

学术论文

二次调节扭矩加载系统动态特性的研究

战兴群¹, 张炎华¹, 赵克定²

(1. 上海交通大学电子信息学院, 上海 200030; 2. 哈尔滨工业大学机电学院, 哈尔滨 150001)

[摘要] 静液驱动二次调节技术是一项新型的液压传动技术。它具有控制方便、容易组成类似于电气系统的网络执行机构以及液压能回收与重新利用, 甚至比电气系统更为简便等一系列突出的优点。二次调节技术的研究将极大地提高液压传动技术的应用范围和产品的竞争力。扭矩伺服加载系统是二次调节技术研究的一个典型装置, 同时它 also 具有很好的应用背景。文章通过对二次调节加载装置全系统建模, 分析了二次调节技术的一些内在动态特性, 建立了二次调节扭矩加载计算机控制系统, 用部分实验曲线验证了理论分析的正确性。

[关键词] 静液驱动; 二次调节; 加载; 数学模型; 动态特性

引言

二次调节扭矩伺服加载系统是利用二次调节原理设计而成的, 该系统主要由三部分组成: 油源(包括恒压变量泵、液压蓄能器等元件)、转速控制系统和转矩控制系统。油源向系统提供恒定的工作压力油源, 以满足二次调节系统对恒压网络的要求; 转速控制系统提供各种波形的设定转速, 转矩控制系统可以向被加载对象提供各种波形的设定转矩。在分别建立恒压变量泵、液压蓄能器、二次调节转速系统和转矩系统的数学模型基础上, 建立了加载系统完整的数学模型, 阐述了二次调节系统中复杂的耦合关系, 分析了系统在数学模型上与传统静液驱动系统的差别, 利用仿真方法研究了二次调节转速系统的动态速度刚度, 建立了二次调节扭矩加载计算机控制系统, 并用实际加载实验曲线验证了理论分析的正确性。

二次调节扭矩伺服加载实验系统的液压原理图如图1^[1]。在加载装置中, 转速控制系统的二次元件8工作于马达工况, 转矩控制系统的二次元件11工作于泵工况。马达和泵通过转速、转矩传感器以及被加载对象刚性地连接在一起。系统工作

时, 来自恒压网络的压力油驱动马达并带动负载泵一起转动。负载泵将输出的液压油回馈到系统中, 重新用来驱动马达。这样, 恒压油源所提供的能量只是用来补偿执行元件的容积损失和机械损失, 驱动马达所需要的大部分能量都来自负载泵的回馈能量。此外, 在该系统中, 没有节流元件, 其中的溢流阀只作为安全阀使用, 对系统进行过载保护, 避免了节流损失。由此可见, 该加载系统不仅节能, 而且系统效率大大提高。

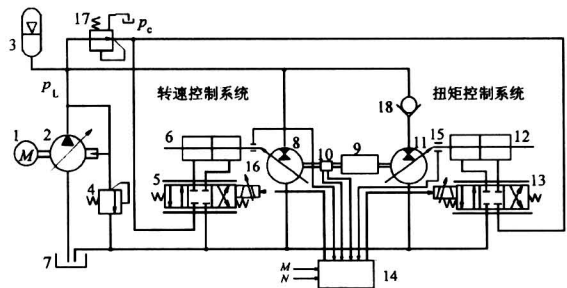


图1 二次调节扭矩伺服加载实验装置液压原理图

Fig.1 Hydraulic diagram of a secondary regulated torque-loading equipment

[收稿日期] 1999-11-19; 修回日期 2000-03-01

[作者简介] 战兴群 (1970-), 男, 辽宁盖县人, 上海交通大学博士后

1 恒压变量泵数学模型

1.1 基本方程

1) 恒压阀流量方程

$$q_1 = k_{q1}x_1 + k_{c1}(p_s - p), \quad (1)$$

式中： q_1 、 k_{q1} 、 x_1 、 k_{c1} 分别为恒压阀的输出流量、流量增益系统、阀芯位移和压力流量系数； p_s 为泵出口压力； p 为控制缸大腔压力。

2) 恒压阀控制变量缸流量连续性方程

$$q_1 = A_3 \frac{dx_c}{dt} + C_c p + \frac{V_c}{\beta_e} \frac{dp}{dt}, \quad (2)$$

式中： x_c 、 A_3 、 C_c 分别为变量缸活塞的位移、大腔面积和大腔外漏系数； V_c 为变量缸控制腔有效容积； β_e 为油液有效体积弹性模量。

3) 变量机构调节力平衡方程^[2] 此处只考虑斜盘的惯性负载和液压负载，并忽略变量缸粘性阻尼，有

$$A_3 p - A'_4 P_s = m'_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} + K_c(x_c + x_0), \quad (3)$$

