

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ АВТОКОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ
В ГИДРОСИСТЕМЕ СТАБИЛИЗАТОРА КАНАЛА ВЕРТИКАЛЬНОГО НАВЕДЕНИЯ
ТАНКОВОЙ ПУШКИ**

Постановка задачи. Расчетная схема гидравлической системы стабилизатора танковой пушки в канале вертикального наведения приведена на рис. 1. Схема включает поворотный электромагнит ПЭМ, гидроусилитель ГУ, насос постоянной производительности Н и исполнительный гидроцилиндр ИГЦ. При отсутствии управляющего сигнала коромысло электромагнита центрируется в нейтральном положении пружинами П. Под действием управляющего сигнала $U_y(t)$, в обмотке электромагнита протекает электрический ток $i_{ЭМ}(t)$, который обеспечивает формирование момента электромагнита $M_{ЭМ}(t)$, приложенного к коромыслу. Последнее воздействует на иглы гидроусилителя, перемещая их и обеспечивая тем самым изменение проходных сечений дросселей. Расход жидкости через них изменяется, вызывая разность давлений рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра, что обеспечивает перемещение штока гидроцилиндра.

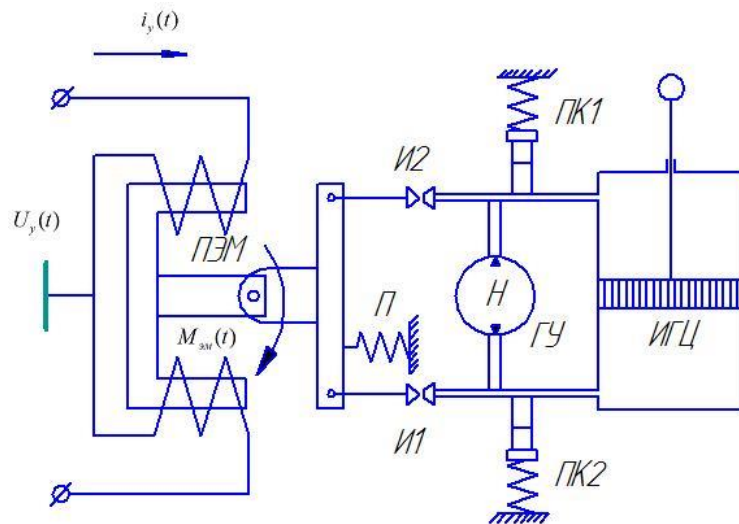


Рисунок 1 – Расчетная схема индикаторной системы стабилизатора танковой пушки

Когда ось канала ствола танковой пушки находится в непосредственной близости от линии прицеливания угол поворота коромысла относительно нейтрального положения весьма незначителен, а дросселирующие отверстия гидроусилителя практически заперты иглами, а утечки рабочей жидкости через эти отверстия весьма малы. Давление рабочей жидкости в магистралях гидроусилителя значительно возрастает и для его ограничения в систему встроены предохранительный клапан ПК. Основной характеристикой работоспособности предохранительного клапана является стабильность, под которой понимают постоянство поддерживаемого давления. Одним из возможных режимов работы предохранительного клапана является режим автоколебаний. Стабильность работы клапана в этом случае определяется амплитудой колебаний давления рабочей жидкости.

Целью настоящей работы является отыскание условий возникновения автоколебаний в гидросистеме и оценка их параметров.

Основная часть. Расчетная схема золотникового клапана приведена на рис. 2.

Дифференциальное уравнение движения золотника имеет следующий вид [1]:

$$m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + a \frac{dx(t)}{dt} + c[x_n + x(t)] + c_1 \text{sign} \frac{dx(t)}{dt} = p(t)S, \quad (1)$$

где $x(t)$ – текущее значение величины перемещения золотника; x_n – предварительная затяжка пружины; m_3 – масса золотника; a – коэффициент гидравлического трения; c – жесткость пружины; c_1 – величина силы сухого трения; S – площадь торцевой поверхности золотника.

