

ДИНАМИКА ИСТОЧНИКОВ ГИДРОПИТАНИЯ ПРИ РАБОТЕ ВБЛИЗИ УПОРОВ, ОГРАНИЧИВАЮЩИХ ПОДАЧУ НАСОСА

В.В. Феденков
С.Н. Черкасских
М.О. Шейкин
А.Р. Ганиев

fedenkovvv@mpei.ru
cherkasskikhsn@mpei.ru
sheykinmo@mpei.ru
ganievazat19@gmail.com

ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», Москва, Российская Федерация

Аннотация

Приведены результаты исследования динамических характеристик источников гидропитания на базе объемных регулируемых насосов. Механизм управления подачей таких насосов содержит упоры, ограничивающие перемещение поршня гидроцилиндра регулятора. Показано, что учет ограничений на перемещение с использованием нелинейной функции насыщения не позволяет адекватно описать динамику системы. Рассмотрены случаи учета симметричных и односторонних упоров в механизме управления при гармоническом входном сигнале и получены коэффициенты гармонической линеаризации. Случай одностороннего упора соответствует работе источника гидропитания вблизи нулевой подачи и характеризуется наличием постоянного смещения координаты золотника в область отрицательных значений. Определено, что выходной сигнал претерпевает не только амплитудные, но и фазовые искажения, что не соответствует звену типа «насыщение». Построены амплитудно-частотные характеристики источника гидропитания при работе в условиях вынужденных колебаний, вызванных возмущающим гармоническим изменением потребляемого расхода. Выявлено, что резонансные пики давления из-за наличия упоров тем меньше, чем выше показатель колебательности линейной системы. Показано, что особенностью несимметричных колебаний при работе насоса вблизи нулевой подачи является наличие не только периодической, но и постоянной составляющих. Приведена последовательность построения ампли-

Ключевые слова

Источник гидропитания, объемный насос, механизм управления подачей, упор, гармоническая линеаризация, амплитудно-частотная характеристика, вынужденные колебания

тудно-частотных характеристик для данного случая. Приведены амплитудно-частотные характеристики источника гидропитания с односторонними упорами и их сравнение с результатами проведенных экспериментальных исследований

Поступила 05.11.2024

Принята 17.02.2025

© Автор(ы), 2025

Введение. В гидроприводах и гидросистемах современных машин и агрегатов в качестве источника гидропитания широко применяются регулируемые насосы, подача которых изменяется в зависимости от требуемого расхода рабочей жидкости [1–5]. При этом давление в напорной линии поддерживается в заданных пределах. Такие источники гидропитания значительно повышают (почти в 2 раза) энергетическую эффективность системы в целом по сравнению с системами, использующими насосы постоянной подачи [6].

Подача насоса изменяется с помощью механизма управления — регулятора, который измеряет давление в напорной линии, сравнивает с заданным давлением и в зависимости от результатов сравнения изменяет подачу насоса так, чтобы давление в напорной линии оставалось в заданных пределах. Конструкции механизмов управления предусматривают наличие упоров, ограничивающих перемещение поршня гидроцилиндра регулятора.

При динамических расчетах таких устройств ограничение перемещения заменяется нелинейной функцией насыщения с введением промежуточной координаты — фиктивного перемещения [7–9]. Однако такое представление не во всех случаях является корректным и может привести к существенным ошибкам в расчетах [7, 8], поскольку не учитывается тот факт, что с момента постановки на упор и до момента схода с упора ведомого звена скорость его равна нулю. Это важно в случае, когда выход звена задает не саму выходную координату, а ее скорость. В такой системе после установки ведомого звена на упор оно будет оставаться в этом положении до тех пор, пока входная координата не изменит свой знак на противоположный. Таким образом, получение адекватных результатов моделирования работы источников гидропитания вблизи упоров связано с корректным учетом ограничений на перемещение поршня гидроцилиндра регулятора.

Материалы и методы. Схема типового источника гидропитания с регулятором давления приведена на рис. 1 [10]. Поршень 4 регулятора давления связан с регулирующим органом 6 насоса 8. Пружина 3 служит для установки регулирующего органа насоса в положение, соответствующее

максимальной подаче. Золотник 2 находится в среднем положении под действием с одной стороны пружины 1, а с другой — под действием давления, передаваемого из напорной линии 9 по гидролинии 10. Минимальную и максимальную подачи насоса ограничивают упоры 5 и 7. Поскольку золотник может находиться в среднем положении только при вполне определенном давлении, соответствующем предварительному поджатию пружины, описанный регулятор давления изменяет подачу насоса до значения, при котором давление в напорной линии остается постоянным. В такой схеме регулятора отклонению давления будет соответствовать скорость перемещения регулирующего органа насоса.

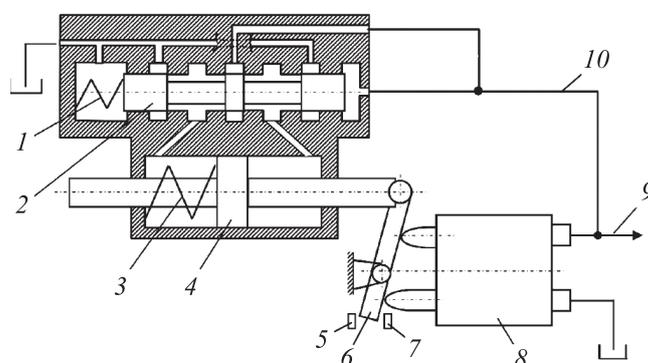


Рис. 1. Схема типового источника гидропитания с регулятором давления

Симметричные упоры. Рассмотрим дроссельный золотниковый исполнительный механизм, входящий в состав механизма управления. Его расчетная схема приведена на рис. 2. Пусть в исходном положении шток поршня 2 упирается в левый упор 3 с координатой a , золотник 1 находится в среднем положении. Отклонив золотник вправо на величину x , откроем доступ рабочей жидкости в левую полость силового цилиндра. Поршень сойдет с упора и будет двигаться в положительном направлении до тех пор, пока не достигнет правого упора 4 с координатой a , после этого он остановится и будет находиться в этом положении пока, золотник не пройдет среднее положение и не сместится на величину $-x$. Здесь и далее полагаем,

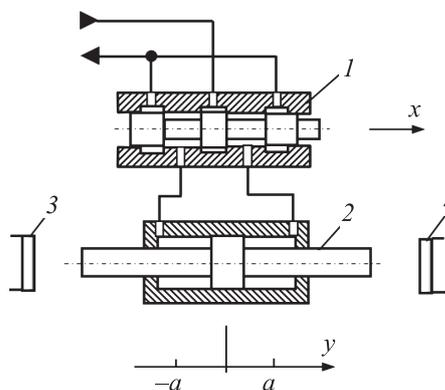


Рис. 2. Расчетная схема дроссельного золотникового исполнительного механизма

что при взаимодействии поршня с упором кинетическая энергия движения поршня полностью поглощается. Отскока от упора не происходит. Кроме того, рост давления при остановке поршня на упоре будет прижимать поршень к упору, препятствуя его отскоку.