式中： A'_4 为变量缸活塞及泵排油压力产生阻力对应的等效面积； m'_c 为变量缸活塞运动件及斜盘转动部分对应的当量质量； k_c 为变量活塞复位弹簧刚度； x_0 为斜盘倾角最大时复位弹簧的预压缩量。

4) 恒压阀力平衡方程

$$P_b A_1 - F_0 = m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_1 x_1, \quad (4)$$

式中： P_b 为阀控制腔压力； F_0 为阀调压弹簧力； m_1 为阀运动件当量质量； k_1 为调压弹簧刚度和稳态液态力刚度和。此处忽略恒压阀粘性阻尼系数。

5) 阻尼孔 b 流量方程

$$q_b = k_b(P_s - P_b) \quad (5)$$

式中： k_b 、 q_b 分别为阻尼孔 b 的流量压力系数和流量。

6) 恒压阀敏感腔流量连续性方程

$$q_b = A_1 \frac{dx_1}{dt} + \frac{V_b}{\beta_e} \frac{dP_b}{dt}, \quad (6)$$

式中： V_b 为恒压阀控制腔有效容积。

7) 恒压泵流量连续性方程

$$n_p V_p (1 - \frac{x_c}{x_{cmax}}) = C_p p_s - A_4 \frac{dx_c}{dt} + \frac{V_p}{\beta_e} \frac{dp_s}{dt} + q_a + (Y_{sm} - Y_{sp}) \frac{V_{max}}{Y_{max}} \dot{\theta}, \quad (7)$$

式中： n_p 为恒压泵的转速； V_p 为恒压泵的最大理论空载排量； x_{cmax} 为变量缸活塞最大行程； C_p 为泵及 2 个二次元件的泄漏系数和； V_s 为 1 个腔室的容积，包括主管、恒压泵和 2 个二次元件的 1 个腔室，及与主管路相连的非主要容积； q_a 为蓄能器吸收流量； Y_{sm} 、 Y_{sp} 分别为马达工况和泵工况的变量缸位移； Y_{max} 为变量缸最大位移； V_{max} 为二次元件最大排量； $\dot{\theta}$ 为转速系统输出转速。

