

# 液压变压器控马达系统特性研究

赵红梅, 吴维, 胡纪滨, 苑士华, 狄崇峰

(北京理工大学 车辆传动重点实验室, 北京 100081)

**摘要:** 根据液压变压器控马达系统工作原理和系统动态方程, 利用线性化理论, 建立并简化了系统传递函数. 理论分析表明, 液压变压器控马达系统同时具有最小相位系统和非最小相位系统的性质. 对于等配流槽液压变压器, 当液压变压器控制角小于  $30^\circ$  时, 系统为最小相位系统; 当液压变压器控制角大于  $30^\circ$  时, 系统为非最小相位系统. 仿真结果表明, 当液压变压器控制角大于  $30^\circ$  时, 系统的阶跃响应表现为负响应, 系统具备非最小相位系统的特性. 通过实验研究, 进一步证明了理论分析和仿真分析的结果. 研究表明, 液压变压器控马达系统不适用于高精度转矩转速控制系统.

**关键词:** 液压变压器控马达系统; 液压变压器控制角; 最小相位系统; 负响应

**中图分类号:** TH 137      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1001-0645(2017)05-0441-05

**DOI:** 10.15918/j.tbit1001-0645.2017.05.001

## Characteristics of Hydraulic Transformer Controlled Hydraulic Motor System

ZHAO Hong-mei, WU Wei, HU Ji-bin, YUAN Shi-hua, DI Chong-feng

(Science and Technology on Vehicle Transmission Laboratory,  
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

**Abstract:** To the hydraulic transformer controlled hydraulic motor system, the system transfer function was built based on the system principle, dynamic equation and the linear theory. Theoretical analyzing indicates that the hydraulic transformer controlled hydraulic motor system has minimum phase system characteristic and non-minimum phase system characteristic simultaneously. For the hydraulic transformer with equivalent port, when the hydraulic transformer control angle is less than  $30^\circ$ , the system is the minimum phase system, and when the hydraulic transformer control angle is more than  $30^\circ$ , the system is the non-minimum phase system. Based the hydraulic transformer controlled hydraulic motor system dynamic equations, the simulation result proved that when the hydraulic transformer control angle is more than  $30^\circ$ , the step response of system shows negative response and the characteristics of the non-minimum phase system. The experiment studies validate the results of the theoretical analysis and simulate analysis further. The research indicates that the hydraulic transformer controlled hydraulic motor system is not suitable for the high precision torque and speed control system.

**Key words:** hydraulic transformer controlled hydraulic motor system; hydraulic transformer control angle; minimum phase system; negative response

液压变压器和恒压网络技术的产生和发展,在理论上实现了无节流损失的压力调节. 液压变压器不仅可以驱动直线负载,同时也可以驱动旋转负载.

阀控系统中,由于存在节流损失,系统工作效率较低,泵控系统的出现则明显减少了能量损失,提高了系统效率<sup>[1]</sup>,液压变压器控系统则集中了泵控系统调速范围大、动态响应快等优势<sup>[2]</sup>,结合恒压网络技术,可以实现能量源和负载的相对独立控制. 液压变压器控系统主要有液压变压器控液压缸系统和液压变压器控马达系统<sup>[3]</sup>,其中液压变压器控液压缸系统主要应用于工程机械液压传动系统中,关于液压变压器控液压缸系统性能仿真<sup>[4-5]</sup>和位置控制的研究较多,但是关于液压变压器控马达系统特性的研究相对较少. 目前,液压变压器控马达系统主要应用于液压驱动系统中. 传统的液压驱动系统采用的多数是泵控马达系统<sup>[6-8]</sup>,对比于泵控马达系统,在液压变压器控马达系统中,液压变压器可以按照负载需求无节流损失的调整压力,且变压过程是双向的,既可以向负载输出能量,也可以从负载向恒压网络回收能量. 为了发挥液压变压器控马达系统的优势,扩大其在车辆和工程机械上的应用,有必要对液压变压器控马达系统特性进行研究.

