

УДК 629.3

В. П. Тарасик

**ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ
УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ
АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ**

UDC 629.3

V. P. Tarasik

**FREQUENCY CHARACTERISTICS OF THE MECHATRONIC CONTROL
SYSTEM FOR FRICTION CLUTCHES IN THE GEARSHIFT MECHANISM OF
AUTOMOBILE AUTOMATIC TRANSMISSION**

Аннотация

Изложена методика расчёта частотных характеристик системы управления. Приведены структурная схема и передаточные функции компонентов системы. Рассмотрены способы частотного анализа и необходимые условия для их использования. Приведены графики частотных характеристик мехатронной системы управления фрикционами автоматической трансмиссии автомобиля.

Ключевые слова:

автоматическая трансмиссия, мехатронная система управления, фрикцион переключения передач, пропорциональный электромагнит, регулятор давления, передаточная функция, частотная характеристика.

Abstract

The methods to calculate frequency characteristics of the control system are presented. The structural scheme and transfer functions of the system components are given. The methods of frequency analysis and necessary conditions for their use are considered. The diagrams of frequency characteristics of the mechatronic control system for friction clutches of the automobile automatic transmission are given.

Key words:

automatic transmission, mechatronic control system, friction clutch of the gearshift, proportional electromagnet, pressure regulator, transfer function, frequency characteristic.

В Белорусско-Российском университете создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ) фрикционами автомобильной гидромеханической передачи (ГМП), посредством которых осуществляется автоматическое переключение передач трансмиссии. Функциональная и принципиальная схемы МСАУ приведены в [1], где подробно рассмотрены структура системы, принципиальная схема и процесс функционирования. В [2] изложена методика проектирования этой системы.

Созданная МСАУ предназначена

для управления процессом изменения давления в гидроциindre фрикциона и расходом рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр при включении и выключении фрикционов в процессе переключения передач [3]. Программа управления давлением и расходом жидкости формируется микропроцессорным контроллером ГМП в соответствии с заданным алгоритмом. Реализуемые характеристики управления давлением представлены в [4].

К системе управления фрикционами предъявляется комплекс требова-



ний по устойчивости и качеству процесса функционирования, характерных для любого автоматического устройства. МСАУ должна обеспечивать адекватное формирование управляющего давления на своем выходе, подаваемого в гидроцилиндр фрикциона. Переходные процессы функционирования механизмов МСАУ должны быстро затухать. Время переходного процесса t_{Π} и перерегулирование характеристик управления σ не должны превышать рекомендуемых нормативных значений. Высокое качество процесса регулирования давления должно обеспечиваться также при управляющих воздействиях на систему, формируемых ПИД-регулятором и поступающих в обмотку пропорционального электромагнита. Эти воздействия носят периодический характер, могут возбуждать вынужденные колебания механизмов МСАУ и нарушать процесс формирования характеристик управления. В этом случае необходимо обеспечить предотвращение возможности возникновения резонансных режимов колебаний.

Математическая модель МСАУ приведена в [1]. Она представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений (1). Нелинейности объекта исследования обусловлены наличием нелинейных функций формируемых давлений и характеристик пропорционального электромагнита, перекрытием дросселирующих щелей золотникового клапана, характеристик сухого трения золотника, физическими свойствами регулируемых и нерегулируемых дросселей гидравлических механизмов системы (местные нелинейные потери давления).

Результаты моделирования и оценки качества переходных процессов созданной системы управления изложены в [1], где приведены графики этих процессов при ступенчатом воздействии управляющего сигнала – напряжения на выходе ШИМ-контроллера. Исследованы зависимости показателей качества

(времени переходного процесса t_{Π} и перерегулирования σ) от основных параметров механизмов МСАУ (величины перекрытия дросселирующих щелей золотникового клапана, соотношения диаметров поясков золотника и диаметров дросселей обратной связи).

Важнейшее требование к системе автоматического управления – обеспечение устойчивости её функционирования в условиях непрерывно изменяющихся внешних возмущающих и управляющих воздействий. Устойчивость системы характеризует её работоспособность, заключающуюся в свойстве удерживать управляемые параметры в заданных пределах на всех режимах работы управляемого объекта, без резких отклонений от заданных характеристик.

Исследование устойчивости функционирования системы управления осуществляется частотными методами. В теории автоматического управления наиболее часто для этой цели используют годограф Найквиста и логарифмические частотные характеристики. Для их применения необходимо получить передаточную функцию разомкнутой системы управления, т. е. системы с отключённой обратной связью.

Передаточная функция может быть получена лишь для линейной динамической системы, описываемой линейными дифференциальными уравнениями. В случае нелинейных уравнений они подвергаются линеаризации. К линейным дифференциальным уравнениям применимо преобразование Лапласа, превращающее исходную систему дифференциальных уравнений в систему алгебраических уравнений с комплексными переменными.

Предположим, что на вход системы подаётся управляющее воздействие $q(t)$, а на её выходе реализуется управляемый процесс $x(t)$. Для получения передаточной функции системы управления в этом случае, используя преобразование Лапласа, преобразуют функ-

ции $q(t)$ и $x(t)$ в функции $Q(s)$ и $X(s)$, аргументом которых вместо времени t будет комплексная переменная s . Функции $q(t)$ и $x(t)$ называют оригиналами, а $Q(s)$ и $X(s)$ – их изображениями по Лапласу.

