

50X1-HUM

Page Denied

Next 1 Page(s) In Document Denied

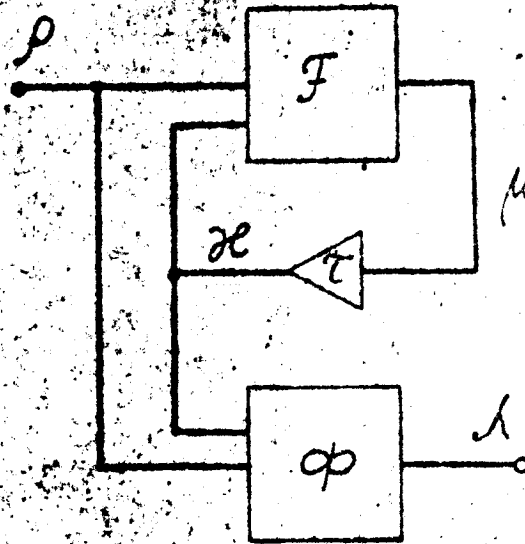


Fig.
Puc. 1.

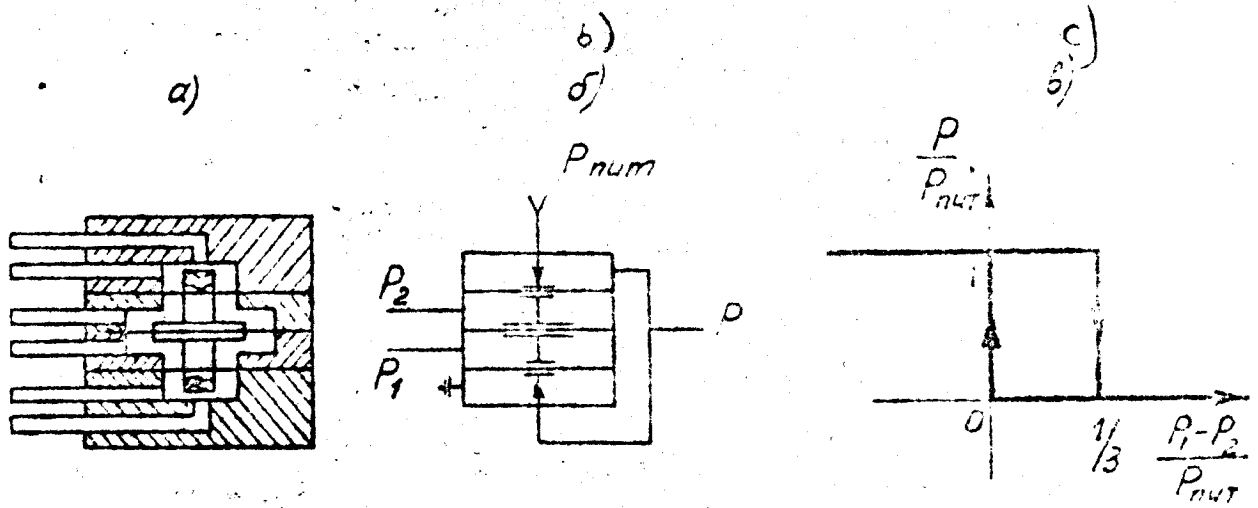
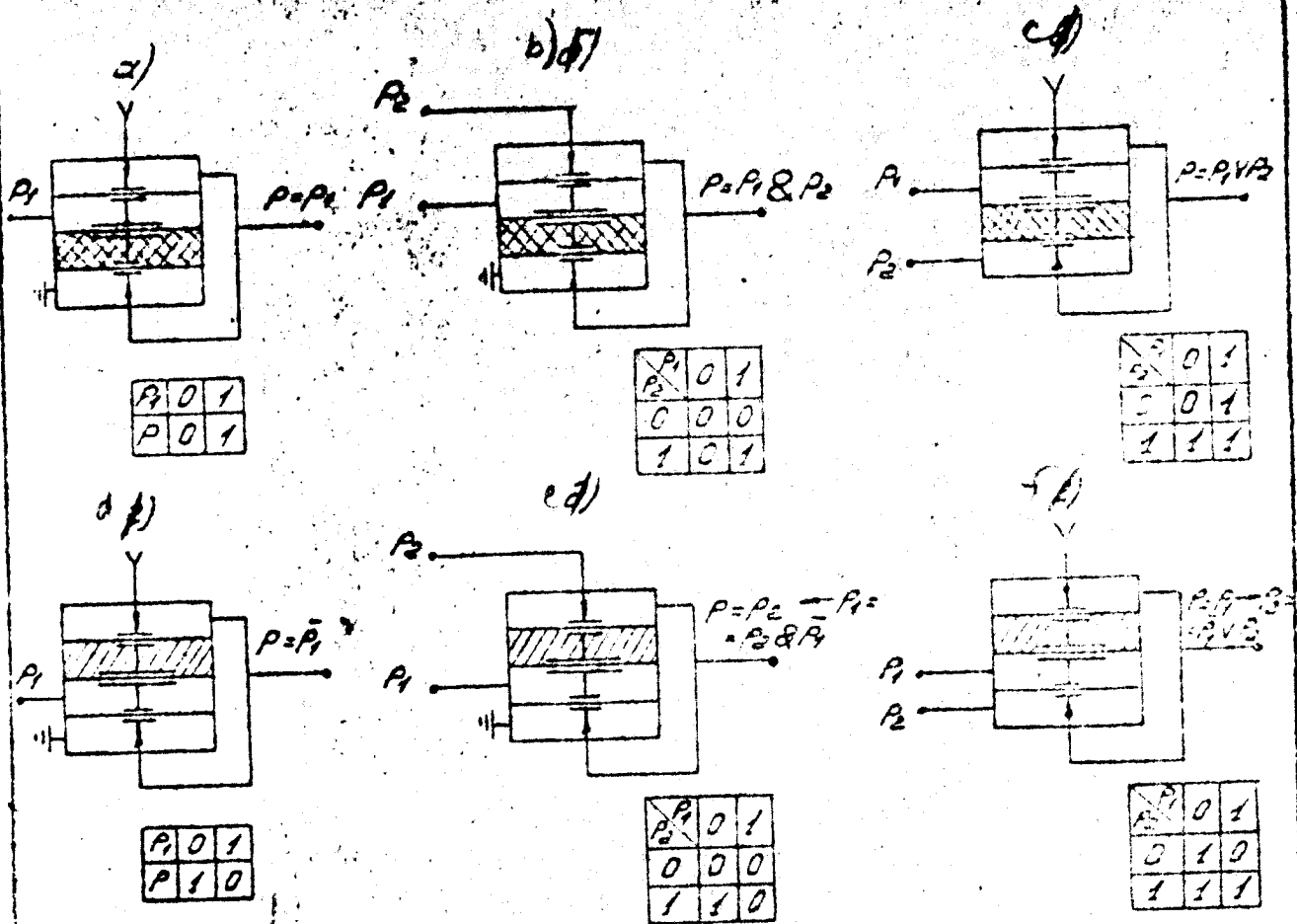


Fig
Puc. 2



||||| $P_{n1} = 0,3 P_{num}$ ■■■■■ $P_{n2} = 0,7 P_{num}$

Fig.
Puc. 3.

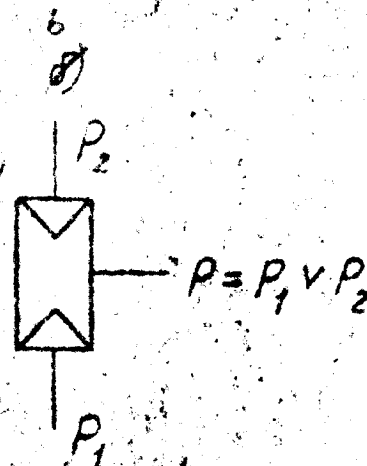
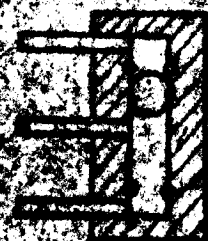


Fig.
Puc. 4

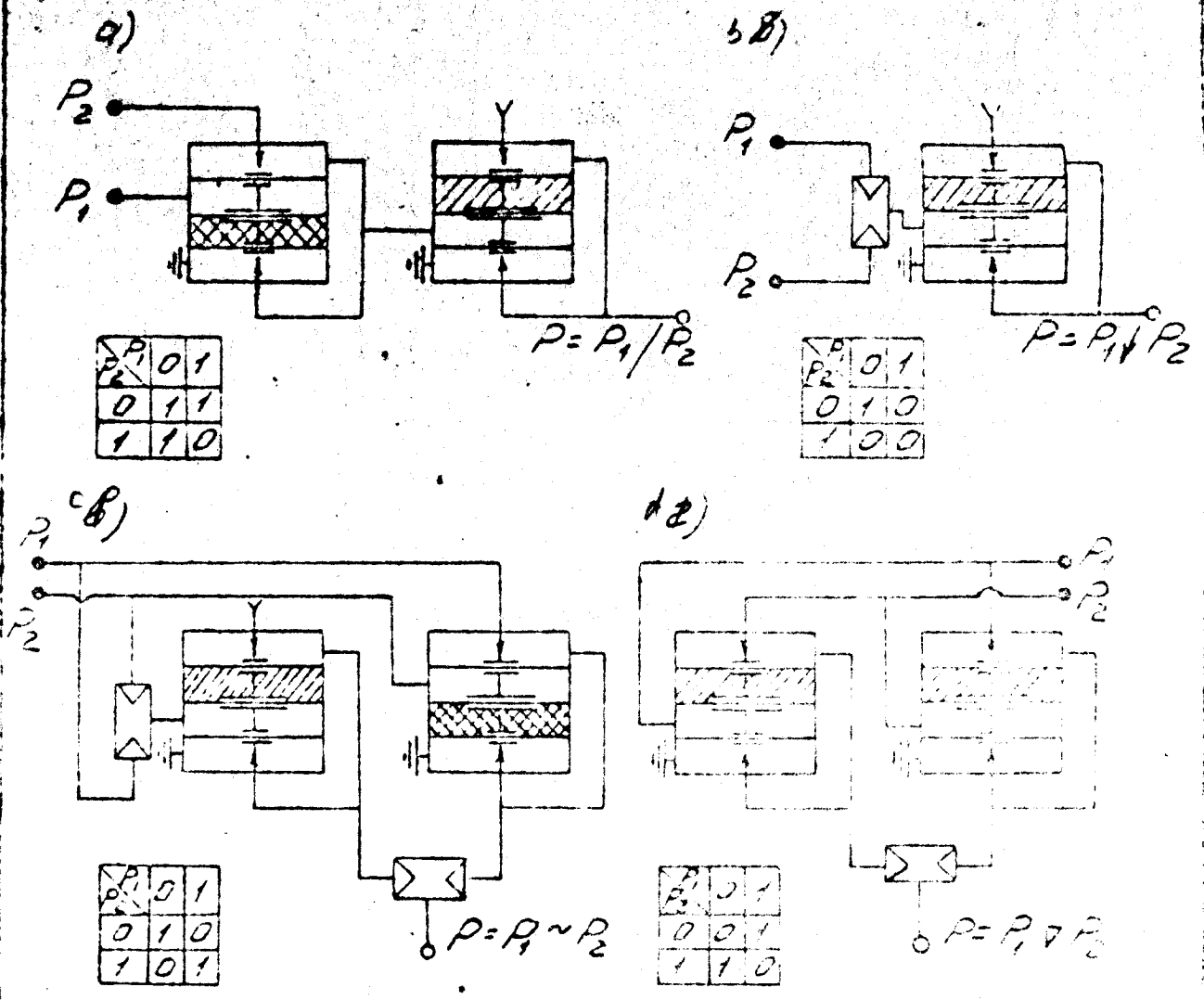


Fig
Part. 5

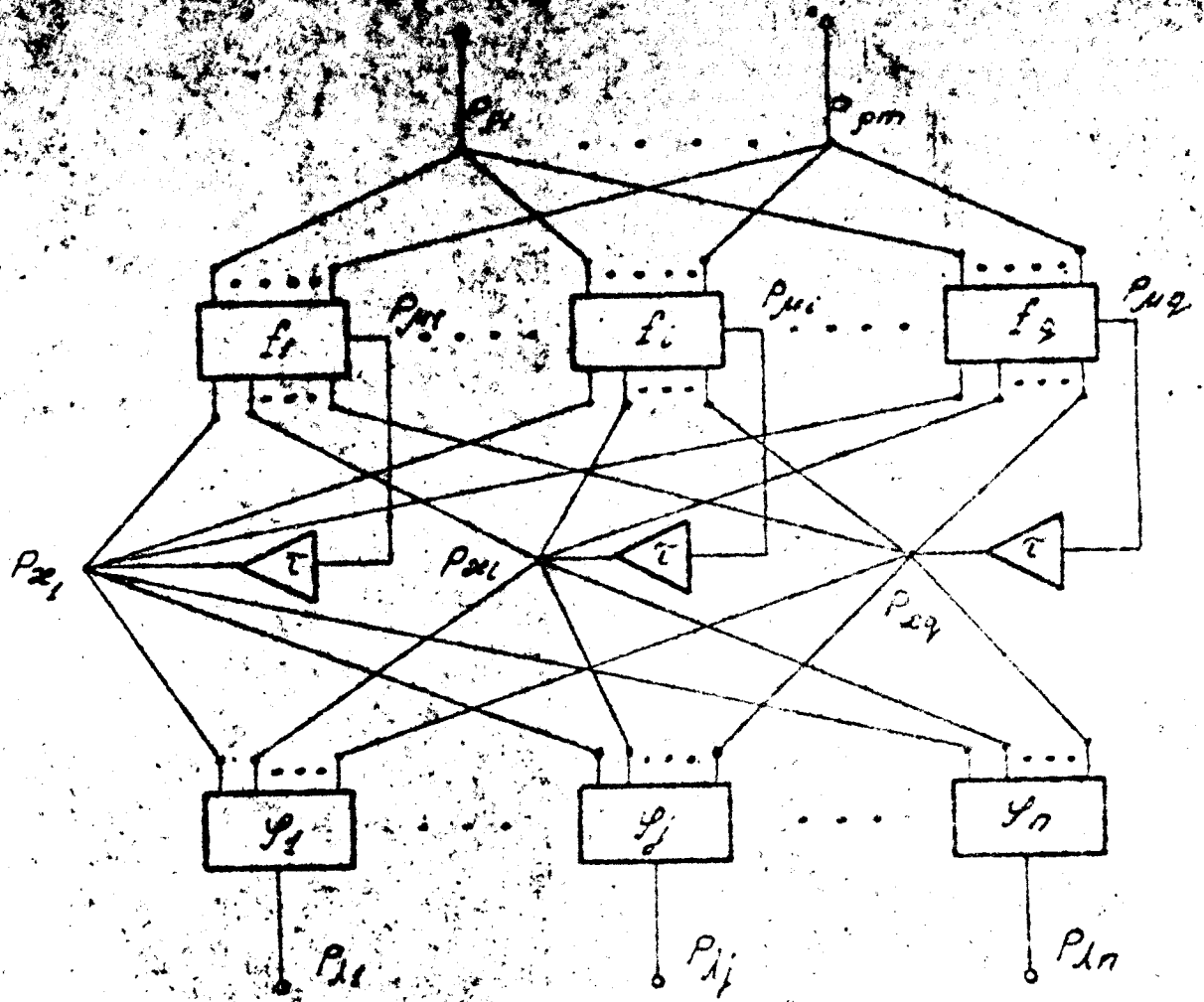
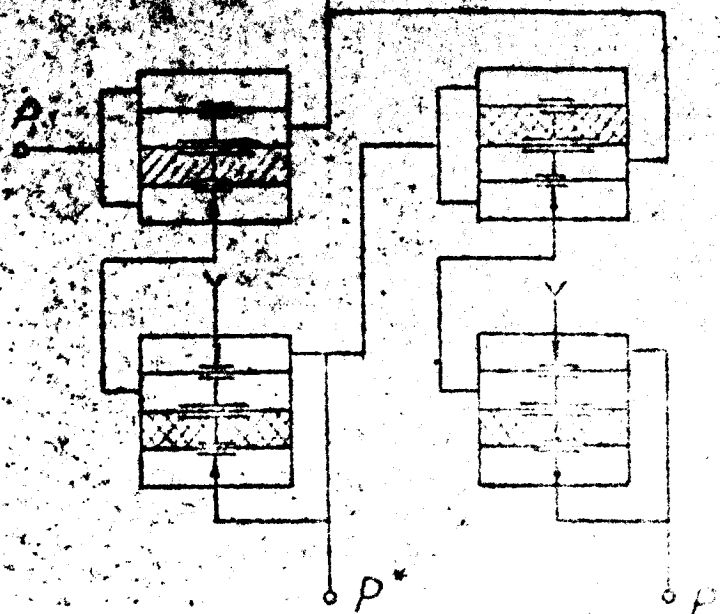
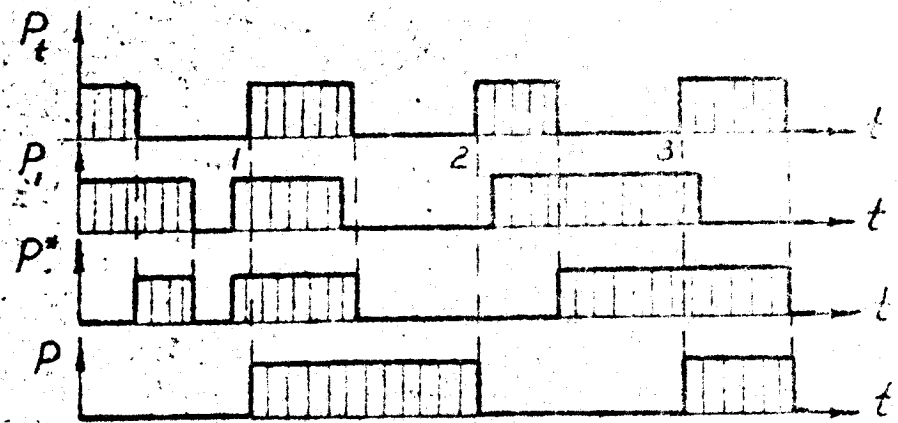


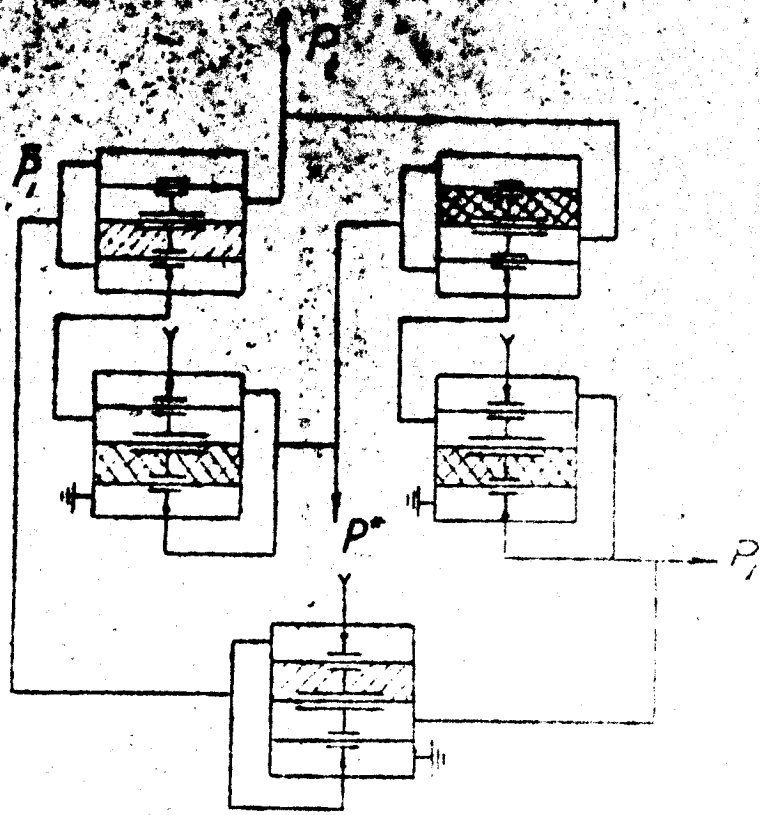
Fig
Pic 6.



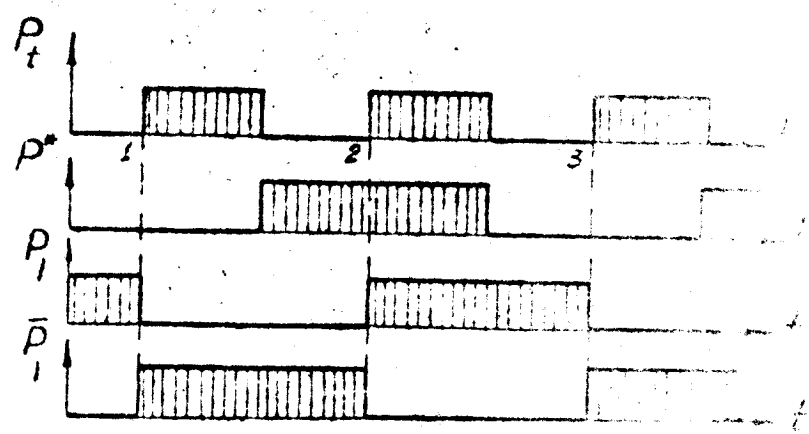
5.6)



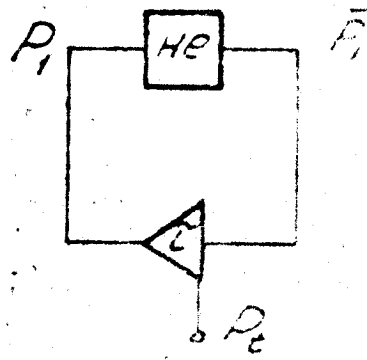
V.S.
Page 7

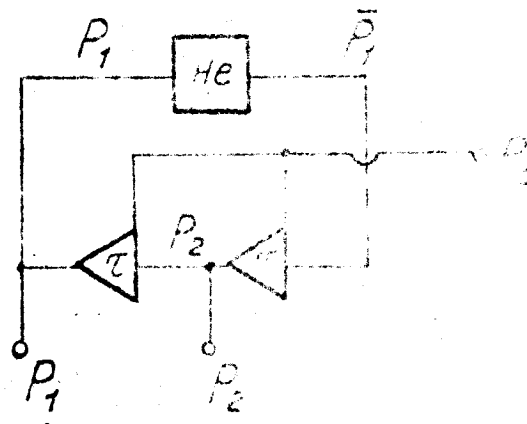


b)



c)