## 1 系统工作原理

液压变压器控马达系统工作如图 1 所示,恒压网络的高压油路和液压变压器的 A 口相连,低压油路和 T 口相连,负载油路和 B 口相连. 系统的输入为液压变压器控制角,系统的输出为液压马达的转速. 液压马达的转速调节是通过调节液压变压器控制角来实现的,其调速原理属于容积调速. 通过改变液压变压器控制角的大小,可以实现液压变压器 A、B、T 口的排量分配,随着排量的改变,A、B、T 口的流量和压力也会发生相应的改变,并在液压变压器内部实现新的受力平衡. B 口的流量和压力变化

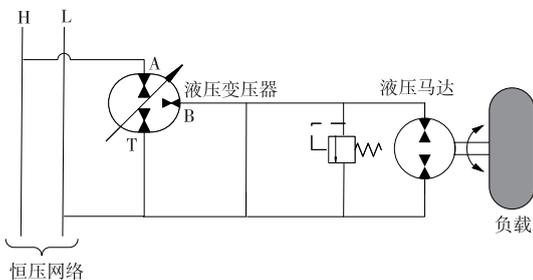


图 1 液压变压器控马达系统工作原理图

Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic transformer controlled hydraulic motor system

则直接影响液压马达的工作状态.

## 2 系统模型

### 2.1 动态方程

高压油路受控容积腔的连续性方程为

$$\frac{V_0}{\beta} \frac{dp_b}{dt} = V_b n_t - V_m n_m - C_i (2p_b - p_a - p_t) - C_e p_b, \quad (1)$$

式中:  $V_0$  为受控容积腔容积;  $\beta$  为液体有效容积弹性模量;  $p_a$  为恒压网络压力;  $p_b$  为高压油路压力;  $p_t$  为液压变压器 T 口压力;  $V_b$  为液压变压器 B 口排量;  $n_t$  为液压变压器缸体转速;  $V_m$  为液压马达排量;  $n_m$  为液压马达转速;  $C_i$  为受控容积腔等效内泄漏系数;  $C_e$  为受控容积腔等效外泄漏系数.

液压变压器受力方程为

$$J_t \frac{dn_t}{dt} = p_a V_a - p_b V_b + p_t V_t - B_t n_t, \quad (2)$$

式中:  $J_t$  为液压变压器缸体转动惯量;  $B_t$  为液压变压器黏性阻力系数;  $V_t$  为液压变压器 T 口排量.

将负载惯量等效到马达输出轴上, 液压马达受力方程为

$$J_m \frac{dn_m}{dt} = (p_b - p_t) V_m - M_L - B_m n_m, \quad (3)$$

式中:  $J_m$  为液压马达等效转动惯量;  $B_m$  为液压马达黏性阻力系数;  $M_L$  为阻力矩.

### 2.2 线性化方法

等配流槽液压变压器 A 口排量为<sup>[3]</sup>

$$V_a = \frac{\sqrt{3}}{2} V \sin(\phi_t), \quad (4)$$

式中  $\phi_t$  为液压变压器控制角.

等配流槽液压变压器 B 口排量为

$$V_b = \frac{\sqrt{3}}{2} V \sin(\phi_t + \pi/3), \quad (5)$$

从式(4)~(5)可知, 液压变压器 A 口、B 口排量和控制角之间的关系是非线性的.

由式(1)可知, 液压变压器 B 口排量与液压变压器缸体转速之积为非线性项. 为采用线性理论对液压变压器控马达系统进行分析, 需将非线性项线性化. 由图 2 的液压变压器各配流口排量变化曲线可知, 液压变压器 A、B 口排量在  $0 \sim 80^\circ$  范围内具有较好的线性特征, 而液压变压器 B 口排量在  $30^\circ$  时取得最大值,  $30^\circ$  左右两侧具有不同的变化趋势, 因此必须将液压变压器 B 口排量分段线性化.

