排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2014 年 8 月 Aug. 2014 | 第 32 卷 第 8 期 Vol. 32 No. 8
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.13.0248

流量稳定阀的动静态性能

李四海，黄六一，魏薇
（浙江省特种设备检验研究院，浙江 杭州 310020）


李四海

摘要：为了研究一种补偿阀芯前置式流量稳定阀的静态和动态性能，计算了主阀腔平衡压力 p_1，发现在稳定阀其他节流参数不变的情况下其值可以看作是系统输入压力 p_0 与负载压力 p_2 的线性组合；并在此基础上得出了补偿阀芯位移率 $\Delta x_{pc}/x_{pc}$ 与静态参数之间的物理模型. 利用 AMESim 液压系统开发库 HCD 建立了流量稳定阀动态模型，分析了不同参数对其动态性能的影响，结果表明：增大 p_0 可以提高负载运行效率，并使外部和内部反馈压力差增大，但同时会造成负载运行不稳定；增大负载质量 M，内部和外部的反馈压力差会下降，但负载动态稳定性得到一定的改善. 增大弹簧刚度 K，负载动态变化过程开始时间会延迟，且负载运行趋向不稳定；K 的变化会影响内部反馈压力差，但对外部反馈压力差的稳态值几乎无影响；补偿阀芯左侧圆柱面直径 d_t 对负载动态性能的影响很小.

关键词：流量稳定阀；平衡压力；位移率；压力差；静态参数；动态性能
中图分类号：TH137.52　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2014)08-0703-08

李四海，黄六一，魏薇. 流量稳定阀的动静态性能[J]. 排灌机械工程学报，2014，32(8)：703-710.

Li Sihai，Huang Liuyi，Wei Wei. Dynamic and static performance of flow stability valve[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering(JDIME)，2014，32(8)：703-710.（in Chinese）

Dynamic and static performance of flow stability valve

Li Sihai，*Huang Liuyi*，*Wei Wei*
（Zhejiang Provincial Special Equipment Inspection and Research Institute，Hangzhou，Zhejiang 310020，China）

Abstract：To study the static and dynamic performances of flow stability valve，main chamber balance pressure p_1 was calculated，and under other throttling parameters keeping still，p_1 can be regarded as a linear combination of system input pressure p_0 and load pressure p_2. On the basis of p_1，the mathematical relationship between compensation spool displacement rate $\Delta x_{pc}/x_{pc}$ and static parameters was obtained，and it can be found that compensation spool is not sensitive to the change of p_2，however，it is sensitive to p_0 change. The valve dynamic model was built and the dynamic performances were simulated based on HydraulicLabraries in AMESim HCD，and for p_0 increasing，load motion efficiency can be improved，and external and internal differential pressures become larger when the motion of load appears unstable. For M increasing，load speed and load acceleration decrease，and internal and external differential pressures all decrease，when the stability of dynamic transition is improved. For spring stiffness K increasing，load dynamic change process start time is backward delayed by a period of time，and for internal differential pressure decreasing，external differential pressure steady value almost remains. The influence of changing diameters dton load dynamic performance is limited，and the change

收稿日期：2013-12-23；**网络出版时间**：2014-07-19
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3969/j.issn.1674-8530.13.0248.html
基金项目：浙江省质监系统科研项目(20130231)
作者简介：李四海(1982—)，男，江西进贤人，工程师，硕士(sh8163@163.com)，主要从事动力机械及节能装备技术研究.
黄六一(1982—)，男，河南郑州人，高级工程师，博士(liuyihuang@163.com)，主要从事特种设备及金属材料分析研究.

of d_t almost has no influence on external differential pressure. However, with dtincreasing, internal differential pressure has a slight increase.

Key words: flow stability valve; balance pressure; displacement rate; differential pressure; static parameter; dynamic performance

在液压阀设计中,研究人员主要考虑其工作性能,而往往忽略兼顾系统节能效率的问题[1-3]. 这造成了在实际运用中,单个液压阀的工作效率低下. 因此研究人员开始逐步重视因液压阀结构设计等原因导致的耗能过大等问题[4-7]. 对负载与液压阀结构参数之间关联性的研究也开始逐步深入. 目前对于液压系统及其内部组成元件的性能仿真和相应的试验已有不少相关报道[8-11],且也有学者对与流量控制相关的平衡阀和流量控制阀做过一些研究[12-15].

为了克服节流阀因负载压力变化而导致油路节流流量波动,研究人员常在系统中采用流量稳定阀. 文中对流量稳定阀主阀腔压力和反馈压差进行数学表征,并在此基础上探讨流量稳定阀的动态性能,分析主要结构参数对其动态性能的影响.

1 流量稳定阀静态特性分析

图1所示为A型结构的流量稳定阀. 当系统供应的压力油进入流量稳定阀时,首先经过一级节流(节流口1)到达主阀腔,再经过二级节流与负载油缸无杆腔相连,形成负载压力 p_2. 当负载 m_y 发生变化时,会导致油缸负载压力也发生相应变化:当负载压力 p_2 增大时,作用于负载阀芯的压力变大,推动补偿阀芯右移,使节流口1的节流作用减弱,主阀腔压力 p_1 变大,与负载压力重新平衡,并且使二级节流口(节流口2)节流压差 Δp_{set} 保持不变. 流量稳定阀的流量调节范围由流量调节旋钮设定(调整 x_v 的值).