Proc. 9

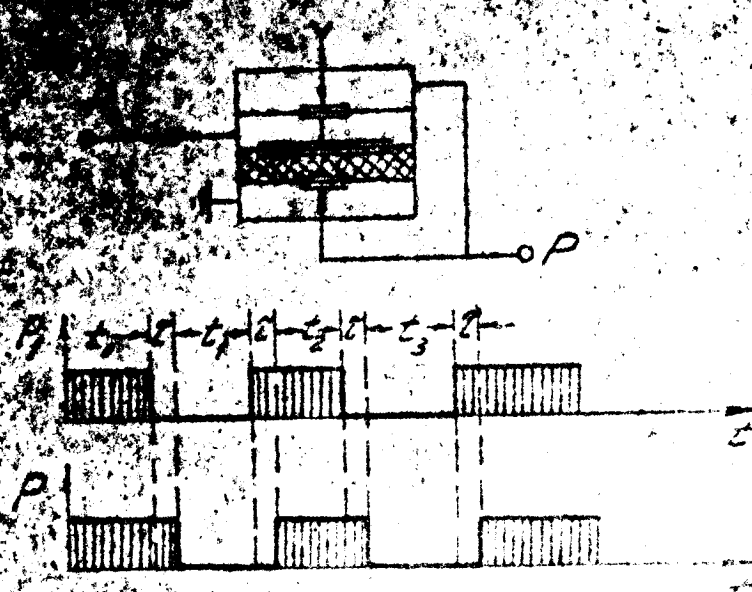


Fig
Puc. 10

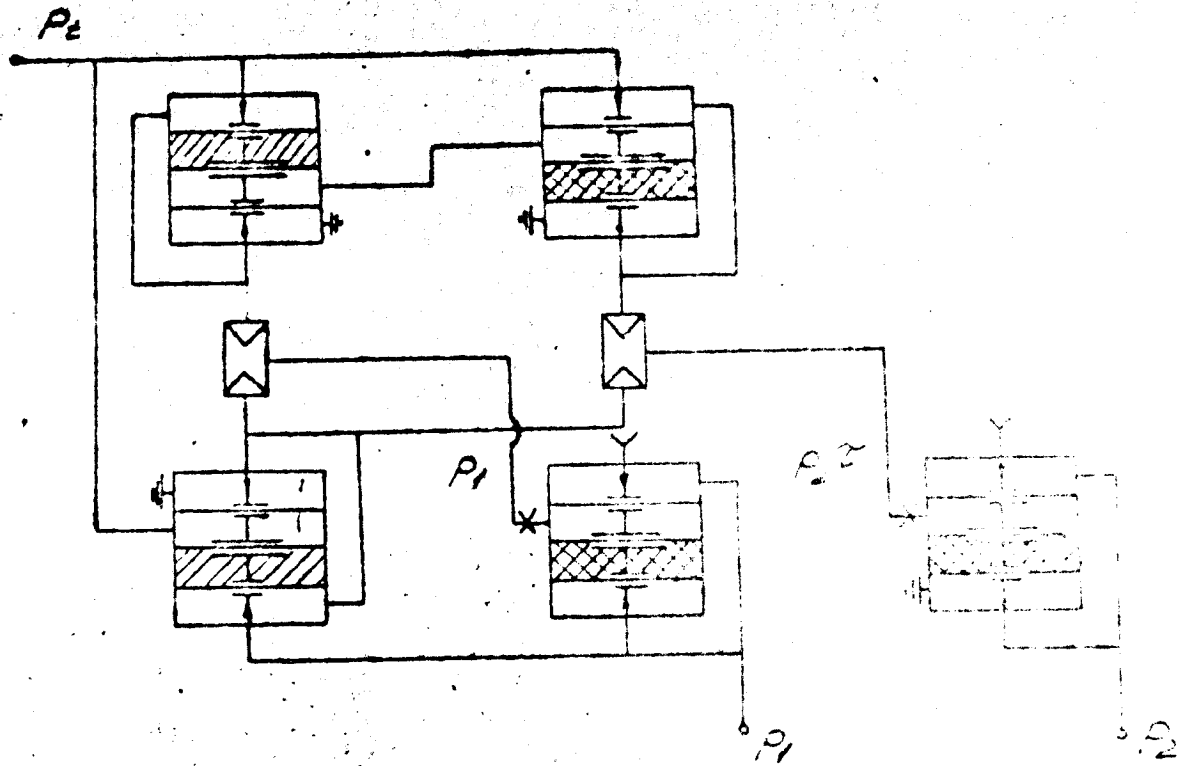


Fig
P. 11

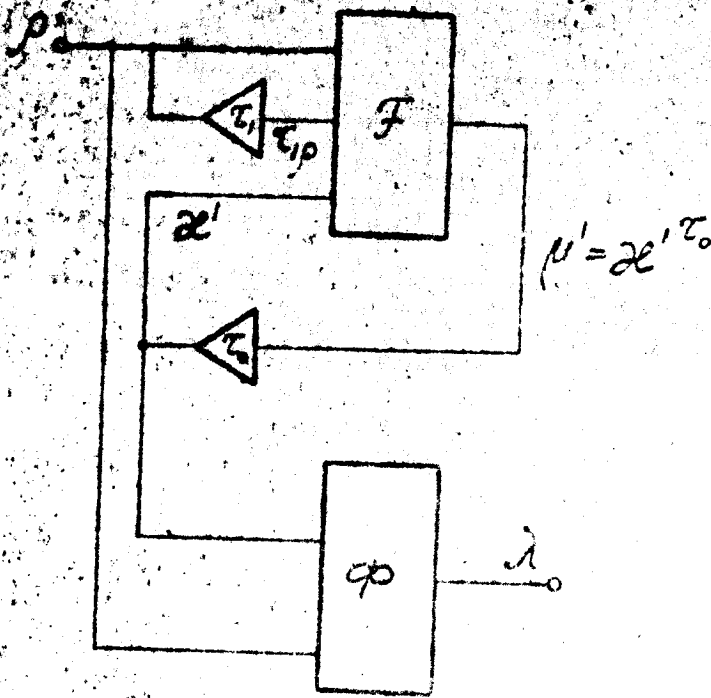


Fig. 12

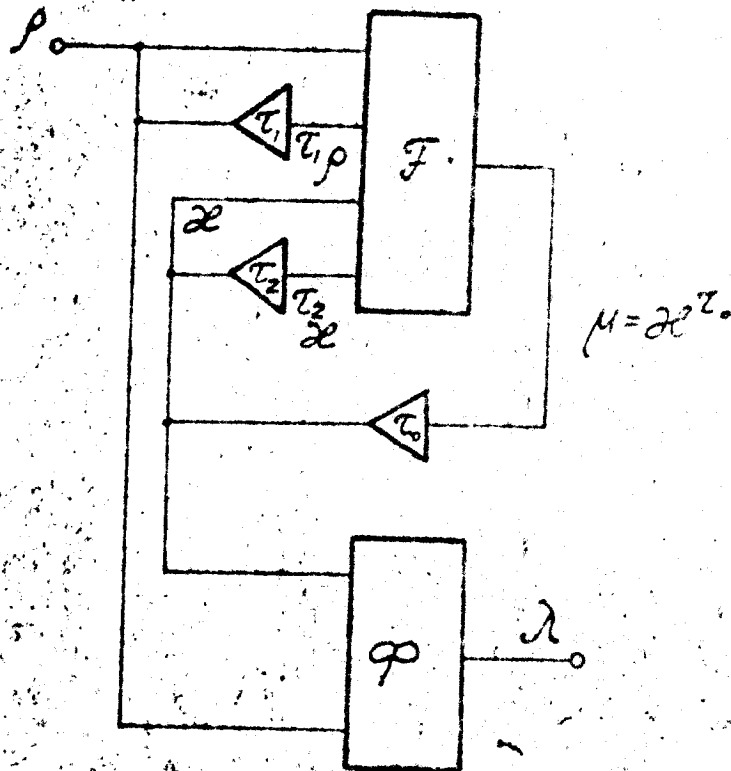


Fig. 13

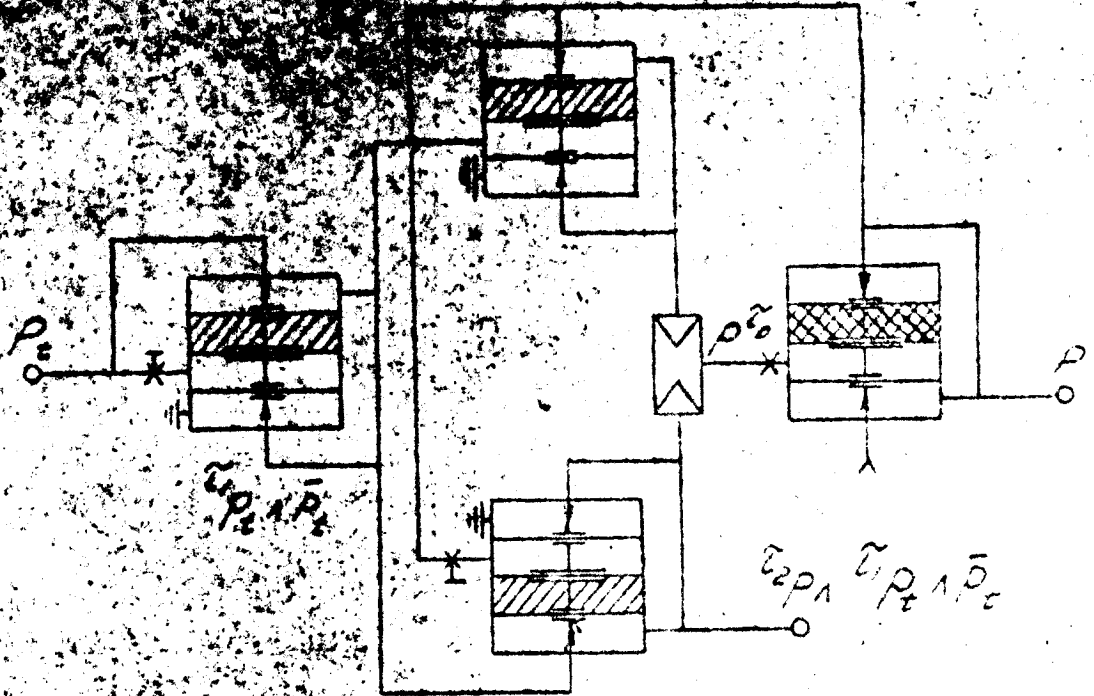


Fig.
Proc. 14

SEVERAL PROBLEMS OF THE DYNAMICS OF HYDRAULIC- GEAR LATHES

by

B. L. Korobochkii

This article examines the operating unit of a hydraulic gear lathe which is a closed system. A generalized structural scheme of a hydraulic gear lathe has been compiled which makes it possible to use frequency methods to study the dynamics of a hydraulic gear.

In modeling the hydraulic gear of a broaching lathe, it is shown that it is possible to synthesize the stabilizing devices in order to obtain the desired transitional process of the operating unit of the lathe.

The advantages of using a hydraulic gear in automatic lathes and lines which have brought about its extensive use, are well known. However, there often occurs instability of motion of the operating units, especially in lathes with long hydraulic cylinders. Occasions of instability of motion are encountered not only when there are low shifting velocities, where one of the causes of instability is the "falling" characteristic of friction, but also when there are relatively high travelling speeds where the force of friction in the controls is slightly dependent upon the travelling speed.

Frequency methods of analyzing the synthesizing linear systems which have been widely used in the technology of automatic controls, have been applied only to solve the problems of instability in hydraulic tracking systems and, as far as we know have not been used up to now in planning ordinary feed gear lathes.

This work attempts to present the dynamic system of a hydraulic gear in a structural scheme which makes it possible to be analyzed by known frequency methods using electronic modulating devices.

The hydraulic gear system can be represented as a closed system consisting of two sections (Fig. 1): the mechanical section whose characteristics are described by the transmission function $W_m(s)$, and the hydraulic section with the transmission function $W_r(s)$. The input effect of the mechanical section is

- 2 -

the change in the motive power $\mathcal{G}(s)$; the output coordinate is the change in the velocity of the operating unit of the lathe $\mathcal{M}(s)$. There is a disturbance in the operating unit of the lathe which corresponds to changes in the cutting and friction forces which can be overcome by the operating unit. Depending on the type of lathe, this disturbance can be either periodic, as in broaching and cutting lathes, or single, as in planning and grooving lathes.

The transmission function of the mechanical section

$$W_m(s) = \frac{\mathcal{M}(s)}{\mathcal{G}(s)}$$

characterizes not only the construction of the mechanical part of the operating unit of the lathe, but also the dynamic characteristics of the operating process, i. e., the relationship between velocity changes and the cutting and friction forces produced by these changes. A number of works in the fields of cutting and friction have been devoted to a determination of these characteristics e. g. [1].

The task of a hydraulic gear, as for any other gear, is to obtain the operating unit of the machine with the motive force converting the corresponding form of energy into mechanical energy, and to make the motive force conform to a given velocity. The dynamic characteristics of a hydraulic gear are described by the transmission function

$$W_h(s) = \frac{\mathcal{G}(s)}{\mathcal{M}(s)}$$

where the input coordinate is the change in velocity $\mathcal{M}(s)$, and the output coordinate is the change in the motive force $\mathcal{G}(s)$.

In a general case, a regulating action can also be applied to the gear during a programmed regulation of the velocity. In this work, the simplest case is examined when the gear is constructed for a specific shifting velocity, the established value of which is not regulated during the time interval under study.

Thus, we have a closed system whose behavior is influenced by the characteristics of both the mechanical and hydraulic parts. When the entire system is divided into its mechanical and hydraulic parts, elements, which constructively, belong

- 3 -

more to a hydraulic gear, may enter the mechanical system. For example, when we study the operating unit of a lathe, which has been started by a hydraulic cylinder, it is necessary to relate the mass of the piston and coupling rod and their friction characteristics, when compressed, to the transmission function of the mechanical section, although constructively they belong to the hydraulic gear.

Since $W_n(s) > 0$, for, when the motive force increases, its velocity and derivatives always increase; the necessary conditions for the stability of the system is the negative value of the transmission function of the hydraulic gear, since only under this condition is the system closed by the negative feedback.

The stability and quality of the transition processes of a system may be made to conform to the operational requirements of the lathe by assigning the corresponding characteristics of both the mechanical and hydraulic sections.

In this work, we assume that the transmission function of the mechanical section is given, and that it is necessary to define the quality of the transition processes with parameters and the scheme of the hydraulic gear. To do this, let us make a structural scheme of the hydraulic gear in a general form, i. e., a scheme which describes the occurrence of the operating processes in the hydraulic gear independent of the scheme used to do this.

The motive force of the hydraulic cylinder (Fig. 2) is determined by the equation

$$P = F_2 p_2 - F_1 p_1$$

where \underline{P} is the motive force

p_2 is the pressure in the pressure cavity of the cylinder

p_1 is the pressure in the counterpressure cavity

F_2, F_1 are the areas of the corresponding cavities.

This equation can be written in relative increments as:

$$\delta = \frac{1}{R-d} (R\delta - d\delta) \quad (1)$$

- 4 -

where $\psi = \frac{\Delta P}{P_0}$ - is the relative change in the motive force;
 $\psi = \frac{\Delta P_1}{P_1}$ - is the relative pressure change in the pressure cavity;
 $\chi = \frac{\Delta P_2}{P_2}$ - is the relative counterpressure change
 $R = \frac{P_2}{P_1}$ - is the ratio of pressures in the cavities of the cylinder at the established operational regime;
 $d = \frac{F_1}{F_2}$ - is the relationship of the areas of the cylinder cavities.

Now, as well as later on, all the coordinate values with an established movement will be written with the subscript "0", and all increases with the prefix Δ .

Since the operating fluid used in the hydraulic gears is compressible, the process of pressure change in the cavities takes place with a certain delay with respect to velocity change. If the wave processes are disregarded, the equation of continuity of the cavities of the cylinder can be written for both cavities in the following form:

for the pressure cavity:

$$Q_2 = F_2 v - \frac{dV_2}{dt}$$

for the counterpressure cavity:

$$Q_1 = F_1 v + \frac{dV_1}{dt}$$

where v is the travelling velocity of the piston;

Q_1, Q_2 the second discharge of fluid from the cylinder;

V_1, V_2 the volumes of the fluid in the corresponding cylinder cavities.

But

$$\frac{dV_1}{dt} = - \frac{V_1}{E_0} \cdot \frac{dp_1}{dt}$$

where E_0 is the elastic modulus of the fluid.

This relationship holds true even for the pressure cavity. Therefore, the equations of continuity in relative increments can be written as:

$$m = \psi_1 + T_1 s \chi \quad (2)$$

*

T. R. Note: "Second" here meaning unit of time.

- 5 -

$$m = Q_2 - T_2 \cdot \psi \quad (3)$$

where $m = \Delta v/v_2$ is the relative velocity change;
 $\alpha_1 = \Delta Q_1/Q_2$ the relative change of discharge in the counterpressure cavity;
 $\alpha_2 = \Delta Q_2/Q_{20}$ is the relative change of discharge in the pressure cavity;
 $T_1 = L_1 p_{10}/E_0 v_0$ the time constant of the compressibility of the fluid in the counterpressure cavity;
 $T_2 = L_2 p_{20}/E_0 v_0$ the time constant of the compressibility of the fluid in the pressure cavity;
 L_1, L_2 the lengths of the corresponding cylinder cavities.

Since the time constant of the compressibility of the fluid depends on the position of the piston in the cylinder, then strictly speaking, they are variable parameters. However, since we are studying the behavior of the system with slight deviations, we can assume without any significant error that they are constant during the transition process examined, but we should make a decision as to the stability of the system when the piston is in different specific positions. Since, in most cases, the volume of the fluid which is in the cylinder cavities is considerably greater than the volume of fluid in the tubes, we can disregard the latter although, if it is necessary, it can be easily calculated.

For the operation of the hydraulic gear, it is necessary to grease the pressure cavity of the hydraulic cylinder and to take the grease from the counterpressure cavity. Depending on the scheme and designation of the gear, a different hydraulic apparatus and pumps are used to do this. The main feature of this apparatus is the dependence of the discharge on pressure. It is possible to express the characteristics of the apparatus and pumps included in the corresponding cavity of the hydraulic scheme of the pump, by the transmission functions.

$$W_1(s) = \frac{Q_1(s)}{p(s)} \quad (4)$$

$$W_2(s) = \frac{Q_2(s)}{p(s)} \quad (5)$$

- 6 -

where $W_1(s)$ is the transmission function of the apparatus contained in the counterpressure cavity;

$W_2(s)$ is the transmission function of the apparatus and pump contained in the pressure cavity.

A simultaneous study of equations 1, 2, 3, 4, and 5 makes it possible to make a generalized structural scheme of the hydraulic gear which is shown in figure 3.

From the structural scheme of the hydraulic gear, it is clear that the basic influence on the characteristics of the hydraulic gear is the time constant of the compressibility of the fluid and the transmission functions of the hydraulic apparatus contained in the corresponding cavity. Therefore, the transmission function of the hydraulic gear can be written as:

$$W_r(s) = -\frac{1}{R-d} \left[R \frac{\frac{1}{T_2 s}}{1 - \frac{W_2(s)}{T_2 s}} + d \frac{\frac{1}{T_1 s}}{1 + \frac{W_1(s)}{T_1 s}} \right] \quad (6)$$

In the examination of the general structural scheme of the system of the operating unit -- gear, it was shown that for the system to be stable, the necessary condition was the negative value of the transmission function of the gear. From equation [6], we see that this condition is always fulfilled when $W_2(s) > 0$ and $W_1(s) > 0$. The structural scheme shows that if these conditions are not fulfilled, the integrating sections of the compressibility of the fluid in the cylinder cavities are the positive feedbacks.

Independent of the scheme of the hydraulic gear and of the characteristics of the apparatus used in it, leakages in the hydraulic cylinder, which we did not consider when making the structural scheme of the gear, can be very important. Let us show what leakages can do. Since external leakages in hydraulic cylinders are intolerable we shall study only those leakages which go from one cylinder cavity into another. Leakages between cylinder cavities are proportional to pressure drops in the cavities and are defined by the relationship:

$$q = c (P_2 - P_1)$$

- 7 -

where g is the second* leakage discharge;
 c is the coefficient of proportionality.

In relative coordinates, this equation has the form:

$$g_2 = \frac{1}{R-1} (R\psi - \delta) \quad (7)$$

where $g_2 = \Delta g/g_0$ is the relative leakage change.

The equations of continuity can be written in the following form when leakages are taken into consideration:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m} &= g_1 + T_1 \psi - z_1 g_y \\ \dot{m} &= g_2 - T_2 \psi - d z_2 g_y \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

where $z_1 = g_0/F_1 v_2$ is the relative leakage coefficient.

If we set $d = 1$, which corresponds to the equality of the areas of the cylinder cavities, the structural scheme of the system will take the form shown in figure 3b which shows that when the areas of both cylinder cavities are the same, leakages form a negative feedback, which closes the entire gear. If $d > 1$, the leakages form negative feedbacks which separately close each of the contours of the gear cavities. Moreover, the effect of the leakages on each of these contours will be different, and this difference is determined by the ratio of the areas. Leakages have more effect on a cavity with a smaller area. However, the qualitative effect is preserved, i. e., leakages between the cavities favor conditions of system stability due to the introduction of a rigid negative feedback with the coefficient of the feedback z_1 . Therefore, when a system is not required to be stable (independent of the load velocity), the leakage can be artificially increased; and this is a very effective way of stabilizing the system. Another limitation, besides rigidity, in the application of such a stabilizing contour is the expenditure of the energy and correspondingly, the heating of the grease in the system.

On the basis of the generalized structural scheme compiled, we studied the dynamics of a vertically-broaching lathe for the purpose of decreasing its vibrations while broaching. Figure 4 shows the main hydraulic scheme of

* T. R. Note: "second" being a time interval.

- 8 -

a broaching lathe. The system works in the following fashion: from a pump of a variable capacity [1], the grease enters under pressure into the pressure cavity of the hydraulic cylinder [2]. The grease is forced out from the opposite cavity back into the pump, but since the amount of grease being forced out exceeds the amount being supplied by a magnitude which corresponds to the area of the piston rod, this excess runs off through the counterpressure valve [3] which is adjusted for a constant pressure.

Broaching lathes operate in a velocity range of 1-10 m/min. In this velocity range, the dependence of the forces of cutting and friction on velocity is very slight; therefore, the transmission function of the mechanical section can be derived from the equation:

$$M \frac{d(Av)}{dt} + J(t) = \Delta P$$

where M is the given mass of the operating carriage of the lathe, including the moving parts.

The transmission function of the mechanical section has the following form:

$$W_m(s) = \frac{\Delta v(s)}{Q(s)} = \frac{1}{T_0 s} \quad (9)$$

where $T_0 = Mv_0/P_0$

In the hydraulic section, the transmission function of the apparatus of the pressure cavity $W_2(s)$ is determined by the characteristics of the pump, and the transmission function $W_1(s)$ is determined by the characteristics of the counterpressure valve.

The operation of the pump is characterized by the dependence of discharge on pressure. Generally speaking, this characteristic is non linear; but it can be made linear without any serious errors, describing it by the following equation:

$$\Delta Q_H = c_1 \Delta P_H \quad (10)$$

where Q_H is the second discharge of the pump under pressure of P_H .

- 9 -

P_H is the pressure of the pump;

C_1 is the angular coefficient.

If we disregard the counterpressures in the tube conductors, and the leakages in the cylinder, then $P_H = P_2$ and $Q_H = Q_2$. The angular coefficient of the characteristic can be expressed by the volume coefficient of the efficiency of the pump as:

$$C_1 = \frac{Q_{20}}{P_{20}} \left(\frac{1}{\gamma_0} - d \right) \quad (11)$$

where γ_0 is the volume coefficient of the efficiency of the pump:

The common solution of equations 10 and 11 gives

$$W_2(s) = \frac{Q_2(s)}{Y(s)} = -z_2 \quad (12)$$

where $z_2 = \frac{1}{\gamma_0} - 1$

The pressure gate valve is used as the counterpressure valve in the lathe. Its transmission function has the following form:

$$W_k(s) = \frac{Q_k(s)}{Y(s)} = K_1 \frac{\pi^2 s^2 + T's + 1}{K_1 T^2 s^2 + K_1 T's + 1}$$

where Q_k is the relative discharge of the valve;

k_1 is the amplification factor of the valve;

T, T' are the time constants.

Considering that the time constant of the valve is several orders less than the other time constants of the system, and that in practice they do not effect the frequency characteristics of the system within the limits of the cutting frequency, we get

$$W_k(s) = K_1 \quad (13)$$

$\frac{1}{\rho} \frac{c_{22}}{c_{11}}$	T_1	T_2	T_0	W_1	W_2	R	α
1.67	8.35×10^{-2}	0.24	4.03×10^{-5}	21.8	-1	4.5	1.16
8	1.1×10^{-2}	0.08	2.2×10^{-4}	4.55	-0.116	4.5	1.16
16.7	5.35×10^{-3}	0.024	4.63×10^{-4}	2.18	-0.05	4.5	1.16

- 10 -

The transmission function k_1 is determined from the experimental statistical characteristics of the valve. Since the valve discharge corresponds to the difference of the discharges of the cylinder,

$$Q_k = \frac{d}{d-1} Q_1$$

Therefore, the transmission function of the apparatus of the counterpressure cavity is determined as:

$$W_1(s) = \frac{d-1}{d} K_1 \quad (14)$$

The structural scheme of the system of the broaching lathe is shown in figure 5.

The study of the system was carried out on an INT-5 electronic modulating machine. The operation was carried out by engineer Iu. R. Chernova. Fig. 6 shows the scheme of the model. The study was made when the piston was in different positions in the cylinder $/L_1, L_2/$ and when there were different specific broaching velocities with a single disturbing effect and with the periodic external effect of a right angle form with the frequency which corresponds to the broaching operation of a given pitch with a given velocity. Table 1 shows the parameters of the system for the middle position of the piston in the cylinder when three speeds are given.

TABLE I

Figures 7a and 7b show the oscillograms and transition process of the system which were derived on the model with an average broaching velocity (8 cm/sec), with a single (a) and right angle periodic (b) effect. The top curve corresponds to the velocity change $/v/$, the bottom curve -- to the change in the motive force $/F/$.

The oscillogram shows that although the system is stable, the transition process is highly oscillating with a small attenuation decrement. The structure of the amplitude and phase characteristics of the system show that the phase margin in this system is about 10° . Oscillogram 76 shows that during broaching,

- 11 -

the oscillations in the system do not attenuate between the two impulses from the mouth of the broaching teeth. This can be confirmed by studying the machine when there are strong vibrations during the broaching.

As was pointed out above, stabilization of the system by the artificial increase of leakages is expedient in this case because the temperature of the grease in the hydraulic gear is increased. Therefore, another stabilization method was accepted which was developed on the basis of an analysis of the structural scheme of the system. A study of the system on the model shows that the effect on the stability of the system of the pressure cavity is considerably greater than that of the counterpressure cavity, since $R > a$, $T_2 \gg T_1$ and $W_1 \gg W_2$. Therefore, it is expedient to introduce into the pressure cavity an additional flexible feedback which encompasses the integrating section $-1/T_2 S$. Figure 8 shows the hydraulic scheme of the lathe with a device which provides the required characteristics. The device consists of a hydraulic holding capacity and a throttle. No explanation is required for the operation of this device.

The transmission function of the stabilizing device can be introduced in the following fashion.

The equation of continuity of the pressure cavity when the holding capacity is included is

$$\dot{m} = G_2 - T_2 s \psi - G_2 \quad (14)$$

where G_e is the relative discharge of the holding capacity.

The throttle outlay is determined by the relationship:

$$\Delta q = A (\Delta P_2 - \Delta P_3) \quad (15)$$

where g is the throttle outlay;

p_3 is the pressure after choking;

A is the characteristic of the throttle.

- 12 -

The equation of the holding capacity, when its mass, which is small, is disregarded, has the form

$$\frac{d(\Delta P_3)}{dt} = \frac{e \Delta q_k}{f^2} \quad (16)$$

where e is the spring rigidity of the holding capacity;

f is the piston area of the holding capacity.

The common solution of [15] and [16] gives

$$W_c(s) = \frac{Y_c(s)}{Y(s)} = \frac{T_e s}{1 + T_g s} \quad (17)$$

where $W_c(s)$ is the transmission function of the stabilizing device

$T_e = f^2 P_{20} / e Q_{20}$ is the time constant of the holding capacity;

$T_g = f^2 / Ae$ the damping time constant.

If we consider the equation of continuity [14], when this device is included, the transmission function of the pressure cavity may be defined as:

$$\text{i. e., } W_2(s) = - (Z_2 + W_c(s))$$

$$W_2(s) = - Z_2 \frac{1 + \frac{Z_2 T_g + T_e}{Z_2}}{1 + T_g s}$$

The optimum values of the time constants T_e , T_g were derived directly on the electronic model according to the form of the transition processes.

Figure 7c shows the transition process of the system when there is the same regime as before, but with the included stabilizing contour $T_e = 0.02 / T_g = T_g = 4 \times 10^{-8}$ sec. We can see that the transition process of the system has improved considerably, and after two oscillations, the system returns to a state of equilibrium.

The use of this apparatus on the lathe eliminated its vibrations and considerably lowered its noise level,

- 13 -

Thus, if we consider the hydraulic gear of the lathe as a closed system consisting of a mechanical and hydraulic section, we can use the frequency methods of investigation with the application of electronic modulating devices. This method makes it convenient to synthesize the stabilizing devices which provide the desired range of the transition processes of the operating unit of the machine.

