

Butko V.S., PhD, **Maksymov K.R.**, **Dakhovnik A.S.**
National Aviation University, Kiev, Ukraine

DYNAMIC RESEARCH OF PRESSURE-REDUCING VALVE

Abstract. The principle of work of the Pressure-reducing Valve is shown as an example of linear automatic control system. The dynamics of a constant pressure control device is considered. The low internal resistance of a pressure source for the whole range of fluid flow is assumed. The variable pressure reducing the transient process at the valve outlet after the step reduction of the load throttle is shown. The reduction of the fluid flow due to the valve throttle control slot resistance increasing and the reduced pressure decreasing after the maximum point form the feedback work. The dynamic equations of the hydro pneumatic automatic devices and elements have the form of nonlinear differential equations in partial derivatives that describe the wave processes in variable volumes. Have been distinguished the open deformable control volume of the reducing cavity between the cross sections of the throttle control slot of the valve and before the throttle of the load and determined the stability and quality of transient process.

Keywords: automatic device; differential transformation; equation of forces; pressure-reducing valve; throttle characteristic

Analysis of the control process can be performed: a) by calculation method; b) experimentally; c) by a combination of calculations and experiment. It is necessary to set up the dynamics equations of the considered system separate elements and perform analysis of the obtained relations. For example, let's consider the constant pressure control device dynamics before any consumer of the simplest hydraulic or pneumatic system.

The Pressure-reducing Valve is represented as a constant pressure control device. It keeps a constant fluid flow pressure after the valve and before the load in the case of the control device and its load are connected in series, as shown in Fig. 1. Here we mentioned a pressure source only, which should provide an approximate pressure constancy $\tilde{p}(t)$ or its small changes in rather wide range of the fluid flow. The Pressure-reducing Valve load determines this flow, but not the power source, which is replaced by the expression $p_c \approx const$ in the Fig. 1.

In such conditions, low internal resistance of a pressure source for the whole range of fluid flow variation is assumed. This value of internal resistance is taken independently on the time and the load parameter. The linear throttle of the variable cross-section which depends on the time only is chosen as a load of the valve in Fig. 1. and represented as the sum of the constant and variable components $f_{th} = f_0 + f(t)$.

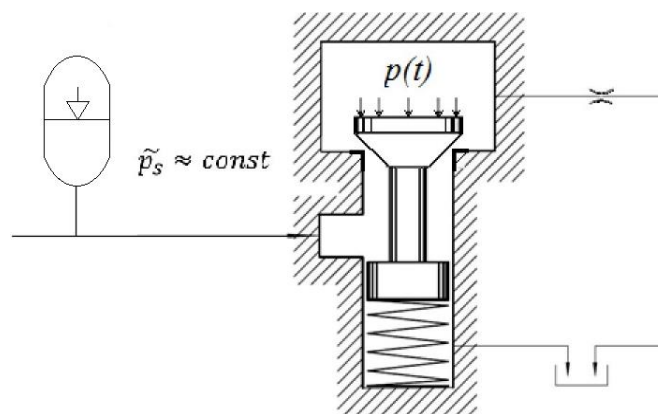


Fig. 1 – The linear throttle as a load of the valve

The load linear throttle characteristic inclination $p_H = f(Q)$ must be positive (Fig.2), because at zero and negative characteristic inclination it loses its properties to maintain the constant pressure.

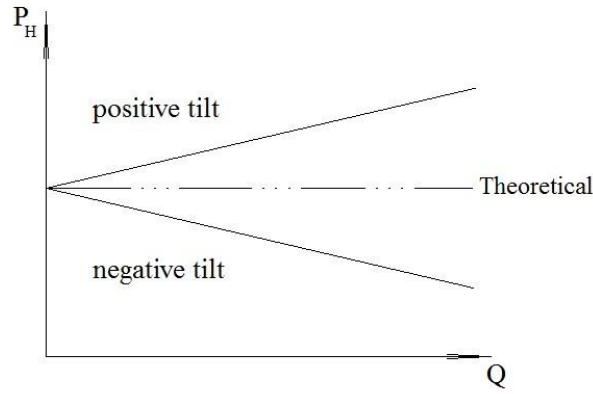


Fig. 2 – Fluid flow – pressure relation

The variable pressure reducing transient process at the valve outlet after the step reduction in time of the load throttle cross-section is shown in Fig.3. The pressure in the reducing zone rapidly rises causing the valve moving downward and the valve throttle control slot cross-section reduction at the initial time due to the stepwise reduction in the load throttle cross-section. The fluid flow reduction through the load throttle (third graph in Fig.3) and along with it the reduction of pressure in the cavity of the reducing valve $p_r(t)$ is the second reason of the valve displacement downward.