Передаточной функцией $W_x^q(s)$ называется отношение лапласова изображения исследуемого процесса $X(s)$ к лапласову изображению воздействия на систему $Q(s)$ при нулевых начальных условиях:

$$W_x^q(s) = X(s)/Q(s). \quad (1)$$

Передаточная функция представляет собой дробно-рациональную функцию комплексной переменной $s = \alpha + j\omega$ с постоянными коэффициентами. При частотном анализе динамической системы принимают $s = j\omega$:

$$W_x^q(j\omega) = X(j\omega)/Q(j\omega). \quad (2)$$

Комплексные функции $X(j\omega)$ и $Q(j\omega)$ называют частотными характеристиками соответственно исследуемого процесса и внешнего воздействия, а $W_x^q(j\omega)$ – комплексной частотной характеристикой системы (или сокращённо – частотной характеристикой). Частотную характеристику системы $W_x^q(j\omega)$ можно представить в виде

$$W_x^q(j\omega) = U_x^q(\omega) + jV_x^q(\omega), \quad (3)$$

где $U_x^q(\omega)$ – вещественная частотная характеристика, соответствующая проекции вектора $W_x^q(j\omega)$ на вещественную ось Re комплексной плоскости, $U_x^q(\omega) = \text{Re} W_x^q(j\omega)$; $V_x^q(\omega)$ – мнимая частотная характеристика, соответствующая проекции вектора на мнимую ось Im , $V_x^q(\omega) = \text{Im} W_x^q(j\omega)$.

Модуль и аргумент частотной характеристики определяются по следу-

ющим формулам:

$$A_x^q(\omega) = \sqrt{[U_x^q(\omega)]^2 + [V_x^q(\omega)]^2}; \quad (4)$$

$$\varphi_x^q(\omega) = \arctg[V_x^q(\omega)/U_x^q(\omega)]. \quad (5)$$

График зависимости $A_x^q = f(\omega)$ называют амплитудно-частотной характеристикой системы (АЧХ), а график зависимости $\varphi_x^q = f(\omega)$ – фазово-частотной характеристикой (ФЧХ). АЧХ и ФЧХ определяются в предположении, что воздействие $q(t)$ носит гармонический характер.

$$q(t) = A_q \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (6)$$

где A_q – амплитуда воздействия; ω – круговая частота, рад/с; φ_0 – начальная фаза.

АЧХ характеризует зависимость величины отношения амплитуды A_x исследуемого процесса $x(t)$ к амплитуде A_q воздействия $q(t)$ от частоты ω , а ФЧХ – зависимость разности их фаз от частоты:

$$A_x^q(\omega) = A_x/A_q; \quad (7)$$

$$\varphi_x^q(\omega) = \varphi_x - \varphi_0. \quad (8)$$

Наиболее просто оценка устойчивости системы управления осуществляется методом логарифмических частотных характеристик. Поскольку математическая модель исследуемого объекта нелинейная, необходимо вначале произвести её линеаризацию.

Линеаризация нелинейных функций давления регулятора $p_{р.д}$, характеристики тока в обмотке пропорционального электромагнита $I_{\text{э.м}}$, потерь давления на дросселях и в гидромагистрали осуществлялась разложением их в ряд Тейлора, а характеристик типовых нелинейностей – проходных сечений дросселирующих щелей золотни-



кового клапана и сухого трения золотника – методом гармонической линеаризации [5, 6].

Применив преобразование Лапласа к линеаризованной системе уравне-

ний, получили передаточные функции системы управления и составили её алгоритмическую структурную схему, приведенную на рис. 1.

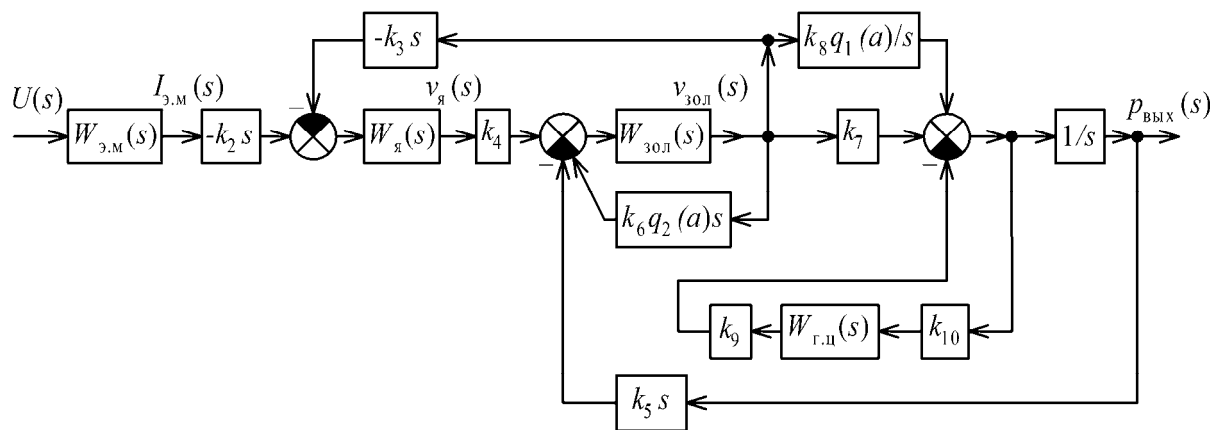


Рис. 1. Структурная схема мехатронной системы управления

Свойства электромагнита отображены в структурной схеме апериодическим звеном с передаточной функцией $W_{э.м}(s)$, свойства якоря электромагнита, золотникового клапана и гидросистемы привода гидроцилиндра фрикциона – колебательными звеньями с передаточными функциями соответственно $W_я(s)$, $W_{зол}(s)$ и $W_{г.ц}(s)$, а запорно-регулирующего органа золотникового клапана – интегрирующим звеном $W_{вых}(s) = 1/s$. Взаимодействие между ними осуществляется посредством пропорциональных звеньев.