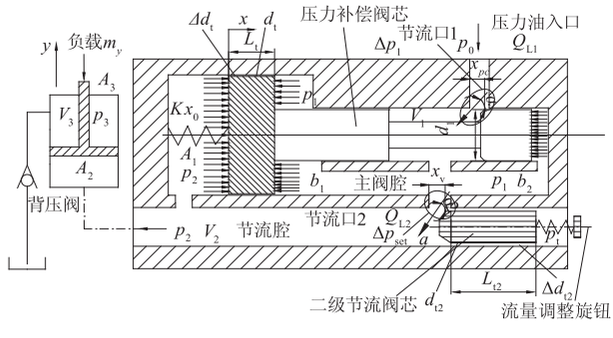


图1 流量稳定阀动态结构模型

Fig. 1 Flow stability valve dynamic sketch

流量稳定阀调速性能是靠补偿阀芯反馈负载压力变化实现的,在流量稳定阀和外部输入负载之间存在3个关键的压力值,分别为流量稳定阀输入压力 p_0、主阀腔压力 p_1 和负载压力 p_2. 流量稳定阀内部反馈压差 Δp_n 为阀腔压力 p_1 和负载压力 p_2 之差;流量稳定阀外部反馈压差 Δp_w 为系统压力 p_0 和负载压力 p_2 之差.

流量稳定阀补偿阀芯节流流量 Q_{L1} 为

$$Q_{L1} = C_{q1} A_{x_{pc}} \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p_1}, \tag{1}$$

$$A_{x_{pc}} = \pi d_1 x_{pc} \sin\ \alpha_1, \tag{2}$$

式中:Q_{L1} 为补偿阀口流量;C_{q1} 为补偿阀口流量系数;$A_{x_{pc}}$ 为补偿阀芯节流面积;ρ 为油液密度;x_{pc} 为补偿阀口节流阀口开度;Δp_1 为补偿阀芯节流口压力差 $p_0 - p_1$.

二级节流口(节流口2)调定的可变节流阀口流量 Q_{L2} 的方程为

$$Q_{L2} = C_{q2} w_v x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}, \tag{3}$$

$$w_v = \pi d_{t2} \sin\ \alpha_2, \tag{4}$$

式中:Q_{L2} 为调定节流阀口流量;C_{q2} 为调定节流阀口流量系数;w_v 为调定节流阀口面积梯度;x_v 为调定节流阀口开度.

考虑补偿阀芯左圆柱端面缝隙对补偿阀芯动态响应的影响,其端面缝隙泄漏量 Q_{V1} 可表述为

$$Q_{V1} = \frac{\pi d_t (\Delta d_t)^3}{12\rho\nu L_t}(p_1 - p_2), \tag{5}$$

式中:d_t 为补偿阀芯左圆柱端面直径;Δd_t 为右圆柱导向端面平均间隙;ν 为油液运动黏度;L_t 为补偿阀芯左圆柱端面长度.

由于油液本身具有一定压缩性,主阀腔容积 V_1 的流量连续性方程可用以下数学公式表述:

$$Q_{L1} - Q_{L2} = A_1 \frac{\mathrm{d}x_{pc}}{\mathrm{d}t} - \frac{V_1}{K}\frac{\mathrm{d}p_1}{\mathrm{d}t} + \frac{\pi d_{t1}(\Delta d_{t1})^3}{12\rho\nu L_t}(p_1 - p_2), \tag{6}$$

式中:A_1 为补偿阀芯左圆柱端面有效作用面积;x_{pc} 为补偿阀芯节流口阀口开度;V_1 为主阀腔容积;K 为液压油弹性刚度.

对于二级节流口（节流口 2），节流圆柱面 d_{t2} 也存在一定的侧隙泄漏量，可表述为

$$Q_{V2}=\frac{\pi d_{t2}(\Delta d_{t2})^3}{12\rho\nu L_{t2}}p_2, \tag{7}$$

式中：d_{t2} 为二级节流圆柱端面直径；Δd_{t2} 为二级节流圆柱端面平均间隙；L_{t2} 为二级节流圆柱端面长度.

节流阀腔 V_2 流量连续性方程表述为

$$Q_{L2}=A_2\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}+A_1\frac{\mathrm{d}x_{pc}}{\mathrm{d}t}+\frac{V_2}{K}\frac{\mathrm{d}p_2}{\mathrm{d}t}+\frac{\pi d_{t2}(\Delta d_{t2})^3}{12\rho\nu L_{t2}}p_2, \tag{8}$$

式中：A_2 为负载液压缸活塞有效面积；y 为负载活塞位移；V_2 为二级节流阀口至液压缸活塞控制容积.

当负载压力发生改变，补偿阀芯在压力推动下会发生相应的移动，最终达到新的平衡位置，其数学描述为

$$m_x\frac{\mathrm{d}^2x_{pc}}{\mathrm{d}t^2}=k_x(x_0-x_{pc})-(p_1-p_2)A_1-F_f-\pi d_1x_{pc}C_{q1}C_{V1}(p_0-p_1)\sin 2\alpha_1, \tag{9}$$

式中：m_x 为补偿阀芯质量；k_x 为对中弹簧弹性刚度；C_{V1} 为补偿阀节流阀口流速系数；F_f 为液体黏滞阻力.

式(9)中液体黏滞阻力 F_f 主要是由于补偿阀芯与阀体配合面存在间隙流动所产生的，由流动剪切力和黏滞阻力 2 部分组成，即

$$F_f=\frac{\pi d_tL_t\rho\nu}{\Delta d_t}\frac{\mathrm{d}x_{pc}}{\mathrm{d}t}+\frac{\pi d_t\Delta d_t(p_1-p_2)}{2}. \tag{10}$$

负载液压缸活塞受力动态方程为

$$m_y\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}t^2}=p_2A_2-p_3(A_2-A_3)-m_yg, \tag{11}$$

式中：m_y 为负载质量；y 为活塞位移；p_3 为活塞杆背压；A_3 为活塞杆作用面积.