The reduction of the fluid flow due to the valve throttle control slot resistance is increasing and the reduced pressure decreasing after the maximum point in the second graph (Fig.3) form the feedback work. In the case, either of the zero or negative inclination of the load characteristics the process of the reduced pressure decreasing after the maximum point is not possible. Decreasing the flow in the case of the negative inclination will not lead to the required pressure reduction, but, on the contrary, to the undesirable increasing the reducing pressure in the transient process.

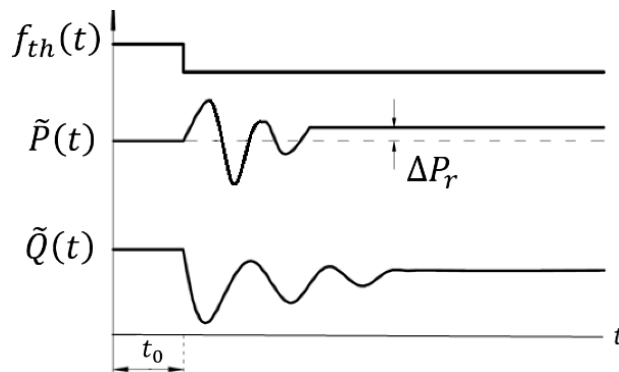


Fig. 3 – The step reduction in time of the load throttle cross-section

Let distinguish the open deformable control volume of the reducing cavity between the cross sections of the throttle control slot of the valve (Fig. 1) and before the throttle of the load, have a form:

$$\frac{dm(t)}{dt} = m_{c. in}(t) - m_{c. out}(t). \quad (1)$$

The control volume mass $m(t)$ can be represented as a variable value due to the considered volume deformations by the movement of the valve gate and changes of the density of compressible medium within the control volume. The mass $m(t)$ can be represented as a product of the compressible medium and volume density, which depends on the time:

$$m(t) = \rho(t)V(t). \quad (2)$$

The equation of forces is the second major equality of the dynamics descriptions of the object. The pressure reducing force acts and directed downward on the sliding shutter with mass m in Fig.1. Therefore, its projection is negative. The hydrostatic forces at the conical part of the shutter and at the end of the cylindrical sliding valve portion of the belt from the side of fluid supply are mutually balanced under any pressure. Thus, they are not recorded in the equation of forces. The shutter lifting reduction is the peculiarity of the spring positive force determination and hence, variable component is negative. The friction force of the cylindrical corbel is assumed as a linearly dependent from the speed and directed against the positive direction of the "x" at $dx(t)/dt > 0$ with the purpose to simplify the linear model. According to the law of momentum change (Newton's second law), the equation of forces projected on the X axis is written as:

$$-(p_{r0} - p(t))F + c(h - x(t)) - k_B \frac{dx(t)}{dt} = m \frac{d^2x(t)}{dt^2}. \quad (3)$$

[1].

[2]. The pressure substitution to the left part of the equation removes the constant components $p_{r0}F = Ch_0$ that do not contain the perturbations $f(t)$:

[3].

$$[4]. \quad m \frac{d^2x(t)}{dt^2} + k_B \frac{dx(t)}{dt} + cx(t) = -Fp(t). \quad (4)$$

[5].

From the polynomial it is not difficult to get the first transfer function of the linear model of the reducing valve in the form of a rational fraction:

$$W_x(S) = \frac{X(S)}{\varphi(S)} = \frac{b}{(a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0)}. \quad (5)$$

In this formula the three-term square is designated by symbol $\theta(s) = ms^2 + k_bS + C$. As a result, equality can be written as the second transfer function of the reducing valve by pressure.

$$W_p(s) = \frac{P(s)}{Y(s)} = - \frac{b_2s^2 + b_1s + b_0}{a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0}. \quad (6)$$

From the theory of linear differential equations stability is provided by fulfill of a system of inequalities for the third order equations:

$$a_0 > 0; a_1 > 0; a_2 > 0; a_3 > 0; a_1a_3 > a_0a_2. \quad (7)$$

The fulfill of inequality does not provide the dynamic quality of the object. It is necessary to choose such combinations of coefficients of the denominator of transfer functions at which dynamic quality will be the best. Small overshoots or dips of pressure reduction and minimum time required for a step perturbation.