Передаточные функции инерционных звеньев системы имеют вид:

$$W_{э.м}(s) = 1/(T_{э.м}s + 1); \quad (9)$$

$$W_я(s) = 1/(T_я^2 s^2 + 2\xi_я T_я s + 1); \quad (10)$$

$$W_{зол}(s) = 1/(T_{зол}^2 s^2 + 2\xi_{зол} T_{зол} s + 1); \quad (11)$$

$$W_{г.ц}(s) = 1/(T_{г.ц}^2 s^2 + 2\xi_{г.ц} T_{г.ц} s + 1), \quad (12)$$

где $T_{э.м}$, $T_я$, $T_{зол}$, $T_{г.ц}$ – постоянные времени, характеризующие инерцион-

ные свойства обмотки электромагнита, его якоря, золотника и поршня гидроцилиндра фрикциона с учётом массы рабочей жидкости в гидромагистрали соответственно, $\xi_я$, $\xi_{зол}$, $\xi_{г.ц}$ – относительные коэффициенты затухания колебаний якоря, золотника и рабочей жидкости.

Значения постоянных времени для исследуемой МСАУ: $T_{э.м} = 1, 7647 \cdot 10^{-3}$; $T_я = 3,4872 \cdot 10^{-4}$; $T_{зол} = 6,1457 \cdot 10^{-3}$; $T_{г.ц} = 6,3752 \cdot 10^{-4}$. Очевидно, что система управления характеризуется малой инерционностью, следовательно, обладает высоким быстродействием.

Как видно из рис. 1, МСАУ является многоконтурной и содержит как местные, так и перекрещивающиеся обратные связи передачи сигналов между звеньями. Это существенно осложняет преобразование структурной схемы, однако не является неразрешимым препятствием.

Структурная схема даёт наглядное представление о взаимодействии механизмов автоматической системы. Она



отображает процесс формирования и прохождения информационных сигналов между компонентами системы при преобразовании этих сигналов инерционными звеньями.

Для применения метода логарифмических частотных характеристик при оценке устойчивости автоматической системы необходимо, чтобы передаточная функция разомкнутой системы $W_p(s)$ представляла собой комбинацию из передаточных функций звеньев, согласно выражению [6]

$$W_p(s) = \frac{K}{s^r} \cdot \frac{\prod_{j=1}^m W_{\tau}(s)}{\prod_{i=1}^{n-r} W_T(s)}, \quad (13)$$

где K – результирующий коэффициент передачи автоматической системы; r – количество интегрирующих звеньев в системе.

В выражении (13) не допускается наличие суммирования передаточных функций, поскольку логарифм суммы не существует. Этому условию не отвечает исследуемая система управления. Из структурной схемы на рис. 1 видно, что на входах интегрирующего звена $W(s) = 1/s$ и звена гидроцилиндра $W_{г.ц}(s)$ происходит суммирование выходных сигналов звеньев с передаточными функциями $W_{зол}(s)$, $W_{г.ц}(s)$ с учётом пропорциональных звеньев k_7 , k_9 и интегрирующего звена $W(s) = k_8 q_1(a)/s$. Следовательно, применение метода логарифмических частотных характеристик в данном случае невозможно.

Частотные характеристики системы управления можно всегда получить универсальным методом, заключающимся в интегрировании системы дифференциальных уравнений при подаче гармонического воздействия (6) на вход системы. После завершения переходного процесса в системе установятся гармо-

нические колебания. Определив амплитуды A_x установившихся процессов колебаний $x(t)$, по формуле (7) вычисляют АЧХ. Сравнивая фазы колебаний φ_x процессов $x(t)$ с начальной фазой воздействия φ_q , согласно выражению (8), определяют ФЧХ.

Следует, однако, иметь в виду, что использование в этом случае линеаризованной системы уравнений чревато существенными погрешностями результатов исследований. Графики реальных процессов $x(t)$ отклоняются от формы гармонической функции и могут значительно изменяться при различных частотах и амплитудах воздействия (на это обращалось внимание в [1], где была отмечена, в частности, существенная зависимость значений резонансных частот от параметров нелинейных элементов системы). Поэтому наиболее целесообразно определять частотные характеристики на основе исходной нелинейной математической модели.

Для получения частотных характеристик мехатронной системы управления фрикционными переключения передач автоматической трансмиссии использована математическая модель (1), приведенная в [1]. На входе системы (см. рис. 1) задавалось гармоническое воздействие

$$U(t) = U_0 + A_U \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (14)$$

где U_0 – среднее значение воздействия, соответствующее рабочей точке координаты регулятора давления x_{q0} ; A_U – амплитуда воздействия; φ_0 – начальная фаза.