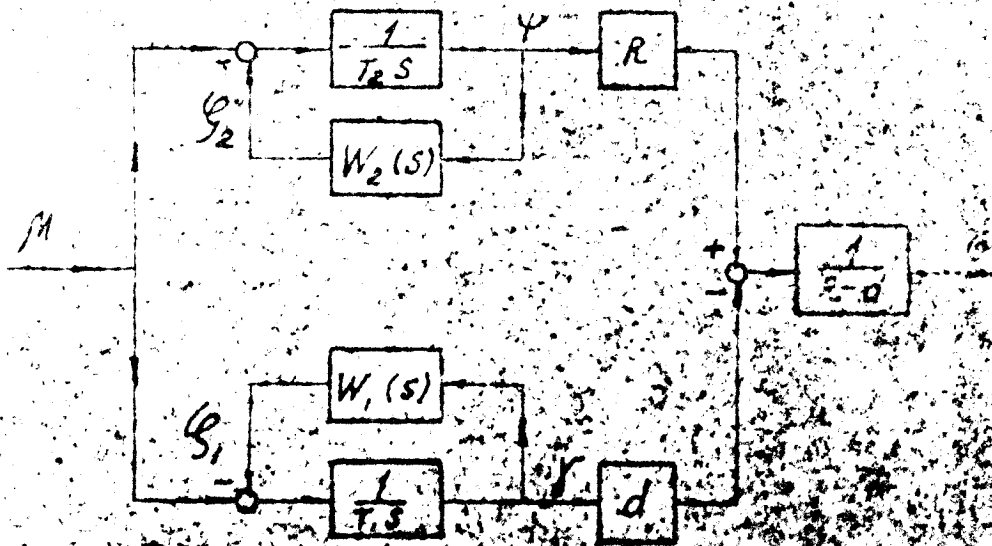
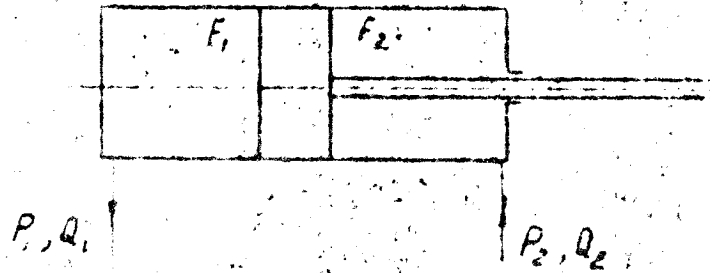
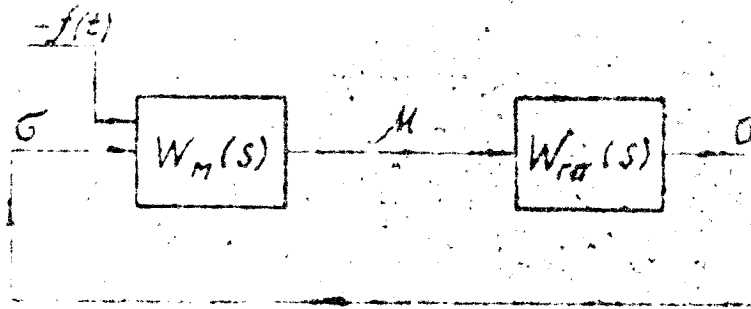
- 14 -

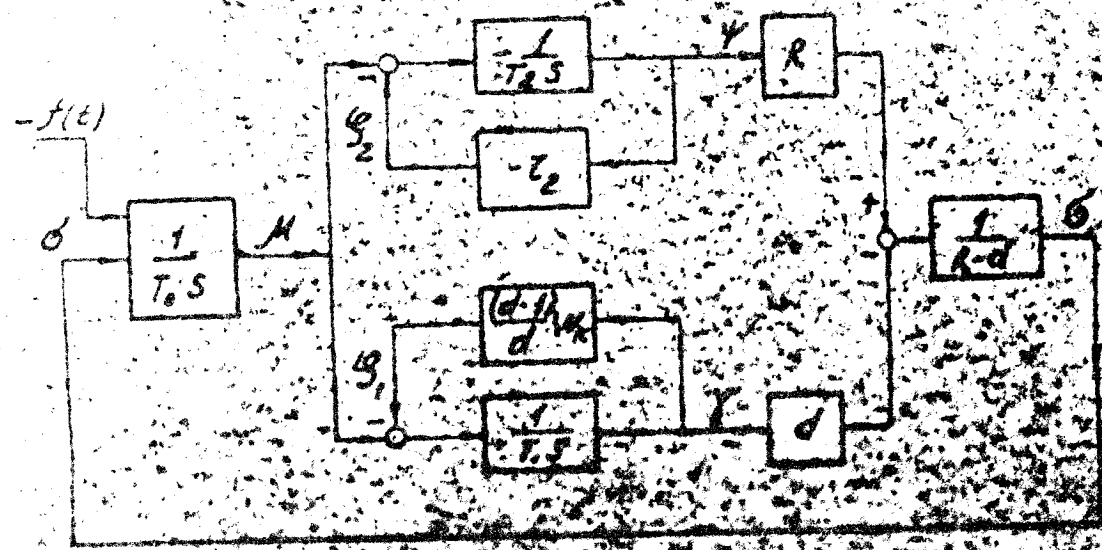
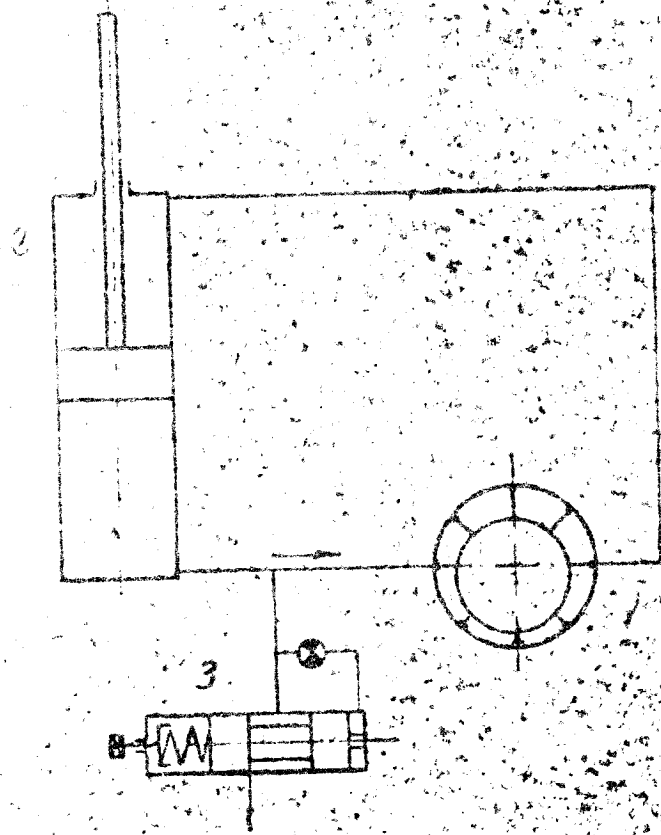
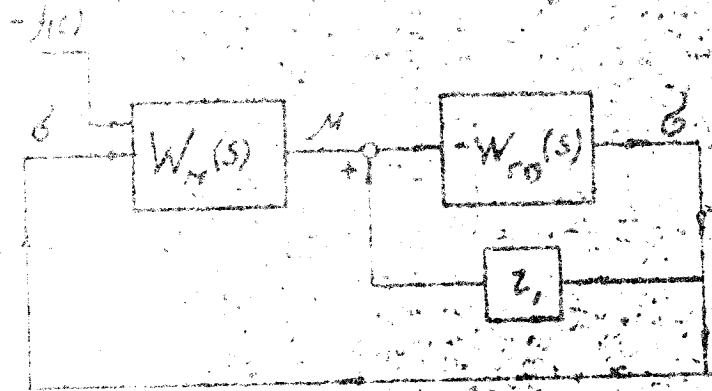
LITERATURE

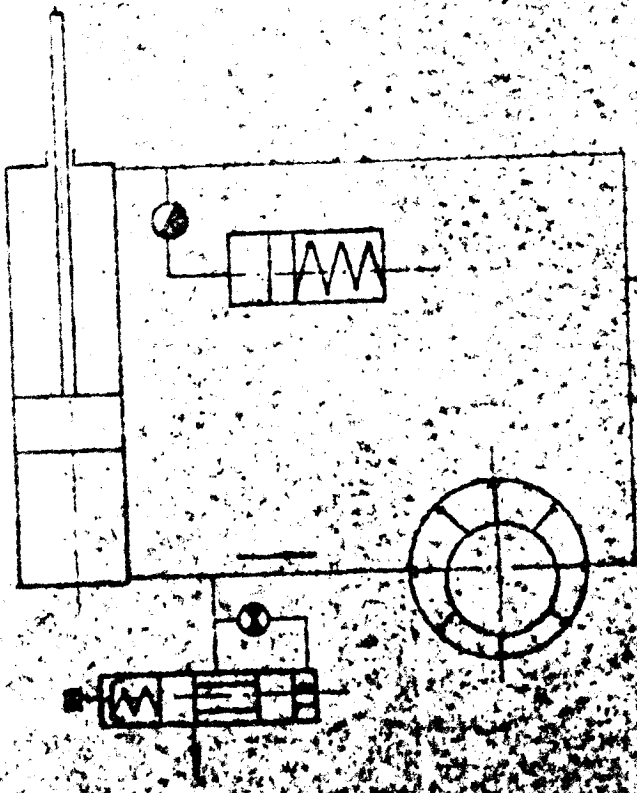
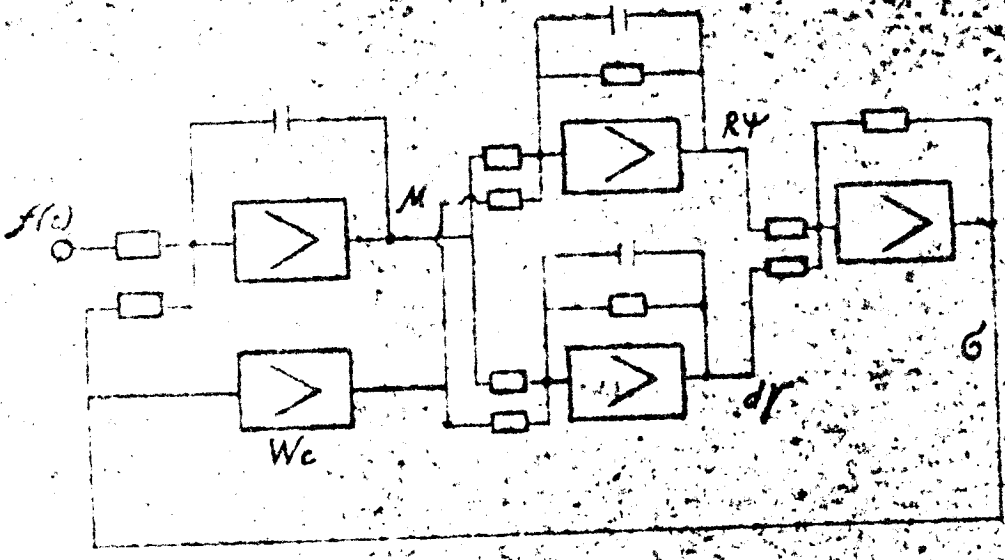
1. Kudinov, V. A. "Osnovy dinamiki stankov" (Fundamentals of the dynamics of lathes), Ekspperimental'nyi nauchno-issledovatel'skii institut metallorezhushchikh stankov, (Experimental Scientific Research Institute of Metal-Cutting Lathes), 1957.

FIGURE CAPTIONS

- Fig. 1. Closed system operating unit of the lathe - the hydraulic gear, which is a closed system.
- Fig. 2. Scheme of the hydraulic cylinder.
- Fig. 3(a). Generalized structural scheme of the hydraulic gear.
- Fig. 3(b). Structural scheme of the system when there are leakages in the cylinder $\tau/d = T/$.
- Fig. 4. Hydraulic scheme of the operating behavior of the broaching lathe.
- Fig. 5. Structural scheme of the gear of the broaching lathe.
- Fig. 6. Principle scheme of the model.
- Fig. 7(a). Transition process when there is a step impulse.
- Fig. 7(b). Transition process when there is a periodic effect.
- Fig. 7(c). The transition process when there is a step impulse with the introduction of the stabilizing device.
- Fig. 8. Scheme of the hydraulic gear with the stabilizing device.







РЕАЛИЗАЦИЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТНЫХ МАШИН СРЕДСТВАМИ
ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

В в е д е н и е

В последние годы при построении систем и приборов промышленной пневмоавтоматики стала широко применять элементный принцип [1]. Это привело к тому, что пневматические приборы перестали существовать как самостоятельные конструкции. Каждый прибор теперь представляет собой некоторую комбинацию унифицированных элементов, собранных в схему с помощью специальных монтажных плат. При этом один прибор от другого отличается составом элементов и монтажными платами. Такой "радиотехнический" способ построения приборов, перенесенный в пневмоавтоматику из электроавтоматики, открыл для пневмоавтоматики качественно новые возможности близкие /если не принимать во внимание быстродействие/ к тем, которыми обладает электроавтоматика.

После того, как были созданы основные элементы пневмоавтоматики и была отработана техника монтажа этих элементов, стало практически возможным пневматическими средствами реализовывать любые законы управления.

В этих условиях возникла необходимость в создании методов синтеза пневматических схем, реализующих законы управления того или иного вида. В настоящей работе рассматриваются методы построения пневматическими средствами схем, относящихся к классу последовательностных машин.

Прежде чем перейти к рассмотрению самих методов сделаем некоторые разъяснения по поводу класса реализуемых схем и относительно вида пневматической аппаратуры, на которую мы будем

Последовательностной машиной называют /см. например [2] / динамическую систему, определяемую уравнениями

$$\left. \begin{aligned} \mu &= F(x, \rho) \\ x(t+1) &= \mu(t) \\ \lambda &= \varphi(x, \rho) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots /1/$$

где t ^{условное} время /дискретное и принимающее значения на натуральном ряде чисел/; ρ, x (или μ), λ - переменные, определяющие соответственно состояние входа, внутреннее состояние и состояние выхода последовательностной машины, причем каждая из этих переменных может принимать конечное количество различных значений, определяемых алфавитами $\rho = \{\rho_1, \dots, \rho_2\}$, x (или μ) = $\{x_1, \dots, x_k\}$ и $\lambda = \{\lambda_1, \dots, \lambda_e\}$ F и φ - соответственно k и e - значные логические функции, определенное вторым уравнением в /1/, мы будем называть задержкой, и будем пользоваться обозначениями $\mu = x^t$ и $x = x^t$. Система /1/ всегда может быть представлена в виде

$$\left. \begin{aligned} x(t+1) &= F\{x(t), \rho(t)\} \\ \lambda(t) &= \varphi\{x(t), \rho(t)\} \end{aligned} \right\} /2/$$

Систему, соответствующую первым двум уравнениям в /1/ или первому уравнению в /2/ называют конечным автоматом.

Представленная на рис. 1 блок-схема соответствует приведенному определению последовательностной машины.

Мы будем так же, как это делалось в [2] , исходить из предположения, что задание на синтезируемую схему последовательностной машины представлено в виде табл. 1

Табл. 1

$\rho(t)$ $x(t)$	ρ_1	ρ_i	ρ_2
x_1	$F(x_1, \rho_1)$ $\varphi(x_1, \rho_1)$	$F(x_1, \rho_i)$ $\varphi(x_1, \rho_i)$	$F(x_1, \rho_2)$ $\varphi(x_1, \rho_2)$
x_j	$F(x_j, \rho_1)$ $\varphi(x_j, \rho_1)$	$F(x_j, \rho_i)$ $\varphi(x_j, \rho_i)$	$F(x_j, \rho_2)$ $\varphi(x_j, \rho_2)$
x_k	$F(x_k, \rho_1)$	$F(x_k, \rho_i)$	$F(x_k, \rho_2)$

РЕАЛИЗАЦИЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТНЫХ МАШИН СРЕДСТВАМИ
ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

В в е д е н и е

В последние годы при построении систем и приборов промышленной пневмоавтоматики стали широко применять элементный принцип [1]. Это привело к тому, что пневматические приборы перестали существовать как самостоятельные конструкции. Каждый прибор теперь представляет собой некоторую комбинацию унифицированных элементов, собранных в схему с помощью специальных монтажных плат. При этом один прибор от другого отличается составом элементов и монтажными платами. Такой "радиотехнический" способ построения приборов, перенесенный в пневмоавтоматику из электроавтоматики, открыл для пневмоавтоматики качественно новые возможности близкие /если не принимать во внимание быстродействие/ к тем, которыми обладает электроавтоматика.

После того, как были созданы основные элементы пневмоавтоматики и была отработана техника монтажа этих элементов, стало практически возможным пневматическими средствами реализовывать любые законы управления.

В этих условиях возникла необходимость в создании методов синтеза пневматических схем, реализующих законы управления того или иного вида. В настоящей работе рассматриваются методы построения пневматическими средствами схем, относящихся к классу последовательностных машин.

Прежде чем перейти к рассмотрению самих методов сделаем некоторые разъяснения по поводу класса реализуемых схем и относительно вида пневматической аппаратуры, на которую мы будем

определяющей логические функции F и φ . Кроме такой таблицы в задании должно быть указано условие, определяющее тактность работы последовательностной машины. Вписанные в клетки табл. 1 символы x можно трактовать двояко: можно трактовать в соответствии с системой /1/ считать, что это значения переменной x , формирующиеся в момент времени t на выходе логического преобразователя F , на вход которого в этот же момент времени t поданы сигналы x_j и p_i ; или допустимо в соответствии с системой /2/ считать, что это значения переменной x , устанавливающиеся в момент $t+1$ влияющие и обусловленные значениями x_j и p_i в настоящий момент времени t . В дальнейшем будут применяться обе эти трактовки.

Основным элементом дискретной техники в промышленной пневмоавтоматике является трехмембранное пневмореле [1]. Принципиальная схема этого реле, применяемое для него условное изображение и его статическая характеристика даны на рис. 2. На рис. 3 приведены схемы включения пневмореле для реализации некоторых элементарных логических функций. В этих и всех дальнейших пневматических схемах символу 1 соответствует $P = P_{пит}$, а символу 0 $P = 0$ ати. Для реализации операции "ИЛИ" применяется также и более простой элемент, схема и условное изображение которого даны на рис. 4.

Приведенный перечень элементарных логических функций, реализуемых названными пневматическими средствами, показывает, что этих средств достаточно для реализации любой логической функции. Для примера на рис. 5 изображены схемы ячеек "штрих Шеффера", "стрелка Пирса", "равнозначность" и "исключительное или". Приведенных схем вполне достаточно, чтобы видеть, что

названными пневматическими средствами может быть реализован

- 4 -

любой логический преобразователь.

Цель настоящей работы состоит в том, чтобы показать, как применяя эти же пневматические средства /пневмореле, элемент "или" и может быть еще и пневмосопротивление/ можно строить схемы не только любых логических преобразователей, но также и последовательных машин, действие которых определено в указанной выше форме.

§ 1. Общее замечание о пневматической реализации последовательной машины.

Здесь мы не будем рассматривать какой-либо конкретный тип задержки, примененный в схеме, и какую-нибудь определенную форму задания тактности работы последовательной машины. Будем лишь считать, что задержка имеется в нашем распоряжении, что она двоичная, как и все элементы пневматической схемы и что ее применение соответствует условиям, определяющим тактность работы последовательной машины.

В связи с двоичностью всех пневматических элементов /в том числе и задержки/ мы должны искать пневматическую реализацию в виде схемы, представленной на рис. 6, являющейся следствием общей схемы, данной на рис. 1. Отысканию в этой схеме подождем двоичные логические преобразователи f_i и f_j , для которых табличная запись получается из заданной таблицы последовательной машины путем двоичного кодирования всех переменных, определяющих эту таблицу. При кодировании переменных, определяющих состояние входа машины ρ , внутреннее ее состояние x (или μ) и состояние выхода λ , каждой из этих переменных приводится в соответствие набор двоичных

пневматических сигналов. Например переменной

$x = \{x_1, \dots, x_k\}$ можно привести в соответствие наборы P_{x_1}, \dots, P_{x_k} , в котором $q \geq \log_2 k$.

§ 2. Принудительная двоичная задержка на такт и ее применение в схемах последовательностных машин

Четыре пневмореле, включенные по схеме, изображенной на рис. 7 а, образуют так называемую двоичную задержку на такт. Функционирование этой схемы отражает график на рис. 7 б. Два входа ячейки P_2 и P_1 имеют различное значение: P_1 является собственно входом, а P_2 - определяет моменты наступления тактов и именно эти моменты соответствуют смене P_2 с нуля на единицу. Графики рис. 7 б показывают, что ячейка работает так, что ее выход P в момент наступления такта оказывается равным вводу P_1 и до наступления нового такта остается неизменным, что бы не происходило в это время на входе. Такое функционирование ячейки и обуславливает ее название "задержка на такт".

Задержку на такт особенно удобно использовать для построения последовательностных машин, тактность работы которых обеспечивается специальным синхронизирующим сигналом.

Пусть, например, нужно построить схему триггера, имеющего счетный вход. Его действие можно определить табл. 2, в соответствии с которой триггер - это автономная последовательностная

Табл. 2

x	P	P_1
x_1		x_2, λ_1
x_2		x_1, λ_2

машина с двумя внутренними состояниями $|x_1, x_2|$ и двумя состояниями выхода $|\lambda_1, \lambda_2|$

Тактность работы этой машины задается специальным синхронизирующим сигналом P_+ /счетным входом.

осуществляя кодирование переменных x, μ и λ
 Считая табл. 2. соответствующей /1/ и ~~и~~ *получим численные значения*

двоичными сигналами $P_1, P_2 = P_1^c$ и P_3 *соответственно* (получим табл. 3)

$P_1 \backslash P$	P_1
0	1, 0
1	0, 1

табл. 3.

Из табл. 3 следует, что

$$P_2 = \bar{P}_1$$

$$P_3 = P_1$$

/3/

Формулами /3/ определены функции f и φ , а значит и вся схема. Таким образом мы получили представленную на

рис. 8 схему триггера со счетным входом; на рис. 8б. приведены: *график работы этого триггера, а на рис. 8в - структурная схема*
 Построим теперь схему для счета до четырех. Табл. 4

будет соответствовать табл. 4, т.е. автономная последователь-

Табл. 4

$x \backslash P$	P_1
x_1	x_2, λ_1
x_2	x_3, λ_2
x_3	x_4, λ_3
x_4	x_1, λ_4

ностная машина с четырьмя внутренними состояниями / x_1, x_2, x_3 и x_4 / и с таким же количеством состояний выхода. Тактность работы этой машины задается синхронизирующим сигналом P_+ . После введения наборов *сигналов* P_1 и P_2 *и* P_3 и P_4 *кодирования* ~~получим табл. 5~~ *соответственно переменные x, μ и λ*

СИГНАЛОВ

Табл. 5

$P_1, P_2 \backslash P$	P_1
00	01, 00
01	11, 01
11	10, 11
10	00, 10

Из табл. 5 находим функции

$$f_1, f_2 \text{ и } \varphi_1, \varphi_2$$

Они будут иметь вид

$$P_1 = P_2; P_2^c = \bar{P}_1$$

$$P_3 = P_1; P_4 = P_2$$

/4/

На рис. 9 дана соответствующая ^{структурная} /4/ схема.

Подобным же образом строятся с применением задержки схемы и неавтономных последовательностных машин, тактность работы которых определяется специальным синхронизирующим сигналом. Если же строится на задержках схема для случая, когда в исходных данных отсутствует синхронизирующий сигнал, то оказывается необходимым по заданным условиям наступления тактов сформировать синхронизирующий сигнал в специальном устройстве /часах/, которое само по себе также может быть последовательностной машиной.

§ 3. Естественная /самосрабатывающая/ двоичная задержка и ее применение в схемах последовательностных машин

Представленная на рис. 10 схема, содержащая пневмосопротивление с емкостью /инерционное звено/ на входе в элемент "да", может рассматриваться как схема своеобразной задержки на такт, в которой наступление такта определяется или моментом смены ^(см. график на рис. 10б) состояния входа, или тем обстоятельством, что с момента наступления предыдущего такта прошло τ секунд. Предполагается, что изменения состояний входа происходят не чаще чем через τ сек. Время запаздывания τ будем называть собственным временем задержки. Задержку такого рода особенно удобно применять для построения схем последовательностных машин, тактность работы которых определяется всяким изменением состояния входа. При этом необходимо использовать специальную методику [1].

Ниже будет применяться иной вариант такой методики, близкий по форме к методу Хармана [2], но отличающийся от него отсутствием тех ограничений, которые свойственны методу Хармана.

Рассмотрение методики будем вести на примере.

Пусть реализуемой последовательностной машине соответствует табл. 6, а тактность работы машины определяется моментами изменения состояний входа.

Табл. 6

$x \setminus p$	p_1	p_2	p_3
x_1	x_2, λ_1	x_1, λ_2	x_1, λ_1
x_2	x_1, λ_2	x_3, λ_1	x_2, λ_2
x_3	x_1, λ_1	x_3, λ_1	x_2, λ_2

нения состояний входа.

Построение таблицы другой последовательностной машины, имеющей те же состояния входа и выхода, но новые внутренние состояния x' . Число символов в алфавите переменной x' возьмем

равным произведению числа символов в алфавитах x и p , т.е.

для нашего примера примем $x' = \{x'_1, \dots, x'_9\}$.

Таблица 7 новой последовательностной машины, имеющая три

Табл. 7

$x \setminus p$	p_1	p_2	p_3
x'_1	x'_1, λ_1	x'_5	x'_8
x'_2	x'_2, λ_2	x'_1	x'_1
x'_3	x'_3, λ_1	x'_4	x'_7
x'_4	x'_1	x'_4, λ_2	x'_7
x'_5	x'_3	x'_5, λ_1	x'_9
x'_6	x'_3	x'_6, λ_1	x'_9
x'_7	x'_1	x'_4	x'_7, λ_1
x'_8	x'_3	x'_6	x'_8, λ_2
x'_9	x'_2	x'_5	x'_9, λ_2

столбца (p_1, p_2, p_3)

и девять строк (x'_1, \dots, x'_9)

заполняется следующим

образом. Производится

разбиение таблицы на

столько ярусов, сколько

различных состояний

имеет вход; в нашем

случае на три яруса.

При этом в каждом ярусе

оказывается столько

строк, сколько их было в исходной таблице, т.е. три строки.

В каждом новом дополнительном столбце вписываются новые символы

x_1, x_2, x_3 : их расположение в каждом ярусе повторяется и соответствует исходной табл. 6. Клетки столбца p_1

первого яруса заполняются символами x' , повторяя входной

символ.