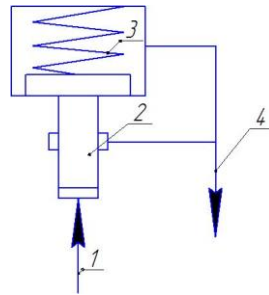


Рисунок 2 – Расчетная схема золотникового предохранительного гидроклапана
1 – напорная магистраль; 2 – золотник; 3 – пружина; 4 – сливная магистраль

Изменение давления рабочей жидкости в гидросистеме описывается уравнением [2,3]

$$\frac{dP(t)}{dt} = -\frac{E_0}{V_0} \left[\frac{dV(t)}{dt} + Q(t) \right], \quad (2)$$

где $\frac{dV(t)}{dt}$ – изменение объема рабочей жидкости за счет перемещения клапана; $Q(t)$ – расход утечек через заторы в клапане, определяемый соотношением:

$$Q(t) = \frac{K_y P(t)}{L_3 - x(t)}. \quad (3)$$

Через L_3 в соотношении (3) обозначена величина перемещения золотника, соответствующая открытию клапана. Коэффициент утечек K_y определяется геометрическими характеристиками клапана и свойствами рабочей жидкости

$$K_y = \frac{\pi r_3 \delta^3}{6\nu},$$

где r_3 – радиус золотника; δ – величина зазора между расточкой корпуса клапана и золотником; ν – вязкость рабочей жидкости.

Запишем соотношение, связывающее текущее значение замкнутого объема рабочей жидкости с перемещением золотника $x(t)$:

$$V(t) = V_0 + Sx(t). \quad (4)$$

С учетом соотношения (4) уравнение (2) принимает вид

$$\frac{dP(t)}{dt} = -\frac{E_0}{V_0} \left[S \frac{dx(t)}{dt} + Q(t) \right]. \quad (5)$$

Величину давления рабочей жидкости, соответствующую началу подъема клапана, обозначим через p^* , причем

$$p^* = \frac{C}{S} x_n.$$

Вводя обозначение

$$\Delta p(t) = p(t) - p^*,$$

дифференциальное уравнение (1) и соотношение (3) запишем в виде:

$$m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + a \frac{dx(t)}{dt} + cx(t) + c_1 \operatorname{sign} \frac{dx(t)}{dt} = \Delta p(t)S; \quad (6)$$

$$Q(t) = \frac{K_y p^*}{L_3 - x(t)} + \frac{K_y \Delta p(t)}{L_3 - x(t)}. \quad (7)$$

Предполагая, что в исследуемом переходном процессе отклонение переменной $x(t)$ от точки $x = 0$ мало, разложим нелинейную функцию (7) в ряд Тейлора в окрестности этой точки, отбрасывая нелинейные члены разложения:

$$Q(t) = \frac{K_y p^*}{L_3} + \frac{K_y}{L_3} \Delta p(t) + \frac{K_y p^*}{L_3^2} x(t). \quad (8)$$

С учетом формулы (8) уравнение (5) принимает вид:

$$\frac{dx(t)}{dt} = -\frac{1}{S} \left[\frac{V_0}{E_0} \frac{d\Delta p(t)}{dt} + \frac{K_y}{L_3} \Delta p(t) + \frac{K_y}{L_3} p^* + \frac{K_y p^*}{L_3^2} x(t) \right]. \quad (9)$$

Подставляя (9) в левую часть уравнения (6), получаем дифференциальное уравнение, описывающее изменение давления рабочей жидкости в гидросистеме:

$$B \frac{d^2 \Delta p(t)}{dt^2} + D \frac{d\Delta p(t)}{dt} + \Delta p(t) = F, \quad (10)$$

где постоянные коэффициенты B и D равны:

$$B = \frac{m_3 V_0}{E_0 S \left[S + \frac{a K_y}{L_3 S} - \frac{m_3 K_y^2 p^*}{L_3^3 S^2} \right]};$$

$$D = \frac{\frac{a V_0}{E_0 S} + \frac{m_3 K_y}{L_3 S} - \frac{m_3 K_y p^* V_0}{L_3^2 S^2 E_0}}{S + \frac{a K_y}{L_3 S} - \frac{m_3 K_y^2 p^*}{L_3^3 S^2}},$$