При моделировании полагали, что получаемые графики изменения исследуемых процессов $x(t)$ достаточно близки к гармоническим.

$$x(t) = x_0 + A_x \sin(\omega t + \varphi_x), \quad (15)$$

где x_0 – средние значения исследуемых

процессов $x(t)$; A_x , φ_x – амплитуды колебаний и фазовые углы этих процессов.

Выполнение исследований начинается с оценки значений резонансных или собственных частот системы, что необходимо для выбора диапазона изменения частоты внешнего воздействия $U(t)$ на объект. В первом приближении для этого можно использовать информацию о постоянных времени T_i инерционных звеньев автоматической системы. Приблизённо собственные частоты найдём из соотношений $\omega_{ci} = 1/T_i$. Значения ω_c в данном случае находятся в пределах 163...2868 рад/с (26...456 Гц). Вычисление частотных характеристик выполнялось в диапазоне $\omega = 0...3140$ рад/с (0...500 Гц).

Методика определения АЧХ заключалась в следующем. Варьируя частотой воздействия ω в принятых пределах с шагом $\Delta\omega$, осуществляли интегрирование системы уравнений математической модели. Значения АЧХ вычисляли после завершения переходного процесса. Время переходного процесса t_{Π} принимали в пределах $t_{\Pi} = (2...3)\pi/\omega_c$. Исследованиям подвергались параметры процессов, характеризующих качество функционирования всех компонентов МСАУ: величина тока в обмотке электромагнита $I_{\text{э.м}}$; перемещение якоря электромагнита $x_{\text{я}}$; давление регулятора $p_{\text{р.д}}$; перемещение золотника $x_{\text{зол}}$; давление на выходе золотникового клапана $p_{\text{вых}}$; давление в гидроцилиндре фрикциона $p_{\text{г.ц}}$. По графикам результатов интегрирования находили максимальные положительные отклонения x_{max} всех исследуемых процессов от средних значений x_0 и принимали их в качестве амплитуд установившихся колебаний этих процессов $A_x = x_{\text{max}} - x_0$, а также определяли время сдвига графика процесса $x(t)$ относительно графика воздействия $q(t)$.

Затем по формуле (7) вычисляли АЧХ, а ФЧХ находили из выражения

$$\varphi_x^q(\omega) = -360(t_x^q/T_q), \quad (16)$$

где t_x^q – время сдвига $x(t)$ относительно $q(t)$; T_q – период гармонического воздействия на входе системы управления $q(t) = U(t)$, $T_q = T_U = 2\pi/\omega$.

На рис. 2 показаны графики установившихся колебаний перемещения золотника $x_{\text{зол}}$ и давления на выходе золотникового клапана $p_{\text{вых}}$ после завершения переходного процесса, а также график воздействия – напряжения U , подаваемого на обмотку пропорционального электромагнита с частотой $\omega = 100$ рад/с ($\nu = 15,915$ Гц). На графиках отображены параметры, используемые при вычислениях АЧХ и ФЧХ.

При непосредственном применении формулы (7) значения АЧХ получаются с соответствующими единицами измерения. Например, единицей измерения АЧХ перемещения золотника будет миллиметр на вольт (или метр на вольт в СИ).

Для получения искомых значений стандартных показателей качества процесса функционирования системы используются безразмерные АЧХ. Приведение АЧХ к безразмерному виду осуществляется с помощью нормирующего коэффициента N_x , представляющего собой отношение амплитуды воздействия A_q к среднему значению исследуемого процесса x_0 , т. е. к амплитуде процесса $x(t)$ при нулевой частоте $\omega = 0$:

$$N_x = A_q/x_0. \quad (17)$$

Безразмерные значения АЧХ вычисляются из выражения

$$A_x^q(\omega) = (A_x/A_q)N_x. \quad (18)$$



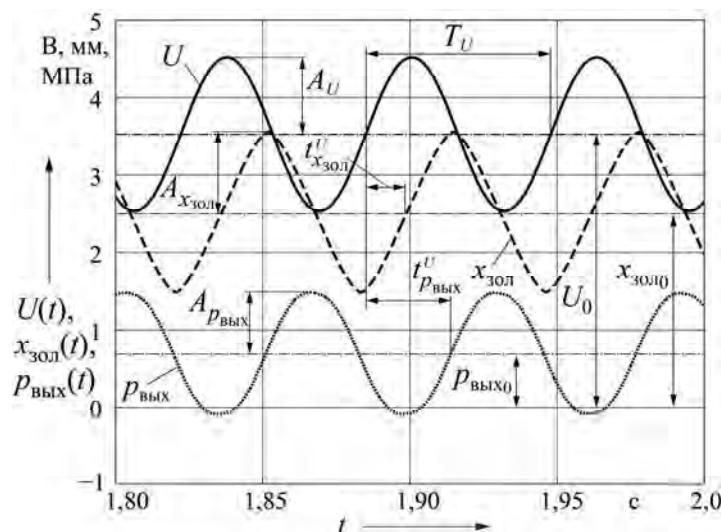


Рис. 2. Графики установившихся колебаний исследуемых процессов МСАУ с отображением параметров, используемых при определении АЧХ и ФЧХ

Для вычислений АЧХ и ФЧХ были разработаны и использованы специальные компьютерные программы.