столбец табл. 7, и символами λ , повторяя их расположение в столбце ρ_1 , исходной табл. 6. Подобным же образом заполняются клетки столбца ρ_2 второго яруса и столбца ρ_3 третьего яруса. Вписанные в клетки символы α' отмечаются кружочками. Остальные клетки заполняются только символами и делается это так.

В свободные клетки например строки α' первого яруса табл. 7 вписываются символы, стоящие в соответствующих столбцах и в строках α_2 второго и третьего ярусов, т.е. символы α_2' и α_2'' ; определяется это тем, что в клетке $\alpha_1 \rho_1$ исходной таблицы 6 вписан символ α_2 . Все прочие свободные клетки табл. 7 заполняются аналогично.

Последовательностная машина, соответствующая табл. 7 и работающая в тактности естественной /самосрабатывающей/ задержки, будет по тем же соображениям, которые приведены в [2], воспроизводить своими равновесными положениями исходную машину, определенную табл. 6 и работающую в тактности изменения состояний входа.

Соответствие между начальными состояниями устанавливается при помощи столбцов α' и α'' табл. 7.

Перед тем, как приступить к составлению пневматической схемы, соответствующей табл. 7, следует, если это возможно, сжать табл. 7, что ведет к уменьшению используемой при реализации аппаратуры. Сжатие таблицы удобно проводить в два приема. Сначала отбрасываются строки с одинаковым заполнением соответствующих клеток символами α' и λ , причем различие в символах α' обведенных кружками не принимается во внимание. В нашем случае такими строками будут строка α_2' и α_2'' . Соответствующие этим строкам состояния могут быть объединены в

одно, что и приводит к табл. 8. При перестраивании таблицы кодирования соответственно между переменными x' и x'' ,

Табл. 8

x	x'	$x' \setminus P$	P_1	P_2	P_3
x_1	x'_1	x''_1	$(x''_1) \lambda_1$	x''_5	x''_7
x_2	x'_2	x''_2	$(x''_2) \lambda_2$	x''_4	x''_6
x_3	x'_3	x''_3	$(x''_3) \lambda_1$	x''_4	x''_6
x_4	x'_4	x''_4	x''_1	$(x''_4) \lambda_2$	x''_6
$x_2 x_3$	$x'_5 x'_6$	x''_5	x''_3	$(x''_5) \lambda_1$	x''_8
x_1	x'_7	x''_6	x''_1	x''_4	$(x''_6) \lambda_1$
x_2	x'_8	x''_7	x''_3	x''_5	$(x''_7) \lambda_2$
x_3	x'_9	x''_8	x''_2	x''_5	$(x''_8) \lambda_2$

устанавливаемое двумя специальными столбцами таблицы 8. Второй прием, ведущий к скатанной таблице, состоит в отнесении строк, все клетки которых значимы одинаковыми символами x' . В случае табл. 8 такими строками является строка x''_4 и строка x''_6 . Соответственно к этим строкам состояния также могут быть объединены. При этом получим табл. 9, при построении

Табл. 9

x	x''	$x'' \setminus P$	P_1	P_2	P_3
x_1	x''_1	x'''_1	$(x'''_1) \lambda_1$	x'''_5	x'''_6
x_2	x''_2	x'''_2	$(x'''_2) \lambda_2$	x'''_4	x'''_4
x_3	x''_3	x'''_3	$(x'''_3) \lambda_1$	x'''_4	x'''_4
$x_1 x_4 x_6$	x''_4	x'''_4	x''_1	$(x'''_4) \lambda_2$	$(x'''_4) \lambda_1$
$x_2 x_3$	x''_5	x'''_5	x''_3	$(x'''_5) \lambda_1$	x'''_7
x_2	x''_7	x'''_6	x''_3	x'''_5	$(x'''_6) \lambda_2$
x_3	x''_8	x'''_7	x''_2	x'''_5	$(x'''_7) \lambda_2$

которой используется столбцы x'' и x''' . По полученной табл. 9 может быть составлена пневматическая схема, учитывая, что каждый пневматический элемент органически включает в себя естественную задержку.

Существом кодирования переменной P, x''', μ''' и λ введя пневматические двоичные сигналы. С учетом количества символов в алфавитах коди-

руемых переменных положим $P \div P_1, P_2, x'' \div P_{x_1}, P_{x_2}, P_{x_3}$
 $\mu''' \div P_{x_1}^T, P_{x_2}^T, P_{x_3}^T$ и $\lambda \div P_\lambda$

- 10 -

При этом из табл. 9 получим табл. 10, которой принципиально определена пневматическая схема, т.к. по таблице могут быть составлены логические функции

Табл. 10

$P_{\alpha_1}, P_{\alpha_2}$ $P_{\alpha_3}, P_{\beta_1}, P_{\beta_2}$	00	01	11
0 0 0	000, 0	100	101
0 0 1	001, 1	011	011
0 1 0	010, 0	011	011
0 1 1	000	011, 1	011, 0
1 0 0	010	100, 0	110
1 0 1	010	100	101, 1
1 1 0	001	100	110, 1

$$P_{\alpha_1}^{\beta} = f_1(P_{\alpha_1}, P_{\alpha_2}, P_{\alpha_3}, P_{\beta_1}, P_{\beta_2})$$

$$P_{\alpha_2}^{\beta} = f_2(P_{\alpha_1}, P_{\alpha_2}, P_{\alpha_3}, P_{\beta_1}, P_{\beta_2})$$

$$P_{\alpha_3}^{\beta} = f_3(P_{\alpha_1}, P_{\alpha_2}, P_{\alpha_3}, P_{\beta_1}, P_{\beta_2})$$

$$P_{\beta_1} = \varphi(P_{\alpha_1}, P_{\alpha_2}, P_{\alpha_3}, P_{\beta_1}, P_{\beta_2})$$

Однако мы не будем для этого примера доводить решение до конкретного вида формул /5/ и до соответствующей им схемы, т.к. без специальных мер схема, построенная по табл. 10, была бы неработоспособной из-за так называемых критических состязаний между элементами схемы. Вопрос же построения схемы, защищенной от состязаний выходит за рамки настоящей работы.

До составления схемы мы доведем другой более простой пример, также иллюстрирующий описанную методику.

Построим и зложенным методом схему пневматического триггера со счетным входом. В этом случае мы будем рассматривать триггер, как неавтономную последовательностную машину, имеющую два состояния входа, два внутренних состояния, два состояния выхода и действующую в соответствии с табл. 11, при условии, что тактность определяется всяким изменением состояния входа.

Табл. 11

x	P	P_1	P_2
x_1	x_1, λ_1	x_2, λ_1	
x_2	x_2, λ_2	x_1, λ_2	

Согласно описанной методики строим по табл. 11 реализуемой машины. Таблицу машины, работающей в темпе естественной задержки. При этом получаем табл. 12. Полученная таблица оказывается

Табл. 12

	x	P	P_1	P_2
x_1	x_1'	$(x_1') \lambda_1$	x_2'	
x_2	x_2'	$(x_2') \lambda_2$	x_1'	
x_1	x_3'	x_2'	$(x_2') \lambda_1$	
x_2	x_4'	x_1'	$(x_1') \lambda_2$	

не сжимаемой. Далее выполним кодирование.

Положим $P \div P_t$; $x' \div P_1 P_2$
 $\mu' \div P_1^c P_2^c$ $\lambda \div P_\lambda$

При этом табл. 12 примет вид табл. 13, а из нее следует

Табл. 13

P, P_t	P_t	0	1
00	00	0	10
11	11	1	01
10	11	10	0
01	00	01	1

16/
 $P_1^c = (P_1 \wedge \bar{P}_t) \vee (\bar{P}_2 \wedge P_t)$
 $P_2^c = (P_1 \wedge \bar{P}_t) \vee (P_2 \wedge P_t)$
 $P_\lambda = P_2^c$

байт
1011

На рис. 11 дана схема, соответствующая 16/

§ 4. Дополнительная естественная задержка в линии входа реализующей последовательностной машины

С реализацией заданной последовательностной машины на естественных задержках связано "размножение" состояний исходной машины. Естественно искать такие способы, которые позволят бы насколько возможно уменьшить количество состояний в машине, реализуемой

заданную. К этим способам относятся различные приемы скатия таблицы реализующей машины, ведущие в конце концов к отысканию минимальной реализующей машины [3]. В частности в рассмотренном примере, где речь шла о реализации машины заданной табл. 6 мы пришли к минимальной реализующей машине с семью внутренними состояниями. Покажем теперь, что число состояний реализующей машины может быть еще уменьшено, если в схеме реализующей машины помимо естественной задержки $\tilde{\tau}_0$ в цепи обратной связи применить еще естественную задержку $\tilde{\tau}_1$ в линии входа машины. Это обстоятельство было отмечено в [4], где даже было показано, что при этом число внутренних состояний может быть сделано предельно малым и равным числу различных состояний выхода при том входе, где это число наибольшее.

Однако имеющиеся в [4] утверждения основываются на предположении, что $\tilde{\tau}_0$ и $\tilde{\tau}_1$ могут быть сделаны равными, что, конечно, не реально. Мы же теперь будем исходить из легко реализуемого условия $\tilde{\tau}_1 > \tilde{\tau}_0$ и покажем, что при этом число состояний реализующей машины может быть уменьшено, но не обязательно до предела. Будем рассматривать тот же пример исходной табл. 6 и построим по ней табл. 14 аналогичную табл. 7. Но табл. 14, из-за включения задержки $\tilde{\tau}_1$ в линию входа машины и появления из-за этого новой переменной $\tilde{p} = \{p_1, p_2, p_3\}$ будет иметь не три основных столбца, соответствующих $\tilde{p} = \{p_1, p_2, p_3\}$ а девять столбцов, соответствующих $\tilde{p}\tilde{p} = \{p_1 p_1, p_1 p_2, p_1 p_3, p_2 p_1, p_2 p_2, p_2 p_3, p_3 p_1, p_3 p_2, p_3 p_3\}$ столбцы $p_1 p_1, p_2 p_2$ и $p_3 p_3$ выделены обведенным этим символом кружками. Таблицу 14 удобно строить на базе уже построенной табл. 7. Детали это следующим образом.

Заготавливается сетка табл. 14 с девятью строками α' и с девятью столбцами $\rho\rho$; так же как и в табл. 7 осуществляется разбиение табл. 14 на ярусы, а кроме того она делится еще и на вертикальные полосы, причем

Табл. 14

α	$\alpha' \rho\rho$	$\rho_1 \rho_1$	$\rho_1 \rho_2$	$\rho_1 \rho_3$	$\rho_2 \rho_1$	$\rho_2 \rho_2$	$\rho_2 \rho_3$	$\rho_3 \rho_1$	$\rho_3 \rho_2$	$\rho_3 \rho_3$
α_1	α_1'	$\alpha_1' \lambda_1$	α_5'	α_6	α_1'			α_1'		
α_2	α_2'	$\alpha_2' \lambda_2$	α_4'	α_7'				α_2'		
α_3	α_3'	$\alpha_3' \lambda_1$	α_4'	α_7'	α_3'			α_3'		
α_1	α_4'		α_4'		α_1'	$\alpha_4' \lambda_2$	α_7'		α_4'	
α_2	α_5'		α_5'		α_2'	$\alpha_5' \lambda_1$	α_9'		α_5'	
α_3	α_6'				α_3'	$\alpha_6' \lambda_1$	α_9'		α_6'	
α_1	α_7'						α_7'	α_1'	α_4'	$\alpha_7' \lambda_1$
α_2	α_8'							α_3'	α_6'	$\alpha_8' \lambda_2$
α_3	α_9'						α_9'	α_2'	α_5'	$\alpha_9' \lambda_2$

к одной и той же полосе относят столбцы с одинаковыми ρ . Таким образом мы получаем табл. 14 состоящей из трех ярусов и трех вертикальных полос. Затем заполнение клеток первого /верхнего/ яруса табл. 7 целиком переносится в клетки первого же яруса первой /левой/ полосы табл. 14; заполнение клеток второго яруса табл. 7 - в клетки второго яруса второй полосы и заполнение клеток третьего яруса табл. 7 - в клетки третьего яруса третьего столбца табл. 14. Далее заполняются некоторые клетки таблицы в столбцах не содержащих символов α' в кружках, для этого символы α' таких столбцов переносятся из тех же столбцов в клетки, соответствующие строкам с тем же значением символов α' , например, строки в столбце $\rho_1 \rho_2$ символы α_5' и α_7' переносится в клетки пятой и четвертой

строки. Прочие клетки табл. 14 остаются незаполненными. Заполненная так табл. 14 определяет такую последовательностную машину, построенную на естественных задержках τ_1 и τ_2 , которая, если следить за ее равновесными состояниями, работает как исходная, заданная табл. 5. Для того, чтобы проиллюстрировать это проследим за работой машины при переходе ее из равновесного состояния $\alpha_1, \rho_1, \lambda_1$ в новое равновесное состояние обусловленное состоянием входа β_2 . Сначала в столбце ρ_1, ρ_2 отыщем состояние в которое перейдет машина через τ_1 сек., этим состоянием будет α_2 , затем через τ_2 сек. машина окажется в равновесном состоянии $\alpha_2, \rho_2, \lambda_2$, а еще через $\tau_1 - \tau_2$ сек. ρ_1, ρ_2 перейдет на ρ_2, ρ_2 без изменения состояния машины; все это приводит к тому, что машина оказывается в состоянии $\alpha_2, \rho_2, \lambda_2$, а это соответствует исходной табл. 6.

Построением табл. 14 решается та же задача, которую ранее мы решили построением табл. 7. Но табл. 14 может привести к построению более экономной реализующей машины, т.к. она, имея то же число состояний α' , дает лучшие возможности в отношении связей. В нашем случае в табл. 14 могут быть объединены следующие строки: α_4 и α_2 , α_6 и α_3 , α_9 и α_5

После чего приходим к табл. 15 содержащей лишь шесть строк. Техника перестройки табл. 14 в табл. 15 та же, которая применялась при перестройке табл. 7 в табл. 8.

Табл. 15

α	α'	α''	(ρ_1, ρ_1)	ρ_1, ρ_2	ρ_2, ρ_1	ρ_2, ρ_2	(ρ_2, ρ_2)	ρ_2, ρ_2	ρ_2, ρ_2	ρ_2, ρ_2	(ρ_2, ρ_2)
α_1	α_1'	α_1''	$(\alpha_1'') \lambda_1$	α_1''	α_1''	α_1''				α_1''	
α_1, α_2	α_1', α_2'	α_2''	$(\alpha_2'') \lambda_2$	α_2''	α_2''	α_2''	$(\alpha_2'') \lambda_2$	α_2''	α_2''	α_2''	
α_3	α_4', α_3'	α_3''	$(\alpha_3'') \lambda_3$	α_3''	α_3''	α_3''	$(\alpha_3'') \lambda_1$	α_3''	α_3''	α_3''	
α_3, α_2	α_4', α_5'	α_4''		α_4''	α_4''	α_4''	$(\alpha_4'') \lambda_1$	α_4''	α_4''	α_4''	$(\alpha_4'') \lambda_1$
α_1	α_7'	α_5''			α_5''			α_5''	α_5''	α_5''	$(\alpha_5'') \lambda_1$

- 15 -

Изучением результатов показывается, что применение второй естественной задержки \tilde{z}_1 в линии ввода позволяет в некоторых случаях уменьшить количество состояний в реализуемой машине. Однако это достигается не всегда. Например, для триггера, заданного на которой дается табл. 11, таблица реализующей машины со второй задержкой \tilde{z}_1 / табл. 16 / не может быть сокращена и также как табл. 12 содержит четыре строки. Значит в этом случае введение \tilde{z}_1 не дает эффекта.

Табл. 16

x	$x' \lambda$	p, p'	p, p_2	$p_2 p_1$	$p_2 p$
x_1	x_1'	$x_1' \lambda_1$	x_3'	x_1'	
x_2	x_2'	$x_2' \lambda_2$	x_4'	x_2'	
x_1	x_3'		x_3'	x_2'	$x_3' \lambda_1$
x_2	x_4'		x_4'	x_1'	$x_4' \lambda_2$

§ 5. Реализуемая последовательностная машина с двумя дополнительными естественными задержками /в линии ввода и в обратной связи/

Предельно экономной по количеству состояний реализуемой машины является схема ^(см. рис. 13) с тремя естественными задержками: одна

(\tilde{z}_0) - основная задержка обратной связи, вторая (\tilde{z}_1) - задержка в линии ввода и третья (\tilde{z}_2) - дополнительная задержка обратной связи, причем $\tilde{z}_2 > \tilde{z}_1 > \tilde{z}_0$. При такой схеме количество состояний реализуемой машины оказывается равным числу состояний в задании реализуемой машины.

Далее излагается методика построения таблицы реализующей машины. В этой таблице помимо переменных $\rho, \rho', \alpha, \mu' = \alpha^{\rho_0}$ и λ будет фигурировать еще переменная $\epsilon_2 \alpha$. Также как и в предыдущих разделах мы будем излагать методику на примере последовательностной машины, заданной табл. 6.

Таблица реализующей машины /табл. 17/ содержит по сравнению с исходной таблицей /вдвое больше столбцов и строк. В данном случае она будет иметь шесть столбцов и шесть строк, промаркированных как показано на табл. 17.

Табл. 17

Рис. 11
№ 11

$\alpha_2 \alpha_1$	$\rho_1 \rho_1$	$\rho_2 \rho_2$	$\rho_3 \rho_3$	$\rho_1 \rho_2$	$\rho_2 \rho_3$	$\rho_3 \rho_1$
$(\alpha_1 \alpha_1)$	$(\alpha_1) \lambda_1$	$(\alpha_1) \lambda_2$	$(\alpha_1) \lambda_1$	α_2	α_1	α_1
$(\alpha_2 \alpha_2)$	$(\alpha_2) \lambda_2$	$(\alpha_2) \lambda_1$	$(\alpha_2) \lambda_2$	α_1	α_3	α_3
$(\alpha_3 \alpha_3)$	$(\alpha_3) \lambda_1$	$(\alpha_3) \lambda_1$	$(\alpha_3) \lambda_2$	α_1	α_3	α_2
$\alpha_2 \alpha_1$	α_1	α_1	α_1	α_1	α_1	α_1
$\alpha_1 \alpha_2$	α_2	α_2	α_2	α_2		α_2
$\alpha_1 \alpha_3$	α_3	α_3	α_3		α_3	α_3

При заполнении клеток таблицы будем различать в ней четыре квадранта. В клетки правого верхнего квадранта вписываются символы α в том же порядке, как они расположены в исходной табл. 6. В клетки остальных квадратов вписываются символы α соответствующие со значением α ^{в строке} ρ , причем в правом нижнем квадрате заполняются клетки так, чтобы в одном столбце в правом нижнем и верхнем квадрантах не было бы неповторяющихся символов. Это позволяет оставить в правом нижнем квадранте некоторые клетки пустыми. В клетки левых верхнего квадранта вписываются

кроме того символы λ в том же порядке, как они расположены в исходной табл. 6.

Для иллюстрации того, что табл. 17 определяет реализующую последовательностную машину, работающую /если следить за ее равновесными состояниями/ как исходная, отыщем по табл. 17 равновесное состояние, которое наступит при входе ρ_2 , если до этого машина была в равновесном состоянии $\alpha_1, \rho_1, \lambda_1$. Состоянию $\alpha_1, \rho_1, \lambda_1$ соответствует клетка $\rho_1 \rho_1 - \alpha_1 \alpha_1$; в момент когда ρ_1 сменит свое значение на ρ_2 машине будет соответствовать клетка $\rho_1 \rho_2 - \alpha_1 \alpha_1$, в которую вписан символ α_2 ; это значит, что через $\tilde{\tau}_0$ сек. машина придет в состояние, определяемое клеткой $\rho_1 \rho_2 - \alpha_1 \alpha_2$ и останется в этом состоянии еще $\tilde{\tau}_1 - \tilde{\tau}_0$ сек, а по истечении этого времени на входе машины сработает задержка $\tilde{\tau}_1$ и машине будет соответствовать клетка $\rho_2 \rho_2 - \alpha_1 \alpha_2$; в этом состоянии машина останется еще $\tilde{\tau}_2 - \tilde{\tau}_1$ сек., после чего сработает естественная задержка $\tilde{\tau}_2$ и машина придет в равновесное новое состояние, определяемое клеткой $\alpha_2 \alpha_2 - \rho_2 \rho_2$ в которую вписан символ λ_2 . Итак новому равновесному состоянию соответствуют $\alpha_2, \rho_2, \lambda_2$, а это совпадает с исходной табл. 6.

Рассмотрим теперь эту методику на примере построения триггера /табл. 11/ с доведением этого примера до пневматической реализации.

В этом случае для реализующей машины получим табл. 18.

Переходя к пневматической реализации выполним следующее кодирование: положим $\rho \div \rho_t, \tilde{\tau}_i \div \tilde{\tau}_t, \alpha \div \rho, \alpha^{\tau_0} \div \rho^{\tilde{\tau}_0}$
 $\alpha^{\tilde{\tau}_2} \div \rho^{\tilde{\tau}_2}, \lambda \div \rho \lambda$.

Табл. 18

$\begin{matrix} z_1 p p \\ z_2 z z \end{matrix}$	$(p_1 p_1)$	$(p_2 p_2)$	$p_1 p_2$	$p_2 p_1$
$(z_1 z_1)$	$(z_1) \lambda_1$	$(z_1) \lambda_1$	z_1	z_2
$(z_2 z_2)$	$(z_2) \lambda_2$	$(z_2) \lambda_2$	z_2	z_1
$z_2 z_1$	z_1	z_1	z_1	z_1
$z_1 z_2$	z_2	z_2	z_2	z_2

Результат
no 11

Таблица 18 при этом преобразуется в табл. 19, из которой
следует $P_{z_0} = (P_{\lambda} P_t \wedge \bar{P}_t) \vee (P_{\lambda} P_t \wedge P_t)$
 $P_{\lambda} = P$ 17/

Табл. 19

$\begin{matrix} z_1 \\ z_2 p p \end{matrix}$	(00)	(11)	01	10
(00)	0 0	0 0	0	1
(11)	1 1	1 1	1	0
10	0	0	0	0
01	1	1	1	1

На рис. 14 дана схема соответствующая /г./

Вывод.

При синтезе пневматических схем последовательных машин заданных таблицей машины и условием, определяющими тактность можно идти несколькими путями.

1. Если тактность работы машины определяется специально-
ным двоичным /синхронизирующим/ сигналом, то для построения
схемы можно использовать пневматический элемент *принудительной*
задержки.

2. Если тактность работы машины определяется рабочим
состоянием элемента, то схему можно строить в виде...

- 19 -

случае использования естественной задержки $\tilde{\tau}_0$ в обратной связи
 схемы, либо применяя указанную задержку $\tilde{\tau}_0$ и к, кроме
 того еще одну естественную задержку $\tilde{\tau}_1$ в линии входа
 /при этом $\tilde{\tau}_1 > \tilde{\tau}_0$ / либо наконец путем использования кроме
 названных двух естественных задержек еще одной естественной
 задержки $\tilde{\tau}_2$ в линии обратной связи /при этом $\tilde{\tau}_2 > \tilde{\tau}_1 > \tilde{\tau}_0$ /.

Применение двух задержек ($\tilde{\tau}_1$ и $\tilde{\tau}_0$) приводит иногда
 к уменьшению числа состояний реализующей машины и тогда оно
 целесообразно. Применение трех задержек / $\tilde{\tau}_2$, $\tilde{\tau}_1$ и $\tilde{\tau}_0$ /
 позволяет всегда предельно сократить число состояний
 реализующей машины и сделать его равным числу состояний
 заданной машины; в этом смысле оно всегда оправдано.

В докладе излагаются методы построения схем для всех
 четырех случаев: для случая применения ^{принудительной} задержки на такт и для
 случаев применения одной / $\tilde{\tau}_0$ / двух / $\tilde{\tau}_1$ и $\tilde{\tau}_0$ / и трех
 / $\tilde{\tau}_2$, $\tilde{\tau}_1$ и $\tilde{\tau}_0$ / естественных задержек.

Приведенные методы для применения их к синтезу не пневма-
 тических, а каких-либо иных схем, претерпевают изменение лишь
 на самом последнем этапе /начиная с кодирования/, а в остальном
 полностью сохраняют свою силу.

Виниц

ПОДРИСУНОЧНЫЕ НАЧЕРТА

Рис. 1. Блок-схема последовательностной машины: F и P -логические преобразователи, Z -задержка на такт.

Рис. 2. Пневмореле

- а) схема, б) условное изображение
- в) статическая характеристика

Рис. 3. Схемы включения пневмореле для реализации

- а) повторения, б) конъюнкции, в) дизъюнкции,
- г) отрицания, д) запрета, е) импликация.

Рис. 4. Элемент "или"

- а) схема, б) условное изображение.

Рис. 5. Схемы реализующие операции

- а) "триггера Шеффера", б) "Стрелка Дирса",
- в) равнозначность, г) исключенное "или".

Рис. 6. Блок-схема двоичной реализации последовательностной машины F_i , P_j -двоичные логические преобразователи, Z -двоичная задержка.

Рис. 7. Принудительная задержка на такт

- а) пневматическая схема, б) график работы

Рис. 8. Триггер с принудительной задержкой

- а) пневматическая схема
- б) график работы
- в) структурная схема

Рис. 9. Структурная схема пересчетного устройства.

Рис. 10. Естественная задержка
а) пневматическая схема
б) график работы

Рис. 11. Триггер с естественной задержкой

Рис. 12. Блок-схема последовательностной машины с двумя задержками.

Рис. 13. Блок-схема последовательностной машины с тремя задержками.

Рис. 14. Триггер с тремя естественными задержками.

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Универсальная система элементов промышленной пневмо-автоматики.

Авторское свидетельство № 141684 от 6/хII-1960г.

2. Айзерман М.А., Гусев Л.А., Розоноэр Л.И., Смирнова И.М., Таль А.А.

Логика, автоматы, алгоритмы. Физматгиз (в печати).

3. Айзерман М.А., Гусев Л.А., Розоноэр Л.И., Смирнова И.М., Таль А.А.

Преобразование тактности последовательных машин и синтез релейных схем.

