K'_c > 0$, 代入数值得 $1.67 \times 10^{-11} q_0 / (p_0 - p_r) + 2 \times 10^{-12} - 1.67 \times 10^{-11} q_0 / p_0 > 0$ 。经计算知满足稳定条件,故系统稳定。

5 结 论

1) 所研制的模拟试验台具有较广泛的代表性,可为进一步研究液压动力机械传动系统节能控制和其他控制提供试验条件。

2) 利用步进电机驱动变量泵伺服系统,增加了变量模式的柔性。对比现有的几种控制方式,这是一种新的尝试,证明它是可行的。

3) 利用模拟试验台进行控制理论与方法的研究,可以大大节约时间和试验经费。

4) 系统可以稳定控制,使发动机工作在节能曲线上,达到了节约燃油的目的。

参 考 文 献

- 1 邹 诚,牛兴荣. 拖拉机柴油发动机的排放特性. 北京农业工程大学学报, 1993, 13(2): 14~18
- 2 雷天觉主编. 液压工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1990. 1625~1631
- 3 杨光升,魏容年. 柴油机测试技术. 北京: 国防工业出版社, 1984. 129
- 4 王春行主编. 液压伺服控制系统. 北京: 机械工业出版社, 1987. 74~75
- 5 戴忠达主编. 自动控制理论基础. 北京: 清华大学出版社, 1987. 113~118
- 6 李寿刚. 液压传动. 北京: 北京理工大学出版社, 1994. 151