Значения x_0 для каждого исследуемого процесса вычислены путём решения системы алгебраических уравнений, описывающих статическое состояние механизмов МСАУ при выбранной величине $U_0 = 3,5265$ В. При этом использовались уравнения (10), приведенные в [1]. Принятому U_0 соответствуют статические значения исследуемых процессов: $I_0 = 0,2074$ А; $x_{\text{я}0} = 0,045$ мм; $p_{\text{р.д}0} = 0,71453$ МПа; $x_{\text{зол}0} = 2,6206$ мм; $p_{\text{вых}0} = 0,68943$ МПа; $p_{\text{г.ц}0} = 0,68936$ МПа.

На рис. 3, а–е приведены полученные АЧХ исследуемых процессов МСАУ, а на рис. 4 – ФЧХ перемещения золотника $\varphi_{x_{\text{зол}}}^U(\nu)$ и давления на выходе золотникового клапана $\varphi_{p_{\text{вых}}}^U(\nu)$.

АЧХ и ФЧХ позволяют оценивать качество функционирования и устойчивость автоматической системы при осуществлении управления объектом (в данном случае – фрикционом гидро-

механической передачи). Управляющее воздействие $U(t)$ носит переменный, как правило, периодический характер, что может приводить к неустойчивой работе, возникновению резонансных колебаний с большими амплитудами. Такой режим работы автоматической системы недопустим.

АЧХ даёт представление о динамических свойствах системы при переменных периодических управляющих воздействиях и позволяет выявлять резонансные режимы. Относительные безразмерные значения АЧХ представляют собой по существу зависимости коэффициентов динамичности процессов от частоты воздействия. Интервал частот воздействия, при котором АЧХ $A_x^q(\nu)$ превышает значение $0,707x_0$, называют полосой пропускания системы. В полосе пропускания автоматическая система может воспроизводить высокочастотные помехи и существенно ухудшать показатели качества процесса управления. Поэтому желательно, чтобы ширина полосы пропускания была как можно меньше.