系统处于稳态时，$\mathrm{d}x_{pc}/\mathrm{d}t$ 和 $\mathrm{d}^2x_{pc}/\mathrm{d}t^2$ 为零，且补偿阀芯侧隙泄漏量 Q_{V1} 远远小于节流流量 Q_{L2}，当负载压力变化 Δp_2 时，主阀腔压力 p_1 也要相应变化 Δp_2，流量相应变化为

$$Q'_{L1}=C_{q1}A'_{x_{pc}}\sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta p_1+\Delta p_2)}. \tag{12}$$

由于调定节流口（节流口 2）前后端的压力差始终保持 Δp_{set}，且 $(Q_{V1}+Q_{V2})\ll Q_{L2}$，故可以认为 $Q'_{L1}=Q_{L1}$，即

$$C_{q1}A_{x_{pc}}\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p_1}=C_{q1}A'_{x_{pc}}\sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta p_1+\Delta p_2)}, \tag{13}$$

由式(2)，(13)可知，当负载压力变化为 Δp_2 时补偿阀芯位移量变化率 $\Delta x_{pc}/x_{pc}$ 可以量化为

$$1-\frac{\Delta x_{pc}}{x_{pc}}=\sqrt{\frac{1-\dfrac{p_1}{p_0}}{1-\dfrac{p_1}{p_0}+\dfrac{\Delta p_2}{p_0}}}. \tag{14}$$

由式(14)看出，当负载压力 p_2 变化为 Δp_2 时，补偿阀芯的位移量不仅与流量稳定阀输入压力 p_0、负载压力变化 Δp_2 有关，而且还与主阀腔压力 p_1 和补偿阀芯阀口开度 x_{pc} 有关. 当知道主阀腔压力 p_1、输入压力 p_0 和负载压力变化 Δp_2，就可以预测补偿阀芯的相对位移变化率，如图 2 所示.

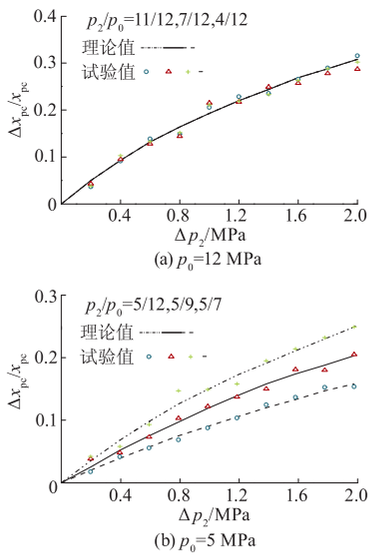


图 2　补偿阀芯阀口开度变化率

Fig. 2　Compensation spool opening change rate in flow stability valve

由式(1)－(4)，(11)联立可以得出主阀腔静态平衡压力 p_1：

$$p_1=\frac{A^2p_0+B^2p_2}{A^2+B^2}=p_0\frac{1+r^2\dfrac{p_2}{p_0}}{1+r^2}. \tag{15}$$

由式(15)可知，在补偿阀芯节流口和调定节流口节流参数保持不变的条件下，补偿阀腔压力 p_1 可以看作流量稳定阀输入压力 p_0 与负载压力 p_2 的线性组合.

式(14)，(15)联立，得到补偿阀芯位移率 $\Delta x_{pc}/x_{pc}$ 与输入压力 p_0、负载压力 p_2、负载变化 Δp_2 之间的数学联系式为

$$1-\frac{\Delta x_{pc}}{x_{pc}}=\sqrt{\frac{1-\eta\left(1+r^2\dfrac{p_2}{p_0}\right)}{1-\eta\left(1+r^2\dfrac{p_2}{p_0}\right)+\dfrac{\Delta p_2}{p_0}}}. \tag{16}$$

从式(16)可以看出,流量稳定阀的阀芯位移率($\Delta x_{pc}/x_{pc}$)与流量稳定阀的结构参数有关. 在补偿阀芯节流口阀口开度 x_{pc} 一定的情况下,其对应于负载变化 Δp_2 的阀芯位移率由输入压力 p_0、负载压力 p_2 确定. 即在其他诸如输入压力 p_0、负载压力 p_2 等确定的情况下,位移变化率 $\Delta x_{pc}/x_{pc}$ 只与负载 p_2 的变化有关.

将式(1),(3),(9),(15)联立,得到流量稳定阀外部反馈压差 Δp_w 为

$$\Delta p_w = p_0 - p_2 = \frac{(A^2+B^2)k_x(x_0-x_{pc})}{A^2\left(A_1+\dfrac{\pi d_t \Delta d_t}{2\rho v}\right)+B^2C^2}, \quad (17)$$

式中:$R=B/A$;$H=(1+r^2)^{-1}$;$A=\pi C_{q1}d_1x_{pc}\sin\alpha_1$;$B=\pi C_{q2}d_{t2}x_v\sin\alpha_2$;$C=\pi C_{V1}C_{q1}d_1x_{pc}\sin 2\alpha_1$.

由式(17)可知,当流量稳定阀处于稳态时,通过流量稳定阀的外部反馈压差 Δp_w 与补偿阀芯位移成正比. 随着补偿阀芯弹簧作用面直径 d_t 增加,流量稳定阀外部反馈压差 Δp_w 减小;补偿阀芯弹簧刚度 k_x 变大则使 Δp_w 增大,缝隙宽度 Δd_t 增大也会使 Δp_w 减小.

