

УДК 681.527

Слюсаренко Ю.А., Галушка Ю.В.

**УЛУЧШЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ  
МАШИН В ПОВОРОТЕ ЗА СЧЁТ СИНТЕЗА ЦИФРОВОГО РЕГУЛЯТОРА,  
ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕГО ГЛАДКИЕ ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ  
В ГИДРОСИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ СТУПЕНЧАТЫМИ  
БОРТОВЫМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ**

**Постановка задачи.** Динамические показатели подвижности и управляемости военных гусеничных машин (ВГМ) существенно зависят от технических характеристик и принципов построения системы управления движением. Анализ динамических процессов управления поворотом ВГМ, показывает, что полная реализация характеристик подвижности, обусловленных ростом удельной мощности силовой установки, может быть обеспечена за счёт применения цифровых систем автоматизированного управления поворотом (САУП). На протяжении последних лет в КП ХКБМ им. А.А. Морозова ведутся работы по созданию целого ряда цифровых систем автоматизированного управления движением ВГМ с бортовыми ступенчатыми планетарными коробками передач (БКП), описание работы которых приведено в [9÷11]. Данные системы являются дальнейшим развитием механогидравлических систем управления и используют тот же способ поворота - включение  $n-I^{ii}$  передачи на отстающем борту. Быстродействующие цифровая аппаратура управления, реализующая пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) регулятор, электрогидроклапаны пропорционального действия и гидравлические механизмы управления (МУ) БКП, входящие в состав САУП, позволяют значительно повысить быстродействие и точность управления по сравнению с ручными механогидравлическими системами.

В настоящее время в разработанных и прошедших ходовые испытания САУП, используется широтно-импульсно-модулированный (ШИМ) закон управления электрогидроклапанами механизмов управления левой и правой БКП, скважность которого пропорциональна величине управления.

Однако, ШИМ закон управления не позволяет получить требуемую плавность управления, особенно это заметно при входе в поворот рис. 1, поскольку сам является одним из источников низкочастотных возмущений в гидросистеме управления трансмиссией. Известно [12], что момент замыкания фрикционных устройств (ФУ) в БКП, определяющий динамику движения в повороте ВГМ, существенно зависит от текущего значения давления масла подаваемого на управление в бустера ФУ, номера включенной передачи, характеристик грунта и скорости движения. Поэтому для повышения плавности управления ВГМ в повороте кроме высокого быстродействия САУП требуется гладкость и непрерывность регулирования давления масла в бустерах ФУ для управляемого их буксования с целью получения различных радиусов поворота, задаваемых штурвалом.

Гладкость и непрерывность переходных процессов при регулировании давления в бустерах ФУ БКП может быть достигнута при формировании на каждом такте работы САУП сигнала управления в виде напряжения кусочно-линейной формы рис.2, подаваемого на обмотки электромагнитов пропорциональных электрогидроклапанов сцепления-поворота (ЭГКСП<sub>лев/прав</sub>), установленных на входе в МУ левой и правой БКП. Это позволяет существенно сгладить пульсации давления рабочей жидкости в бустерах ФУ трансмиссии в процессе их буксования. Проблема возможного «зависания» гидро