Рассмотрим изменение выходной координаты при гармоническом входном сигнале. Этот режим представляет интерес при исследовании особенностей резонансных колебаний источника гидропитания. В условиях пренебрежения объемными потерями и эластичностью расходно-перепадной характеристики золотника связь между входной и выходной координатами при отсутствии упоров определяется выражением [11–15]

$$\dot{y} = \frac{k_{qx}}{F} x = kx, \tag{1}$$

где $k = k_{qx} / F$, k_{qx} — коэффициент усиления золотникового гидроусилителя по расходу; F — площадь поршня.

Если золотник перемещается по гармоническому закону относительно среднего положения $x = A_x \sin \omega t$ (кривая 1, рис. 3), то движение поршня в пределах периода при отсутствии упоров будет описываться формулой

$$y = -A_y \cos \omega t = -\frac{A_x}{\bar{\omega}} \cos \omega t, \quad A_y = \frac{k A_x}{\omega} = \frac{A_x}{\bar{\omega}}, \quad \bar{\omega} = \frac{\omega}{k}, \tag{2}$$

что соответствует кривой 2 (см. рис. 3).

При наличии упоров исполнительный механизм описывается нелинейным выражением $y = F(x, px)$, где p — оператор дифференцирования. При учете ограничений в виде насыщения перемещение поршня будет происходить согласно кривой 3, что не соответствует реальному поведению системы. При наличии упоров движение начинается в начальный момент времени из крайнего левого положения $y(0) = -a$ (кривая 4, см. рис. 3) и описывается выражением

$$y = \begin{cases} (A_y - a) - A_y \cos \psi = \left(\frac{A_x}{\bar{\omega}} - a \right) - \frac{A_x}{\bar{\omega}} \cos \psi & \text{при } 0 \leq \psi \leq \psi_1; \\ a & \text{при } \psi_1 < \psi \leq \pi; \\ (a - A_y) - A_y \cos \psi = \left(a - \frac{A_x}{\bar{\omega}} \right) - \frac{A_x}{\bar{\omega}} \cos \psi & \text{при } \pi < \psi \leq \pi + \psi_1; \\ -a & \text{при } \pi + \psi_1 < \psi \leq 2\pi, \end{cases}$$

где

$$\psi = \omega t; \quad \psi_1 = \arccos \frac{A_y - 2a}{A_y}. \tag{4}$$

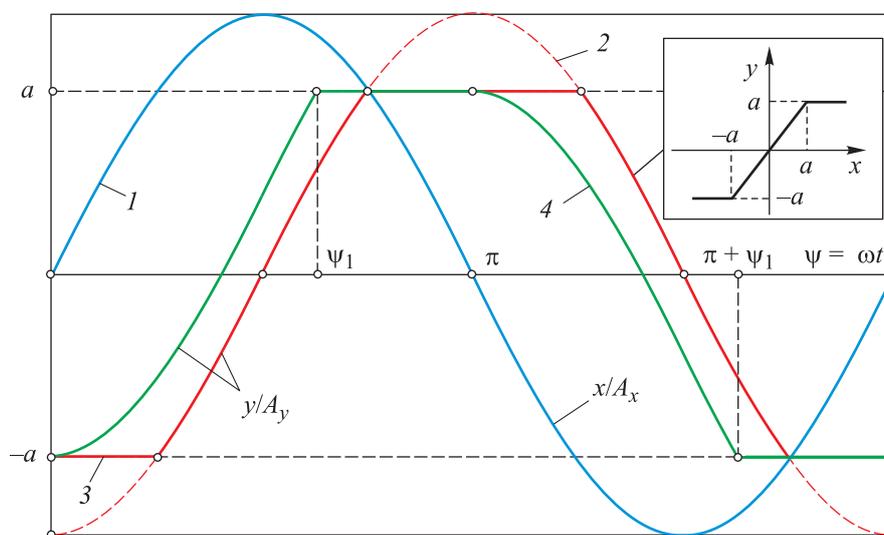


Рис. 3. Перемещение золотника и поршня при гармоническом входном сигнале и симметричных упорах:

- 1 — перемещение золотника; 2 — движение поршня при отсутствии упоров;
- 3 — перемещение поршня при учете ограничений в виде насыщения; 4 — движение поршня при учете ограничений в виде насыщения, соответствующее реальному поведению системы

Наличие гармонического входного сигнала дает возможность использовать метод гармонической линеаризации [16, 17] для анализа динамических процессов, предусматривающий замену (3) линейным выражением

$$y = F^o(A_x, \bar{\omega}) + q(A_x, \bar{\omega})x + \frac{q'(A_x, \bar{\omega})}{\bar{\omega}} px. \quad (5)$$

Для рассматриваемого случая коэффициенты линеаризации имеют вид

$$F^o(A_x, \bar{\omega}) = 0;$$

$$q(A_x, \bar{\omega}) = \frac{4a}{\pi A_x} \left(1 - \frac{a\bar{\omega}}{A_x} \right); \quad (6)$$

$$q'(A_x, \bar{\omega}) = -\frac{1}{\pi \bar{\omega}} \left[\arccos \left(1 - \frac{2a\bar{\omega}}{A_x} \right) - 2 \left(1 - \frac{2a\bar{\omega}}{A_x} \right) \sqrt{\frac{a\bar{\omega}}{A_x} \left(1 - \frac{a\bar{\omega}}{A_x} \right)} \right].$$

Линеаризация возможна при $A_x \geq a\bar{\omega}$. Если это условие не выполняется, следовательно, шток поршня на упоры не становится и эффект влияния ограничений упорами отсутствует.