Conclusion

1. The Pressure-reducing Valve is represented as a constant pressure control device. It keeps a constant fluid flow pressure after the valve and before the load which is connected in series.

2. In order to describe the dynamics of the considered object it is necessary to use two main hydraulic equations: the continuity equation of the system and the equation of forces of the sliding valve.

3. A significant increase in fluid compressibility coefficient at small values, significantly reduces the stability of the regulator, and at the medium and big values, practically does not change the zone of stability or even increases it.

4. Regulators design, it is recommended to select the zones located on the right side of the stability curve, since this provides a wide band of operating frequencies.

References

- "Sizing and Selection of Pressure-Relieving Devices, API 5210-1". Techstreet.com. Retrieved 2012-01-19.
- Richard C. Dorf, Robert H. Bishop. *Modern Control Systems* (9th ed.) ISBN-13:978-0-13-602458-3 . –Texas , 2011. – 1012 p.
- Matlab for Engineering Applications* by William J. Palm III (McGraw-Hill, 1999).
- Klaudiusz, Klarecki. *Selected Engineering Problems* (№3). Institute of Engineering Process Automation and Integrated Manufacturing Systems, Faculty of Mechanical Engineering, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland.

УДК 681.52:[004.896+004.94]

Узунов О.В., д.т.н., проф.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ГРАФІЧНІ ЗАСОБИ ПРЕДСТАВЛЕННЯ І ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ГІДРОАВТОМАТИКИ

Анотація. Робота присвячена питанням методології проектування принципових схем технічних систем з гідравлічними та механічними компонентами. Основними проблемами є високі вимоги до кваліфікації розробників та значні витрати часу, що обумовлено інтуїтивним підходом до проектування схем та відсутністю спеціалізованої бібліотеки графічних позначень елементного базису. Запропоновано загальне уявлення на складну технічну систему, як таку, що взаємодіє з зовнішнім середовищем через потік енергії, інформації і матеріалу. Шляхом дискретних дій технічна система формує задані властивості потоку. На основі міркувань визначено комплект дій, які реалізуються в технічних системах для вирішення широкого кола задач гідравтоматики. Розроблено графічні засоби для позначень цих дій та методу їх застосування для представлення структур принципів дії технічних систем. Застосування графічних засобів дозволяє частково формалізувати перехід від комплексу властивостей технічної системи до структури принципу дії і до її принципової схеми. Використання формального алгоритму знижує вимоги до кваліфікації і зменшує часові витрати на проектування принципових схем.

Ключові слова. Методологія, технічна система, гідравтоматика, принципова схема, ефективність проектування, формалізація, графічні засоби.

Формулювання проблем та актуальність. Проектування складних технічних систем гідравтоматики потребує високої кваліфікації розробників і значних часових витрат. В великій мірі це обумовлено фізичною різномірністю компонентів систем, складністю процесів і складністю їх узгодження для досягнення потрібних експлуатаційних характеристик. Проектування передбачає визначення принципів дії, розроблення принципів схем, розроблення, налагодження та використання математичних моделей, визначення параметрів конструкцій компонентів і систем та конструювання. В ході проектування використовуються графічні засоби, які є основою для представлення принципів дії, будови, організації процесів та ін. Прикладами таких засобів є графічні позначення елементів гідравтоматики та принципові схеми систем на їх основі [1]. Ці засоби створювались засновниками предметної області для передачі інформації про принцип дії елементів та систем. Основними вимогами до таких позначень були мінімізація зображення при збереженні достатньої інформативності і забезпеченні інтуїтивного сприйняття. Що і було забезпечено. Треба зауважити, що в період становлення цих графічних засобів, принципові схеми систем розроблялись інтуїтивним шляхом, і задача формалізації процесу розроблення принципів схем систем була не на часі. Прикладами також є графічні засоби, які використовують для позначень елементарних процесів та схем процесів [2-5]. Ці засоби розроблялись в історично більш сучасний період і призначались для вирішення задач побудови математичних моделей та моделювання. Графічні засоби [4,5] використовують для вирішення задач проектування принципів схем дискретних систем.