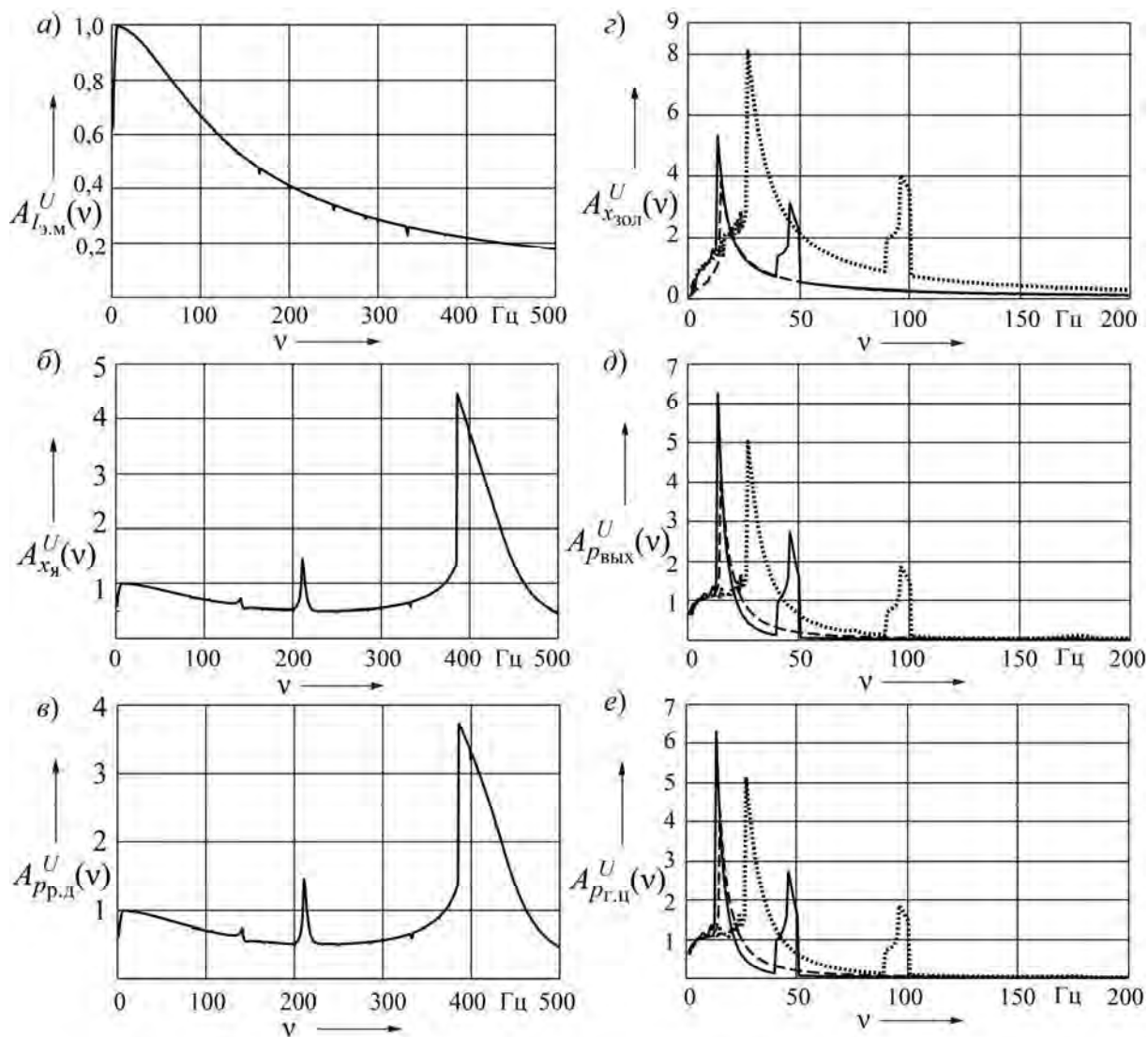


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики регулятора давления (а, б, в) и регулятора-распределителя МСАУ (з, д, е)

АЧХ, представленные на рис. 3, а–в, характеризуют свойства регулятора давления механизма управления фрикционом, а приведенные на рис. 3, з–е – свойства золотникового клапана регулятора-распределителя. Рассматривались три варианта конструктивного исполнения золотникового клапана, исследования переходных характеристик которого приведены в [1]. Первый вариант соответствовал образцу механизма, принятому к производству. Параметры этого варианта: соотношение диаметров поясков золотника $d_6/d_M = 1,083$; диа-

метры дросселей обратной связи и межкамерного $d_{о.с} = d_{м.к} = 0,8$ мм; величина перекрытия дросселирующих щелей золотника $\Delta_{п} = 0,2$ мм. Второй вариант – $\Delta = 0$ и $d_{о.с} = d_{м.к} = 0,8$; третий – $\Delta_{п} = 0,2$ и $d_{о.с} = d_{м.к} = 1,5$. Установлено, что изменение параметров золотникового клапана не отражается на частотных характеристиках регулятора давления. Это достигнуто установкой дросселя между рабочей камерой регулятора давления и камерой управления золотниковым клапаном – межкамерно-

го дросселя [1, рис. 2].

Как видно из рис. 3, *а*, резонансных режимов колебаний тока в обмотке электромагнита не наблюдается. Перемещение якоря электромагнита $x_{\text{я}}$ имеет две резонансные частоты: $\nu_{p1} = 210,9$ Гц и $\nu_{p2} = 386$ Гц. При ν_{p1} коэффициент динамичности и примыкающая полоса пропускания незначительны, поэтому регулятор давления обеспечивает устойчивое управление давлением $p_{\text{р.д}}$ в пределах частоты до 380 Гц (рис. 5, *в*). Более высокая частота воздействия маловероятна.

АЧХ золотникового клапана представлены на рис. 3, *г–е*. Они существенно отличаются от АЧХ регулятора давления. Количество резонансных режимов колебаний золотника $x_{\text{зол}}$ и значение коэффициента динамичности зависят от конструктивного исполнения золотникового клапана. АЧХ первого варианта конструктивного исполнения изображены на рис. 3, *г–е* сплошной линией, второго – штриховой линией, третьего – пунктиром. В первом варианте $\nu_{p1} = 13,53$ Гц, $\nu_{p2} = 46,15$ Гц; в третьем – $\nu_{p1} = 27,06$ Гц, $\nu_{p2} = 96,29$ Гц. Вторая резонансная частота возникает вследствие влияния положительного перекрытия. С уменьшением диаметров дросселей золотникового клапана $d_{\text{о.с}}$ и $d_{\text{м.к}}$ резонансные частоты снижаются, а полосы пропускания сужаются, т. е. результат оказывается противоречивым, поскольку улучшение показателей качества функционирования достигается повышением значений резонансных частот и снижением полосы пропускания. Аналогичные противоречия наблюдаются при увеличении диаметров дросселей (пунктирные линии на рис. 3, *г–е*).

Наилучшие динамические свойства золотникового клапана достигаются при нулевом перекрытии дросселирующих щелей $\Delta_{\text{п}} = 0$. Однако такой

вариант создаёт технологические проблемы точности изготовления золотниковой пары. Отрицательное же перекрытие неприемлемо из-за увеличения расхода рабочей жидкости на слив в процессе регулирования, что приводит к нестабильной работе системы управления на низкочастотных режимах вращения двигателя, когда возникает дефицит подачи насоса гидросистемы. Поэтому рекомендуется использовать положительное перекрытие, желательно в пределах $\Delta_{\text{п}} = 0,1 \dots 0,2$ мм.

На рис. 4 приведены фазово-частотные характеристики перемещения золотника $\varphi_{x_{\text{зол}}}^U(\nu)$ и давления на выходе $\varphi_{p_{\text{вых}}}^U(\nu)$ золотникового клапана с положительным перекрытием дросселирующих щелей. В полосе пропускания, примыкающей к первому резонансному режиму, сдвиг по фазе устремляется к частоте $-\pi$ рад (минус 180 град), причём сдвиг по фазе графика давления $p_{\text{вых}}(t)$ относительно гармонического сигнала воздействия $U(t)$ существенно больший, чем сдвиг графика перемещения золотника $x_{\text{зол}}(t)$. Но частоты колебаний всех трёх процессов $x_{\text{зол}}(t)$, $p_{\text{вых}}(t)$ и $U(t)$ одинаковы (см. рис. 2).