当液压变压器控制角变化范围为  $0 \sim 30^\circ$  时, 对

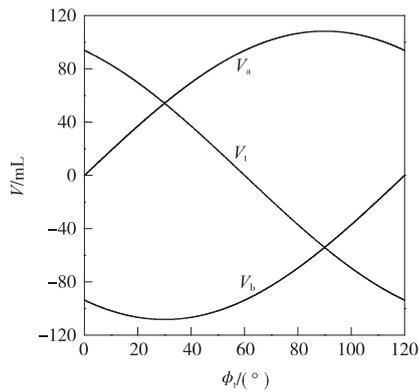


图 2 液压变压器各配流口排量变化曲线  
Fig. 2 Flow of the ports of hydraulic transformer

变压器 A、B 口排量线性化后可得

$$V_a = \frac{\sqrt{3}}{2} V \left[ \sin\left(\frac{1}{9}\pi\right) + \left(\phi_t - \frac{1}{9}\pi\right) \cos\left(\frac{1}{9}\pi\right) \right]. \quad (6)$$

$$V_b = \frac{\sqrt{3}}{2} V \left[ \sin\left(\frac{4}{9}\pi\right) + \left(\phi_t - \frac{1}{9}\pi\right) \cos\left(\frac{4}{9}\pi\right) \right]. \quad (7)$$

当液压变压器控制角变化范围为 30~80° 时, 对液压变压器 A、B 口排量线性化后可得

$$V_a = \frac{\sqrt{3}}{2} V \left[ \sin\left(\frac{1}{3}\pi\right) + \left(\phi_t - \frac{1}{3}\pi\right) \cos\left(\frac{1}{3}\pi\right) \right]. \quad (8)$$

$$V_b = \frac{\sqrt{3}}{2} V \left[ \sin\left(\frac{2}{3}\pi\right) + \left(\phi_t - \frac{1}{3}\pi\right) \cos\left(\frac{2}{3}\pi\right) \right]. \quad (9)$$

线性化后的 A、B 口排量可统一表示为

$$V_a = K_{a1} + K_{a2} \phi_t. \quad (10)$$

$$V_b = K_{b1} + K_{b2} \phi_t. \quad (11)$$

式中:  $K_{a1}, K_{a2}, K_{b1}$  和  $K_{b2}$  为线性化系数。

### 2.3 线性化模型

将式(10)、(11)代入式(1)中的相乘非线性项中, 线性化并拉氏变换后可得

$$\frac{V_0}{\beta} s p_b(s) = (K_{b1} + K_{b2} \phi_{t0}) n_t(s) + K_{b2} n_{t0} \phi_t(s) - V_m n_m(s) - C_p p_b(s). \quad (12)$$

式中:  $\phi_{t0}$  为液压变压器控制角初始值;  $n_{t0}$  为液压变压器缸体转速初始值;  $C_p$  为总泄漏系数, 数值上等于  $2C_i + C_e$ 。

式(2)中, 高压油路压力与液压变压器 B 口排量相乘为非线性项, 对其线性化后并进行拉氏变换可得

$$J_t s n_t(s) = (p_a K_{a2} - K_{b2} p_{b0}) \phi_t(s) -$$

$$(K_{b1} + K_{b2} \phi_{t0}) p_b(s) - B_t n_t(s). \quad (13)$$

式中  $p_{b0}$  为高压油路初始压力。

对式(3)进行线性化和拉氏变换后得

$$J_m s n_m(s) = p_b(s) V_m - M_L(s) - B_m n_m(s). \quad (14)$$

联立式(12)、(13)和式(14), 可得系统空载时的传递函数为

$$n_m(s) = \frac{s B_1 + B_2}{A_1 s^3 + A_2 s^2 + A_3 s + A_4} \phi_t(s). \quad (15)$$