2 流量稳定阀动态特性分析

对主阀腔 V_1 流量连续性方程(8)进行 Laplace 变换:

$$Q_{L1}(s)-Q_{L2}(s)=-A_1X(s)s-\frac{V_1}{K}P_1(s)+\frac{\pi d_{t1}(\Delta d_{t1})^3}{12\rho\nu L_t}\left[P_1(s)-P_2(s)\right]. \quad (18)$$

又 Q_{L1},Q_{L2}的 Laplace 变换为

$$Q_{L1}(s)=C_{q1}\pi d_1\sin\alpha_1\,X_{pc}(s)\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0-p_{1o})}-\frac{1}{2}C_{q1}\pi d_1\sin\alpha_1\,X_{pco}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{\frac{1}{(p_0-p_{1o})}}P_1(s),$$

$$Q_{L2}(s)=C_{q2}\pi d_2\sin\alpha_2X_v(s)\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{1o}-p_{2o})}-\frac{1}{2}C_{q2}\pi d_2\sin\alpha_2X_{vo}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{\frac{1}{(p_{1o}-p_{2o})}}\left[P_1(s)-P_2(s)\right], \quad (19)$$

式中:p_{1o}和 p_{2o}分别为稳态下主阀压力值和负载压力值.

节流阀腔 V_2 流量连续性方程 Laplace 变换为

$$Q_{L2}(s)=A_2Y(s)s+A_1X_{pc}(s)s+\frac{V_2}{K}P_2(s)s+\frac{\pi d_{t2}(\Delta d_{t2})^3}{12\rho\nu L_{t2}}P_2(s). \quad (20)$$

主阀芯受力平衡方程 Laplace 变换:

$$m_xX_{pc}(s)s^2=k_x\left[\frac{x_o}{s}-X_{pc}(s)\right]-A_1\left[P_1(s)-P_2(s)\right]-F_f(s)-\pi d_1C_{q1}C_{v1}\sin 2\alpha_1\times\left[(p_0-p_{1o})X_{pc}(s)-X_{pco}\left(\frac{P_0(s)}{s}-P_1(s)\right)\right].$$

$$F_f(s)=\frac{\pi d_tL_t\rho v}{\Delta d_t}X_{pc}(s)+\frac{\pi d_t\Delta d_t}{2}\left[P_1(s)-P_2(s)\right]. \quad (21)$$

负载动态运动方程的 Laplace 变换为

$$m_yY(s)s^2=P_2(s)A_2-P_3(s)(A_2-A_3)-m_ygs^{-1}. \quad (22)$$

由式(18)-(22)联立可知流量稳定阀动态特征数学描述为

$$A'\sqrt{\frac{2}{\rho}}\left[\sqrt{(p_0-p_{1o})}X_{pc}(s)-\frac{1}{2}X_{pco}\sqrt{\frac{1}{(p_0-p_{1o})}}P_1(s)\right]-B'\sqrt{\frac{2}{\rho}}\left[\sqrt{(p_{1o}-p_{2o})}X_v(s)-\frac{1}{2}X_{vo}\sqrt{\frac{1}{(p_0-p_{1o})}}(P_1(s)-P_2(s))\right]=-A_1X(s)s-\frac{V_1}{K}P_1(s)+\frac{\pi d_{t1}(\Delta d_t)^3}{12\rho\nu L_{t1}}\left[P_1(s)-P_2(s)\right],$$

$$B'\sqrt{\frac{2}{\rho}}\left[\sqrt{(p_{1o}-p_{2o})}X_v(s)-\frac{1}{2}X_{vo}\sqrt{\frac{1}{p_0-p_{1o}}}(P_1(s)-P_2(s)\right]=A_2Y(s)s+A_1X_{pc}(s)s+\frac{V_2}{K}P_2(s)s+\frac{\pi d_{t2}(\Delta d_{t2})^3}{12\rho\nu L_{t2}}P_2(s),$$

$$m_xX_{pc}(s)s^2=k_x\left[\frac{x_o}{s}-X_{pc}(s)\right]-A_1\left[P_1(s)-P_2(s)\right]-F_f(s)-C'\left\{(p_0-p_{1o})X_{pc}(s)-X_{pco}\left[\frac{P_0(s)}{s}-P_1(s)\right]\right\},$$

$$F_f(s)=\frac{\pi d_tL_t\rho v}{\Delta d_t}X_{pc}(s)+\frac{\pi d_t\Delta d_t}{2}\left[P_1(s)-P_2(s)\right],$$

$$m_yY(s)s^2=P_2(s)A_2-P_3(s)(A_2-A_3)-m_ygs^{-1}, \quad (23)$$

式中:A'为 $\pi C_{q1}d_1\sin\alpha_1$;$B'$为 $\pi C_{q2}d_2\sin\alpha_2$;$C'$为 $\pi C_{v1}C_{q1}d_1\sin 2\alpha_1$

在理论基础上利用 AMESim 液压系统开发库 HCD 建立了流量稳定阀工作状态动态模型,如图3所示.