4. Айзерман М.А., Гусев Л.А., Розоноэр Л.И., Смирнова И.М., Таль А.А.

О методах реализации конечного автомата, тактность которого определяется изменением состояния входа. Автоматика и Телемеханика, т. XXI, № 12, 1960г.

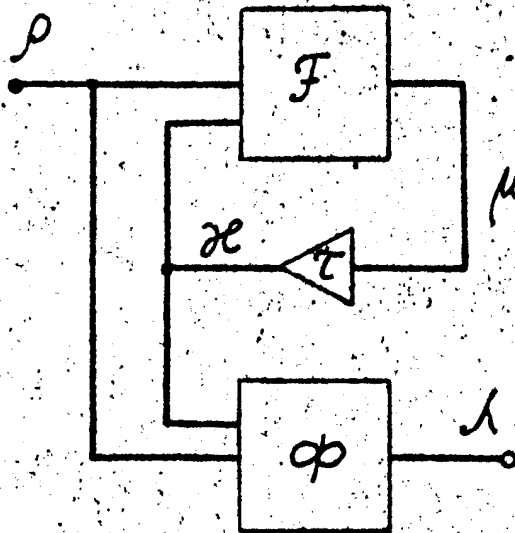


Fig.
Puc. 1.

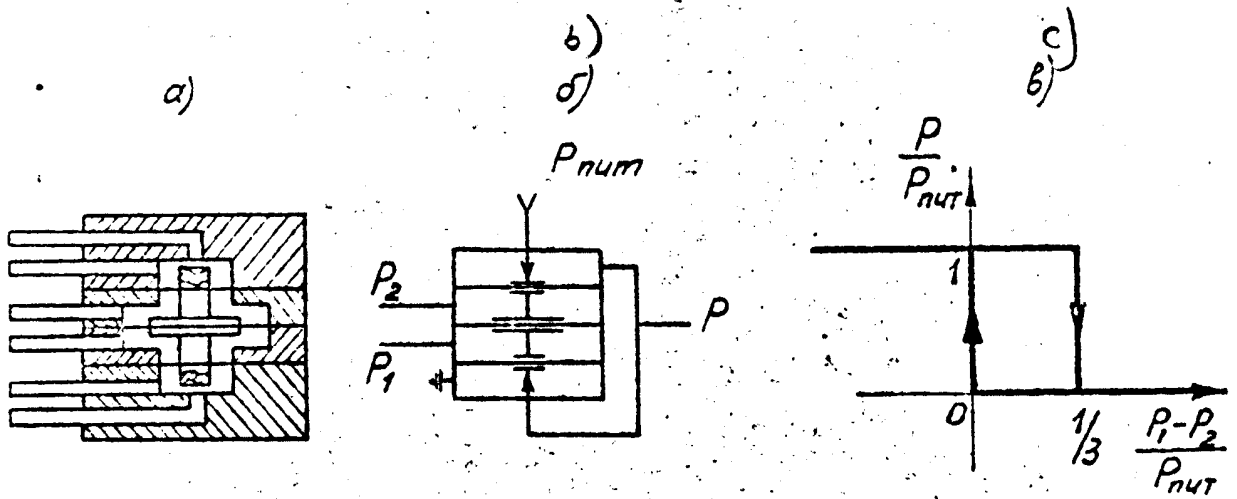


Fig
Puc. 2

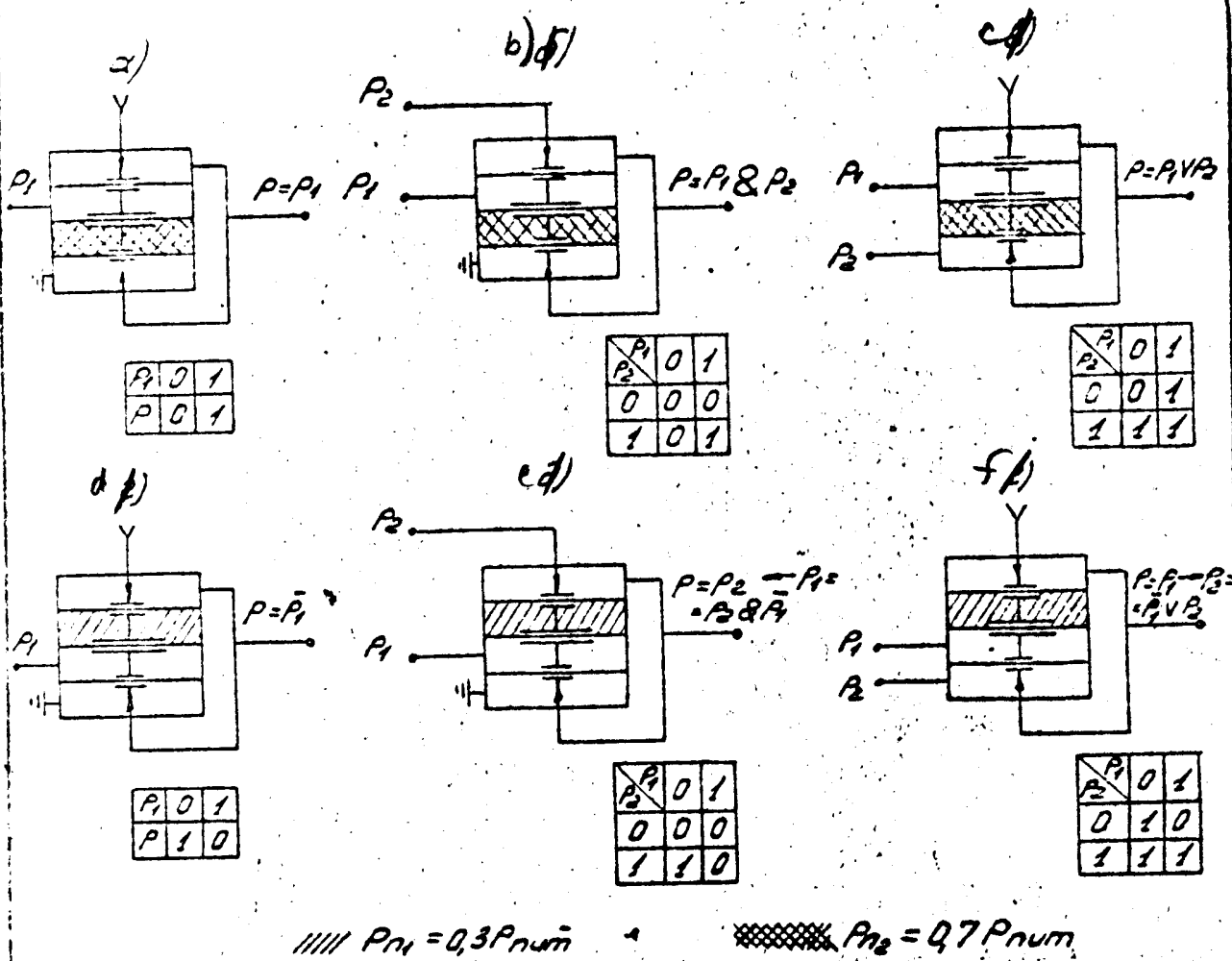


Fig. Puc. 3.

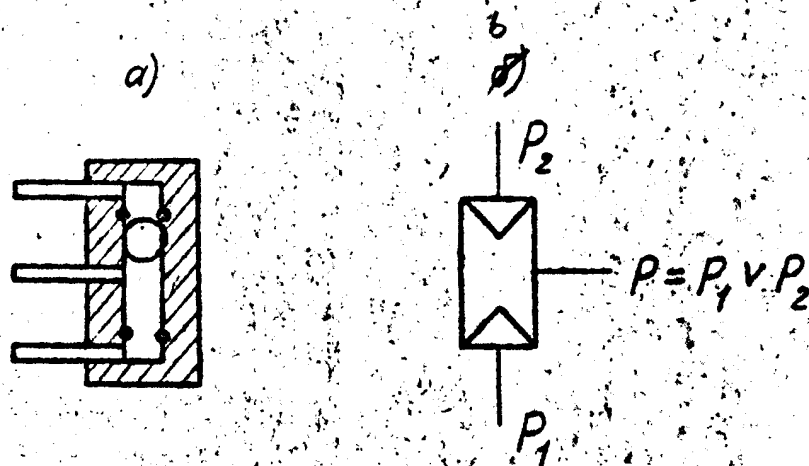


Fig.
Puc. 4.

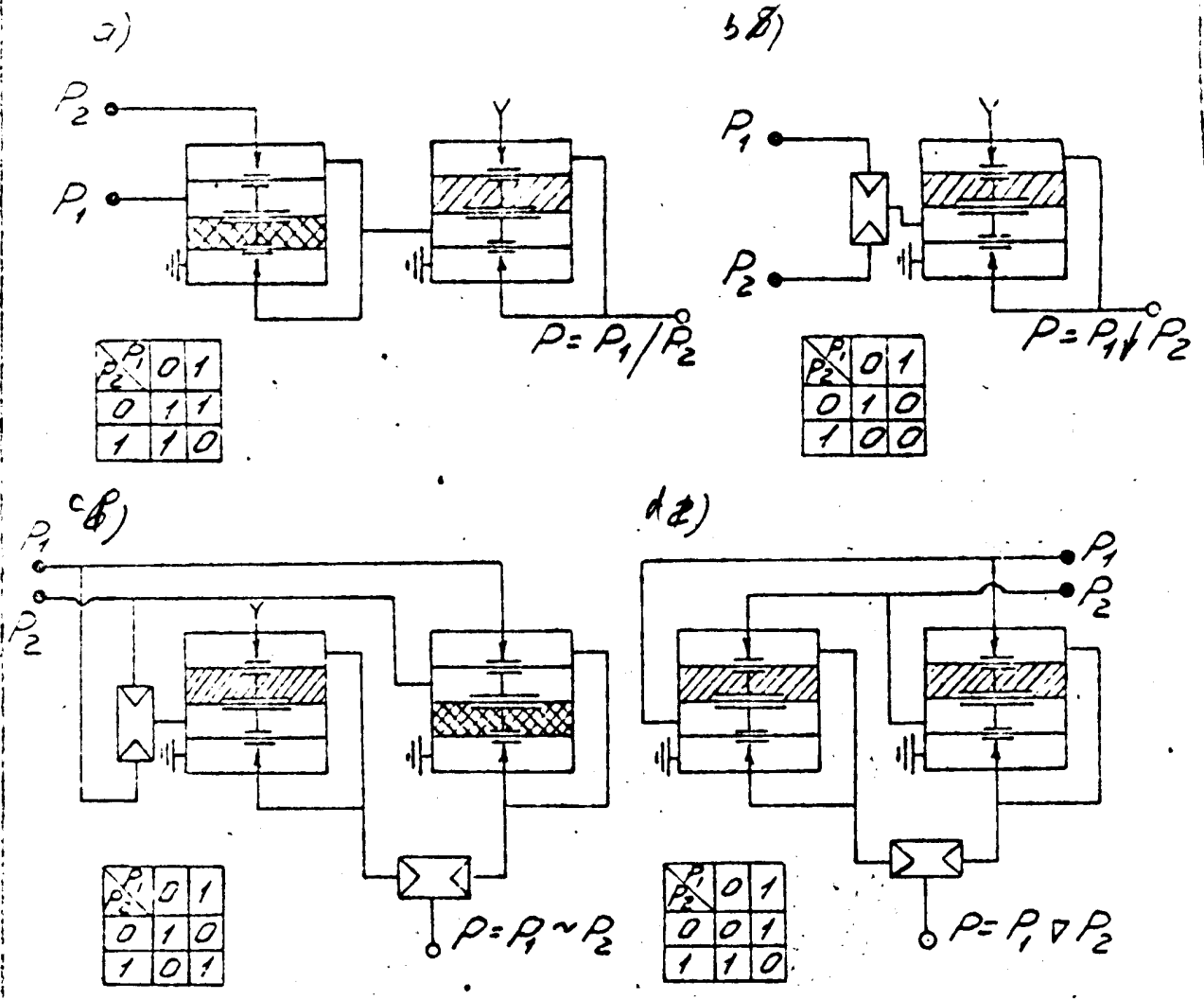


Fig
Part 5

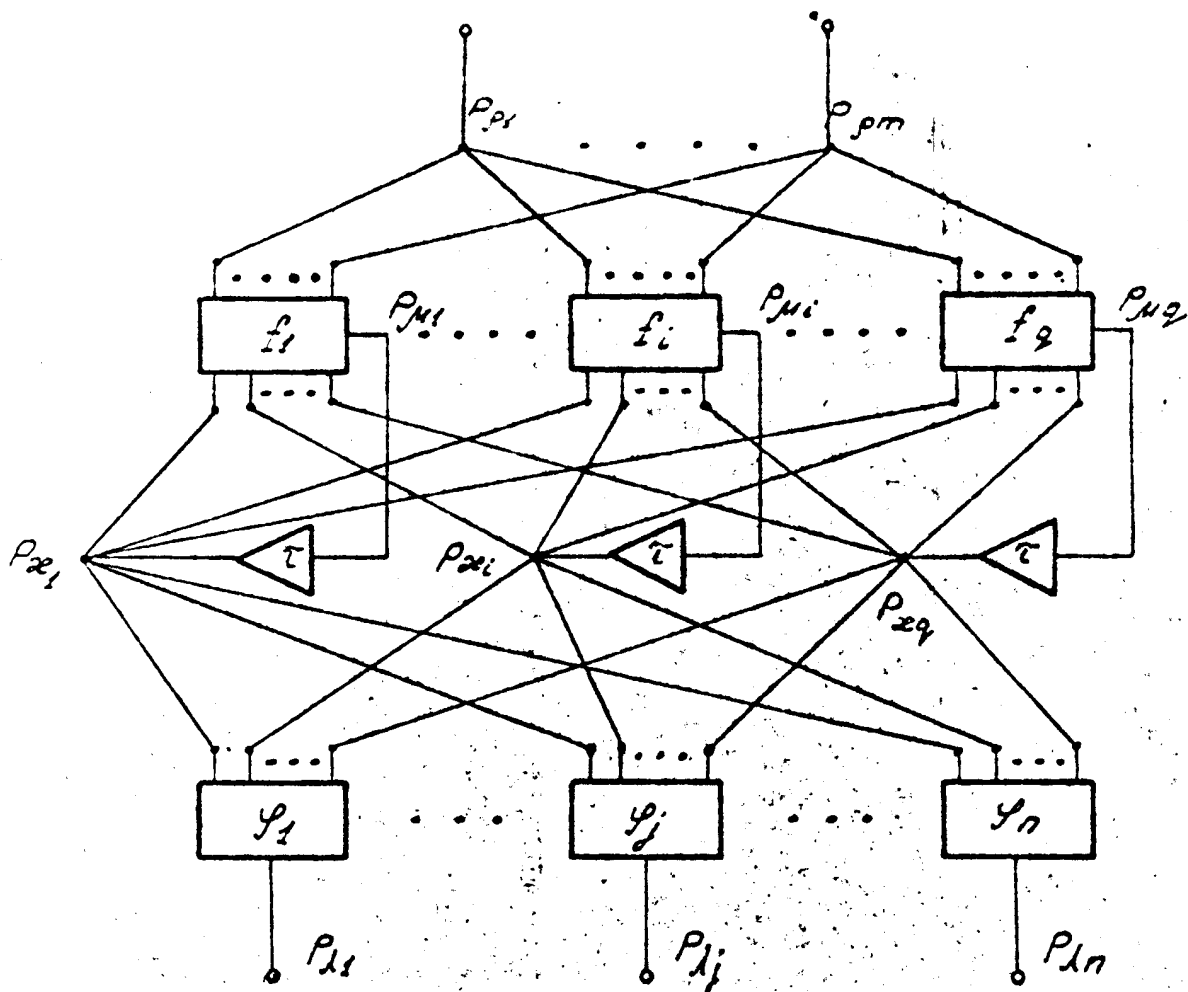


Fig.
Puc. 6.

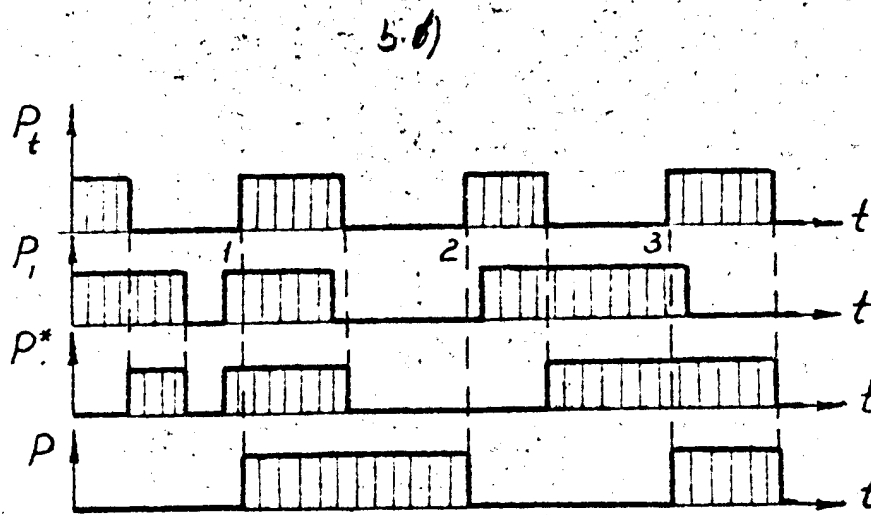
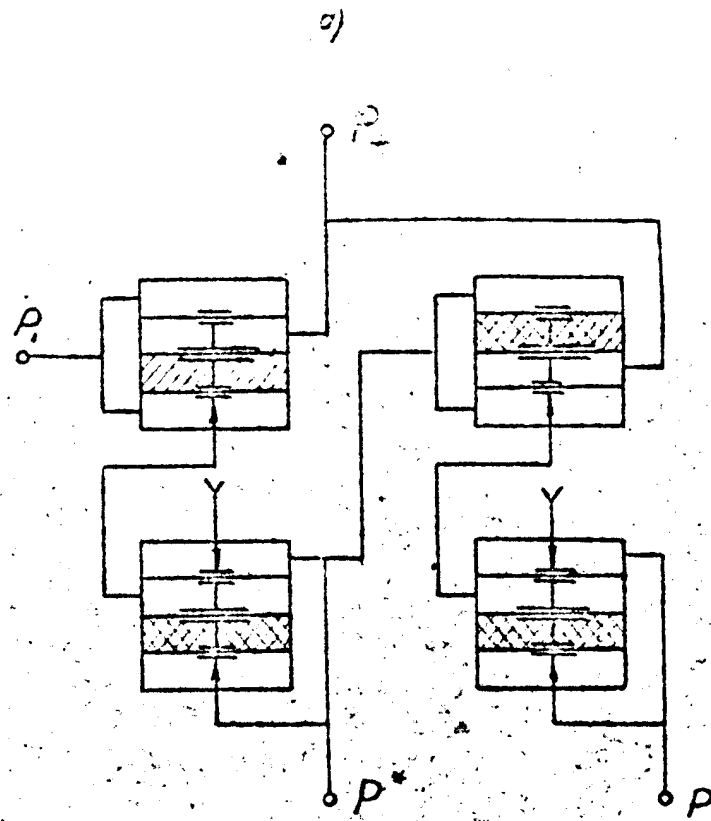
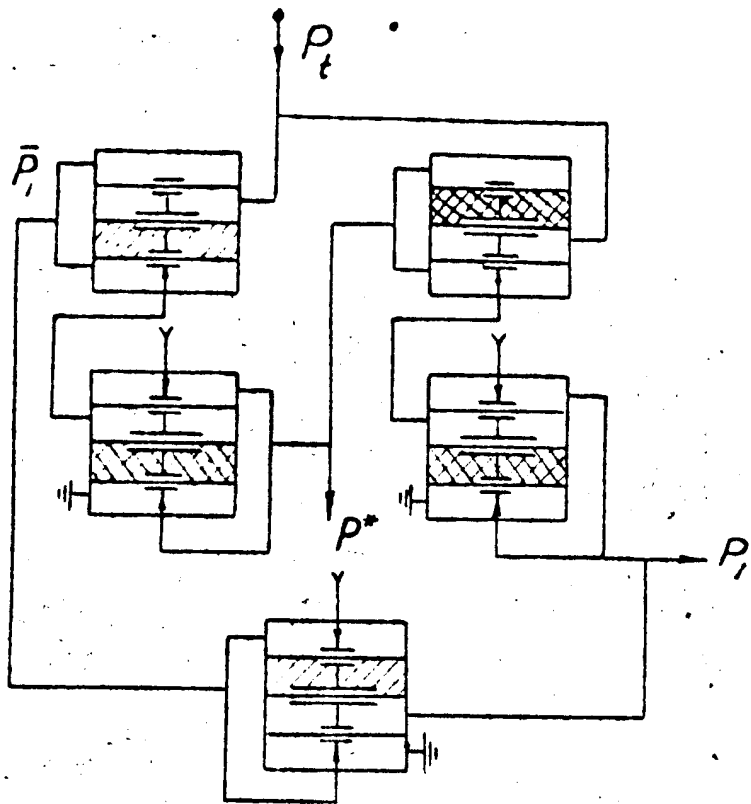
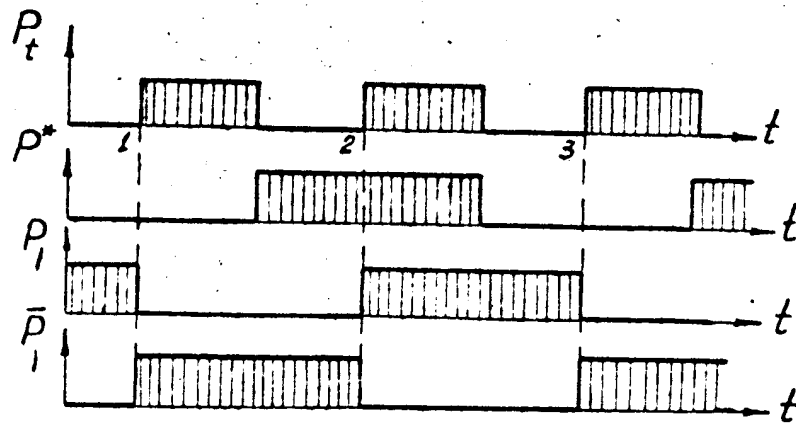


Fig. 7
Part 7

a)



b)



c)