恒压阀输出流量 q_1 和阻尼孔 b 的流量 q_b 很小，忽略不计。

1.2 恒压变量泵简化方框图

式 (1) ~ (7) 描述了恒压阀控制差动缸的恒压变量轴向柱塞泵的动态特性，将其拉氏变换后，得到恒压变量泵的系统方块图，如图 2 及其简化图图 3。

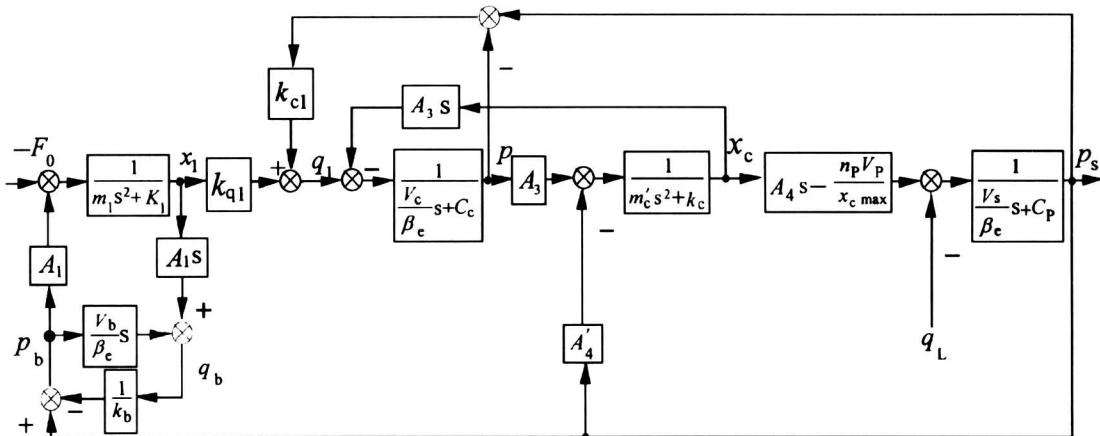


图 2 恒压变量泵系统方框图

Fig.2 Block diagram of a pressure-constant displacement pump

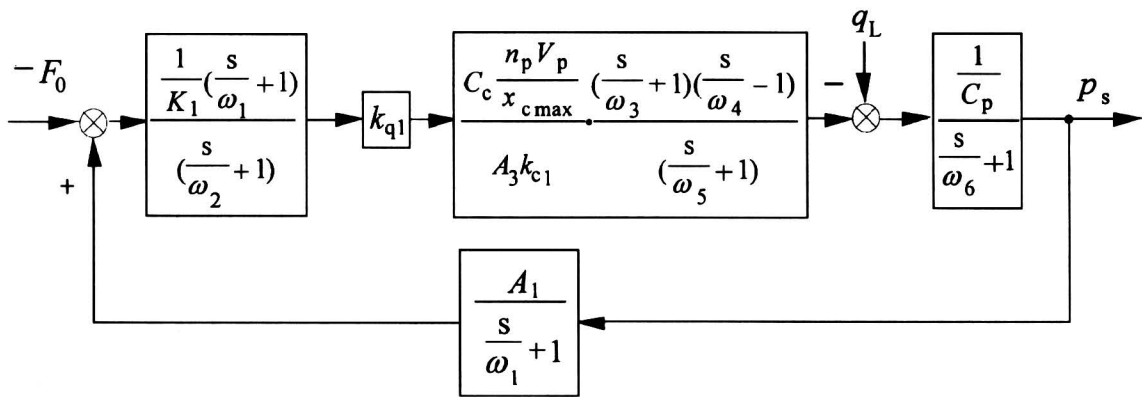


图 3 恒压变量泵最后简化方框图

Fig.3 Final simplified diagram of the pressure-constant displacement pump

由于恒压阀弹簧刚度和变量活塞复位弹簧刚度分别远大于恒压阀敏感腔液压弹簧刚度和变量活塞大腔液压弹簧刚度，并且恒压阀和变量缸的液压固有频率远大于其它几个转折频率，变量缸大腔的泄露系数 C_c 很小， A'_4/A_3 亦很小，因此，图 2 可以简化为图 3。图 3 中： $\omega_1 = \beta_e K_b / V_b$ 为恒压阀敏感腔转折频率； $\omega_2 = K_1 K_b / A_1^2$ 为恒压阀敏感腔转折频率； $\omega_3 = \beta_e C_c / V_c$ 为变量缸控制腔转折频率； $\omega_4 = n_p V_p / (A_4 x_{cmax})$ 为变量缸控制斜盘转折频率； $\omega_5 = k_c C_c / A_3^2$ 为变量缸控制腔转折频率； $\omega_6 = \beta_e C_p / V_s$ 为恒压变量泵转折频率。

2 气囊式液压蓄能器数学模型

二次调节技术的能量回收和重新利用要靠蓄能器来实现，并且网络恒压与否也与液压蓄能器吸收压力脉动的效果有关。在研究二次调节系统动态特性时，必须充分发挥蓄能器的作用。

建立蓄能器数学模型时，做如下假设：

- 1) 蓄能器充压过程较慢，气体压力 p_a 和体积 V_a 的变化近似为等温过程；
- 2) 蓄能器放油过程较快，近似为绝热过程；
- 3) 与气体相比，油液的压缩性可以忽略；
- 4) 油液在蓄能器中的流动可视为层流。

常规蓄能器在与系统连接时，其入口处有一定长度的连接管路对蓄能器本体的特性影响很大。因此，建模时，连接管路视为蓄能器的一部分^[3]。

于是，蓄能器的力平衡方程为

$$p_s - p_a = \frac{1}{A_a^2} (m_a \frac{dq_a}{dt} + B_a q_a), \quad (8)$$

式中： p_s 为恒压变量泵出口压力； p_a 为蓄能器内气体压力； A_a 为折算到蓄能器油液腔的截面积； m_a 为折算到蓄能器蓄能腔的液体当量质量（包括管路、进油阀和油液腔等三部分的当量质量）； B_a 为折算到蓄能器的当量粘性阻尼系数； q_a 为流入蓄能器的流量。

蓄能器的流量连续性方程为

$$q_a = - \frac{dV_a}{dt}, \quad (9)$$

式中： V_a ——蓄能器气腔容积（以气腔膨胀为正）。

由热力学波义耳定律，

$$p_{a0} V_{a0}^n = p_a V_a^n, \quad (10)$$

式中： p_{a0} 、 V_{a0} 为恒压变量泵调定压力下蓄能器的稳定工作点； n 为气体的多变过程指数，绝热过程取 1.4，等温过程取 1。

将式 (10) 在工作点 p_{a0} 、 V_{a0} 附近泰勒展开，并略去高次项，得

$$\frac{dp_a}{dt} = - \frac{np_{a0}}{V_{a0}} \frac{dV_a}{dt} \quad (11)$$

将式 (11)、(9) 代入式 (8) 中并拉氏变换，得

$$p_s = \frac{np_{a0}}{V_{a0}s} \left(\frac{s^2}{\omega_a^2} + \frac{2\zeta_a}{\omega_a} s + 1 \right) q_a \quad (12)$$