Принимаем полный ход поршня за единицу, тогда положение упоров определяется координатами 0,5 и -0,5. На рис. 4 приведена зависимость коэффициентов гармонической линеаризации (6) от $\bar{\omega}$ и \bar{A}_x , где $\bar{A}_x = 0,5A_x / a$.

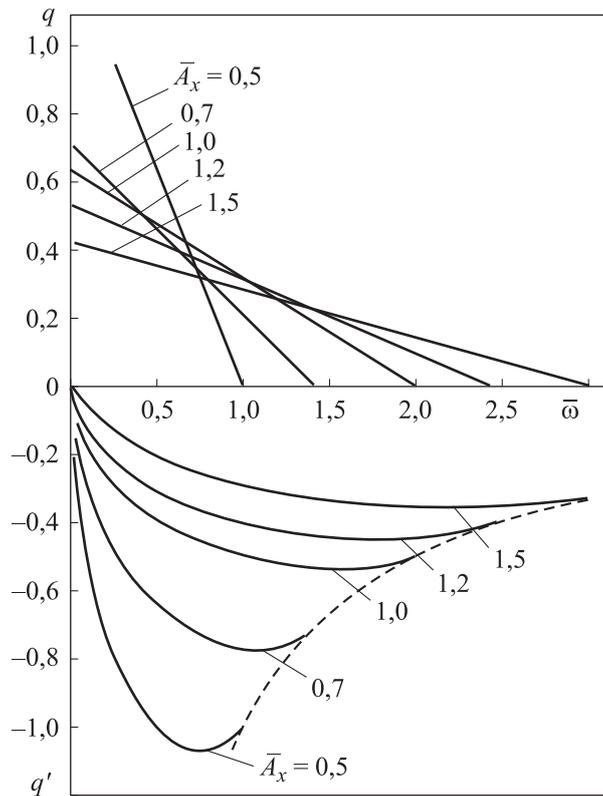


Рис. 4. Зависимость коэффициентов гармонической линеаризации от $\bar{\omega}$ и \bar{A}_x

Односторонний упор. Для источников гидропитания характерным является режим работы, когда подача насоса периодически изменяется от нулевого до некоторого значения, не превышающего максимального. При этом поршень регулятора давления периодически будет становиться только на упор, соответствующий минимальной подаче насоса.

Такой режим характеризуется величиной постоянного смещения перемещений золотника в область отрицательных значений и описывается следующим уравнением:

$$x = x_0 + A_x \sin \omega t, \tag{7}$$

где x_0 — смещение центра колебаний золотника. Для рассматриваемого случая $x_0 < 0$. Пусть в начальный момент времени шток поршня находится на левом упоре. Свяжем с этим положением начало координат.

До момента $\psi_1 = \omega t_1$, при котором $x = 0$, поршень будет оставаться неподвижным, т. е. $y = 0$. После того как x станет больше нуля, начнется движение поршня (рис. 5).

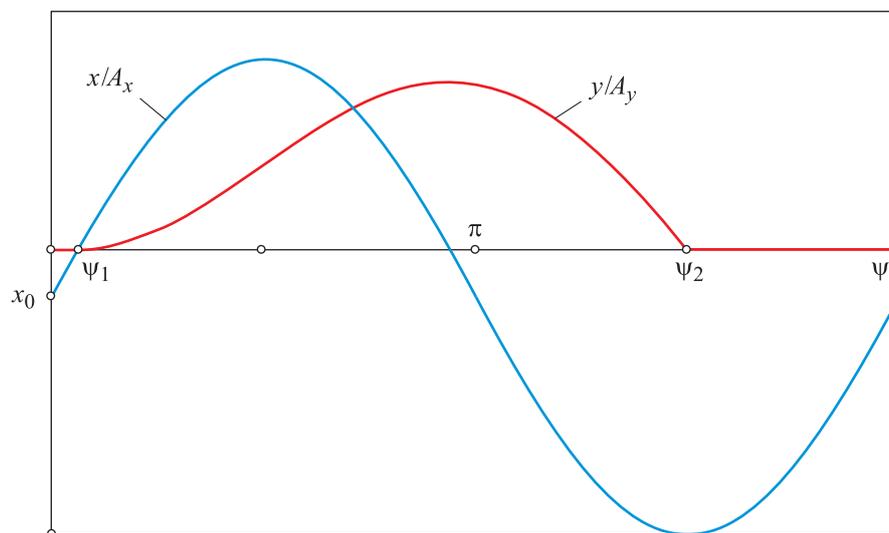


Рис. 5. Перемещение золотника (—) и поршня (—) при гармоническом входном сигнале и одностороннем упоре

Интегрирование (1) с учетом (7) позволяет получить закон движения поршня после схода с упора:

$$\begin{aligned} y &= A_y [(\cos\psi_1 - \cos\psi) - \bar{x}_0 (\psi_1 - \psi)] = \\ &= \frac{A_x}{\bar{\omega}} [(\cos\psi_1 - \cos\psi) - \bar{x}_0 (\psi_1 - \psi)], \end{aligned} \quad (8)$$

где $\bar{x}_0 = x_0 / A_x$; $\psi_1 = \arcsin \bar{x}_0$.