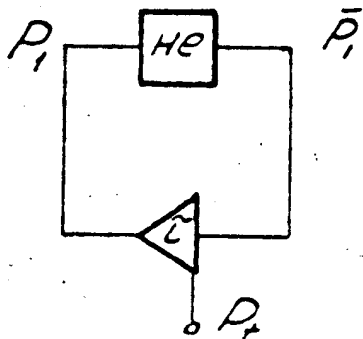


Fig. 2
D. 2. 2

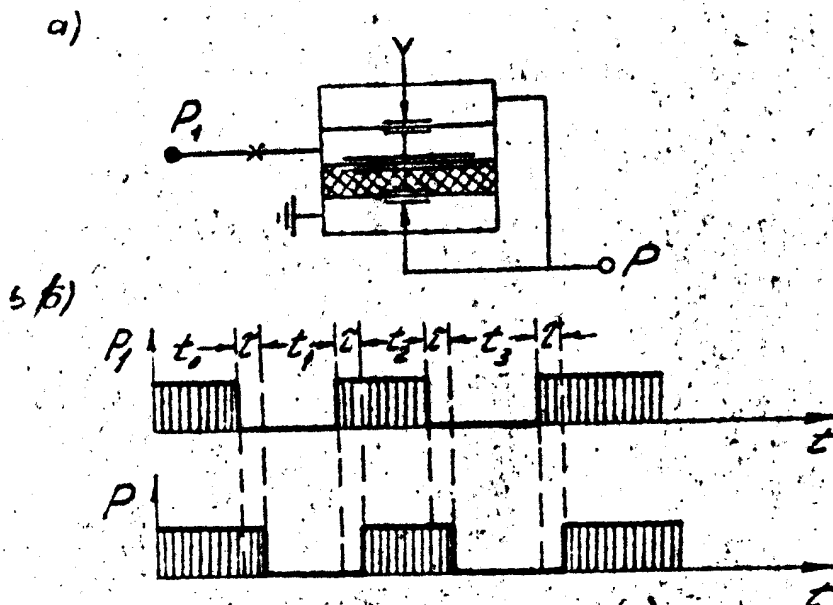


Fig.
Puc. 10

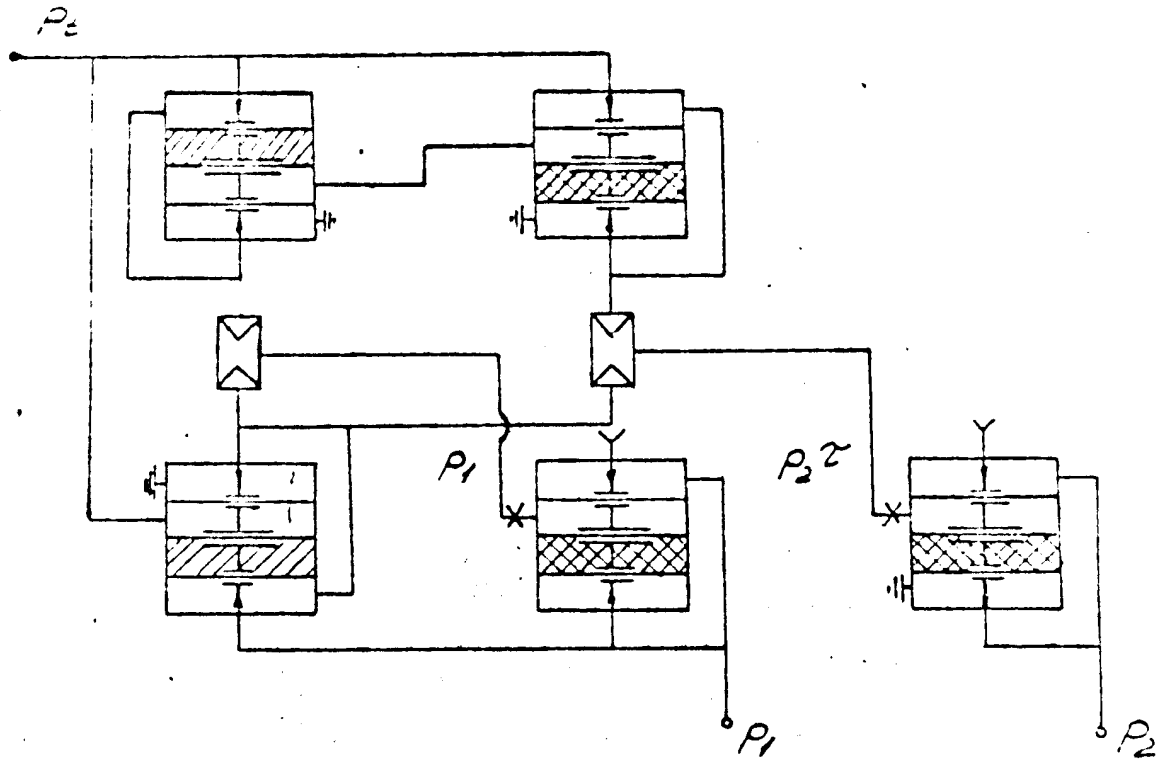


Fig
P. 11

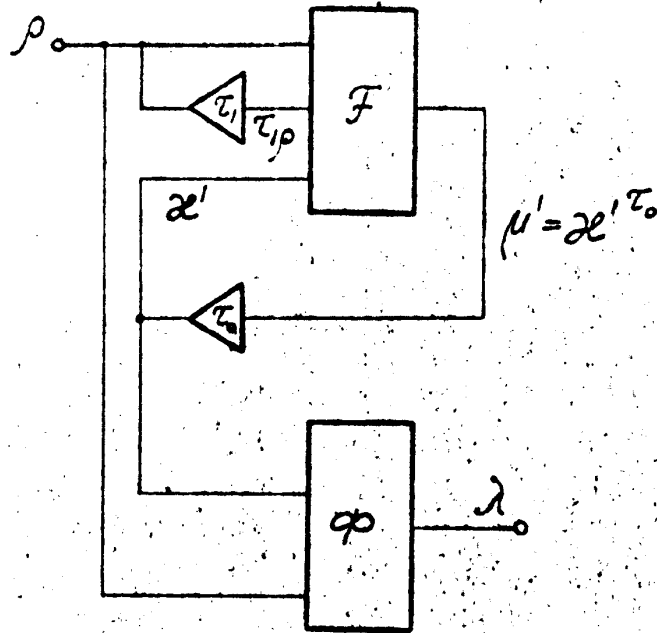


Fig. Proc. 12

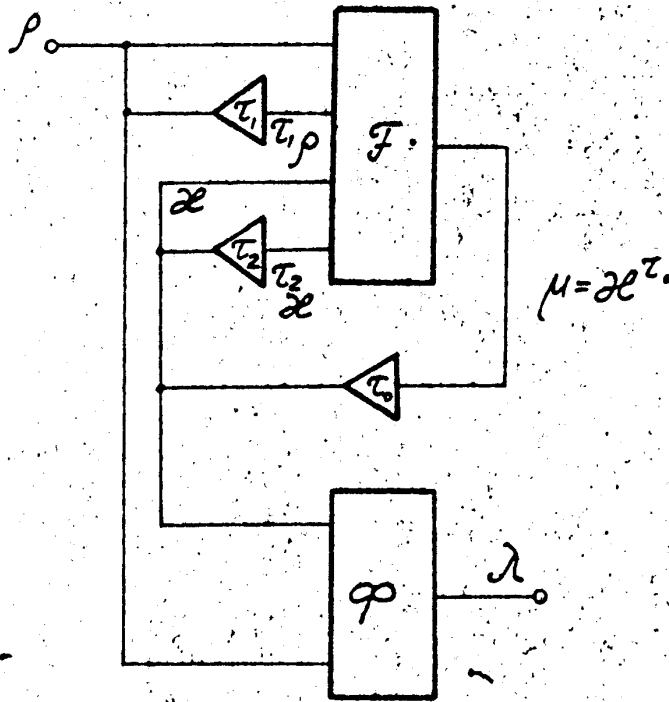


Fig. Proc. 13

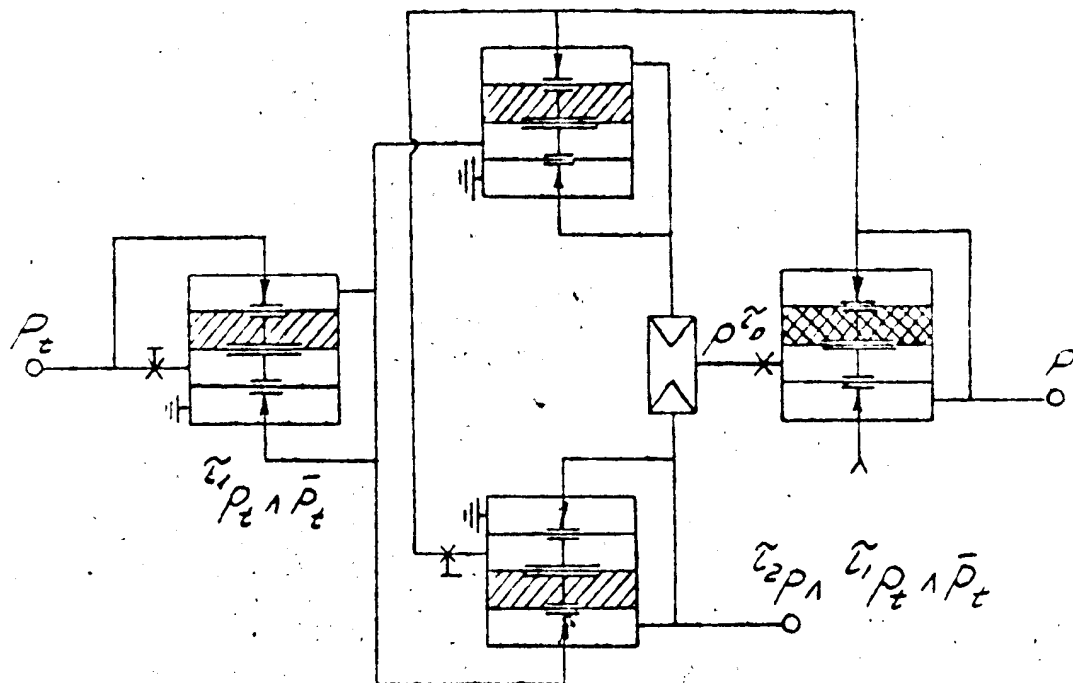


Fig. 14
~~Part~~ 14

Б.Д.Коробочкин

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ СТАНКОВ.

Рассмотрена замкнутая система рабочий орган станка-гидропривод. Составлена обобщенная структурная схема гидравлического привода станка, позволяющая использовать частотно-моторы для исследования динамики гидропривода.

На примере моделирования гидропривода протяжного станка показана возможность синтеза стабилизирующих устройств для получения желательного переходного процесса рабочего органа станка.

Преимущества применения гидравлического привода в автоматических станках и линиях, благодаря которым он получил широкое распространение, общезвестны. Однако, в практике отладки и эксплуатации станков, особенно станков с гидравлическим и пневматическим движением большой длины, часто встречаются случаи неустойчивости движения рабочих органов. Случаи неустойчивости движения встречаются не только при малых скоростях перемещений, где одной из причин неустойчивости является "падаящая" характеристика трения, но при относительно высоких скоростях движения, где весьма сильная зависимость силы трения в направлении от скорости движения.

Получившее всеобщее признание и широкое применение в технике автоматического регулирования частотно-моторы анализа и синтеза линеаризованных систем, применяемое в частях гидравлических систем лишь для решения задач устойчивости гидравлических систем и, насколько нам известно, при проектировании систем гидравлических приводов подач станков до сих пор не применялось.

В настоящей работе сделана попытка рассмотреть

- 2 -

двух гидравлической системы рабочий орган станка - гидропривод, который является стандартной схемой, обеспечивающей возможность её применения. Обобщёнными частотными методами с применением элементов механических устройств.

Систему рабочий орган станка - гидропривод можно представить в виде замкнутой системы, состоящей из двух звеньев / рис. 1 /: механического звена, характеристика которого описывается передаточной функцией $W_{мех}(s)$ и гидравлического звена с передаточной функцией $W_{гидр}(s)$. Входящим воздействием механического звена является изменение движущей силы $F(t)$, выходным же является изменение скорости рабочего органа станка $v(t)$. На рабочий орган станка действует возмущение - сопротивление изменению скорости резания и трения, преобразуемое в рабочий орган. В зависимости от типа станка это воздействие может быть либо периодическим, как например в проточном и фрезерном станках, либо единичным, как например в строгальном и долбежном станках.

Передаточная функция механического звена

$$W_{мех}(s) = \frac{v(s)}{F(s)}$$

определяет не только конструкцию механической части рабочего органа станка, но и динамическую характеристику рабочего органа, т.е. зависимость между изменением скорости и её производной от изменения величины резания и трения. Определённый объём работ посвящён в области резания и трения / например [1] /.

Задачей гидравлического привода, как впрочем и любого привода, является обеспечение рабочего органа станка движущей силой путём преобразования соответствующего вида энергии в механическую и изменение движущей силы в соответствии с задан-

- 3 -

ной скоростью. Математическая характеристика гидравлического привода описывается передаточной функцией

$$W_p(s) = \frac{b(s)}{m(s)}$$

где входной координатой является изменение скорости $v(s)$, а выходной координатой — изменение движущей силы $F(s)$.

В общем случае, при протекании регулирования скорости к приводу может быть ^{применено} и регулирующее воздействие. В данной работе рассматривается простейший случай, когда привод настроен для определенной скорости перемещения, установившиеся значения которой не регулируются в течение рассматриваемого промежутка времени.

Таким образом мы имеем замкнутую систему, на поведение которой влияют характеристики как механической, так и гидравлической частей. При разделении всей системы на механическую и гидравлическую в механическую систему могут войти и элементы, которые конструктивно скорее относятся к гидравлическому приводу. Например при рассмотрении рабочего органа станка, приводимого в движение гидравлическим цилиндром, массу поршня и штока и характеристику трения в их уплотнениях следует отнести к передаточной функции механического звена, хотя конструктивно они относятся к гидравлическому.

Так как $W_p(s) > 0$, ибо и b и m увеличены, ^(убавлены) скорость и ее производные всегда увеличиваются, необходимым условием устойчивости системы является отрицательность передаточной функции гидравлического привода, так как лишь при этом условии система замкнется отрицательной обратной связью.

Устойчивость и качество переходных процессов системы могут быть приведены в соответствие с требованиями эксплуатации.

- 4 -

ческого, так и гидравлического звона.

В данной работе мы полагаем, что поролопачная функция механического звона задана, и качество переходных процессов необходимо обеспечить параметрами и схемой гидропривода. Для этого составим структурную схему гидравлического привода в общем виде, т.е. схему, изображающую протекание рабочих процессов в гидроприводе независимо от того по какой схеме он выполнен.

Движущая сила гидравлического цилиндра / рис. 2 / определяется уравнением:

$$P = F_2 p_2 - F_1 p_1$$

где P — движущая сила;

p_2 — давление в напорной полости цилиндра;

p_1 — давление в полости противодействия;

F_1, F_2 — площади соответствующих полостей.

В относительных выражениях это уравнение имеет вид:

$$G = \frac{1}{K-1} (K-1) ,$$

/ 1 /

где $G = \frac{P}{P_0}$ — относительное изменение движущей силы;

$K = \frac{p_2}{p_1}$ — относительное изменение давления в напорной полости;

$\mu = \frac{F_1}{F_2}$ — относительное изменение противодействия;

$K = \frac{p_2}{p_1}$ — отношение давлений в полостях цилиндра при установившемся режиме работы;

$\mu = \frac{F_1}{F_2}$ — отношение площадей полостей цилиндра.

Здесь, как и в дальнейшем, все значения координат и

расстояния с цилиндрической "Δ".

Так как рабочая жидкость, прижимаясь в индуктивности к электроду с электродом, то процессы изменения давления в полости происходят с некоторой запаздыванием по сравнению с изменением его объема. Если пренебречь полноволновыми процессами, то уравнение неразрывности полостей цилиндра можно написать для обеих полостей в следующем виде:

для напорной полости:

$$Q_2 = F_2 v = \frac{V_2}{t} \frac{dv_2}{dt}$$

для полости проводимости:

$$Q_1 = F_1 v = \frac{V_1}{t} \frac{dv_1}{dt}$$

где v — скорость движения поршня;

Q_1, Q_2 — суммарный расход жидкости из цилиндра;

V_1, V_2 — объемы жидкости в соответствующих полостях цилиндра.

то
$$\frac{dV_1}{dt} = - \frac{V_1}{E_0} \frac{dp_1}{dt}$$

где E_0 — модуль упругости жидкости.

то соотношение справедливо и для напорной полости.

Среднеарифметическое уравнение неразрывности в относительных изменениях можно написать в виде:

$$\mu = Q_1 + T_1 \delta$$

121

$$\mu = Q_2 - T_2 \delta$$

131

где $\mu = \frac{\Delta V}{V_0}$ — относительное изменение скорости;

ΔQ

- 6 -

ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ:

$\xi_2 = \frac{\Delta Q_2}{Q_{20}}$ — относительное изменение расхода в напорной полости;

$T_1 = \frac{L_1 \rho_0}{E_0 \nu_0}$ — постоянная времени сжимаемости жидкости в полости при продольном движении;

$T_2 = \frac{L_2 \rho_{20}}{E_0 \nu_0}$ — постоянная времени сжимаемости жидкости в напорной полости;

L_1, L_2 — длины соответствующих полостей цилиндра.

Так как постоянные времени сжимаемости жидкости зависят от параметров порции в цилиндре, то, строго говоря, они являются не определенными параметрами. Однако, поскольку мы рассматриваем движение системы при малых отклонениях, то можно, без существенной погрешности считать их постоянными в течение рассматриваемого переходного процесса, но суждено об устойчивости и скорости необходимо принимать при различных установившихся положениях порции. Поскольку в большинстве случаев объем жидкости, находящейся в полости цилиндра значительно больше, чем объем жидкости в трубке, то последние мы преобразуем, хотя и не совсем точно, в случае необходимости, но представляется трудным.

Для работы гидропривода необходимо подавать масло в напорную полость гидравлического цилиндра и отводить его из полости противодействия. В зависимости от схемы и назначения привода для этого применяются различную гидравлическую аппаратуру и насосы. Основной характеристикой этой аппаратуры является зависимость расхода от давления. Характеристики аппаратуры и насосов, помещенных в соответствующую полость гидравлической схемы привода могут быть выражены передаточными функциями

$$W_i(s) = \frac{\xi_i(s)}{p(s)}$$

14

- 7 -

$$W_2(s) = \frac{\Phi_2(s)}{\Psi(s)}$$

/ 5 /

где $W_1(s)$ — передаточная функция аппаратуры, включенной в полость регулирования;

$W_2(s)$ — передаточная функция аппаратуры и насоса, включенных в вспорную полость.

Совместное рассмотрение уравнений 1, 2, 3, 4 и 5 позволяет составить обобщенную структурную схему гидропривода, которая представлена на рис. 3.

Из структурной схемы гидропривода видно, что основное влияние на характеристику гидропривода оказывают постоянные времени вязкости жидкости и передаточные функции гидроаппаратуры, включенной в соответствующие полости. Передаточная функция гидропривода имеет вид:

$$W_r(s) = - \frac{1}{R-d} \left[R \frac{\frac{1}{T_2 s}}{1 - \frac{W_2(s)}{T_2 s}} + d \frac{\frac{1}{T_1 s}}{1 + \frac{W_1(s)}{T_1 s}} \right] \quad (6)$$

При рассмотрении общей структурной схемы системы рабочий орган — привод, было показано, что для устойчивости системы необходимым условием является отрицательность передаточной функции привода. Из уравнения / 6 / видно, что это условие выполняется всегда при $W_2(s) > 0$ и $W_1(s) > 0$. Из структурной схемы видно, что если эти условия не выполняются, то интегрирующие звенья вязкости жидкости в полостях цилиндра охватываются положительными обратными связями.

Независимо от схемы гидравлического привода и от характеристик привнесенной в нем аппаратуры могут оказать существенное влияние утечки в гидравлическом цилиндре, которые не

- 8 -

Поскольку величина. Поскольку величина утечки в гидромеханической аппаратуре непостоянна, рассмотрим только утечки, имеющие место из одной полости цилиндра в другую. Утечки между полостями цилиндра пропорциональны перепаду давлений в полостях и определяется соотношением:

$$Q = c (P_2 - P_1)$$

где Q - суммарный расход утечек;
 c - коэффициент пропорциональности;

В относительных координатах это уравнение имеет форму:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{1}{\lambda - 1} (R\psi - \delta)$$

171

где $\frac{Q}{Q_0} = \frac{Q}{Q_0}$ - относительное изменение утечек.

Уравнения неразрывности при учете утечек примут вид:

$$M = Q_1 + T_1 \psi - z_1 Q_1$$

$$M = Q_2 - T_2 \psi - d_2 Q_2$$

181

где $z_1 = \frac{Q_0}{F V_1}$ - коэффициент относительных утечек.

Если положить $d = 1$, что соответствует равенству площадей полостей цилиндра, то структурная схема системы примет вид, показанный на рис. 3а, откуда видно, что при отрицательных значениях объема полостей цилиндра утечки образуют отрицательную обратную связь, замыкая всю цепь. Если $d > 1$, то утечки образуют отрицательные обратные связи, замыкающие по отдельности контуры из контуров полостей цилиндра. При этом величина утечек из этих контуров будет различна и это различие определяется отношением площадей. Сильнее сказывается утечки

- 9 -

интервал, т.е. утечки между герметичными участками, установившейся скорости системы благодаря введенной жесткой отрицательной обратной связи с позиционным обратным каналом. Следовательно, в случае, когда в системе не предъявляются требования по жесткости / независимости скорости от нагрузки / возмущающее увеличение утечек путем соединения между собой полостей цилиндра может означать весьма отрицательное влияние на стабилизацию системы. Ограничением в приложении такого стабилизированного контура, помимо жесткости, является расход мощности и соответственно нагрев масла в системе.

На основе составленной обобщенной структурной схемы было проведено исследование динамики вращательно - проточного элемента с целью уменьшения его вибрации при проминировании. На рис. 4 представлена принципиальная гидравлическая схема проточного элемента. Система работает следующим образом от насоса переменной производительности /1/ масло поступает под давлением в нижнюю полость гидравлического цилиндра /2/. Из противоположной полости масло вытесняется обратно в насос, но так как вытесняемый объем масла больше чем поступающий по величине, соответствующую площадь клапана, то этот избыток сливается через клапан противодействия /3/, который настроен на постоянное давление.

Проточный элемент работает в диапазоне скоростей 1-10 м/мин. В этом диапазоне скоростей зависимость сил резания и трения от скорости очень слабая, поэтому передаточная функция механического звена может быть получена из уравнения

$$M \frac{d(\dot{u})}{dt} + \gamma(\dot{u}) = \Delta P,$$

где M — инерционная масса рабочей камеры элемента, $\gamma(\dot{u})$ —

- 10 -

подвижной частотой.

Передаточная функция механического звена имеет вид:

$$W_M(s) = \frac{n(s)}{G(s)} = \frac{1}{T_0 s}$$

/ 9 /

где $T_0 = \frac{J \omega_0}{P_0}$

В гидравлическом звене передаточная функция аппаратуры напорной полости $W_2(s)$ определяется характеристикой насоса, а передаточная функция $W_1(s)$ определяется характеристикой клапана противодействия.

Работа насоса характеризуется зависимостью расхода от давления. Эта характеристика, вообще говоря, нелинейна, но без существенных погрешностей её можно линеаризировать, опираясь на уравнение вида:

$$\Delta Q_H = -C_1 \Delta P_H$$

/ 10 /

где Q_H — текущий расход насоса при давлении P_H ;
 P_H — давление насоса;
 C_1 — угловой коэффициент.

Если пренебречь сопротивлением в трубопроводах и утечками в мембране, то $P_H = P_2$ и $Q_H = Q_2$.

Угловой коэффициент характеристики может быть выражен через объемный коэффициент полезного действия насоса так:

$$C_1 = \frac{Q_0}{P_0} \left(\frac{1}{\eta_0} - 1 \right)$$

/ 11 /

- II -

Со второго уравнения уравнений IO и II дает

$$W_2(s) = \frac{z_2(s)}{p(s)} = -z_2 \quad / 12 /$$

т.е. $z_2 = \frac{1}{T_0} - 1.$

В качестве примера рассмотрим в статье приведенной системы, передаточная функция которой имеет вид:

$$W_k(s) = \frac{U_k(s)}{Y_k(s)} = K_1 \frac{T_1^2 s^2 + T_1' s + 1}{K_2 T_2^2 s^2 + K_2 T_2' s + 1}$$

- т.е.
- U_k — относительный расход клапана;
 - K_1 — коэффициент усиления клапана;
 - T_1, T_1' — постоянные времени.

Учитывая, что постоянно времени клапана на несколько порядков меньше остальных постоянных времени схемы и то, что на частотной характеристике системы в широком частотном диапазоне не влияет, можно принять, что

$$W_k(s) = K_1 \quad / 13 /$$

Передаточный коэффициент K_1 определяется по аналогии с частотной статической характеристикой клапана. Так как расход клапана соответствует разности расходов полой и заткнутой то

$$U_k = \frac{d}{d-1} U_1$$

Следовательно, передаточная функция аппаратуры полости пропускания определяется как:

$$W_1(s) = \frac{d-1}{d} K_1 \quad (14)$$

Структурная схема системы протяжного станка представлена на рис. 5.

Исследование системы проводилось на электронной моделирующей машине ИИП-5. Работа проводилась совместно с инж. М.Р.Черновой. Схема модели дана на рис. 6. Исследование проводилось при разных положениях поршня в цилиндре / L_1, L_2 / и различных установившихся скоростях протягивания при единичном возмущающем воздействии и при периодическом внешнем воздействии прямоугольной формы с частотой, соответствующей работе протяжки данного шага при данной скорости. Параметры системы для среднего положения поршня в цилиндре при трех скоростях даны в таблице III.

Таблица III

ω	$\frac{w_1}{w_2}$	T_1 сек	T_2 сек	T_0 сек	W_1	W_2	R	γ
1,07	$5,35 \times 10^{-2}$	0,24	$4,63 \times 10^{-5}$	21,8	-1	4,5	1,16	
8	$1,1 \times 10^{-2}$	0,05	$2,2 \times 10^{-4}$	4,55	-0,116	4,5	1,16	
16,7	$5,35 \times 10^{-3}$	0,024	$4,63 \times 10^{-4}$	2,18	-0,05	4,5	1,16	

На рис. 7а и 7б даны осциллограммы ^{и переходного процесса} системы, полученные на модели при средней скорости протягивания / см/сек / при единичном / в / и прямоугольном периодическом / б / воздействиях. Верхняя кривая соответствует изменению скорости / v /, нижняя кривая - изменению силы / F /.

- 13 -

Из осциллограммы видно, что хотя система устойчива, но перекладный процесс сильно колебательный с малым демпфированием затухания. Построение амплитудной и фазовой характеристик системы показало, что запазд по фазе в этой системе около 10° . На осциллограмме 76 видно, что при протягивании колебания в системе не успевают затухать между двумя импульсами от входа зубьев прокатки. Это обстоятельство подтвердилось последующим стан- на, где при протягивании наблюдались сильные вибрации.

Как указывалось выше стабилизация системы путем искусственного увеличения упругости в данном случае нецелесообразна из-за увеличения нагрева масла в гидродвигателе. Поэтому был принят другой метод стабилизации, разработанный на основе анализа структурной схемы системы. Исследование системы на модели показало, что влияние на устойчивость системы нулевой полюсы значительно больше чем полюсы противодействия, т.е. $R > 1$, $T_2 \gg T_1$ и $W_1 \gg W_2$. Поэтому целесообразно введение в нулевую полюсу дополнительной глубокой обратной связи, стабилизирующей интегрирующее звено $\rightarrow \frac{1}{Ts}$. Гидравлическая схема стабил- с устройством, обеспечивающим требуемые характеристики показана на рис. 8. Устройство состоит из гидравлической емкости и дросселя. Работа этого устройства не нарушается в положении.

Передаточная функция стабилизирующего устройства может быть выведена следующим образом.

Уравнение неразрывности напорной полости при включении емкости имеет вид:

$$M = Q_2 - Ts \dot{Q} = Q_2,$$

/ 14 /

где Q_2 - относительный расход емкости.

Расход дросселя определяется соотношением:

- 14 -

где q - расход дросселя
 P_3 - давление после дросселя
 A - характеристика дросселя.

Уравнение ёмкости, при пренебрежении её массой, которое
 имеет вид:

$$\frac{d \Delta P_3}{dt} = \frac{e A q}{f^2} \quad / 16 /$$

где e - жесткость пружины ёмкости;
 f - площадь поршня ёмкости.

Совместное решение / 15 / и / 16 / даст:

$$W_c(s) = \frac{3e s}{\psi(s)} = \frac{T_e s}{1 + T_g s} \quad / 17 /$$

где $W_c(s)$ - передаточная функция стабилизирующего устройства;

$$T_e = \frac{f^2 P_{20}}{e Q_{20}} \quad \text{— постоянная времени ёмкости;}$$

$$T_g = \frac{f^2}{A e} \quad \text{— постоянная времени демпфирования.}$$

Учитывая уравнение неразрывности / 14 /, при выключении
 этого устройства передаточная функция аппаратуры манорной по-
 лости может быть определена как:

$$W_2(s) = - (z_2 + W_c(s)),$$

$$\text{т.о.} \quad W_2(s) = - z_2 \frac{1 + \frac{e A Q_{20}}{f^2 P_{20}} s}{1 + T_g s}$$

Обязательные значения постоянных времени T_e, T_g были

- 15 -

переходных процессов.

Переходный процесс системы для том же режима, что и ранее, но с включенными стабилизирующими контурами $T_e = 0,02$ / $T_g = T_g = 4 \times 10^{-3}$ сек. / показан на рис. 7а. Как видно, переходный процесс системы значительно улучшился и после двух колебаний система возвращается в состояние равновесия.

Применение этого устройства на станке устраняло его вибрации и значительно понижало уровень шума станка.