式中:

$$A_1 = V_0 J_m J_t;$$

$$A_2 = C_p \beta J_m J_t + V_0 B_t J_m + V_0 B_m J_t;$$

$$A_3 = V_m^2 \beta J_t + \beta K_1^2 J_m +$$

$$C_p \beta (B_m J_t + B_t J_m) + V_0 B_t B_m;$$

$$A_4 = \beta (B_m K_1^2 + B_t V_m^2 + C_p B_t B_m);$$

$$B_1 = J_t V_m \beta K_2;$$

$$B_2 = (K_1 K_3 + B_t K_2) \beta V_m;$$

式中:  $K_1$  为液压变压器 B 口排量系数  $K_{b1} + K_{b2} \phi_{t0}$ ;  $K_2$  为液压变压器排量梯度  $K_{b2} n_{t0}$ ;  $K_3$  为液压变压器压力系数  $p_a K_{a2} - K_{b2} p_{b0}$ 。

### 3 系统分析与讨论

对于液压变压器控马达系统, 存在下列条件, 即:

$$B_t B_m / (K_h J_t) \ll 1. \quad (16)$$

$$C_p B_t / V_m^2 \ll 1. \quad (17)$$

$$B_m / J_m \leq B_t / J_t. \quad (18)$$

则式(15)可化简成零型系统

$$n_m(s) = \frac{K_\phi \left(1 + \frac{s}{\omega_t}\right) \phi_t(s)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_r}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\delta_0}{\omega_0} s + 1\right)}. \quad (19)$$

式中:  $\omega_r$  为转折频率;  $K_h$  为液压谐振频率;  $\omega_0$  为综合谐振频率;  $\delta_0$  为综合阻尼系数;  $\omega_t$  为一阶微分环节交接频率;  $K_\phi$  为液压变压器控制角增益。

由经典控制理论可知, 当式(19)中的  $\omega_t > 0$  时, 液压变压器控马达系统的所有零点和极点都在复数平面的左半平面上, 则液压变压器控马达系统为最小相位系统; 当  $\omega_t < 0$  时, 液压变压器控马达系统具有一个复数平面右半平面上的零点, 则液压变压器控马达系统为非最小相位系统。

由式(15)和(19)可求得  $\omega_t$

$$\omega_t = (K_1 K_3 + B_t K_2) / J_t K_2. \quad (20)$$

由式(20)可知, 当  $\omega_t < 0$  时,  $K_2 < 0$ , 即  $K_{b2} < 0$ ;

当  $\omega_t > 0$  时,  $K_2 > 0$ , 即  $K_{b2} > 0$ . 由式(11)可知, 当  $\phi_t$  在  $0 \sim 30^\circ$  范围内变化时,  $K_{b2} > 0$ , 当  $\phi_t$  在  $30 \sim 80^\circ$  范围内变化时,  $K_{b2} < 0$ . 即当  $\phi_t$  在  $0 \sim 30^\circ$  范围内变化时, 系统为最小相位系统, 当  $\phi_t$  在  $30 \sim 80^\circ$  范围内变化时, 系统为非最小相位系统. 非最小相位系统的一个显著特点为: 系统的阶跃响应表现为负响应.

图 3~图 5 为液压变压器控制角为  $20^\circ$ 、 $60^\circ$  和  $80^\circ$  时的系统阶跃响应仿真曲线. 从阶跃响应仿真