Движение будет продолжаться до тех пор, пока поршень снова не станет на упор. Момент остановки поршня на упоре отметим величиной ψ_2 , которую можно определить из тригонометрического уравнения

$$\cos\psi_1 - \cos\psi_2 - \bar{x}_0 (\psi_2 - \psi_1) = 0. \quad (9)$$

Зная ψ_1 и ψ_2 можно подсчитать коэффициенты гармонической линеаризации для нелинейности типа «односторонний упор»:

$$\begin{aligned} F^0(A_x, \bar{x}_0, \bar{\omega}) &= \frac{A_x}{2\pi\bar{\omega}} \left[(\psi_2 - \psi_1) \cos\psi_1 - (\sin\psi_2 - \sin\psi_1) + \frac{\bar{x}_0}{2} (\psi_2 - \psi_1)^2 \right]; \\ q(A_x, \bar{x}_0, \bar{\omega}) &= \frac{1}{4\pi\bar{\omega}} \left[(\cos 2\psi_2 - \cos 2\psi_1) - 4(\cos\psi_2 - \cos\psi_1) \cos\psi_1 \right] + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{\bar{x}_0}{\pi\bar{\omega}} [(\sin \psi_2 - \sin \psi_1) - (\psi_2 - \psi_1) \cos \psi_2]; \\
 q'(A_x, \bar{x}_0, \bar{\omega}) = & - \frac{1}{\pi\bar{\omega}} \left[\cos \psi_1 \sin \psi_2 - \frac{1}{4} (\sin 2\psi_2 + \sin 2\psi_1) - \frac{1}{2} (\psi_2 - \psi_1) \right] + \\
 & + \frac{\bar{x}_0}{\pi\bar{\omega}} [(\cos \psi_2 - \cos \psi_1) + (\psi_2 - \psi_1) \sin \psi_2].
 \end{aligned} \tag{10}$$

В выражениях (10) можно выделить часть, которая зависит только от x_0 , тогда коэффициенты гармонической линеаризации удобно записать так:

$$\begin{aligned}
 F^o(A_x, \bar{x}_0, \bar{\omega}) &= \frac{A_x}{\bar{\omega}} a_0(\bar{x}_0); \\
 q(A_x, \bar{x}_0, \bar{\omega}) &= \frac{1}{\bar{\omega}} b_1(\bar{x}_0); \\
 q'(A_x, \bar{x}_0, \bar{\omega}) &= \frac{1}{\bar{\omega}} a_1(\bar{x}_0),
 \end{aligned} \tag{11}$$

где

$$a_0(\bar{x}_0) = \frac{1}{2\pi} \left[(\psi_2 - \psi_1) \cos \psi_1 - (\sin \psi_2 - \sin \psi_1) + \frac{\bar{x}_0}{2} (\psi_2 - \psi_1)^2 \right]; \tag{12}$$

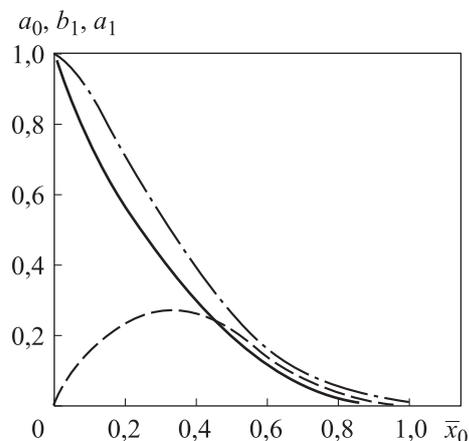
$$\begin{aligned}
 b_1(\bar{x}_0) = & \frac{1}{4\pi} [(\cos 2\psi_2 - \cos 2\psi_1) - 4(\cos \psi_2 - \cos \psi_1) \cos \psi_1] + \\
 & + \frac{\bar{x}_0}{\pi} [(\sin \psi_2 - \sin \psi_1) - (\psi_2 - \psi_1) \cos \psi_2];
 \end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned}
 a_1(\bar{x}_0) = & - \frac{1}{\pi} \left[\cos \psi_1 \sin \psi_2 - \frac{1}{4} (\sin 2\psi_2 + \sin 2\psi_1) - \frac{1}{2} (\psi_2 - \psi_1) \right] + \\
 & + \frac{\bar{x}_0}{\pi} [(\cos \psi_2 - \cos \psi_1) + (\psi_2 - \psi_1) \sin \psi_2].
 \end{aligned} \tag{14}$$

На рис. 6 приведены зависимости коэффициентов линеаризации от смещения $\bar{x}_0 = x_0/A_x$. Из полученных соотношений следует, что корректный учет ограничений упорами приводит к тому, что выходной сигнал претерпевает не только амплитудные искажения, но и фазовые, в то время как представление ограничений упорами в виде функции насыщения приводит только к амплитудным искажениям. Полученные результаты имеют принципиальное значение при динамических расчетах устройств с ограничениями упорами.

Результаты исследований. Рассмотрим, как влияет ограничение перемещения регулирующего органа насоса упорами на амплитудно-частотную

Рис. 6. Зависимости коэффициентов
линеаризации a_0 (—), b_1 (---)
и a_1 (-·-·-) от смещения \bar{x}_0



характеристику (АЧХ) источника гидропитания. Структурная схема рассматриваемого источника гидропитания приведена на рис. 7, где $W_o(p)$, $W_{ч.э}(p)$, $W_{и.м}(p)$ и $W_n(p)$ — передаточные функции объекта регулирования, чувствительного элемента (золотника), исполнительного механизма и регулируемого насоса соответственно.

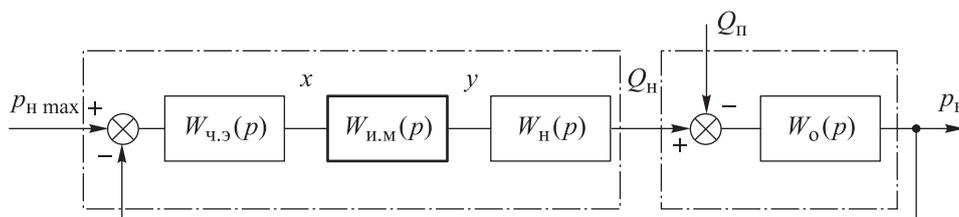


Рис. 7. Структурная схема источника гидропитания

Передаточные функции $W_o(p)$ и $W_{ч.э}(p)$ во многих случаях могут быть представлены апериодическими звеньями, а $W_n(p)$ — пропорциональным звеном [16–19]:

$$W_o(p) = \frac{k_o}{T_o p + 1}; \quad W_{ч.э}(p) = \frac{k_{ч.э}}{T_{ч.э} p + 1}; \quad W_n(p) = k_n, \quad (15)$$

где k_o , $k_{ч.э}$, k_n — коэффициенты передачи объекта регулирования, чувствительного элемента и насоса; T_o , $T_{ч.э}$ — постоянные времени объекта регулирования и чувствительного элемента. При отсутствии упоров передаточная функция $W_{и.м}(p)$ имеет вид

$$W_{и.м}(p) = \frac{k}{p}, \quad (16)$$

где k определяется по выражению (1). При наличии упоров для описания механизма управления следует использовать эквивалентную передаточную функцию $J_{и.м}(p)$ [19], построенную методом гармонической линеаризации нелинейности $y = F(x, px)$:

$$J_{и.м}(x_0, A_x, \omega, p) = q(x_0, A_x, \omega) + \frac{q'(x_0, A_x, \omega)}{\omega} p. \quad (17)$$

Рассмотрим установившийся режим, соответствующий работе насоса с подачей, равной половине максимальной. В этом случае золотник и поршень исполнительного механизма будут занимать средние положения, с которыми и свяжем начала координат. Давление за насосом p_H будет равно давлению настройки регулятора, определяемому начальной затяжкой пружины золотника. Далее будем рассматривать отклонения этих параметров от установившихся значений.