式中： $\omega_a = \sqrt{K_b/m_a}$ 为蓄能器固有频率； $K_b = np_{a0} A_a^2 / V_{a0}$ 为蓄能器气体弹簧刚度； $\zeta_a = B_a / (2\sqrt{K_b m_a})$ 为蓄能器阻尼系数。

3 二次调节转速转矩系统数学模型

在二次调节加载装置中有 2 个二次元件，1 个

工作在马达工况，1 个工作在泵工况。

3.1 基本方程

1) 电液伺服阀 在二次调节扭矩加载系统中，电液伺服阀的频率响应远大于整个系统的频宽，因而伺服阀的传递函数可以简化为比例环节，

$$q = K_V I, \quad (13)$$

式中： q 为伺服阀输出流量； I 为伺服阀输入电流； K_V 为伺服阀流量增益。

2) 控制油缸流量连续性方程

$$q_{Lc} = A_s Y + (C_{tc} + \frac{V_{tc}}{4\beta_e} s) p_{Lc}, \quad (14)$$

式中： q_{Lc} 为负载流量； A 、 C_{tc} 、 p_{Lc} 分别为控制油缸的有效作用面积、总泄漏系数和 2 腔压降； β_e 为工作液体的体积弹性模量； Y 为控制油缸活塞位移。

3) 控制油缸的力平衡方程

$$A p_{Lc} = (m_c s^2 + B_c s + K_c) Y + F, \quad (15)$$

式中： B_c 为控制油缸活塞及负载的粘性阻尼系数； K_c 为负载的弹簧刚度； F 为变量机构调节力。

4) 变量机构调节力平衡方程

$$F = (\frac{J_s}{L_s^2} s^2 + \frac{B_s}{L_s^2} s + \frac{k_{s1}}{L_s^2}) Y, \quad (16)$$

式中： J_s 为斜盘转动惯量； L_s 为斜盘转动中心到变量缸最短距离； B_s 为斜盘转动粘性阻尼系数； k_{s1} 为与斜盘转角有关的弹性系数。此处忽略了油

源压力对调节力的作用。

5) 二次元件的力平衡方程 处于马达工况的二次元件力平衡方程为

$$\frac{Y V_{max}}{Y_{max}} p_s = J'_2 s^2 \theta + B'_2 s \theta + M_L, \quad (17)$$

处于泵工况的二次元件力平衡方程为

$$M_L = \frac{Y V_{max}}{Y_{max}} p_s + J'_1 s^2 \theta + B'_1 s \theta, \quad (18)$$

式中 V_{max} 为二次元件的最大排量； Y_{max} 为控制油缸活塞的最大位移； p_s 为恒压网络压力； θ 为二次元件主轴转角； J'_1 为泵工况二次元件到转矩、转速传感器间的总转动惯量（包括二次元件主轴、负载盘和两个联轴节等的转动惯量）； B'_1 为泵工况二次元件到转矩、转速传感器间的总粘性阻尼系数； J'_2 为马达工况二次元件到转矩、转速传感器间的总转动惯量（包括二次元件主轴和一个联轴节等的转动惯量）； B'_2 为马达工况二次元件到转矩、转速传感器的总粘性阻尼系数； M_L 为转矩、转速传感器检测到的负载转矩。此处忽略了弹性负载。