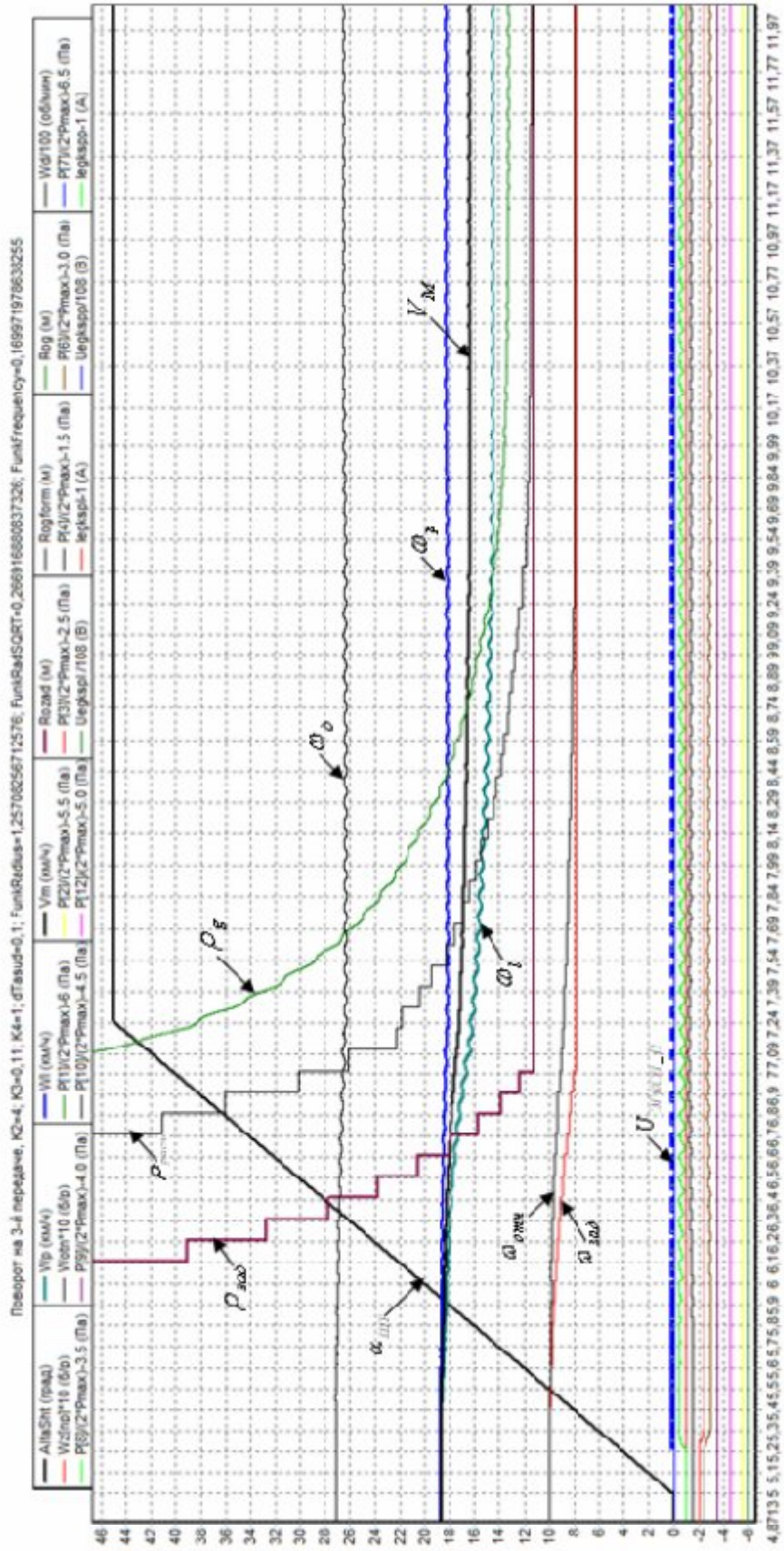


Рис. 1. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУПшим (увеличено).  
Имеют место колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя ( $\omega_D$ ), левого ( $\omega_L$ ) и правого ( $\omega_P$ ) ведущего колеса, а так же колебания действительного радиуса поворота изделия ( $\rho_g$ )