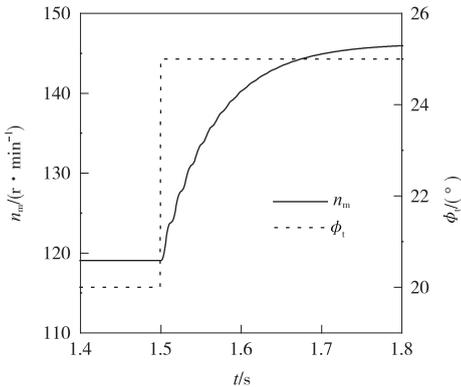


图 3  $\phi_t = 20^\circ$  时的阶跃响应

Fig. 3 System step response while  $\phi_t$  equals to  $30^\circ$

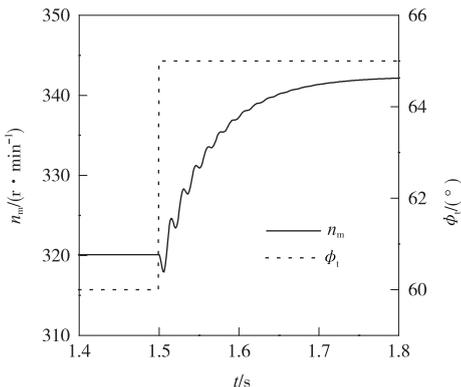


图 4  $\phi_t$  等于  $60^\circ$  时的阶跃响应

Fig. 4 System step response while  $\phi_t$  equals to  $60^\circ$

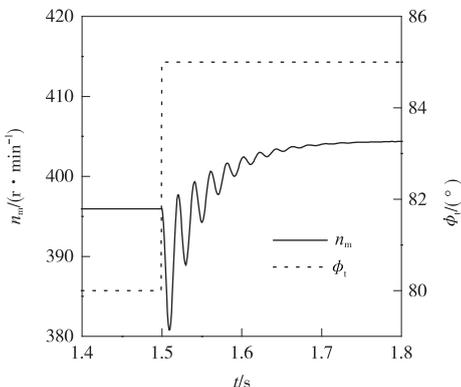


图 5  $\phi_t$  等于  $80^\circ$  时的阶跃响应

Fig. 5 System step response while  $\phi_t$  equals to  $80^\circ$

曲线中可以看出, 当  $\phi_t = 20^\circ$  时, 阶跃响应中没有出现负响应, 因为当液压变压器控制角小于  $30^\circ$  时, 液压变压器 B 口排量随着控制角的增大而增大, 所以液压变压器控制角的增大并不会引起 B 口流量的减小, 系统具有最小相位系统特征. 当  $\phi_t = 60^\circ$  时, 阶跃响应中现了明显的负响应, 而当  $\phi_t = 80^\circ$  时, 阶跃响应中的负响应现象则变得十分显著, 因为当液压变压器控制角大于  $30^\circ$  时, 液压变压器 B 口排量随着控制角的增大而减小, 所以当液压变压器控制角增大时, 排量的减小会引起 B 口流量的突降, 进而造成 B 口压力的突降, 压力的突降又会引起液压马达转速的陡降, 系统表现出非最小相位系统特征.

图 6 和图 7 为系统阶跃输入下压力变化的试验测试结果. 由于瞬态转速测量比较困难, 在此采用了对瞬态压力进行测试的方法. 从实验结果可知, 当液压变压器控制角在小于  $30^\circ$  的范围内阶跃变化时, 负载油路压力没有出现压力下降的情况, 当液压变压器控制角大于  $30^\circ$  的范围内阶跃变化时, 负载油路压力出现了陡降现象, 即出现了系统具有负响应特征.