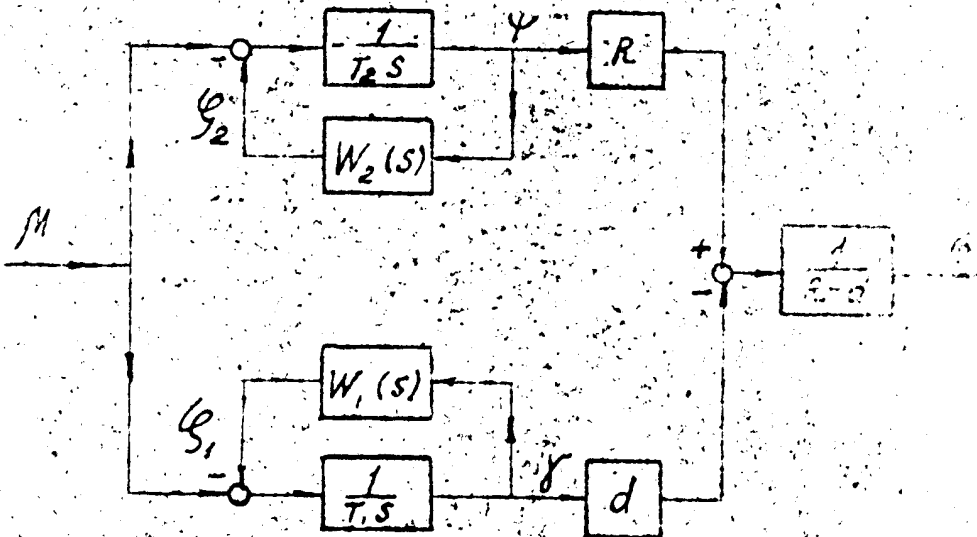
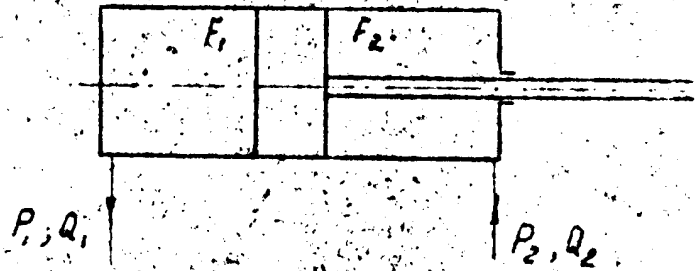
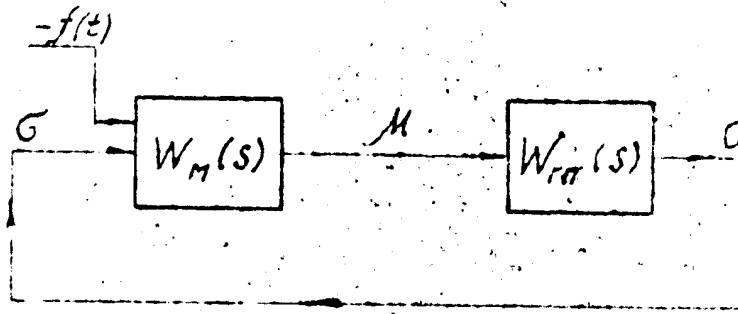
Таким образом рассмотрение гидравлического привода станка как замкнутой системы, состоящей из электрического и гидравлического звеньев позволяет использовать частотные методы последовательности с применением аналоговых моделирующих установок. Этот метод весьма удобен для синтеза стабилизирующих устройств, обеспечивающих качественное прохождение переходных процессов рабочего органа станка. *э протекание?*

Литература:

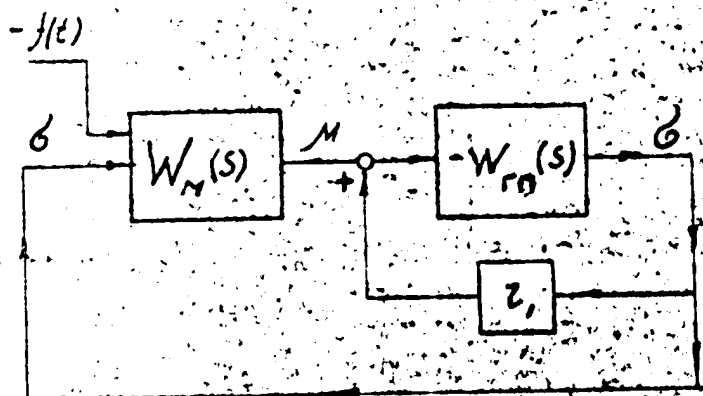
1/ В.А. Кудин, Основы динамики станков, ЗИЛ, 1967 г.

Гидротранс и документ.

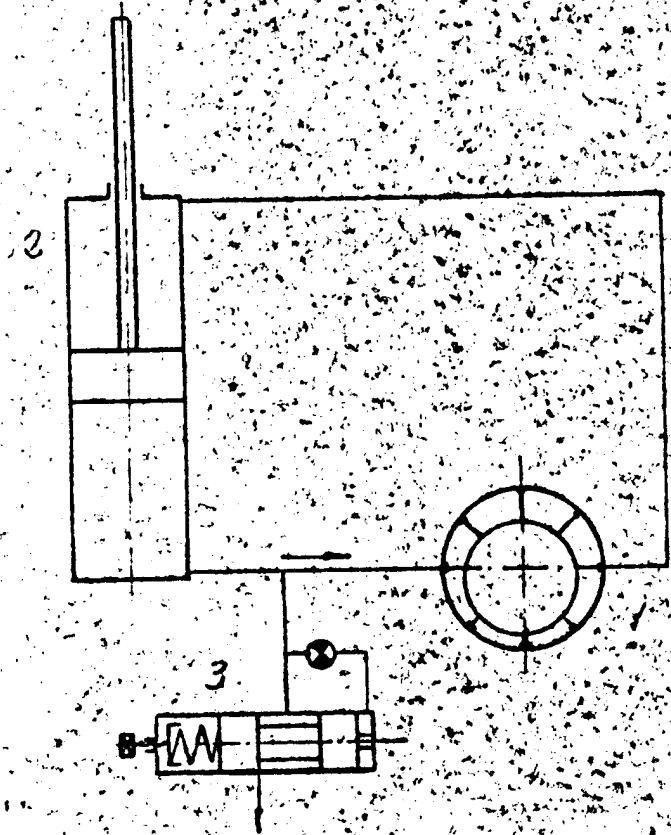
- рис. 1 - замкнутый контур рабочего цикла насоса - гидротранса
- рис. 2 - схема гидромеханического привода
- рис. 3а - обобщенная структурная схема гидротранса
- рис. 3б - структурная схема насоса при ускорении в приводе /d = 1/
- рис. 4 - гидромеханическая схема рабочего хода протекного насоса
- рис. 5 - структурная схема привода протекного насоса
- рис. 6 - принципиальная схема насоса
- рис. 7а - переходный процесс при ступенчатом изменении
- рис. 7б - переходный процесс при периодическом воздействии
- рис. 7в - переходный процесс при ступенчатом изменении при про-
двинутой стабилизации устройства
- рис. 8 - схема гидротранса со стабилизацией устройства.



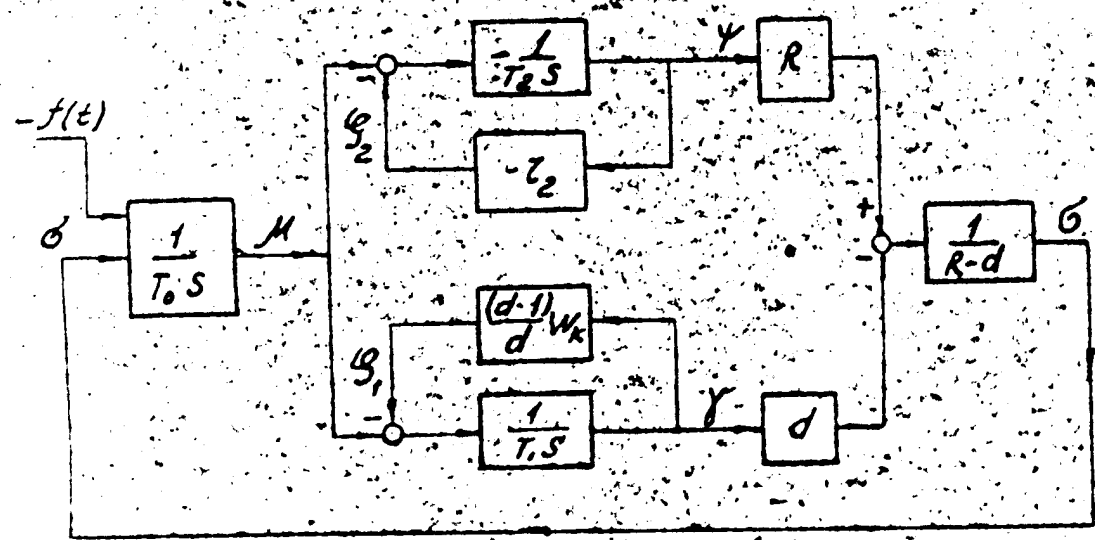
36

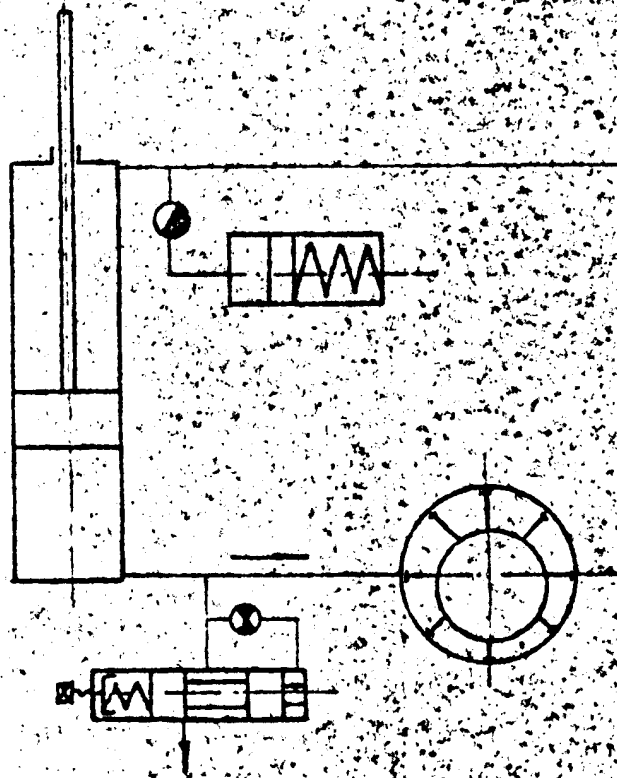
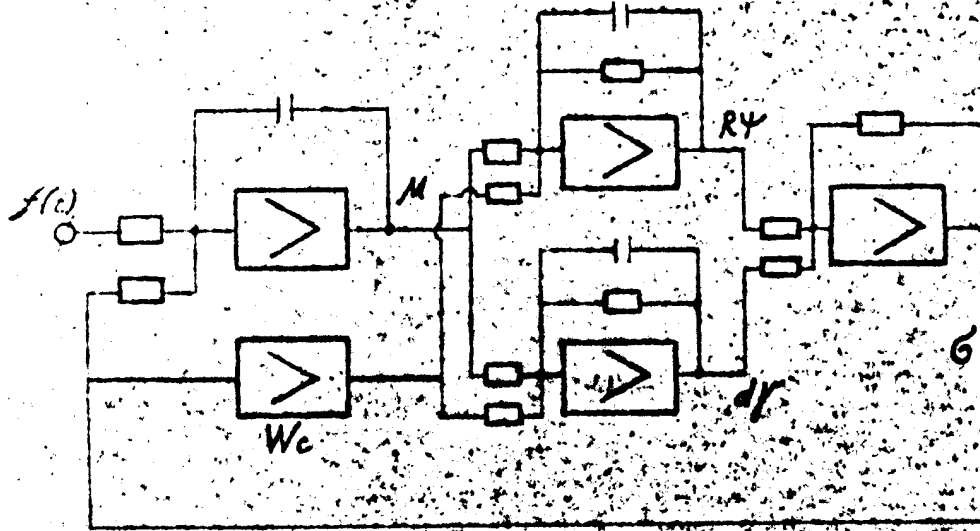


4



5





REALIZATION OF MACHINES IN SEQUENCE BY MEANS OF PNEUMATIC AUTOMATION

A. A. Tal'

Introduction

In the last few years, with the construction of systems and instruments for industrial pneumatic automation, people have started to apply widely an elementary principle [1]. This leads to a situation in which pneumatic devices ceased to exist as independent constructions. Now each device is a certain combination of unified elements assembled into a system with the help of special mounting plates. Thus one device is distinguished from another by the composition of elements and by the mounting plates. Such a "radio-engineering" process of constructing devices, carried over into pneumatic automation from electrical automation, has opened up, for pneumatic automation, qualitatively, new possibilities (if one does not pay attention to quick operation) which are close to those which electrical automation has.

After the basic elements of pneumatic automation were established and a technique of installing these elements was worked out, it became practically possible to realize any laws of control by pneumatic means.

In these conditions a necessity arose for creating methods of designing pneumatic systems realizing the laws of control of one type or another. In this present work, methods of constructing systems by pneumatic means are investigated, systems which pertain to the class of machines in sequence.

Before we investigate the methods themselves, we shall make several explanations apropos of the class of realized systems and concerning the type of pneumatic apparatus on which we shall depend.

- 2 -

A dynamic system determined by the equations

$$\left. \begin{aligned} \mu &= F(x, \rho) \\ x(t+1) &= \mu(t) \\ \lambda &= \varphi(x, \rho) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

is called a sequence machine (for example see [2])

where t is the conditional time (discrete and taking values in the natural sequence of numbers); ρ, \mathcal{H} (or μ), λ --- variables determining respectively the state of input, the internal state, and the state of output of a sequence machine, whereupon each of these variables can take the final number of the different values defined by the alphabets $p = \{p_1, \dots, p_2\}$, \mathcal{H} (or μ) = $\{h_1, \dots, h_k\}$, and $\lambda = \{\lambda_1, \dots, \lambda_e\}$, F and φ -- respectively k and e -- known logical functions. The temporary correlation between the variables \mathcal{H} and μ determined by the second equation in (1) we will call the lag and we will use the designations $\mu = \mathcal{H}^t$ and $\mathcal{H} = {}^t\mu$.

System (1) can be represented in the form

$$\left. \begin{aligned} x(t+1) &= F\{x(t), \rho(t)\} \\ \lambda(t) &= \varphi\{x(t), \rho(t)\} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

The system corresponding to the first two equations in (1) or to the first equation in (2) is called the terminal automaton.

The block diagram shown in Fig. 1 corresponds to the determination introduced for the sequence machine.

As was done in [2], we shall proceed from the conjecture that the task for a synthesized system of a sequence machine is shown in Table 1, determining the logical functions F and φ .

Table 1

$x(t)$ \ $p(t)$	p_1	Tabl. 1 p_i	p_2
x_1	$F(x_1, p_1)$ $\varphi(x_1, p_1)$	$F(x_1, p_i)$ $\varphi(x_1, p_i)$	$F(x_1, p_2)$ $\varphi(x_1, p_2)$
x_j	$F(x_j, p_1)$ $\varphi(x_j, p_1)$	$F(x_j, p_i)$ $\varphi(x_j, p_i)$	$F(x_j, p_2)$ $\varphi(x_j, p_2)$
x_k	$F(x_k, p_1)$ $\varphi(x_k, p_1)$	$F(x_k, p_i)$ $\varphi(x_k, p_i)$	$F(x_k, p_2)$ $\varphi(x_k, p_2)$

Besides such a table, in the representation must be shown the condition determining the beat (?) of the operation of the sequence machine. The symbols \mathcal{L} written in the boxes in Table 1 can be interpreted in two ways; in accordance with system (1) it is possible to consider that they are the values of the variable k formed at time t at the output of the logical converter \mathcal{F} , at the input of which at this very moment of time t are given the signals x_j and p_i ; or it is permissible in accordance with system (2) to consider that they are the values of the variable \mathcal{L} established at time $t+1$ and caused by the values x_j and p_i at the present time t . In the future we shall use both these interpretations.

A three-membraned pneumatic relay is the basic element of the discrete technique of industrial pneumatic automation [1]. The principle scheme of this relay, the conventional representation used for it, and its statistical characteristics are given in Fig. 2. In Fig. 3 are shown the circuits for switching on the pneumatic relay for the realization of several elementary logical functions. In these and in all future pneumatic systems $P = P_{p.i.t.}$ corresponds to symbol 1, and $P = 0$ at [?]

- 4 -

"ИИИ"

to symbol 0. For the realization of the operation "OR" an even simpler element is used, the diagram and conventional representation of which are given in Fig. 4.

The summary introduced of the elementary logical functions realized by the named pneumatic means shows that these means are enough for the realization of any logical function. For an example, in Fig. 5 are depicted the circuits of cells "Shaeffer streak," "Pierce Arrow," "equivalence," and "the excluded or." The systems introduced are fully enough to see that with the named pneumatic means it is possible to realize any logical converter.

The aim of this present work is to show how, using these same pneumatic means (the pneumatic relay, the element "or," and perhaps even pneumatic resistance) it is possible to construct systems not only of any logical converters, but also of sequence machines whose operation is defined in the form shown above.

Section 1. General Observation about the pneumatic realization of a sequence machine.

Here we will not examine any specific type of lag used in the system nor any determined form of the problem of the beat in the operation of a sequence machine. We will only consider that there is a lag in our arrangement, that it is binary as are all the elements of a pneumatic system, and that its use corresponds to the conditions determining the beat of operation of a sequence machine.

In connection with the binary form of all pneumatic elements (including lag) we much look for pneumatic realization in the form of the system shown in Fig. 6 which is a corollary of the general system shown in Fig. 1. The binary logical converters f_i and Ψ_j are subject to the determination, for which a tabular recording is obtained from the given table of a sequence machine by means of the binary coding of all the variables of this table. During coding of the variables determining

- 5 -

the state of input of the machine ρ , its internal state \mathcal{X} (or μ), and the output state λ , the set of binary pneumatic signals is brought in conformity with each of these variables. For example, it is possible to bring the sets $P_{\mathcal{H}_1}, \dots, P_{\mathcal{H}_q}$, in which $q > \log_2 k$, into conformity with the variable

$$\mathcal{H} = \{\mathcal{H}_1, \dots, \mathcal{H}_k\}.$$

Section 2. Positive binary lag in time and its use in systems of machines in sequence

Four pneumatic relays connected according to the circuit shown in Fig 7a form the so-called binary lag in time. The graph in Fig. 7b indicates the operation of this circuit. The two inputs of the cell P_t and P_i have a different value: P_i is strictly the input, and P_t determines the moments of onset of times, that is, these moments correspond to the change of P_t from zero to unity. The graphs in Fig. 7b show that the cell works in such a way so that its output P at the time of the onset time proves to be equal to input P_i and until the onset of a new time remains unchanged so as not to take place at this time at the input. Such operation of the cell gives rise to its name "lag in time."

It is especially convenient to use the lag in time in the construction of machines in sequence whose beat of operation is determined by a special synchronizing signal.

Assume, for example, that a trigger circuit with a computing input has to be constructed. It is possible to determine its operation from Table 2, in accordance with which is the trigger -- it is an independent sequence machine with two internal states (\mathcal{H}_1 and \mathcal{H}_2) and two states of output (λ_1 and λ_2). The beat

Table 2

		Tabl. 2	
		ρ	P_i
\mathcal{H}	\mathcal{H}_1	\mathcal{H}_2, λ_1	
	\mathcal{H}_2	\mathcal{H}_1, λ_2	

- 6 -

of the operation of this machine is set by a special synchronizing signal P_t , by the computing input.

Considering Table 2 as corresponding to (1) and by carrying out coding of the variables \mathcal{H} , μ , and λ by the pneumatic binary signals $P_1, P_2 = P_1^{\tau}$, and P_3 respectively we obtain Table 3

	P_1
0	1, 0
1	0, 1

From Table 3 it follows that

$$\begin{aligned} P_2 &= \bar{P}_1 \\ P_3 &= P_1 \end{aligned} \quad (3)$$

By the formulas (3) are determined the functions f and φ , as well as the entire system. Thus we obtain the trigger circuit with a computing input as represented in Fig. 8; in Fig. 8b are shown graphs of the operation of this trigger, and in Fig. 8c, the structural diagram.

We will now construct a system for counting up to four. Table 4 will conform to such a system, that is an independent sequence machine with four internal states ($\mathcal{H}_1, \mathcal{H}_2, \mathcal{H}_3, \mathcal{H}_4$) and with a similar number of output states. The beat of operation even of this machine is set by a synchronizing signal P_t . After the introduction of sets of binary pneumatic coded signals P_1 and P_2, P_1^{τ} and $P_2^{\tau}; P_3$ and P_4 , we obtain the variables \mathcal{H}, μ , and λ respectively in Table 5.

Table 4

Табл. 4

x	P_1	P_2
x_1	x_2, λ_1	
x_2	x_3, λ_2	
x_3	x_4, λ_3	
x_4	x_1, λ_4	

Table 5

Табл. 5

P_1, P_2	P_1
00	01, 00
01	11, 01
11	10, 11
10	00, 10

From Table 5 we find the functions

$$f_1, f_2 \text{ и } \varphi_1, \varphi_2$$

They will have the form

$$\begin{aligned} P_1 &= P_2; & P_2^c &= \bar{P}_1 \\ P_3 &= P_1; & P_4 &= P_2 \end{aligned} \quad (4)$$

In Fig. 9 the corresponding structural system is given (4).

In a similar manner systems of dependent machines in sequence are built using the lag, the best of operation of which is determined by a special synchronizing signal. If a system is built on lags for the case when the synchronizing signal is absent in the initial data, then it proves to be necessary according to the given conditions of the onset of times to form a synchronizing signal in a special device (a clock) which of itself can also be a sequence machine.

Section 3. A natural (self-operating) binary lag and its use in systems of machines in sequence

The schematic drawing shown in Fig. 10a, containing pneumatic resistance with capacitance (inertial component) at the input at the element "yes," can be

- 8 -

investigated as a system of the original lag in time, in which the onset time is determined either by the time of change of the state of input (see graph in Fig. 10b) or by that circumstance which took τ seconds from the moment of onset of the previous time. It is assumed that the changes of input states take place no more often than in the space of τ sec. We will call the time lag τ the characteristic time of lag. It is particularly convenient to use a lag of this type for constructing systems of machines in sequence, the beat of whose operation is determined by each change in input state. Accordingly it is necessary to use a special method [3].

Later on another variant of such a method will be used, which in form is close to Hofman's method [2], but differs from it by the absence of those limitations which are peculiar to Hofman's method.

We will conduct an investigation of the method as an example.

Let Table 6 correspond to the realized sequence machine, and the beat of operation of the machine is determined by the times of change of input states.

Table 6

$\alpha \backslash \rho$	ρ_1	ρ_2	ρ_3
α_1	α_2, λ_1	α_1, λ_2	α_1, λ_1
α_2	α_1, λ_2	α_3, λ_1	α_3, λ_2
α_3	α_1, λ_1	α_3, λ_1	α_2, λ_2

We shall set up a table of another sequence machine having the same input and output states, but new internal states \mathcal{H}' . The number of symbols in the alphabet of variable \mathcal{H}' we shall take as equal to the product of the number of symbols in the alphabets \mathcal{H} and ρ , that is, for our example we shall take $\mathcal{H}' = \{ \mathcal{H}_1^1, \dots, \mathcal{H}_q^1 \}$.

Table 7 of the new sequence machine, having three columns (ρ_1, ρ_2, ρ_3) and nine lines ($\alpha_1^1, \dots, \alpha_9^1$), is filled up in the following manner. The table is divided into as many levels as the input has different states: in our case into three levels. Whereupon on each level there proves to be as many lines as there were of them in the initial table, that is, three lines. In the supplemental column on the far left are written the previous symbols $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$: Their disposition is repeated on each level and corresponds to the initial Table 6.

Table 7

Табл. 7

α	$\alpha^1 \rho$	ρ_1	ρ_2	ρ_3
α_1	α_1^1	$\alpha_1^1 \lambda_1$	α_5^1	α_8^1
α_2	α_2^1	$\alpha_2^1 \lambda_2$	α_7^1	α_7^1
α_3	α_3^1	$\alpha_3^1 \lambda_1$	α_7^1	α_7^1
α_1	α_4^1	α_1^1	$\alpha_4^1 \lambda_2$	α_7^1
α_2	α_5^1	α_3^1	$\alpha_7^1 \lambda_1$	α_9^1
α_3	α_6^1	α_3^1	$\alpha_6^1 \lambda_1$	α_9^1
α_1	α_7^1	α_1^1	α_4^1	$\alpha_7^1 \lambda_1$
α_2	α_8^1	α_3^1	α_6^1	$\alpha_8^1 \lambda_2$
α_3	α_9^1	α_2^1	α_5^1	$\alpha_9^1 \lambda_2$

Palms
10/11

The boxes of column ρ_1 of the first level are filled with symbols α^1 , repeating the entrance column of Table 7, and by the symbols λ , repeating their disposition in column ρ_1 of the initial Table 6. In a similar manner the boxes of column ρ_2 of the second level and of column ρ_3 of the third level are filled in. The symbols α^1 written in the boxes are marked by circles. The remaining boxes are filled in with symbols only and this is done thusly.

In the free boxes, for example of line \mathcal{K}^1 of the first level of Table 7, are written the symbols standing in the corresponding columns and in lines \mathcal{K}_2 of the second and third levels, that is, symbols \mathcal{K}_5^1 and \mathcal{K}_6^1 ; this is determined by the fact that in box $\mathcal{K}_1 \beta_1$ of the resulting Table 6, the symbol \mathcal{K}_2 is written. All the other free boxes of Table 7 are filled in analogously.

The sequence machine corresponding to Table 7 and operating in the beat of natural (self-operating) lag will, for the same reasons as were introduced in [2], reproduce by its own equilibrium conditions the resulting machine described in Table 6 and operating in the beat of the change of input states.

The conformity between initial states is established with the help of columns \mathcal{H}^1 and \mathcal{H} of Table 7.

Before composing a pneumatic system corresponding to Table 7, it follows, if it is possible, to condense Table 7 which leads to a reduction of the apparatus used in the realization. It is convenient to conduct the condensation in two stages. At first are found the lines with the identical filling in of the corresponding boxes by the symbols \mathcal{K}^1 and λ , whereupon the difference in the symbols \mathcal{K}^1 encircled; is not taken into account.