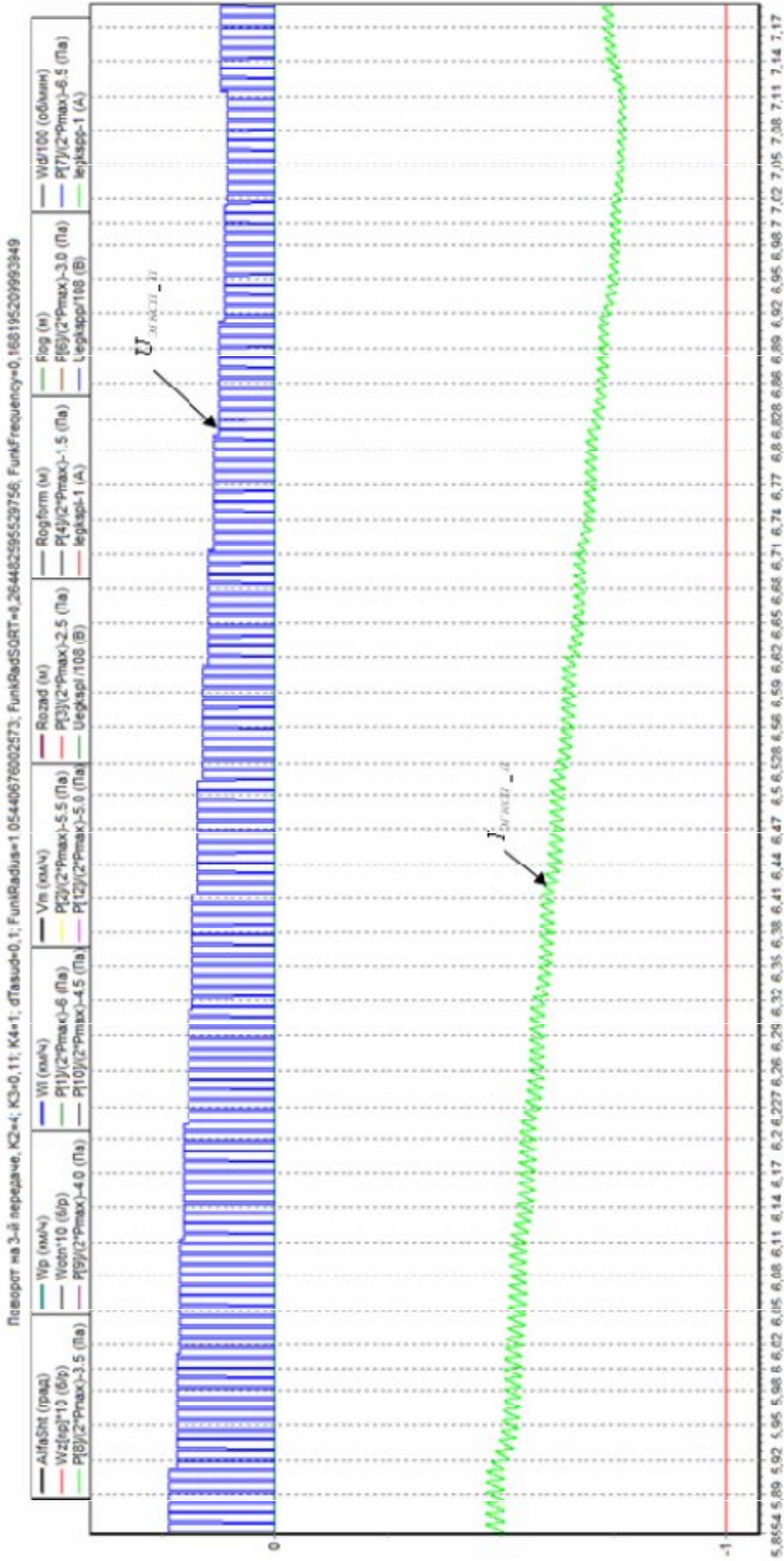


Рис. 2. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУП<sub>кл</sub> (увеличено). Зависимость тока ( $I_{ЭГКСП\_П}$ ) в обмотке ЭГКСП<sub>прав</sub> от напряжения управления ( $U_{ЭГКСП\_П}$ ) – кусочно-линейного сигнала управления с наложенным асцелирующим сигналом

золотников управления, вследствие их облитерации, может быть решена путём наложения асцелирующего сигнала рис.2 на сигнал управления ЭГКСП<sub>лев/прав</sub>.

Таким образом, обеспечение гладкости и непрерывности регулирования давления в бустерах ФУ за счёт синтеза цифрового регулятора системы автоматизированного управления поворотом с кусочно-линейным (КЛ) законом управления пропорциональными электрогидроклапанами, обеспечивающим гладкие переходные процессы в гидросистеме управления ступенчатыми планетарными БКП, является актуальной задачей.

#### **Цель работы.**

Целью настоящей работы является обеспечение плавного изменения радиуса поворота ВГМ за счёт улучшения гладкости переходных процессов в гидросистеме управления трансмиссией путём использования в цифровой системе автоматизированного управления поворотом вместо широтно-импульсно-модулированного закона – кусочно-линейного закона управления электрогидравлическими механизмами управления БКП.

#### **Методы исследования.**

Для достижения поставленной цели использовались следующие методы исследования:

- анализ осциллограмм переходных процессов параметров объекта управления и работы САУП<sub>ШИМ</sub> в процессе ходовых испытаний ВГМ, см. рис. 3;
- метод математического моделирования динамических процессов криволинейного движения ВГМ на горизонтальной местности [2], [12], [13];
- вариационный метод определения оптимальных коэффициентов усиления цифрового пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора [9];
- анализ качества переходных процессов параметров объекта управления, полученных при математическом моделировании криволинейного движения ВГМ в сравнении с осциллограммами параметров объекта управления и работы САУП<sub>ШИМ</sub> при проведении ходовых испытаний.

#### **Принципы построения САУП ВГМ.**

На рис. 4 приведена развёрнутая функциональная схема работы цифрового пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора САУП<sub>КЛ</sub> ВГМ, формирующая кусочно-линейный закон управления.

Сигналы с индуктивных датчиков частоты вращения левого и правого ведущих колёс (блоки 2 и 8 рис. 4) после преобразования и фильтрации поступают на вход блока 4 для вычисления относительной частоты вращения ведущих колёс  $\omega_{отн(i)}$ , определяющей текущее измеренное значение радиуса поворота ВГМ [1], [5], [6], [12] на  $i$ -м такте работы САУП, и далее, значение  $\omega_{отн}$  поступает в блок 12 для вычисления её производной  $\dot{\omega}_{отн}$ .