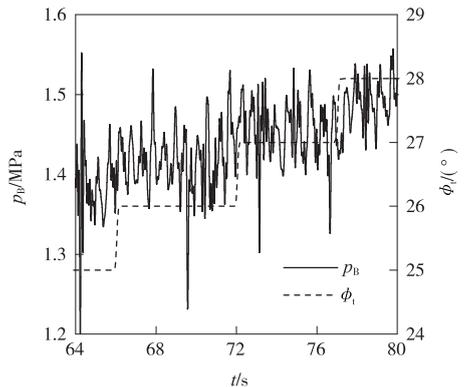


图 6  $\phi_t < 30^\circ$  时的压力试验结果

Fig. 6 Measured pressure while  $\phi_t$  is less than  $30^\circ$

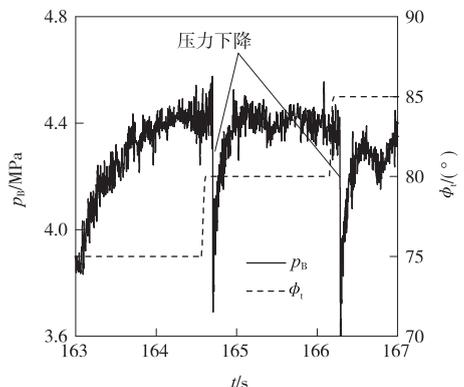


图 7  $\phi_t$  大于  $30^\circ$  时的压力试验结果

Fig. 7 Measured pressure while  $\phi_t$  is over  $30^\circ$

液压变压器控马达系统的负响应特征,使得系统在工作过程中,液压马达的转矩转速出现波动,对于转矩转速控制精度要求较高的系统,比如注塑机液压传动系统,液压变压器控马达系统难以实现精确、平稳的转矩转速控制,同时系统内部的压力波动,对于系统元件会造成冲击,增加系统振动和噪声,影响液压元件使用寿命。

## 4 结 论

通过分析可知,液压变压器控马达系统同时具有最小相位系统和非最小相位系统的性质,并由液压变压器控制角和液压变压器的结构决定。

液压变压器控马达系统表现为非最小相位系统时,系统具有负响应现象,表现为马达负载压力阶跃响应出现陡降,并导致马达转矩转速波动。

当液压变压器为等配流槽式时,液压变压器控制角在 $0\sim 30^\circ$ 范围内时,系统为最小相位系统,液压变压器控制角在 $30\sim 80^\circ$ 时,系统为非最小相位系统。

由于液压变压器控马达系统具有非最小相位系统特征,该系统不适用于高精度转矩转速控制。

### 参考文献:

- [1] Ming L, Aimin H, Zhingan G, et al. Velocity and load characteristics analysis of pump-control-motor hydraulic drive system [J]. *Advanced Materials Research*, 2010(139-141):947-951.
- [2] 彭增雄,苑士华. 液压泵控马达数字调速系统研究[J]. *北京理工大学学报*, 2009, 29(3):205-208.  
Peng Zengxiong, Yuan Shihua. A closed loop speed control system for hydraulic pump-motor [J]. 2009,

29(3):205-208. (in Chinese)

- [3] 荆崇波. 旋转斜盘液压变压器特性研究[D]. 北京:北京理工大学, 2010.  
Jing Chongbo. Research on characteristics of rotate-plate hydraulic transformer [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2010. (in Chinese)
- [4] 卢红影,姜继海,张维官,等. 基于液压恒压网络系统的液压变压器控制液压缸系统[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2009, 39(4): 885-890.  
Lu Hongying, Jiang Jihai, Zhang Weiguan, et al. Hydraulic transformer driving hydraulic cylinder based on constant-pressure hydraulic rail system[J]. *Journal of Jilin University Engineering and Technology Edition*, 2009, 39(4):885-890. (in Chinese)
- [5] Wei Shen, Jihai Jiang, Xiaoyu Su, et al. A new type of hydraulic cylinder system controlled by the new-type hydraulic transformer [J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2014, 228(12):2233-2245.
- [6] 于安才,姜继海. 液压混合动力挖掘机回转装置控制方式的研究[J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(7):30-49.  
Yu Ancai, Jiang Jihai. Control strategy for hydraulic hybrid excavator slewing[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(7):30-49. (in Chinese)
- [7] Liu Tao, Zheng Jinchun, Su Yongmao, et al. A study on control strategy of regenerative braking in the hydraulic hybrid vehicle based on ECE regulations[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013, 2013:208753.
- [8] Shen Wei, Jiang Jihai, Su Xiaoyu, et al. Parameter matching analysis of hydraulic hybrid excavators based on dynamic programming algorithm [J]. *Journal of Applied Mathematics*, 2013, 2013:615608.

(责任编辑:孙竹凤)