3.2 系统方框图

由式 (13) ~ (18) 可得系统开环传递函数方框图图 4。

二次元件变量油缸系统的频率响应接近 100 Hz，于是阀控变量油缸部分可以简化为

$$G_c(s) = \frac{Y(s)}{q_{Lc}(s)} = \frac{1}{A_c s}. \quad (19)$$

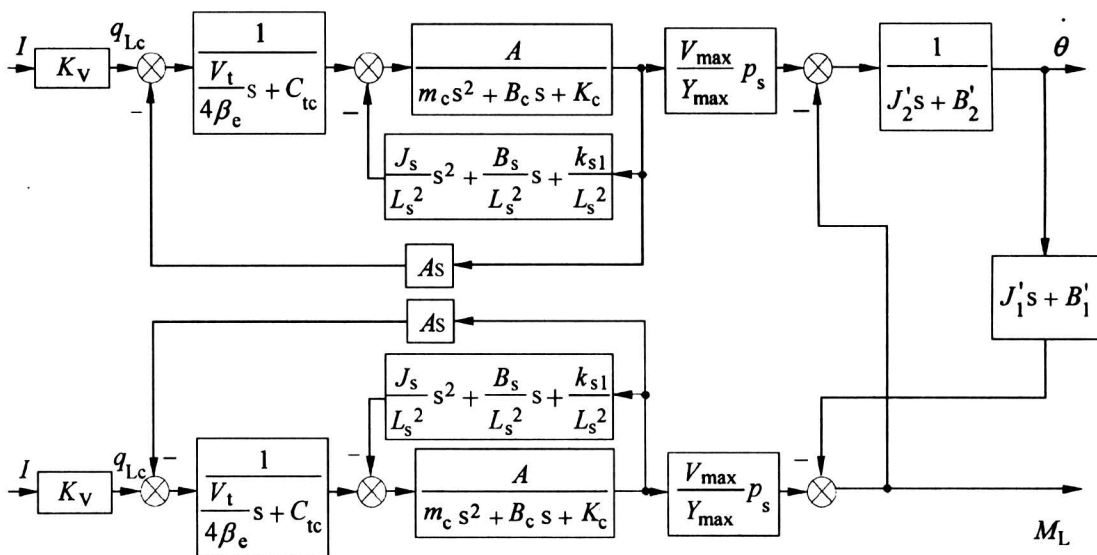


图 4 二次调节系统开环方框图

Fig. 4 Open loop diagram of a secondary regulated system

采用位移传感器构成控制油缸活塞位置小闭环时，系统的固有频率略有增加，系统的阻尼比显著提高，能够较好地改善系统的性能^[4]。经过仿真，小闭环控制器取比例环节即可。由此可得加入控制油缸位移反馈的加载实验台二次调节部分的开环方框图图 5。图中： K_w 为控制油缸位移传感器反馈数； K_{v1} 为转矩系统小闭环比例放大系数； K_{v2} 为转速系统小闭环比例放大系数。

4 二次调节扭矩加载系统整体数学模型

由前三节建立的恒压变量泵、液压蓄能器和二次调节转矩、转速系统的数学模型，并参照图 1，可以建立二次调节扭矩伺服加载实验装置的完整数学模型如图 6。图 6 中没有将油源压力与控制油缸位移的乘积在工作点附近线性化，因为控制油缸位移的变化范围和线性化的误差都较大。

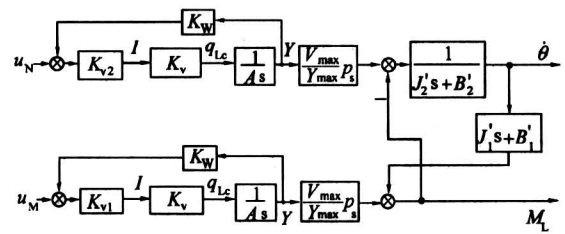


图 5 带有控制油缸位移反馈的加载实验台二次调节部分开环方框图

Fig.5 Open loop diagram of the secondary regulated part with control cylinder displacement feedback in a loading test-bed