В полосе пропускания, примыкающей ко второму резонансу ν_{p2} , характер взаимного изменения амплитуд колебаний этих процессов претерпевает существенные изменения. Происходит автоматическая перенастройка частоты колебаний золотника и графика выходного давления. Их частота становится в три раза меньше, чем частота воздействия $U(t)$. Графики колебаний процессов $x_{\text{зол}}(t)$, $p_{\text{вых}}(t)$ и $U(t)$ при вхождении во вторую полосу пропускания при частоте $\nu = 41,38$ Гц ($\omega = 260$ рад/с) показаны на рис. 5, *а*, а при резонансной частоте $\nu_{p2} = 46,15$ Гц ($\omega_{p2} = 290$ рад/с) – на рис. 5, *б*.

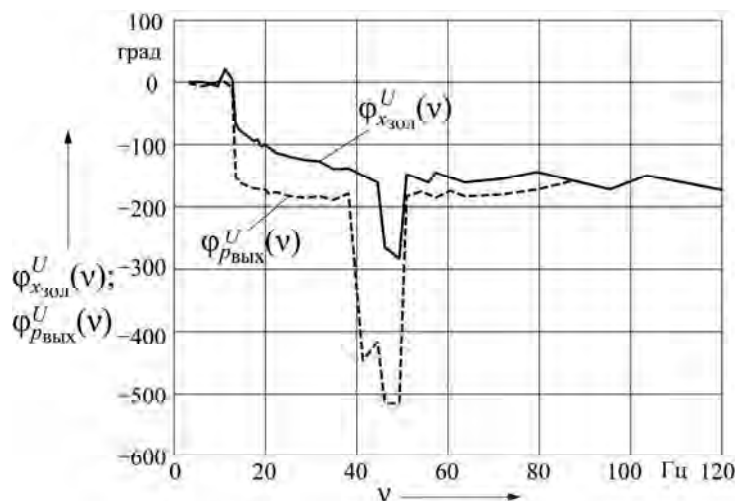


Рис. 4. Фазово-частотные характеристики золотникового клапана с положительным перекрытием