Для общности решения задачи представим структурную схему в безразмерном виде, для чего введем следующие обозначения:

$$\bar{x} = \frac{x}{x_{\max}}; \quad \bar{y} = \frac{y}{y_{\max}}; \quad \bar{Q}_H = \frac{Q_H}{Q_{H \max}}; \quad \bar{Q}_П = \frac{Q_П}{Q_{П \max}}; \quad \bar{p}_H = \frac{p_H}{p_{H \max}};$$

$$\bar{\Omega} = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \bar{t} = \omega_0 t; \quad \bar{T}_{ч.э} = T_{ч.э} \omega_0; \quad \bar{T}_O = T_O \omega_0; \quad \omega_0 = \frac{1}{\sqrt{T_{ч.э} T_O}}, \quad (18)$$

где x_{\max} и y_{\max} — максимальные перемещения золотника и поршня; $Q_{H \max}$ и $Q_{П \max}$ — максимальные подача насоса и потребляемый расход; $p_{H \max}$ — максимальное давление за насосом. С учетом этого получим $W_H(p) \equiv 1$.

Рассмотрим поведение системы при вынужденных колебаниях, вызванных гармоническим изменением потребляемого расхода $\bar{Q}_П = \bar{A}_Q \sin \bar{\Omega} \bar{t}$ с амплитудой \bar{A}_Q . Предположим, что частота первой гармоники установившихся колебаний в системе равна частоте возмущения. В этом случае координату \bar{x} в безразмерном виде запишем так:

$$\bar{x}(\bar{x}_0, \bar{A}_x, j\bar{\Omega}) = \frac{W_O(j\bar{\Omega}) W_{ч.э}(j\bar{\Omega})}{1 + W_O(j\bar{\Omega}) W_{ч.э}(j\bar{\Omega}) W_H(j\bar{\Omega}) J_{и.м}(\bar{x}_0, \bar{A}_x, j\bar{\Omega})} \bar{Q}_П(j\bar{\Omega}), \quad (19)$$

где \bar{A}_x — относительная амплитуда первой гармоники \bar{x} . Уравнение (19) позволяет связать значения амплитуды возмущающего воздействия \bar{A}_Q по заданному значению частоты $\bar{\Omega}$ с амплитудой \bar{A}_x .

Рассмотрим два варианта: первый — симметричные колебания; второй — несимметричные колебания. В первом варианте колебания подачи насоса происходят относительно установившегося значения расхода, а регулирующий орган насоса последовательно становится на упоры, ограничивающие нулевую и максимальную подачи насоса.

Из (19) следует, что

$$\frac{\bar{Q}_n(\bar{A}_Q, j\bar{\Omega})}{\bar{x}(\bar{A}_x, j\bar{\Omega})} = [W_L^{-1}(j\bar{\Omega}) + J_{и.м}(\bar{A}_x, j\bar{\Omega})], \quad (20)$$

где $W_L(j\bar{\Omega}) = W_o(j\bar{\Omega}) W_{ч.э}(j\bar{\Omega})$.

В результате интерес представляет колебание давления \bar{A}_p , поэтому воспользуемся тем, что $\bar{x}(j\bar{\Omega}) = |W_{ч.э}(j\bar{\Omega})| \bar{p}_n(j\bar{\Omega})$, откуда

$$\bar{A}_p = |W_{ч.э}^{-1}(j\bar{\Omega})| \bar{A}_x. \quad (21)$$

По (20), (21) построены АЧХ источника гидропитания при различных соотношениях постоянных времени $\bar{T}_{ч.э}$ и \bar{T}_o . Для каждой характеристики определяли показатель колебательности M . На рис. 8 приведены АЧХ для ряда значений показателя колебательности M .

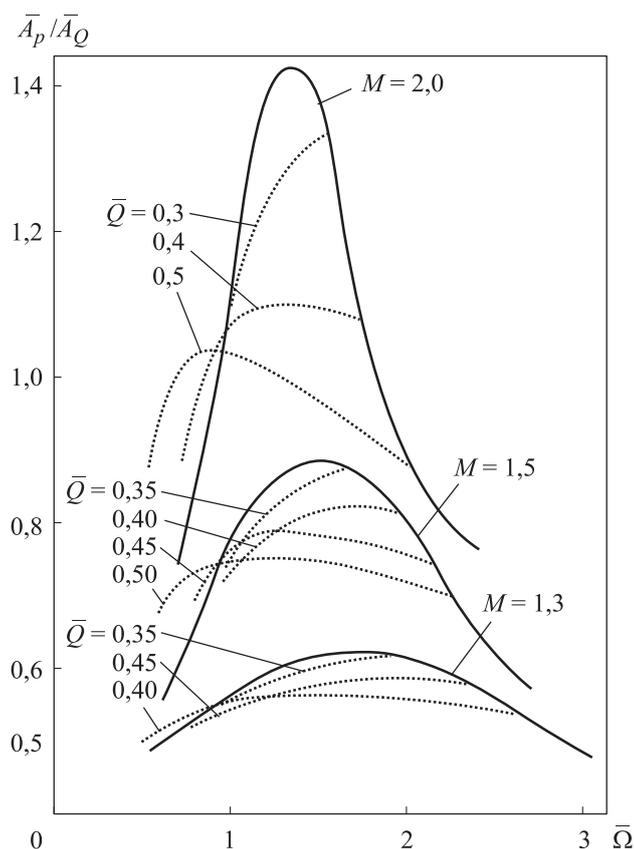


Рис. 8. Амплитудно-частотные характеристики источника гидропитания с симметричными упорами:

— — линейная система без ограничений; — система с учетом ограничений упорами

Согласно АЧХ на рис. 8, наличие упоров срезает резонансные пики давления. Причем, чем больше показатель колебательности M , тем больше разность максимальных значений амплитуды колебаний давления в системе с ограничениями перемещения регулирующего органа насоса упорами и без ограничений.