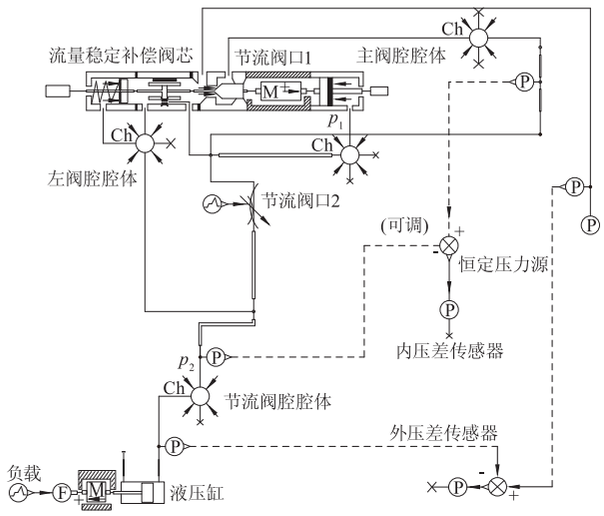


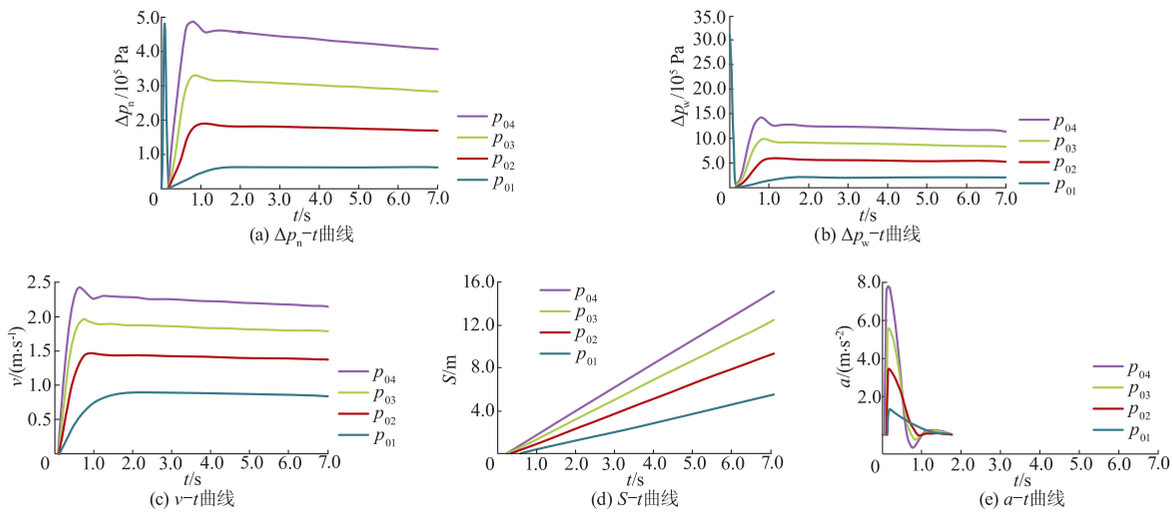
图 3　流量稳定阀动态模型

Fig. 3　Flow stability valve dynamic model

外部输入压力 p_0 的增大会导致负载压力随之增大，从而加速负载运动速度，提高效率；但是根据式(18)和图 2 可知，p_0 增加的同时也使补偿阀芯的运动趋向不稳定.

为了研究不同负载输入压力 p_0 对流量稳定阀动态特性的影响，取不同的输入压力 p_{01}，p_{02}，p_{03}，p_{04}，且使不同输入压力满足 $p_{01}<p_{02}<p_{03}<p_{04}$，得到对于不同输入压力 p_0 时的流量稳定阀动态特性的变化，如图 4 所示.

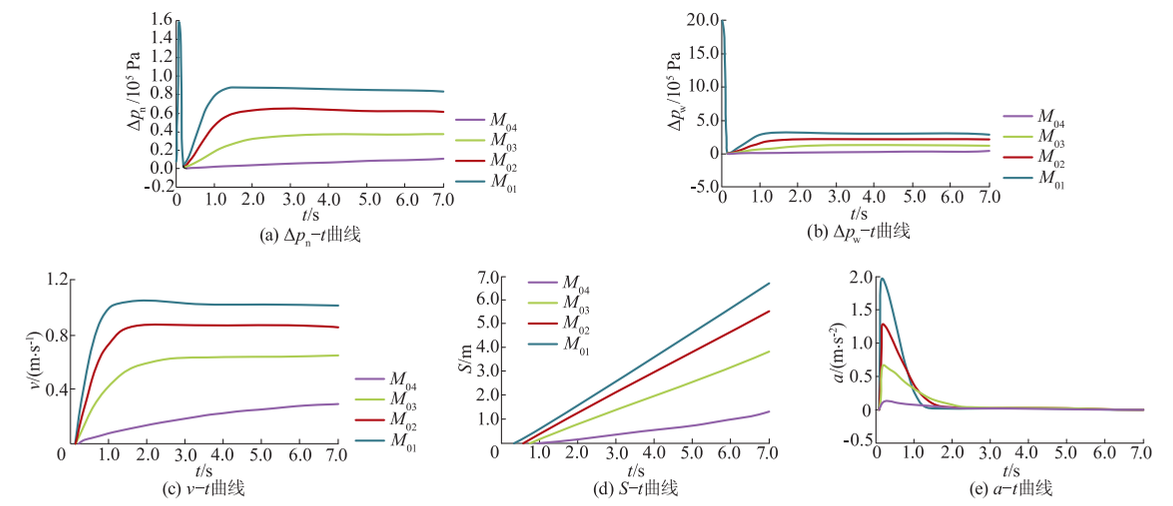
从图中看出，对于不同的外部输入压力 p_0，负载的速度和加速度均随着 p_0 的增大而增大；但随着输入压力 p_0 加大，负载运动不稳定性也在增加；对于内部和外部的反馈压力差，也会随着 p_0 的增大而增大，而且压力差的稳定性也会随着 p_0 的增大而减弱.