由于二次调节技术是建立在压力耦合概念之上的，要求油源压力尽可能恒定不变，因此，油源系统应在负载流量的扰动下具有较强的鲁棒性。

通过该模型可以清楚地看到，转速系统和转矩系统间存在耦合，以负载流量的形式对油源系统引

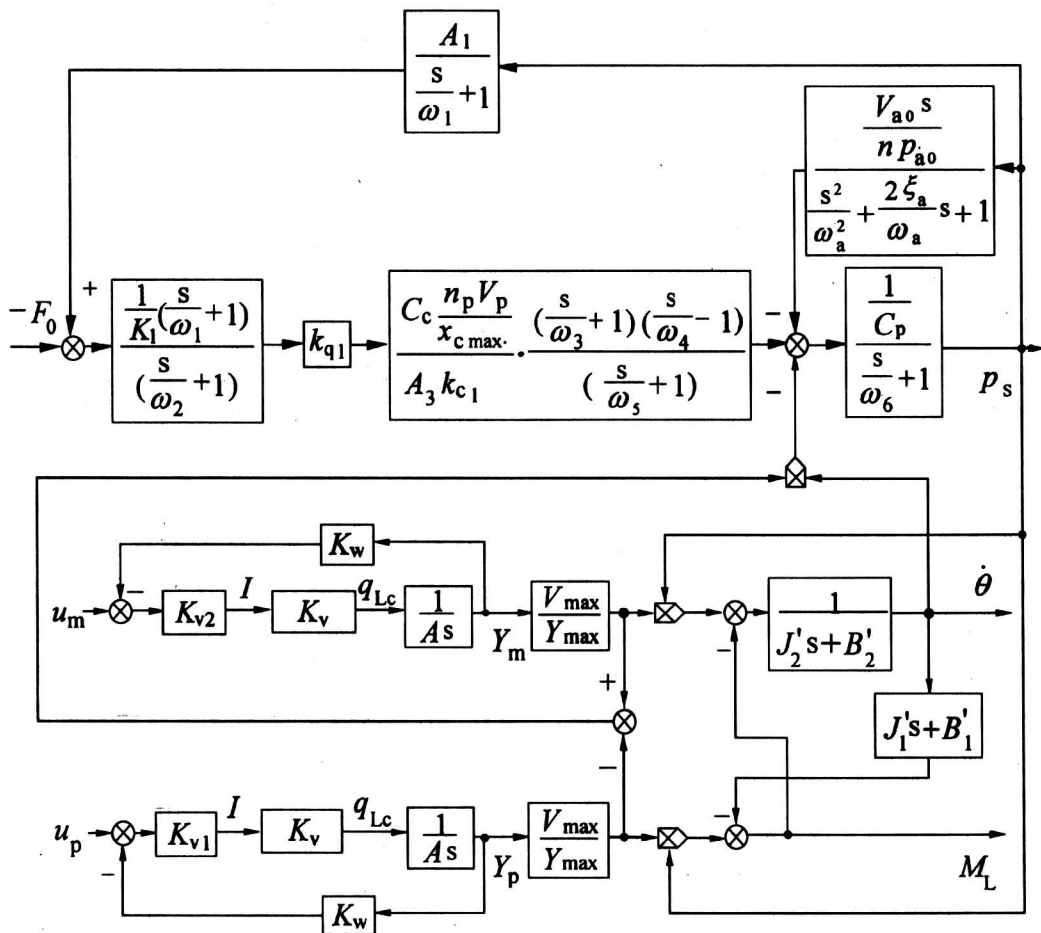


图 6 二次调节加载实验台的整体数学模型

Fig.6 A get-together mathematical model of the secondary regulated loading test-bed

入了干扰,由此产生的油源压力波动反过来又形成了对转速系统和转矩系统的扰动,表明油源系统、转速系统和转矩系统三者间是紧密关联的。

在电液伺服系统中,无论泵控系统,还是阀控系统,执行元件的所有特性都反映在控制回路内,即液压缸或马达的液压固有频率和机械固有频率通过流量连续性方程和力平衡方程同时反映在控制通道上。在多数情况下,液压固有频率远低于机械固有频率,而变成主导频率。但是在二次调节系统中,控制通道只有二次元件的机械固有频率,而与其液压固有频率无关;液压固有频率反映在非控制的恒压变量泵+蓄能器+二次元件通道上,该通道的稳定性由恒压变量泵的恒压系统来保证。油源系统的鲁棒性直接影响到控制通道的控制性能。

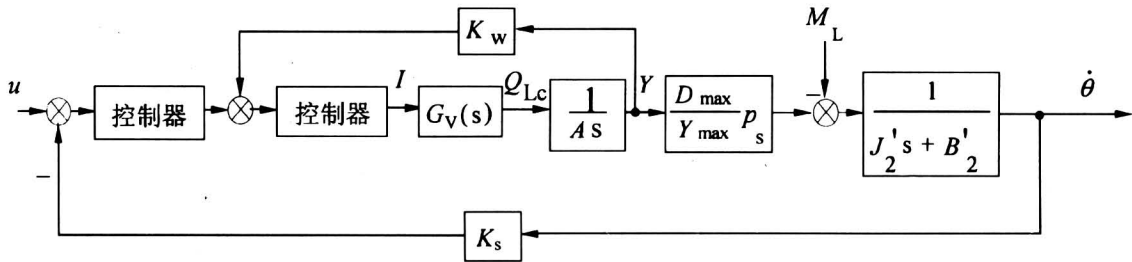


图7 二次调节转速控制系统闭环方框图

Fig.7 Close loop diagram of a secondary regulated velocity control system

二次调节转速系统的动态速度刚度的仿真结果如图8。这里称只有速度反馈的系统为单反馈系统;既有速度反馈,又有油缸位移反馈的系统为双反馈系统。由图8可见:

- 1) 开环情况下系统的动态速度刚度特性最差, T 在低频段约为 $0.1 \text{ N}\cdot\text{m}/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$;
- 2) 双闭环系统在低频段虽不如单闭环系统,但最低刚度略高,约为 $2.17 \text{ N}\cdot\text{m}/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$,即控制油缸位置反馈可以提高二次调节系统的动态速度刚度;
- 3) 积分校正可以提高二次调节系统低频段的动态速度刚度。当频率趋近于0时,积分校正可以使速度刚度趋近于无穷大。