Второй вариант — это несимметричные колебания. С учетом того, что воздействие, приложенное к нелинейной системе, имеет постоянную и периодическую составляющие, уравнение динамики системы (20) приводится к виду [20]

$$Q(p)\bar{x} + R(p)F(\bar{x}, p\bar{x}) = S(p)[f_1(\bar{t}) + f_2(\bar{t})], \quad (22)$$

где $Q(p)$, $R(p)$, $S(p)$ — операторные многочлены; $F(\bar{x}, p\bar{x})$ — нелинейность исполнительного механизма; $f_1(\bar{t}) = \bar{Q}_{п0}$ — постоянная составляющая расхода; $f_2(\bar{t}) = \bar{A}_Q \sin \bar{\Omega}\bar{t} = Q^*$ — периодическая составляющая.

Решение (22) найдем в виде

$$\bar{x} = x^o + \bar{x}^*; \quad \bar{x}^* = \bar{A}_x \sin(\bar{\Omega}\bar{t} + \varphi), \quad (23)$$

где x^o — постоянная составляющая; \bar{x}^* — колебательная составляющая; \bar{A}_x , φ — амплитуда и фаза колебаний.

Гармоническая линеаризация нелинейности $F(\bar{x}, p\bar{x})$ имеет вид

$$F(\bar{x}, p\bar{x}) = F^o + q\bar{x}^* + \frac{q'}{\Omega} p\bar{x}^*, \quad (24)$$

где коэффициенты линеаризации определяются по выражениям (11).

Подставляя (23) и (24) в (22), получаем

$$\begin{aligned} Q(p)\bar{x}_0 + R(p)F^o &= S(p)\bar{Q}_{п0}; \\ Q(p)\bar{x}^* + R(p)\left(q + \frac{q'}{\Omega} p\right)\bar{x}^* &= S(p)Q^*. \end{aligned} \quad (25)$$

После соответствующих преобразований запишем:

$$\begin{aligned} W_{п}^{-1}(j0)\bar{x}_0 + F^o &= \bar{Q}_{п0}; \\ W_{п}^{-1}(j\bar{\Omega})\bar{x}^* + \left(q + \frac{q'}{\Omega} p\right)\bar{x}^* &= S(p)Q^*. \end{aligned} \quad (26)$$

При решении системы (26) принимаем $\bar{Q}_{п0} = \text{const}$. Тогда, учитывая выражение для F^o (11), первое уравнение системы (26) будет иметь вид

$$\bar{\Omega} W_L^{-1}(0) \bar{x}_0 + a_0(\bar{x}_0) = \frac{\bar{\Omega} \bar{Q}_{п0}}{\bar{A}_x}, \quad (27)$$

где $W_L^{-1}(0) = 1/\bar{K}_0$.

Из уравнения (27) определяем \bar{x}_0 . По графикам (см. рис. 6) находим коэффициенты $a_1(\bar{x}_0)$ и $b_1(\bar{x}_0)$. Затем легко рассчитать коэффициенты гармонической линеаризации q и q' .

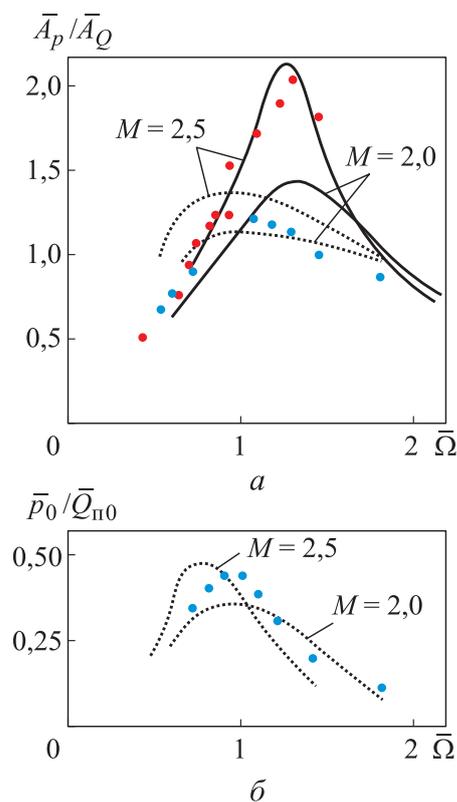
Решая (26) с учетом (27), а также используя выражение (21), получаем зависимость амплитуды колебания давления в функции от амплитуды и частоты колебаний потребляемого расхода. На рис. 9 приведены АЧХ источника гидропитания с учетом ограничения перемещения регулирующего органа насоса упором (штриховые кривые). Для сравнения приведены графики АЧХ для линейной системы (сплошные кривые).

Рис. 9. Амплитудно-частотные характеристики источника гидропитания с односторонним упором:

- 1 (—), 2 (.....) — при отсутствии и наличии ограничения упорами;
- 3 (•) — при отсутствии ограничений упорами; 4 (•) — при минимальном угле поворота регулирующего органа насоса, ограниченного упором

Кривые $\bar{p}_0/\bar{Q}_{п0}$ в зависимости от $\bar{\Omega}$ для $M = 2$ и $M = 2,5$ приведены на рис. 9. Постоянная составляющая \bar{p}_0 рассчитывалась по выражению $\bar{p}_0 = W^{-1}(0)\bar{x}_0$.

В целях проверки полученных результатов проведены экспериментальные исследования. В эксперименте насос нагружался регулируемым дросселем, сопротивление которого изменялось по гармоническому закону. Одновременно на осциллографе записывали изменения проходного сечения дросселя, давление в напорной линии и перемещение регулирующего органа насоса. Снимали последовательно две АЧХ: первую — при отсутствии ограничений упорами; вторую — при наличии ограничений.