(a) Δp_n–t曲线　(b) Δp_w–t曲线　(c) v–t曲线　(d) S–t曲线　(e) a–t曲线

图 4　不同输入压力 p_0 下的流量稳定阀动态特性

Fig. 4　Flow stability valve dynamic characteristics under different p_0



(a) Δp_n–t曲线　(b) Δp_w–t曲线　(c) v–t曲线　(d) S–t曲线　(e) a–t曲线

图 5　不同负载质量 M 下的流量稳定阀动态特性

Fig. 5　Flow stability valve dynamic characteristics under different M

图5为不同负载质量 M 下流量稳定阀动态特性. 从图中看出,随着负载质量 M 的增大,负载速度和加速度都有所减小,且其过渡到稳态的时间有所增加;外部反馈压力差 $\Delta p_w = p_0 - p_2$ 和内部反馈压力差 $\Delta p_n = p_1 - p_2$ 均随着 M 的增大而减小,且 M 变大时其数值减小,动态变化时间也相应延长. 当负载质量 M 发生变化时,流量稳定阀中的负载压力 p_2 也相应发生改变,从而影响主阀腔压力 p_1 和补偿阀芯阀口开度 x_{pc}. 研究 M 的变化对流量稳定阀动态性能的影响,可以较好地为流量稳定阀与实际负载之间的匹配提供支持. 取不同的负载 M_{01},M_{02},M_{03} 和 M_{04},并假定 $M_{01} < M_{02} < M_{03} < M_{04}$. 保持其他的参数不变,依据流量稳定阀动态模型,得出不同负载 M 对流量稳定阀动态特性的影响.

对于流量稳定阀,其动态性能不仅与其外部输入压力 p_0、负载质量 M 等外部输入参数有关,而且还与其本身的结构参数存在着密切的关联性. 选取补偿阀芯左端面直径 d_t 和补偿阀芯对中弹簧的刚度系数 K 作为流量稳定阀内部结构参数,研究它们的改变对流量稳定阀动态性能的影响.

由图1可知左端面圆柱直径 d_t 的变化将改变补偿阀芯的动态平衡,从而间接地改变主阀腔压力 p_1,负载压力 p_2 变化时阀口位移率($\Delta x_{pc}/x_{pc}$),内外反馈压力差 Δp_n 和 Δp_w. 取不同的直径 d_{t1},d_{t2},d_{t3},d_{t4}和 d_{t5},且 $d_{t1} < d_{t2} < d_{t3} < d_{t4} < d_{t5}$,由此得到了 d_t 变化时的动态特性变化趋势,如图6所示.

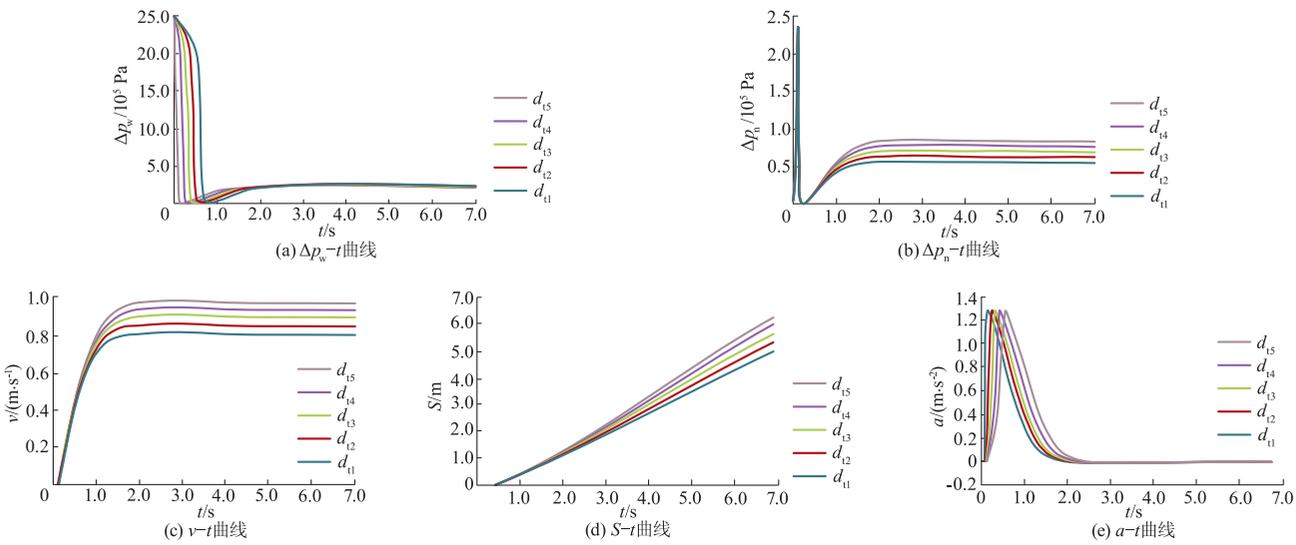


图6 补偿阀芯左侧圆柱面直径 d_t 变化时的流量稳定阀动态特性
Fig. 6 Flow stability valve dynamic characteristics under different d_t

由图6可知,当补偿阀芯左侧端面圆柱直径 d_t 发生变化时,流量补偿阀的动态特性变化很小. d_t 增大时,负载速度小幅增加,且其达到稳态的变化时间基本不变;而负载加速度动态响应也基本不变. 随着 d_t 的改变,外部反馈压力差 Δp_w 几乎没有变化,而内部反馈压力差 Δp_n 则仅有小幅的增加. 这表明 d_t 的增大对提高负载效率作用不大.