6 二次调节加载装置实验曲线分析

对所研制的二次调节扭矩加载实验台计算机控制系统的软硬件系统,进行了二次调节转速控制系统实验,其中部分结果(见图9~12)验证了以上理论分析的正确性。由于该加载装置是为试件进行

5 二次调节系统动态速度刚度分析

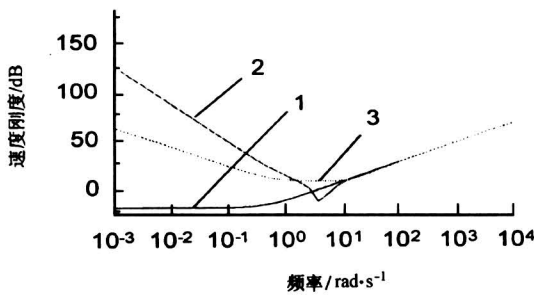
速度刚度低是泵控系统,乃至二次调节系统的致命弱点,因而寻求提高速度刚度的方法具有很大的理论与实用价值。本节突破以往仅对静态速度刚度分析的弱点,采用仿真方法直观地研究了各种基本校正方法对动态速度刚度的作用。这对于其它复杂算法(如智能控制算法)的设计同样具有指导作用。

二次调节转速控制系统闭环方框图如图7。其中, K_s 为转速传感器的反馈系数。输出转速对干扰力矩的传递函数 $\dot{\theta}/M_L$ 称为系统的速度柔度特性,其倒数称为系统的动态速度刚度^[5],即 $T = M_L/\dot{\theta}$ 。

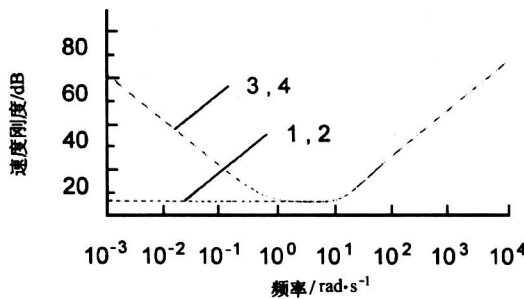
加载实验的,超调引起的转速波动会影响测试结果,甚至会导致试件损坏,因此所有实验曲线都是在保证基本无超调的前提下进行,提高了系统的性能指标。

从图9~12的对比分析中可以得出以下结论。

- 1) 在10 MPa时转速输出的波动明显小于在5 MPa时的结果。从液压蓄能器理论分析,其原因是5 MPa还未达到蓄能器调定压力,因此蓄能器吸收压力脉动和提供瞬时流量的功能还未发挥。
- 2) 在10 MPa下,图12的振荡次数小于图11。结合二次调节转速系统动态速度刚度的分析,加大积分作用提高了转速系统的速度刚度。图12响应速度降低的部分原因是负载较大,马达驱动力矩出现饱和。
- 3) 5 MPa、5 N·m时阶跃响应的时间是2 s,而10 MPa、5 N·m时达到1.2 s。即在高压下二次调节转速系统的响应速度优于低压。从上面建立的加载系统数学模型分析,油源压力增大提高了系统的开环放大倍数。



a. 1—无反馈的开环情况；2—单闭环 PID 控制情况；
3—双闭环 PID 控制情况



b. 1—双闭环 P 控制情况；2—双闭环 PD 控制情况；
3—双闭环 PI 控制情况；4—双闭环 PID 控制情况

图 8 不同校正方法下二次调节系
统动态速度刚度曲线

Fig.8 Dynamic speed stiffness curves of
a secondary regulated system under
alternative compensatory methods