а нелинейная функция F представлена на рис. 3, причем величина коэффициента наклона прямых составляет

$$K_F = \frac{C + \frac{m_3 K_y^2 p^{*2}}{L_3^4 S^2} - \frac{a K_y p^*}{L_3^2 S}}{S + \frac{a K_y}{L_3 S} - \frac{m_3 K_y^2 p^*}{L_3^3 S^2}}.$$

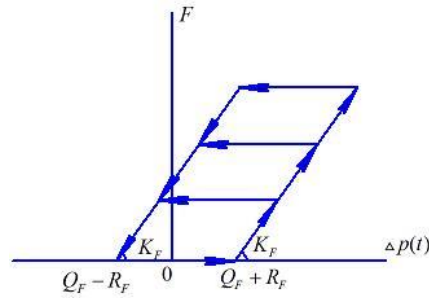


Рисунок 3 – Нелинейная правая часть уравнения (10)

Значения величин Q_F и R_F на рис. 3 связаны с параметрами клапана зависимостями:

$$Q_F = \frac{\frac{m_3 K_y^2 p^{*2}}{L_3^3 S^2} - \frac{a K_y p^*}{L_3 S}}{S + \frac{a K_y}{L_3 S} - \frac{m_3 K_y^2 p^*}{L_3^3 S^2}};$$

$$R_F = \frac{C_1}{S + \frac{a K_y}{L_3 S} - \frac{m_3 K_y^2 p^*}{L_3^3 S^2}}.$$

В соответствии с методом гармонической линеаризации [4], предположим, что давление $\Delta p(t)$ изменяется по закону:

$$\Delta p(t) = \Delta p_0 + A \sin \omega t, \quad (11)$$

а нелинейная функция F равна

$$F = F^0 + \left[q + \frac{q_1}{\omega} p \right] A \sin \omega t, \quad (12)$$

где Δp_0 – величина смещения; A – амплитуда автоколебаний давления в гидросистеме; ω – частота автоколебаний; p – символ дифференцирования; F^0 , q , q_1 – коэффициенты гармонической линеаризации. Используя результаты работы [4] можно показать, что коэффициенты гармонической линеаризации для нелинейной функции, представленной на рис. 3, определяются соотношениями:

$$F^0 = \frac{K_F A}{4} - \frac{K_F}{2} (Q_F + R_F - \Delta p_0) - \frac{K_F A}{2\pi} \arcsin \frac{A - 2R_F}{A} +$$

$$+ \frac{K_F}{2\pi} (Q_F + R_F - \Delta p_0) \arcsin \frac{Q_F + R_F - \Delta p_0}{A} +$$

$$+ \frac{K_F}{2\pi} (Q_F - R_F - \Delta p_0) \arcsin \frac{Q_F - R_F - \Delta p_0}{A} - \quad (13)$$

$$- \frac{K_F A}{2\pi} \sqrt{1 - \left(\frac{A - 2R_F}{A} \right)^2} + \frac{K_F A}{2\pi} \sqrt{1 - \left(\frac{Q_F + R_F - \Delta p_0}{A} \right)^2} +$$

$$+ \frac{K_F A}{2\pi} \sqrt{1 - \left(\frac{Q_F - R_F - \Delta p_0}{A} \right)^2};$$