在对补偿阀芯动态特性产生影响的因素中,位于补偿阀芯左侧的对中弹簧会对其动态响应产生很大的影响,其刚度 K 的改变会影响到补偿阀口节流特性,从而影响到主阀腔的压力 p_1 和流量稳定阀的流量调节特性. 调增补偿阀芯弹簧刚度 K,取 K_1,K_2,K_3,K_4,K_5,且假定 $K_1 < K_2 < K_3 < K_4 < K_5$,研究不同刚度 K 对流量稳定阀动态性能的影响,图7所示为补偿阀芯弹簧刚度 K 变化时的流量稳定阀动态特性.

由图7可知,随着弹簧刚度 K 的增大,负载的速度和加速度的反应时间都会产生延迟现象,即 K 越大负载速度和加速度的变化开始时间越长. 这是由于随着刚度 K 的加大,推动补偿阀芯节流阀口开度变化所需要的外力也越大,补偿阀芯对于试图改变其稳定状态的因素的反应也相应变得不很敏感了. 而随着 K 的增大,负载速度和加速度的稳定值减小,且速度和加速度的动态变化过程开始出现振荡增大的趋势. 对于流量稳定阀外部反馈压力差,K 的变化对其稳态值几乎没有影响;但会使动态变化振荡幅度有少量的增加. 对于内部反馈压力差 Δp_n,K 的增大会使其减小,且动态振荡幅度也会减小.

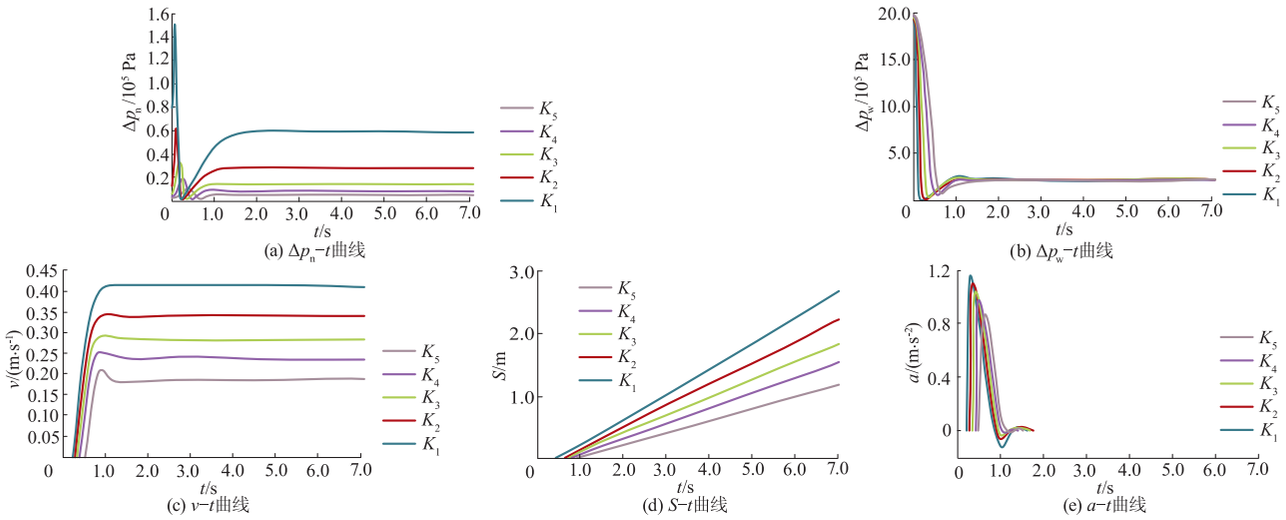


图 7　补偿阀芯弹簧刚度 K 变化时的流量稳定阀动态特性

Fig. 7　Flow stability valve dynamic characteristics under different K

3　结　论

1）推导了补偿阀芯前置式流量稳定阀的主阀腔压力 p_1，发现在补偿阀芯节流和调定节流口节流的节流参数维持不变的条件下，补偿阀腔压力 p_1 可以看作是流量稳定阀输入压力 p_0 与负载压力 p_2 的线性组合.

2）在输入压力 p_0、负载压力 p_2 等确定的情况下，位移变化率 $\Delta x_{pc}/x_{pc}$ 只与负载 p_2 的变化有关；静态平衡状态下流量稳定阀的外部反馈压差 Δp_w 与补偿阀芯位移和补偿阀芯弹簧刚度 k_x 成正比，与补偿阀芯左侧端面圆柱直径 d_t 成反比.

3）增大 p_0 有利于提高负载工作效率，但同时也会增加负载运行的不稳定性. 对于内部反馈压力差和外部反馈压力差，随着 p_0 的增大其值也会增大，但稳定性变差.

4）当负载质量增加时，负载速度、加速度均有所减小，且到达稳定状态的过渡时间也变长；对于流量稳定阀内部和外部反馈压力差，负载质量的增加会导致内外反馈压差的减小，且压差过渡到稳态的时间也会相应延长；直径 d_t 的变化对流量稳定阀的动态性能的影响有限.

5）弹簧刚度 K 会对负载的速度和加速度的反应时间产生延迟，随着 K 的增大，负载速度和加速度的起始反应时间会向后延迟，且速度和加速度的稳定值会减小；对于外部和内部的反馈压力差，随着 K 的增大，内部反馈压力差减小，而且其过渡到稳态的振荡幅度也相应减小.