In our case the lines \mathcal{K}_5^1 and \mathcal{K}_6^1 will be such lines. The states corresponding to these lines can be combined into one which leads to Table 8.

Table 8

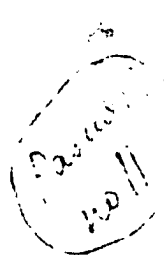
*Reduction
1971*

α	α'	α''	β_1	β_2	β_3
α_1	α_1'	α_1''	$(\alpha_1'') \lambda_1$	α_5''	α_7''
α_2	α_2'	α_2''	$(\alpha_2'') \lambda_2$	α_1''	α_6''
α_3	α_3'	α_3''	$(\alpha_3'') \lambda_1$	α_4''	α_6''
α_4	α_4'	α_4''	α_1''	$(\alpha_4'') \lambda_2$	α_6''
$\alpha_2 \alpha_3$	$\alpha_5' \alpha_4'$	α_5''	α_3''	$(\alpha_5'') \lambda_1$	α_8''
α_1	α_7'	α_6''	α_1''	α_4''	$(\alpha_6'') \lambda_1$
α_2	α_8'	α_7''	α_3''	α_5''	$(\alpha_7'') \lambda_2$
α_3	α_9'	α_8''	α_2''	α_5''	$(\alpha_8'') \lambda_2$

During the reconstruction of the table the relationship between the variables \mathcal{H}^1 and \mathcal{H}^{11} is used, the relationship established by the two special columns of Table 8. The second stage leading to the condensation of the table, consists in finding lines all the boxes of which are filled in with identical symbols \mathcal{H}^1 . In the case of Table 8, line \mathcal{H}^{11}_4 and line \mathcal{H}^{11}_6 are such lines. The states corresponding to these lines can also be combined. Whereupon we obtain Table 9, for the formation of which columns \mathcal{H}^{11} and \mathcal{H}^{111} are used. According to Table 9 as obtained, a pneumatic system can be set up, taking into account that each pneumatic element integrally contains natural lag.

Table 9

Табл. 9



\mathcal{X}	\mathcal{X}''	\mathcal{X}'''	ρ_1	ρ_2	ρ_3
\mathcal{X}_1	\mathcal{X}_1''	\mathcal{X}_1'''	$\mathcal{X}_1'' \lambda_1$	\mathcal{X}_5'''	\mathcal{X}_6''
\mathcal{X}_2	\mathcal{X}_2''	\mathcal{X}_2'''	$\mathcal{X}_2'' \lambda_2$	\mathcal{X}_7'''	\mathcal{X}_4''
\mathcal{X}_3	\mathcal{X}_3''	\mathcal{X}_3'''	$\mathcal{X}_3'' \lambda_1$	\mathcal{X}_4'''	\mathcal{X}_4''
$\mathcal{X}_1, \mathcal{X}_7, \mathcal{X}_6''$	\mathcal{X}_4''	\mathcal{X}_4'''	$\mathcal{X}_1'' \mathcal{X}_4'' \lambda_2$	$\mathcal{X}_4''' \lambda_1$	
$\mathcal{X}_2, \mathcal{X}_8, \mathcal{X}_5''$	\mathcal{X}_5''	\mathcal{X}_5'''	$\mathcal{X}_3'' \mathcal{X}_5'' \lambda_1$	\mathcal{X}_7'''	
\mathcal{X}_2	\mathcal{X}_7''	\mathcal{X}_6'''	$\mathcal{X}_3'' \mathcal{X}_5''' \lambda_2$		
\mathcal{X}_3	\mathcal{X}_8''	\mathcal{X}_7'''	$\mathcal{X}_2'' \mathcal{X}_5''' \lambda_2$		

We will carry out the coding of the variables $\rho, \mathcal{H}^{111}, \mu^{111}$, and λ by introducing pneumatic binary signals. Taking into account the number of symbols

in the alphabets of the coded variables, we assume $\rho \div \rho_1, \rho_2, \mathcal{X}'' \div \rho_{\mathcal{X}}, \rho_{\mathcal{X}_2}, \rho_{\mathcal{X}_3}$

$$\mu'' \div \rho_{\mathcal{X}_1}^T, \rho_{\mathcal{X}_2}^T, \rho_{\mathcal{X}_3}^T \quad \text{and} \quad \lambda \div \rho_{\lambda}$$

Whereupon from Table 9 we obtain Table 10, by which the pneumatic system is determined on principle, that is, according to the table the logical functions can be compiled .

Table 10

P_1, P_2 P_1, P_2, P_3		Tab. 10		
		00	01	11
000	000	100	101	
001	000	011	011	
010	010	011	011	
011	000	011	011	
100	010	100	110	
101	010	100	101	
110	001	100	110	

Handwritten notes:
 $P_{x_1}^i = f_1(P_{x_1}, P_{x_2}, P_{x_3}, P_{p_1}, P_{p_2})$
 $P_{x_2}^i = f_2(P_{x_1}, P_{x_2}, P_{x_3}, P_{p_1}, P_{p_2})$
 $P_{x_3}^i = f_3(P_{x_1}, P_{x_2}, P_{x_3}, P_{p_1}, P_{p_2})$
 $P_{p_1} = \varphi(P_{x_1}, P_{x_2}, P_{x_3}, P_{p_1}, P_{p_2})$

Handwritten note in circle: Page 11

However, for this example we will not work the solution out for the specific type of formula (5) or for the system corresponding to them, since without special measures the system constructed according to Table 10 would be inefficient on account of the so-called critical competition between the elements of the system. The question of constructing a system that is protected from the competitions is outside the scope of this present work.

Before drawing up the system, we will introduce another simpler example which also illustrates the described method.

Using the proposed method we will construct a pneumatic trigger system taking input into account. In this case we will investigate the trigger as a non-automatic sequence machine having two input states, two internal states, two

output states, and operating in conformity with Table 11 under the conditions that the beat is determined by each change of the input state.

Table 11

$x \backslash p$	p_1	p_2
x_1	x_1, λ_1	x_2, λ_1
x_2	x_2, λ_2	x_1, λ_2

In agreement with the method described, we construct, according to Table 11 of a realized machine, a table for a machine operating at the tempo of natural lag. Whereupon we obtain Table 12.

Table 12

	$x \backslash p$	p_1	p_2
x_1	x_1'	$(x_1') \lambda_1$	x_3'
x_2	x_2'	$(x_2') \lambda_2$	x_4'
x_1	x_3'	x_2'	$(x_3') \lambda_1$
x_2	x_4'	x_1'	$(x_4') \lambda_2$

The table obtained proves to be non-condensable. Further on we will do the coding.

We assume

$$M' = \begin{matrix} p \div p_t \\ p_1 \bar{p}_2 \bar{p}_t \end{matrix} \quad \begin{matrix} x' \div p_1 p_2 \\ \lambda \div p_1 \end{matrix}$$

Whereupon Table 12 will take the form of Table 13 and from it follows

Table 13

$p_1 p_2 \backslash p_t$	0	1
00	(00) 0	10
11	(11) 1	01
10	11	(10) 0

$$P_1^{\bar{t}} = (p_1 \wedge \bar{p}_t) \vee (\bar{p}_2 \wedge p_t)$$

$$P_2^{\bar{t}} = (p_1 \wedge \bar{p}_t) \vee (p_2 \wedge p_t) \quad (6)$$

$$P_\lambda = P_2^{\bar{t}}$$

- 14 -

In Fig. 11 the system corresponding to (6) is given.

Section 4. Supplementary natural lag in the input line of a realizing sequence machine

The "reproduction" of the states of the initial machine is connected with the realization of the given sequence machine at natural lags. It is natural to look for such means as will allow as far as possible the reduction in the number of states in a machine realizing the given (problem). Different methods of condensing the table of a realizing machine are relative to these means, methods which lead to a search for a minimal realizing machine [3]. In the investigated example in particular, where the realization of a machine of the given Table 6 was talked about, we approached a minimal realizing machine with seven internal states. We will now show that the number of states of a realizing machine can be further reduced if in the system of the realizing machine (see Fig. 12) apart from the natural lag τ_0 in the feed-back circuit, is used yet another natural lag τ_1 in the input line of the machine. This situation was mentioned in [4], where it was also shown that along with this the number of internal states can be made limitingly small and equal to the number of different output states at that input where this number is greatest.

However, the assertions in [4] are based on the assumption that τ_0 and τ_1 can be made equal, which is not practical, of course. We will now start from the simple realized condition $\tau_1 > \tau_0$ and we will show that, given this, the number of states of a realizing machine can be reduced but not necessarily to the limit. We will investigate the same example of the initial Table 6 and according to it will compile Table 14 analogously to Table 7. But due to the inclusion of the lag τ_1 ,

- 15 -

into the input line of the machine and to the appearance due to this of a new variable $\tau_p = \{p_1, p_2, p_3\}$ Table 14 will have not three basic columns, corresponding to $\rho = \{\rho_1, \rho_2, \rho_3\}$ but nine columns, corresponding to

$$\rho\rho = \{\rho_1\rho_1, \rho_1\rho_2, \rho_1\rho_3, \rho_2\rho_1, \rho_2\rho_2, \rho_2\rho_3, \rho_3\rho_1, \rho_3\rho_2, \rho_3\rho_3\}$$

the columns $\rho_1\rho_1, \rho_2\rho_2$ and $\rho_3\rho_3$ are distinguished by the encircling

of these symbols. It is convenient to construct Table 14 on the basis of the already constructed Table 7. This is done in the following manner. The frame for Table 14 is prepared with nine lines \mathcal{H}^1 and with nine columns $\tau\rho\rho$; as in Table 7, Table 14 is divided into levels, and besides this it is also divided into vertical bands so that columns with identical $\tau\rho$ relate to the same band.

Thus we obtain Table 14 consisting of three levels and three vertical bands.

Thereupon the filling in in the boxes of the first (upper) level of Table 7 is carried over completely into the boxes of the first level of the first (left) band of Table 14: the filling in of the boxes of the second level of Table 7--into the boxes of the second level of the second band, and the filling in of the boxes of the third level of Table 7--into the boxes of the third level of the third column of Table 14. Further on several boxes of the table in columns not containing symbols \mathcal{H}^1 in circles are filled in, for this the symbols \mathcal{H}^1 of such columns are carried over within these same columns into the boxes corresponding to the lines with the same value as the \mathcal{H}^1 symbols, for example the symbols \mathcal{H}_5^1 and \mathcal{H}_4^1 standing in column $\rho_1\rho_2$ are carried over into the boxes of the fifth and fourth lines. The other boxes in Table 14 remain unfilled.

Table 14

α	α'	$\rho_1 \rho_1$	$\rho_1 \rho_2$	$\rho_2 \rho_1$	$\rho_2 \rho_2$	$\rho_2 \rho_3$	$\rho_3 \rho_1$	$\rho_3 \rho_2$	$\rho_3 \rho_3$
α_1	α_1'	$\alpha_1' \lambda_1$	α_5'	α_6	α_1'			α_1'	
α_2	α_2'	$\alpha_2' \lambda_2$	α_4'	α_7'				α_2'	
α_3	α_3'	$\alpha_3' \lambda_1$	α_4'	α_7'	α_3'			α_3'	
α_1	α_4'		α_4'		α_1'	$(\alpha_4') \lambda_2$	α_7'		α_4'
α_2	α_5'		α_5'		α_2'	$(\alpha_5') \lambda_1$	α_9'		α_5'
α_3	α_6'				α_3'	$(\alpha_6') \lambda_1$	α_9'		α_6'
α_1	α_7'						α_7'	α_1'	α_4' $(\alpha_7') \lambda_1$
α_2	α_8'							α_3'	α_6' $(\alpha_8') \lambda_2$
α_3	α_9'						α_9'	α_2'	α_5' $(\alpha_9') \lambda_2$

Table 14 thus filled in determines such a sequence machine, constructed on natural lags τ_0 and $\tilde{\tau}_1$, which, if one follows its equilibrium states, operates as the initial one given in Table 6. In order to illustrate this, we will follow the operation of the machine during its transition from an equilibrium state $\alpha_1^1, \rho_1, \lambda_1$ into a new equilibrium state caused by the input state ρ_2 . At first we will look in column $\rho_1 \rho_2$ for the state into which the machine passes in τ_0 sec., this state will be shown as α_5^1 , whereupon in τ_0 sec. the machine will prove to be in the equilibrium state α_5^1 , as well as in $\tilde{\tau}_1 - \tau_0$ sec. $\rho_1 \rho_2$ are changed into $\rho_2 \rho_2$ without change in the internal state of the machine, this all leads to the fact that the machine proves to be in the state $\alpha_5^1, \rho_2, \lambda_2$, and this corresponds to the initial Table 6.

The same problem is solved by constructing Table 14 as we solved by constructing Table 7. But Table 14 can lead to the construction of a more economical realizing machine, that is, having the same number of states \mathcal{H}' , it provides better possibilities in relationship to condensation. In our case, the following lines can be combined into Table 14: $\mathcal{H}_4' \cup \mathcal{H}_2'$, $\mathcal{H}_6' \cup \mathcal{H}_3'$, $\mathcal{H}_8' \cup \mathcal{H}_5'$

After this we go to Table 15 which contains only six lines. The technique of reconstructing Table 14 into Table 15 is the same as was used in reconstructing Table 7 into Table 8.

Table 15

\mathcal{X}	\mathcal{X}'	\mathcal{X}''	$(P_1 P_2)$	$P_1 P_2$	$P_2 P_1$	$P_2 P_1$	$(P_2 P_2)$	$P_2 P_3$	$P_3 P_1$	$P_3 P_2$	$(P_3 P_3)$
\mathcal{X}_1	\mathcal{X}_4'	\mathcal{X}_4''	$(\mathcal{X}_1'') \lambda_1$	\mathcal{X}_4''	\mathcal{X}_2''	\mathcal{X}_1''				\mathcal{X}_1''	
$\mathcal{X}_1 \mathcal{X}_2$	$\mathcal{X}_4' \mathcal{X}_2'$	\mathcal{X}_2''	$(\mathcal{X}_2'') \lambda_2$	\mathcal{X}_2''	\mathcal{X}_5''	\mathcal{X}_1''	$(\mathcal{X}_2'') \lambda_2$	\mathcal{X}_5''	\mathcal{X}_3''	\mathcal{X}_2''	
\mathcal{X}_3	$\mathcal{X}_4' \mathcal{X}_3'$	\mathcal{X}_3''	$(\mathcal{X}_3'') \lambda_3$	\mathcal{X}_2''	\mathcal{X}_5''	\mathcal{X}_3''	$(\mathcal{X}_3'') \lambda_1$	\mathcal{X}_4''	\mathcal{X}_3''	\mathcal{X}_3''	
$\mathcal{X}_3 \mathcal{X}_2$	$\mathcal{X}_4' \mathcal{X}_5'$	\mathcal{X}_4''		\mathcal{X}_4''	\mathcal{X}_4''	\mathcal{X}_3''	$(\mathcal{X}_4'') \lambda_1$	\mathcal{X}_4''	\mathcal{X}_2''	\mathcal{X}_4''	$(\mathcal{X}_4'') \lambda_2$
\mathcal{X}_1	\mathcal{X}_2'	\mathcal{X}_5''			\mathcal{X}_5''			\mathcal{X}_5''	\mathcal{X}_1''	\mathcal{X}_2''	$(\mathcal{X}_5'') \lambda_1$
\mathcal{X}_2	\mathcal{X}_8'	\mathcal{X}_6''			\mathcal{X}_6''				\mathcal{X}_3''	\mathcal{X}_3''	$(\mathcal{X}_6'') \lambda_2$

The result obtained shows that the use of the second natural lag \mathcal{T} , in the input line permits a reduction in several cases in the number of states in a realizing machine. However, this is not always attained. For example, for the trigger, for which a representation is given in Table 11, the table of a realizing machine with the second lag \mathcal{T} , (Table 16) cannot be cut down and, as does Table 12,

contains four lines. This means that lag τ_1 , does not give an effect in this case.

Table 16

\mathcal{L}	$\mathcal{L}' \begin{matrix} P \\ P \end{matrix}$	P, P_1	P, P_2	P_2, P_1	P_2, P
\mathcal{L}_1	\mathcal{L}'_1	$\mathcal{L}'_1 \lambda_1$	\mathcal{L}'_3	\mathcal{L}'_1	
\mathcal{L}_2	\mathcal{L}'_2	$\mathcal{L}'_2 \lambda_2$	\mathcal{L}'_4	\mathcal{L}'_2	
\mathcal{L}_1	\mathcal{L}'_3		\mathcal{L}'_3	\mathcal{L}'_2	$\mathcal{L}'_3 \lambda_1$
\mathcal{L}_2	\mathcal{L}'_4		\mathcal{L}'_4	\mathcal{L}'_1	$\mathcal{L}'_4 \lambda_2$

Section 5. A realizing sequence machine with two supplementary natural lags (in the input line and in the feedback)

A system (see Fig. 13) with three natural lags is an economical realizing machine according to the number of states: One (τ_0) -- the basic lag of feedback, the second (τ_1) is the lag in the input line, and the third (τ_2) is the supplementary lag of feedback, whereupon $\tau_2 > \tau_1 > \tau_0$. Given such a system, the number of states of a realizing machine proves to be equal to the number of states in the given realized machine.

Further on is set forth a method of compiling a table for a realizing machine.

In this table, apart from the variables $P, P_1, \mathcal{L}, \mu' = \mathcal{L} \tau_0 \cup \lambda$, the variable $\tau_2 \mathcal{L}$ will also figure. As in the previous sections we will set forth a method as an example of the sequence machine given in Table 6.

The table for the realizing machine (Table 17) will contain twice as many columns and lines in comparison to the initial table. In our case, it will have six columns and six lines marked as is shown in Table 17.

Table 17

partitions
12/11

$\alpha_2 \alpha_1$	$\rho_1 \rho_1$	$\rho_2 \rho_2$	$\rho_3 \rho_3$	$\rho_1 \rho_3$ $\rho_1 \rho_2$	$\rho_2 \rho_3$ $\rho_2 \rho_1$	$\rho_3 \rho_2$ $\rho_3 \rho_1$
$(\alpha_1 \alpha_1)$	$(\alpha_1) \lambda_1$	$(\alpha_1) \lambda_2$	$(\alpha_1) \lambda_1$	α_2	α_1	α_1
$(\alpha_2 \alpha_2)$	$(\alpha_2) \lambda_2$	$(\alpha_2) \lambda_1$	$(\alpha_2) \lambda_2$	α_1	α_3	α_3
$(\alpha_3 \alpha_3)$	$(\alpha_3) \lambda_1$	$(\alpha_3) \lambda_1$	$(\alpha_3) \lambda_2$	α_1	α_3	α_2
$\alpha_3 \alpha_1$ $\alpha_3 \alpha_2$	α_1	α_1	α_1	α_1	α_1	α_1
$\alpha_1 \alpha_2$ $\alpha_2 \alpha_2$	α_2	α_2	α_2	α_2		α_2
$\alpha_1 \alpha_3$ $\alpha_2 \alpha_3$	α_3	α_3	α_3		α_3	α_3

In filling up the boxes of the table we will discern four quadrants in it. In the box of the upper right quadrant are inscribed the symbols α in the same order as they were laid out in the initial Table 6. In the boxes of the remaining quadrants are inscribed the symbols α coinciding with the value α in the line, whereupon in the lower right quadrant the boxes are filled in in such a way so that there will not be any non-recurring symbols in one column in the right lower and upper quadrants. This allows several boxes in the lower right quadrant to remain empty. In the boxes of the upper left quadrant are inscribed in addition the symbols λ in the same order as they were laid out in the initial Table 6.

For an illustration of the fact that Table 17 determines a realizing sequence machine working (if we watch its equilibrium states) as the initial (one), we will find according to Table 17 the equilibrium state which occurs at the input ρ_2 , if the machine was in the equilibrium state $\alpha_1, \rho_1, \lambda_1$ up to

- 20 -

this time. The box $\rho_1 \rho_1 - \mathcal{H}_1 \mathcal{H}_4$ corresponds to the state $\mathcal{H}_1, \rho_1, \lambda_1$; at the moment when ρ_1 changes its value to ρ_2 , the box $\rho_1 \rho_2 - \mathcal{H}_1 \mathcal{H}_4$ in which was inscribed the symbol \mathcal{H}_2 will correspond to the machine: this means that in \tilde{t}_0 sec. the machine will arrive at the state determined by the box $\rho_1 \rho_2 - \mathcal{H}_1 \mathcal{H}_2$ and will remain in this state for another $\tilde{t}_1 - \tilde{t}_0$ sec., and upon the expiration of this time the lag \tilde{t}_1 will operate at the input of the machine and box $\rho_2 \rho_2 - \mathcal{H}_1 \mathcal{H}_2$ will correspond to the machine; the machine will remain in this state another $\tilde{t}_2 - \tilde{t}_1$ sec., after which the natural lag will operate, and the machine will arrive at a new equilibrium state determined by box $\mathcal{H}_2 \mathcal{H}_2 - \rho_2 \rho_2$ in which the symbol λ_2 is inscribed. Thus $\mathcal{H}_2, \rho_2, \lambda_2$ correspond to the new equilibrium state, and this coincides with initial Table 6.

Now we will investigate this method as an example of constructing a trigger (Table 11) bringing it up to pneumatic realization.

In this case we will obtain Table 18 for the realizing machine. Going on to pneumatic realization, we will carry out the following coding: we will assume

$$\begin{aligned} \tilde{t}_2 &\div P^{\tilde{t}_2}, & \rho &\div P\rho, & \tilde{t}_1 &\div P\tilde{t}_1, & \mathcal{H} &\div P, & \mathcal{H}^{\tilde{t}_0} &\div P^{\tilde{t}_0} \\ \mathcal{H} &\div P^{\tilde{t}_2}, & \lambda &\div P\lambda \end{aligned}$$

Table 18

	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2
α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2
α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2
α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2

Table 18 in this case converts into Table 19, from which it follows that

$$P^{\alpha_1} = (P_1 \bar{P}_2 \wedge \bar{P}_1) \vee (P_1 P_2 \wedge \bar{P}_2) \quad (7)$$

Table 19

	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2	α_1, α_2
α_1, α_2	0	0	0	1
α_1, α_2	1	1	1	0
α_1, α_2	0	0	0	0
α_1, α_2	1	1	1	1

In Fig. 14 is given the system corresponding to (7)

- 22 -

Conclusions:

[? Given the design of pneumatic systems of machines in sequence of given tables of a machine, it is possible to use certain methods to (find) the conditions determining the beat (of operation). ?]

1. If the beat of operation of a machine is determined by a special binary (synchronizing) signal, then, in order to construct the system, it is possible to use a pneumatic element of positive lag in time.

2. If the beat of operation of a machine is determined by any change in the input state, then the system can be constructed either by using natural lag τ_0 in the feedback of the system, or by using the indicated lag τ_0 and besides this still another natural lag τ_1 in the input line (whereupon $\tau_1 > \tau_0$), or finally by means of using, in addition to the two stated natural lags, still another natural lag τ_2 in the feedback line (whereupon $\tau_2 > \tau_1 > \tau_0$).

The use of two lags (τ_1 and τ_0) sometimes leads to a reduction in the number of states of a realizing machine and then it is advisable. The use of three lags (τ_2 , τ_1 , and τ_0) always permits limitingly the reduction of the number of states of a realizing machine and making it equal to the number of states of the given machine; in this sense it is always justified.

In the report we set forth methods for constructing systems for all four cases; for the case of the use of a positive lag in time and for cases of the use of one (τ_0) two (τ_1 and τ_0) and three (τ_2 , τ_1 , and τ_0) natural lags.

The methods introduced for applying them to the design not of pneumatic systems but of any other systems undergo change only in the very latest stage (beginning with coding) but retain their validity completely in the rest.

- 23 -

Figure Captions

- Fig. 1. Block diagram of a sequence machine: \mathcal{F} and ϕ -- logical converters,
 τ - lag in time.
- Fig. 2. Pneumatic relay
a) scheme, b) conventional representation, c) statistical characteristics.
- Fig. 3. Wiring diagrams of a pneumatic relay for realization of
a) repetition, b) conjunction, c) disjunction, d) negation,
e) exclusion, f) implication
- Fig. 4. Element "or"
"VAV"
a) diagram, b) conventional representation
- Fig. 5. Circuits of realizing operations
a) "Shaeffer streak", b) "Pierce Arrow", c) "equivalence",
d) the excluded "or"
"VAV"
- Fig. 6. Block diagram of the binary realization of a sequence machine,
 f_i, ϕ_j - binary logical converters, τ -- binary lag.
- Fig. 7. Positive lag in time
a) pneumatic scheme, b) graph of operation
- Fig. 8. Trigger with positive lag
a) pneumatic scheme, b) graph of operation, c) structural scheme
- Fig. 9. Structural scheme of an evaluating device.
- Fig. 10. Natural lag
a) pneumatic scheme, b) graph of operation
- Fig. 11. Trigger with natural lag
- Fig. 12. Block diagram of a sequence machine with two lags.
- Fig. 13. Block diagram of a sequence machine with three lags.
- Fig. 14. Trigger with three natural lags.

LITERATURE

1. "Universal'naia sistema elementov promyshlennoi pnevmoavtomatiki"
(Universal system of the elements of industrial pneumatic automation),
Author's certificate No. 141684 from 6/XII, 1960.
2. Aizerman, M. A., L. A. Gusev, L. I. Rozonoer, I. M. Smirnova, and A. A. Tal'.
"Logika, avtomaty, algoritmy" (Logic, automats, algorithms),
Fizmatgiz, in print.
3. Aizerman, M. A., L. A. Gusev, L. I. Rozonoer, I. M. Smirnova, and A. A. Tal'.
"Preobrazovanie taktnosti posledovatel'nykh mashin i sintez
releinykh skhem" (Transforming the beat of sequence machines and
design of the relay systems).
4. Aizerman, M. A., L. A. Gusev, L. I. Rozonoer, I. M. Smirnova, and A. A. Tal',
"O metodakh realizatsii konechnogo avtomata, taktnost' kotorogo
opredeliaetsia izmeneniiem sostoiania vkhoda" (Methods of the
realization of a finite automat whose beat is determined by
changing the input state), Avtomatika i Telemekhanika, XXI (12), 1960.