В результате обработки первой АЧХ определены показатель колебательности M и коэффициенты, необходимые для пересчета контролируемых величин в безразмерный вид.

Результаты экспериментального исследования приведены на рис. 9, где точками красного цвета показана АЧХ при отсутствии ограничений упорами, а точками синего цвета — АЧХ при ограничении упором минимального угла поворота регулирующего органа насоса, а также приведены результаты экспериментального определения смещения центра колебаний давления в зависимости от частоты при $\bar{Q}_{п0} / \bar{A}_x = 1$.

Обсуждение. Проведенные исследования выявили недопустимость учета ограничений на перемещение поршня гидроцилиндра механизма управления подачей насоса с использованием нелинейной функции насыщения. При определении коэффициентов гармонической линеаризации необходимо рассматривать исполнительный механизм целиком и использовать перемещение золотника в качестве входного сигнала, а перемещение поршня гидроцилиндра — в качестве выходного. Выходной сигнал претерпевает не только амплитудные искажения, но и фазовые.

Заключение. Из сравнения результатов моделирования с экспериментальными данными следует их качественное совпадение (отклонения по амплитуде составляют не более 15 %). Некоторое смещение экспериментальных точек вниз и вправо можно объяснить следующими факторами:

- смещение вниз — меньшим значением показателя колебательности M ;
- смещение вправо — неточной установкой и упругой деформацией упора, что приводит к снижению влияния последнего в области низких частот (см. рис. 9, точки синего и красного цвета в области низких частот практически лежат на одной кривой).

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., Машиностроение, 1975.
- [2] Нейман В.Г. Гидроприводы авиационных систем управления. М., Машиностроение, 1973.
- [3] Zedgenizov V.G., Kokourov D.V., Biryukov D.S. Mathematical modeling of the axial-piston pump power regulator. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 2061, art. 012060. DOI: <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/2061/1/012060>
- [4] Николенко И.В., Рыжаков А.Н. Математическое моделирование рабочего процесса в гидроприводе на основе регулируемых аксиально-поршневых гидромашин. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2015, № 9. EDN: UXRTZP

- [5] Башта Т.М., ред. Объемные гидравлические приводы. М., Машиностроение, 1968.
- [6] Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., Машиностроение, 1969.
- [7] Нгуен В.Х., Сосновский Н.Г. Исследования гидропривода с объемным регулированием с различными регуляторами аксиально-поршневого насоса. *Матер. Междунар. науч. конф. «Фундаментальные и прикладные задачи механики»*. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, с. 45–48. EDN: YMCGLN
- [8] Феофилов Д.С. Особенности моделирования звеньев с ограничителями. *Матер. XXI Междунар. науч.-метод. конф. «Информатика: проблемы, методы, технологии»*. Воронеж, Вэлборн, 2021, с. 644–649. EDN: VNMIEJ
- [9] Арановский С.В., Фрейдович Л.Б., Никифорова Л.В. и др. Моделирование и идентификация динамики золотникового гидрораспределителя. Часть I. Моделирование. *Известия высших учебных заведений. Приборостроение*, 2013, т. 56, № 4, с. 52–56. EDN: PYBERD
- [10] Арзуманов Э.С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. М., Машиностроение, 1985.
- [11] Чемоданов Б.К., ред. Следящие приводы. Кн. 2. М., Энергия, 1976.
- [12] Льюис Э., Стерн Л.Х. Гидравлические системы управления. М., Мир, 1966.
- [13] Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. М., Машиностроение, 2009.
- [14] Арзуманов Ю.Л., Халатов Е.М., Чекмазов В.И. Основы проектирования систем пневмо- и гидроавтоматики. М., Спектр, 2017.
- [15] Гамынин Н.С. Основы следящего гидравлического привода. М., Оборонгиз, 1962.
- [16] Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. М., Наука, 1975.
- [17] Айзерман М.А. Теория автоматического регулирования. М., Наука, 1966.
- [18] Нетушила А.В. Теория автоматического управления. Ч. 2. М., Высшая школа, 1972.
- [19] Солодовников В.В. Техническая кибернетика. Теория автоматического регулирования. Кн. 3. Ч. 1. Теория нестационарных, нелинейных и самонастраивающихся систем автоматического регулирования. М., Машиностроение, 1969.
- [20] Попов Е.П. Прикладная теория процессов управления в нелинейных системах. М., Наука, 1973.

Феденков Владимир Васильевич — д-р техн. наук, профессор кафедры гидромеханики и гидравлических машин ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 17).

Черкасских Сергей Николаевич — канд. техн. наук, доцент кафедры гидромеханики и гидравлических машин ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 17).

Шейкин Максим Олегович — младший научный сотрудник кафедры гидромеханики и гидравлических машин ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 17).

Ганиев Азат Радикович — аспирант кафедры гидромеханики и гидравлических машин ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 17).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Феденков В.В., Черкасских С.Н., Шейкин М.О. и др. Динамика источников гидропитания при работе вблизи упоров, ограничивающих подачу насоса. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 3 (154), с. 93–111.

EDN: QKGSNW

**HYDRAULIC POWER SOURCE DYNAMICS WHEN OPERATING
IN VICINITY OF A SUPPORT LIMITING THE PUMP FEED**

V.V. Fedenkov

S.N. Cherkasskikh

M.O. Sheykin

A.R. Ganiev

fedenkovvv@mpei.ru

cherkasskikhsn@mpei.ru

sheykinmo@mpei.ru

ganievazat19@gmail.com

MPEI, Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper presents results of studying dynamic characteristics of a hydraulic power source based on the positive displacement pumps. The feed control mechanism of such pumps contains supports that limit the piston displacement in a regulator hydraulic cylinder. The paper shows that taking into account the displacement restrictions and using nonlinear function of the “saturation” type does not allow an adequate description of the system dynamics. It considers the cases of taking into account the symmetrical and one-sided supports in the control mechanism with a harmonic input signal. Harmonic linearization coefficients are obtained for these cases. The case of a one-sided support corresponds to the hydraulic power source operation in vicinity of the zero feed, and is characterized by a constant shift in the spool coordinate to the negative values region. The analysis con-