参考文献(References)

[1] 袁寿其，梁赟，袁建平，等. 离心泵进口回流流场特性的数值模拟及试验[J]. 排灌机械工程学报，2011，29(6)：461－465.
Yuan Shouqi，Liang Yun，Yuan Jianping，et al. Numerical simulation and experiment on characteristics of centrifugal pump inlet recirculation [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering，2011，29(6)：461－465. (in Chinese)

[2] 冯晓迪. 液压阀动态特性试验回路仿真研究[J]. 液体传动与控制，2009(4)：12－14.
Feng Xiaodi. Simulation research of hydraulic valve dynamic characteristics test circuit based on AMEsim[J]. Fluid Power Transmission and Control，2009(4)：12－14. (in Chinese)

[3] 张恒，姚平喜，段少帅，等. 基于 Fluent 的负载敏感平衡阀流场分析[J]. 液压气动与密封，2010(4)：32－35.
Zhang Heng，Yao Pingxi，Duan Shaoshuai，et al. Simulation study of internal flow fluid for the load-sensing counterbalance valve based on fluent[J]. Hydraulics Pneumatics and Seals，2010(4)：32－35. (in Chinese)

[4] 陈继文，李志红，杨红娟. 调速阀式旁路节流调速系统动态特性理论及试验研究[J]. 昆明理工大学学报：理工版，2010，35(2)：56－60.
Chen Jiwen，Li Zhihong，Yang Hongjuan，et al. Theory and experimental research of dynamic characteristics of speed control valve type by-pass trimming circuit [J]. Journal of Kunming University of Science and Technology：Science and Technology，2010，35(2)：56－60. (in Chinese)

[5] 吴文兵,黄宜坚. 功率谱在调速阀故障诊断中的性能分析[J]. 制造技术与机床,2011(12):198 - 201.
Wu Wenbing, Huang Yijian. The performance analysis of power spectrum in a regulating valve's fault diagnosis [J]. Technology & Machine Tool, 2011(12): 198 - 201. (in Chinese)

[6] 张宏, 廉自生, 熊晓燕,等. 基于CFD和两相流技术的高水基液压阀结构设计研究[J]. 煤矿机电,2007(5):1 - 7.
Zhang Hong,Lian Zisheng, Xiong Xiaoyan,et al. Study of high water-base hydraulic valve based on CFD and BPF technique[J]. Colliery Mechanical & Electrical Technology,2007(5):1 - 7. (in Chinese)

[7] 李辉, 柯坚, 刘晓红. 基于CFD的液压锥阀结构特性分析[J]. 流体机械,2009,37(9):33 - 36.
Li Hui, Ke Jian, Li Xiaohong. Analysis of structure characteristics of a hydraulic poppet valve based on CFD [J]. Fluid Machinery, 2009,37(9):33 - 36. (in Chinese)

[8] Koskinen K T, Vilenius M J, Virvalo T, et al. Water as apressure medium in position servo systems[C]//Proceedings of the Forth Scandinavian International Conference on Fluid Power, 1995: 859 - 871.

[9] 贺小峰,王学兵,嵇碧波. 先导式水压溢流阀的设计[J]. 中国机械工程,2005,16(18):1625 - 1628.
He Xiaofeng, Wang Xuebing, Ji Bibo,et al. Design of a two stage relief valve for water hydraulic system [J]. Chinese Mechanical Engineering, 2005, 16(18): 1625 - 1628. (in Chinese)

[10] 孙成通, 韩虎, 曾庆良. 基于MATLAB液压系统仿真技术研究[J]. 煤矿机械, 2007,28(7):39 - 41.
Sun Chengtong, Han Hu, Zeng Qingliang. Research on simulation technology of hydraulic system based on MATLAB[J]. Coal Mine Machinery,2007,28(7):39 - 41. (in Chinese)

[11] 王亮, 韩虎, 高洁. 液压系统仿真软件及其应用[J]. 煤矿机械, 2007,28(12):102 - 104.
Wang Liang,Han Hu,Gao Jie. Hydraulic system simulation software and utilization[J]. Coal Mine Machinery, 2007,28(12):102 - 104. (in Chinese)

[12] 刘银水, 黄艳, 贺小峰. 水压阀的研究与发展[J]. 液压与气动,2001(5):10 - 14. (in Chinese)
Liu Yinshui, Huang Yan, He Xiaofeng, et al. Research and development of water hydraulic valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2001(5): 10 - 14. (in Chinese)

[13] 徐礼锋. 一种流量稳定阀的设计[J]. 机电工程技术, 2007, 36(4): 74 - 76.
Xu Lifeng. A Type of flow control valve analysis[J]. Mechanical and Electrical Engineering, 2007, 36(4): 74 - 76. (in Chinese)

[14] 郭志佳, 刘延斌, 孟文宝,等. 超磁致驱动式流量阀流量特性的数值模拟研究[J]. 重庆邮电大学学报:自然科学版, 2012, 24(4): 512 - 517.
Guo Zhijia, Liu Yanbing, Meng Wenbao, et al. Numerical simulation of the flow characteristic of the giant magnetostrictive-driven flow valve[J]. Journal of Chongqing University of Posts and Telecommunications:Natural Science Edition, 2012, 24(4): 512 - 517. (in Chinese)

[15] Wu D, Burton R, Schoenau G, et al. Analysis of a pressure-compensated flow control valve[J]. Journal of Dynamic Systems,2007, 129(2): 203 - 211.

(责任编辑 盛杰)