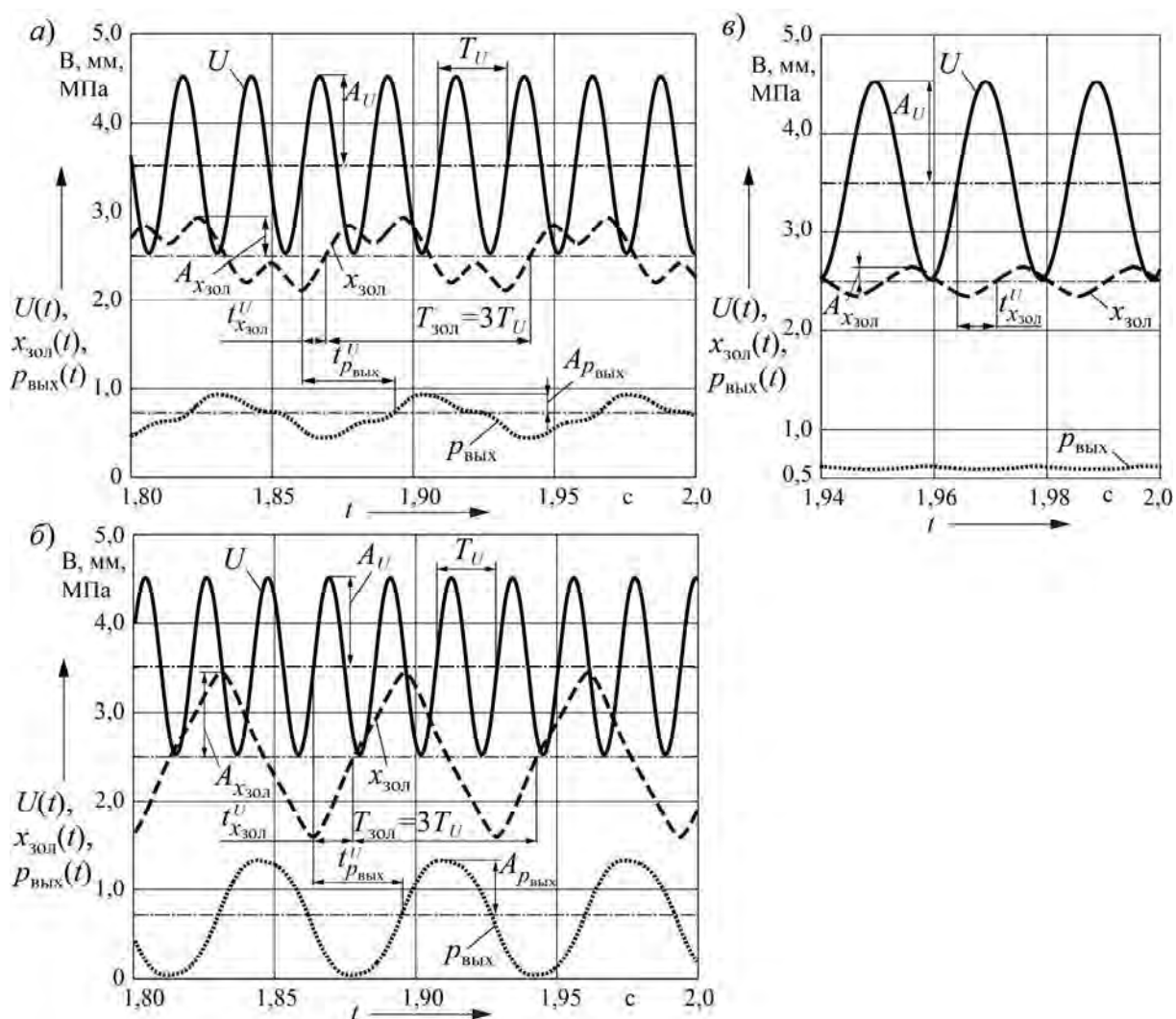


Рис. 5. Графики установившихся колебаний золотника $x_{зол}$ и выходного давления $p_{вых}$ в зависимости от частоты ν управляющего воздействия U : а – при частоте воздействия $\nu = 41,38$ Гц; б – при $\nu = 46,15$ Гц; в – при $\nu = 50$ Гц

Эти графики дают наглядное представление о прохождении перестройки колебательных процессов $x_{\text{зол}}(t)$ и $p_{\text{вых}}(t)$. Они существенно отклоняются от гармонической характеристики воздействия $U(t)$. При этом сдвиг по фазе между ними возрастает и достигает на резонансной частоте ν_{p2} для перемещения золотника $\varphi_{x_{\text{зол}}}^U(\nu)_{\text{max}} = 243$ град, а для давления – $\varphi_{p_{\text{вых}}}^U(\nu)_{\text{max}} = 527$ град.

При выходе из полосы пропускания, примыкающей к резонансу ν_{p2} , исходная частота колебаний процессов $x_{\text{зол}}(t)$ и $p_{\text{вых}}(t)$ восстанавливается и сдвиг по фазе сокращается, что видно из рис. 5, г. Амплитуды колебаний этих процессов резко уменьшаются.

У золотникового клапана с нулевым перекрытием эффект перенастройки частоты колебаний отсутствует.

Выводы

1. Предложена методика определения амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик системы автоматического управления, основанная на использовании результатов интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений математической модели исследуемого объекта.

2. Получены АЧХ и ФЧХ мехатронной системы управления фрикционными гидромеханической передачи с автоматическим переключением передач, на основе которых выполнена оценка показателей качества процесса функционирования и устойчивости созданной МСАУ для карьерных самосвалов БелАЗ.

3. Получены значения резонансных частот и коэффициентов динамичности процессов функционирования компонентов МСАУ, определены полосы пропускания вибраций при осу-

ществлении управления с периодическим характером изменения управляющего воздействия.

4. Резонансная частота регулятора давления существенно выше (в 4–10 раз) резонансных частот регулятора-распределителя и почти не оказывает влияния на динамичность характеристики формируемого выходного давления МСАУ.

5. Установлено, что АЧХ регулятора давления созданной МСАУ не зависят от параметров золотникового клапана регулятора-распределителя, формирующего выходной сигнал давления управления фрикционным гидромеханической передачи. Это достигнуто установкой дросселя между рабочей камерой регулятора давления и камерой управления золотниковым клапаном – межкамерного дросселя.

6. Выбор конструктивных параметров золотникового клапана регулятора-распределителя существенно влияет на показатели качества процессов управления давлением фрикционных гидромеханической передачей. Минимальные коэффициенты динамичности колебаний золотника и выходного давления достигаются при нулевом перекрытии дросселирующих щелей золотникового клапана. Увеличение диаметров дросселя обратной связи золотникового клапана и межкамерного дросселя сдвигает резонансные частоты в область более высоких частот и приводит к возрастанию коэффициента динамичности.

7. В полосе пропускания, перекрывающей вторую резонансную частоту колебаний золотникового клапана с положительным перекрытием, происходит автоматическая перенастройка колебательного процесса, сопровождаемая снижением частоты колебаний золотника в 3 раза по сравнению с частотой управляющего воздействия, а их колебания происходят в противофазе. При нулевом перекрытии такой эффект отсутствует.



8. Применение предложенной методики позволяет проектировать системы автоматического управления с вы-

сокими показателями качества и устойчивости процесса функционирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Моделирование мехатронной системы управления фрикционами переключения передач автоматической трансмиссии автомобиля / В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 2 (55). – С. 108–118.
2. **Тарасик, В. П.** Методика проектирования механизма управления фрикционами гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Грузовик. – 2016. – № 6. – С. 3–12.
3. Двухступенчатый электрогидравлический механизм управления давлением : пат. 2 459 982 РФ, МПК F 15B 13/043; F 16H 61/06. / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин и др. ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т ; заявл. 30.11.2010 ; опубл. 27.08.2012. Бюл № 24. – 13 с.
4. Мехатронная система управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, А. Н. Егоров, В. В. Региня // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
5. **Ксенович, И. П.** Теория и проектирование автоматических систем / И. П. Ксенович, В. П. Тарасик. – Москва : Машиностроение, 1996. – 479 с.
6. **Бесекерский, В. А.** Теория систем автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – Санкт-Петербург : Профессия, 2003. – 752 с.

Статья сдана в редакцию 30 июня 2017 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avto@bru.mogilev.by.