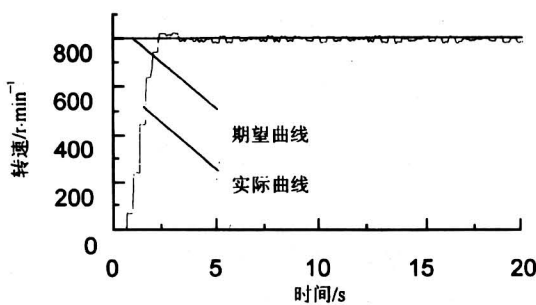


图 9 5 MPa, 5 N·m 阶跃响应曲线

Fig.9 Step response curve under
5 MPa and 5 N·m

7 结论

以二次调节扭矩加载实验装置为对象，本文在分别建立恒压变量泵、液压蓄能器和二次调节转速、扭矩系统的简化数学模型的基础上，建立了二

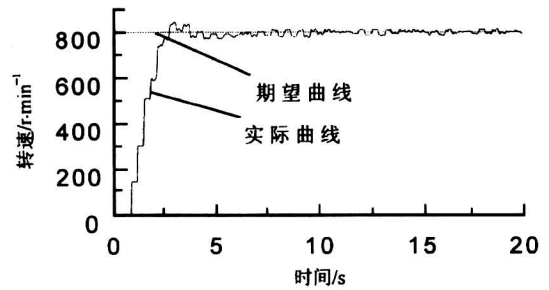


图 10 5 MPa, 10 N·m 阶跃响应曲线

Fig.10 Step response curve under
5 MPa and 10 N·m

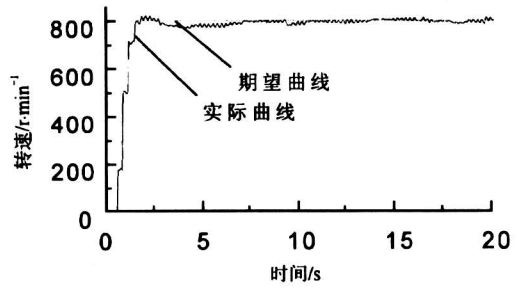


图 11 10 MPa, 5 N·m 阶跃响应曲线

Fig.11 Step response curve under
10 MPa and 5 N·m

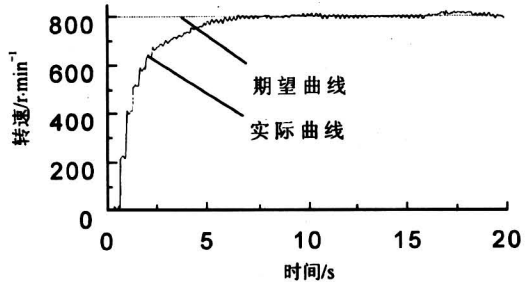


图 12 10 MPa, 30 N·m 阶跃响应曲线

Fig.9 Step response curve under
10 MPa and 30 N·m

次调节扭矩加载系统的整体数学模型。从中可以看到油源、二次调节转速系统和二次调节扭矩系统三者之间复杂的耦合关系。本文应用仿真方法分析了二次调节转速系统的动态速度刚度，指出内环位置反馈和外环积分作用有利于提高二次调节转速系统的动态速度刚度。最后本文以加载实验曲线验证了理论分析的正确性。

参考文献

- [1] 战兴群. 静液驱动二次调节技术控制特性的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1999
- [2] 赵遵道. 恒压变量泵的静态、动态特性及提高其动态特性的研究 [J]. 液压与气动, 1982, (2): 8~15
- [3] 罗晓鸣. 常规皮囊蓄能器和串联蓄能器衰减压力脉动性能的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1988
- [4] 田联房. 次级调节扭矩伺服系统加载技术及其控制方法的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1997
- [5] 李洪人. 液压控制系统 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1990.172

Study on Control Characteristics of a Secondary Regulated Loading System

Zhan Xingqun¹, Zhang Yanhua¹, Zhao Keding²

(1. School of Electronic Information in Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030, China;

2. School of Mechanics & Electronics in Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

[Abstract] Secondary regulation is novel hydraulic transmission technology which possesses many outstanding advantages, such as convenient controlling, easily composing network components just like that in an electric system, and even simpler energy recovering and regeneration than in an electric system. Researches in secondary regulation technology will have no hesitation to enlarge the application scope and enhance the product competitive power of the hydraulic system. Torque servo loading system is a typical equipment in secondary regulation research with; brilliant application future. In the paper, by modeling a secondary regulated torque loading system in detail, some nature dynamic characteristics of secondary regulation technology is analyzed. Finally, a computer control system of the secondary regulated loading equipment is established and several experimental curves prove the theoretical analyzing results.

[Key words] hydrostatic driving; secondary regulation; loading; mathematical model; dynamic characteristics

院士上书要求重新论证 国家大剧院工程暂停

据7月12日搜狐网络新闻 (<http://news.sohu.com>) 报道, 投资近30亿元的国家大剧院, 经过层层选拔, 才选用法国设计师安德鲁的方案。这一方案虽定, 但海内外各种声音仍存。反对者担心其与天安门广场厚重的历史氛围不协调, 在安全保卫、运营维护等方面也存在技术难题。最近, 以建设部周干峙、清华大学吴良镛院士为首的几十名两院院士联名上书, 请求重新论证国家大剧院设计方案, 已动土开挖的大剧院工程因此暂停。