$$\begin{aligned}
 q = & \frac{K_F}{4} + \frac{K_F}{2\pi} \arcsin \frac{A - 2R_F}{A} - \frac{K_F}{2\pi} \arcsin \frac{Q_F + R_F - \Delta p_0}{A} - \\
 & - \frac{K_F}{2\pi} \arcsin \frac{Q_F - R_F - \Delta p_0}{A} + \frac{K_F}{2\pi} \left(\frac{A - 2R_F}{A} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{A - 2R_F}{A} \right)^2} - \\
 & - \frac{K_F}{2\pi A} (Q_F + R_F - \Delta p_0) \sqrt{1 - \left(\frac{Q_F + R_F - \Delta p_0}{A} \right)^2} - \\
 & - \frac{K_F}{2\pi A} (Q_F - R_F - \Delta p_0) \sqrt{1 - \left(\frac{Q_F - R_F - \Delta p_0}{A} \right)^2};
 \end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned}
 q_1 = & - \frac{K_F}{2\pi} + \frac{K_F}{2\pi} \left(\frac{A - 2R_F}{A} \right)^2 + \frac{K_F}{2\pi} \left(\frac{Q_F + R_F - \Delta p_0}{A} \right)^2 - \\
 & - \frac{K}{2\pi} \left(\frac{Q_F - R_F - \Delta p_0}{A} \right)^2.
 \end{aligned} \tag{15}$$

С учетом соотношений (11) и (12) дифференциальное уравнение (10) в операторной форме принимает вид:

$$(Bp^2 + Dp + 1)(\Delta p_0 + A \sin \omega t) = F^0 + \left(q + \frac{q_1}{\omega} p \right) A \sin \omega t. \tag{16}$$

Используя результаты работы [5], уравнение (16) представим в виде двух уравнений для постоянной составляющей и колебательной составляющей:

$$\Delta p_0 = F^0; \tag{17}$$

$$\left[Bp^2 + \left(D - \frac{q_1}{\omega} \right) p + 1 - q \right] A \sin \omega t = 0. \tag{18}$$

Уравнение (18) описывает колебательную составляющую давления относительно постоянного смещения Δp_0 , где величина F^0 определяется формулой (13).

Характеристическое уравнение гармонически линеаризованного уравнения (18) записывается в виде

$$Bp^2 + \left(D - \frac{q_1}{\omega} \right) p + 1 - q = 0. \tag{19}$$

В характеристическом уравнении (19) произведем замену $p = j\omega$ и приравняем к нулю действительную и мнимую части полученного уравнения

$$-B\omega^2 + 1 - q = 0; \tag{20}$$

$$D\omega - q_1 = 0, \tag{21}$$

где величины q и q_1 определяются формулами (14) и (15).

Уравнения (17), (20) и (21) позволяют отыскать неизвестные параметры автоколебаний золотникового гидроклапана Δp_0 , A и ω .

Пускай численные значения параметров предохранительного клапана составляют:

$$m_3 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2; a = 0,2 \cdot 10^{-1} \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}; C = 0,126 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1};$$

$$S = 0,785 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; V_0 = 0,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; L_3 = 0,1 \cdot 10^{-1} \text{ м}; \delta = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

$$r_3 = 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; x_n = 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; p^* = 8 \text{ МПа}.$$

На рис. 4 приведена зависимость амплитуд и частот автоколебаний давления рабочей жидкости в гидросистеме стабилизатора от величины силы сухого трения. С увеличением силы сухого трения возрастает амплитуда автоколебаний и уменьшается частота.