Keywords

Hydraulic power source, positive displacement pump, feed control mechanism, support, harmonic linearization, amplitude-frequency characteristic, forced oscillations

ducted shows that the output signal is subjected not only to the amplitude distortions, but also to the phase distortions, which is not providing the “saturation” type link. The amplitude-frequency characteristics of a hydraulic power source are constructed when operating under the forced oscillations conditions caused by a disturbing harmonic alteration in the consumed flow rate. The analysis reveals that supports are reducing the resonant pressure peaks behind the pump the more, the higher is the oscillation index of the linear system. The paper shows that peculiarity of the asymmetric oscillations during pump operation in vicinity of the zero flow lies in the presence of not only a periodic, but also of a constant component. The sequence of constructing the amplitude-frequency characteristics for this case is provided. The paper presents the amplitude-frequency characteristics of a hydraulic power source with the one-sided supports, and compares them with results of the conducted experimental studies

Received 05.11.2024

Accepted 17.02.2025

© Author(s), 2025

REFERENCES

- [1] Leshchenko V.A. *Gidravlicheskie sledyashchie privody stankov s programmnyim upravleniem* [Hydraulic tracking drives of machine tools with software control]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975.
- [2] Neyman V.G. *Gidroprivody aviatsionnykh sistem upravleniya* [Hydraulic drives of aviation control systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973.
- [3] Zedgenizov V.G., Kokourov D.V., Biryukov D.S. Mathematical modeling of the axial-piston pump power regulator. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 2061, art. 012060. DOI: <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/2061/1/012060>
- [4] Nikolenko I.V., Ryzhakov A.N. Modelling of operational cycle in a hydraulic drive based on adjustable axial piston hydraulic machines. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication], 2015, no. 9 (in Russ.). EDN: UXRTZP
- [5] Bashta T.M., ed. *Obemnye gidravlicheskie privody* [Volumetric hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968.
- [6] Prokofyev V.N., Danilov Yu.A. *Aksialno-porshnevoy reguliruemyy gidroprivod* [Axial piston adjustable hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969.
- [7] Nguen V.Kh., Sosnovskiy N.G. [Research of the hydraulic drive with volumetric control with various axial piston pump regulators]. *Mater. Mezhdunar. nauch. konf. "Fundamentalnye i prikladnye zadachi mekhaniki"* [Proc. Int. Sc. Conf. Fundamental and Applied Problems of Mechanics]. Moscow, BMSTU Publ., 2021, pp. 45–48 (in Russ.). EDN: YMCGLN

- [8] Feofilov D.S. [Features of modeling links with limiters]. *Mater. XXI Mezhdunar. nauch.-metod. konf. "Informatika: problemy, metody, tekhnologii"* [Proc. XXI Int. Sc.-Methodological Conf. Informatics: Problems, Methods, Technologies]. Voronezh, Velborn Publ., 2021, pp. 644–649 (in Russ.). EDN: VNMIEJ
- [9] Aranovskiy S.V., Freydovich L.B., Nikiforova L.V., et al. Modeling and identification of dynamics of a hydraulic actuator with a spool valve. Part I. Modeling. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Priborostroenie* [Journal of Instrument Engineering], 2013, vol. 56, no. 4, pp. 52–56 (in Russ.). EDN: PYBERD
- [10] Arzumanov E.S. *Gidravlicheskie reguliruyushchie organy sistem avtomaticheskogo upravleniya* [Hydraulic regulating bodies of automatic control systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985.
- [11] Chemodanov B.K., ed. *Sledyashchie privody. Kn. 2* [Tracking drives. Vol. 2]. Moscow, Energiya Publ., 1976.
- [12] Lewis E., Stern L.H. *Design of Hydraulic Control Systems*. New York, McGraw-Hill, 1962.
- [13] Goydo M.E. *Proektirovanie obemnykh gidroprivodov* [Designing of fluid power drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009.
- [14] Arzumanov Yu.L., Khalatov E.M., Chekmazov V.I. *Osnovy proektirovaniya sistem pnevmo- i gidroavtomatiki* [Fundamentals of designing pneumatic and hydraulic automation systems]. Moscow, Spektr Publ., 2017.
- [15] Gamynin N.S. *Osnovy sledyashchego gidravlicheskogo privoda* [Fundamentals of a tracking hydraulic drive]. Moscow, Oborongiz Publ., 1962.
- [16] Besekerskiy V.A., Popov E.P. *Teoriya sistem avtomaticheskogo regulirovaniya* [Theory of automatic control systems]. Moscow, Nauka Publ., 1975.
- [17] Ayzerman M.A. *Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya* [Theory of automatic regulation]. Moscow, Nauka Publ., 1966.
- [18] Netushila A.V. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya. Ch. 2* [Theory of automatic control. Vol. 2]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1972.
- [19] Solodovnikov V.V. *Tekhnicheskaya kibernetika. Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya. Kn. 3. Ch. 1. Teoriya nestatsionarnykh, nelineynykh i samonastravayushchikh-sya sistem avtomaticheskogo regulirovaniya* [Technical cybernetics. The theory of automatic regulation. Vol. 3. Part 1. Theory of non-stationary, nonlinear and self-adjusting automatic control systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969.
- [20] Popov E.P. *Prikladnaya teoriya protsessov upravleniya v nelineynykh sistemakh* [Applied theory of control processes in nonlinear systems]. Moscow, Nauka Publ., 1973.

Fedenkov V.V. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Hydromechanics and Hydraulic Machines, MPEI (Krasnokazarmennaya ul. 14, Moscow, 111250 Russian Federation).

Cherkasskikh S.N. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Hydromechanics and Hydraulic Machines, MPEI (Krasnokazarmennaya ul. 14, Moscow, 111250 Russian Federation).

Sheykin M.O. — Research Assistant, Department of Hydromechanics and Hydraulic Machines, MPEI (Krasnokazarmennaya ul. 14, Moscow, 111250 Russian Federation).

Ganiev A.R. — Post-Graduate Student, Department of Hydromechanics and Hydraulic Machines, MPEI (Krasnokazarmennaya ul. 14, Moscow, 111250 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Fedenkov V.V., Cherkasskikh S.N., Sheykin M.O., et al. Hydraulic power source dynamics when operating in vicinity of a support limiting the pump feed. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 3 (154), pp. 93–111 (in Russ.). EDN: QKGSNW