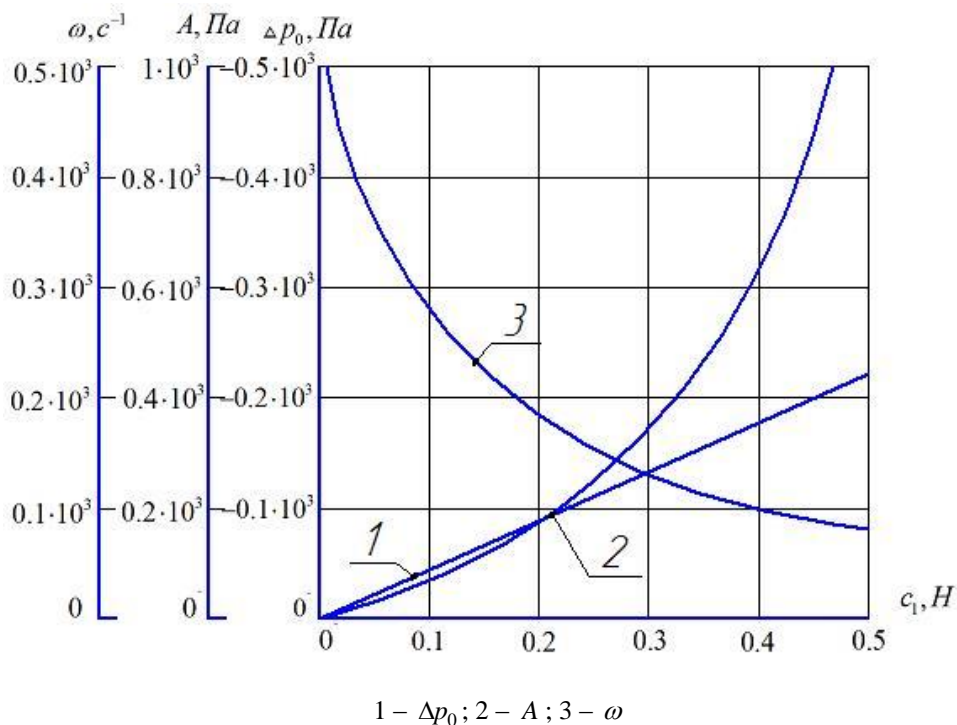


Рисунок 4 – К расчету амплитуд и частот автоколебаний предохранительного гидроклапана

Выводы

- автоколебания давления рабочей жидкости в гидросистеме стабилизатора канала вертикального наведения танковой пушки возникают лишь при наличии сухого трения в золотниковом предохранительном клапане, причем с увеличением силы сухого трения возрастает амплитуда автоколебаний;
- амплитуда автоколебаний давления рабочей жидкости не превышает 0,01 % от величины поддерживаемого давления, что свидетельствует об отсутствии влияния этих автоколебаний на точность стабилизации оси канала ствола танковой пушки относительно линии прицеливания при использовании штатной схемы стабилизатора;
- частота автоколебаний рабочей жидкости в гидросистеме стабилизатора достаточно высока, что приводит к значительным помехам при использовании производных от величины давления в сигнале управления инвариантного стабилизатора танковой пушки и к необходимости использования специальных дифференцирующих фильтров в электронном блоке инвариантного стабилизатора [6].

Литература

1. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. – М. : «Машиностроение», 1964. – 388 с.
2. Кулагин А.В. Основы теории и конструирования объемных гидропередач // А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев, Л.А. Кондаков. – М.: Высшая школа, 1968. – 400 с.
3. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
4. Попов Е.П. Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления. – М.: Наука, 1979. – 255 с.

5. Попов Е.П. Разделение управляемого процесса по частотам при приближенном исследовании нелинейных систем. – Известия АН СССР. Техническая кибернетика, 1967, №5, с. 181–189.

6. Александров Е.Е. Инвариантный стабилизатор танковой пушки / Е.Е. Александров, И.Е. Александрова, С.Н. Беляев, К.И. Богатыренко // Збірник наукових праць Харківського університету повітряних сил. – Харків, 2006. – Вип. 2(8). – С. 39–42.

УДК 621.77

Александрова Т.Є., Александрова І.Є., Лазаренко О.О.

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ АВТОКОЛИВАНЬ ТИСКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ У ГІДРОСИСТЕМІ СТАБІЛІЗАТОРА КАНАЛУ ВЕРТИКАЛЬНОГО НАВЕДЕННЯ ТАНКОВОЇ ГАРМАТИ

Розглянута задача відшукування амплітуд та частот автоколиваний тиску робочої рідини в гідравлічній системі стабілізатора каналу вертикального наведення танкової гармати і оцінений їх вплив на точність стабілізації.

Alexandrova T.Ye., Alexandrova I.Ye., Lazarenko A.A.

CALCULATION OF OSCILLATIONS OF PRESSURE WORKING FLUID IN HYDRAULIC STABILIZER CHANNEL VERTICAL GUIDANCE OF TANK GUN

The problem of finding the amplitudes and frequencies of oscillations of pressure fluid in the hydraulic system stabilizer channel vertical guidance tank gun and measured their impact on the accuracy of stabilization.