Одновременно сигналы с датчика положения штурвала  $\alpha_{шт}$  и датчика номера включенной передачи  $n$  поступают на вход блока 9 для вычисления заданного штурвалом (т.е. задаваемого водителем в процессе движения в зависимости от дорожных условий) текущего требуемого значения относительной частоты вращения ведущих колёс  $\omega_{зад(n)}$ , определяющей величину радиуса поворота ВГМ, при этом в блоке 14 вычисляется её производная  $\dot{\omega}_{зад(n)}$ .

На каждом такте работы САУП<sub>КЛ</sub> на вход блока 15 поступают значения параметров  $\omega_{отн}$ ,  $\dot{\omega}_{отн}$ ,  $\omega_{зад(n)}$ ,  $\dot{\omega}_{зад(n)}$  для вычисления текущего значения величины управления  $\varepsilon$ .

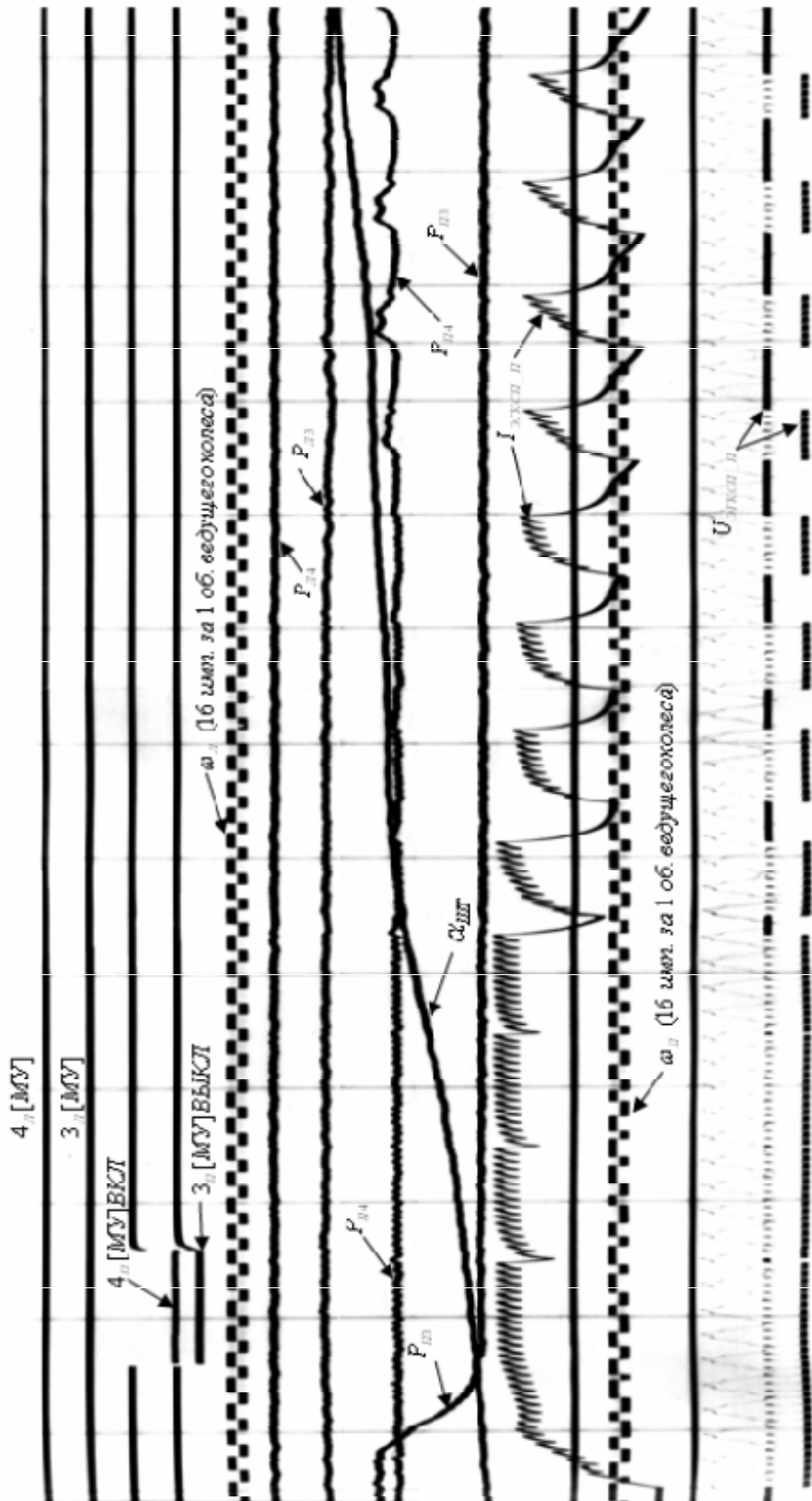


Рис. 3. Осцилограммы параметров ВГМ, оборудованной САУЩим с ШИМ сигналом управления ЭГКСП, движение на третьей передаче (начало поворота)

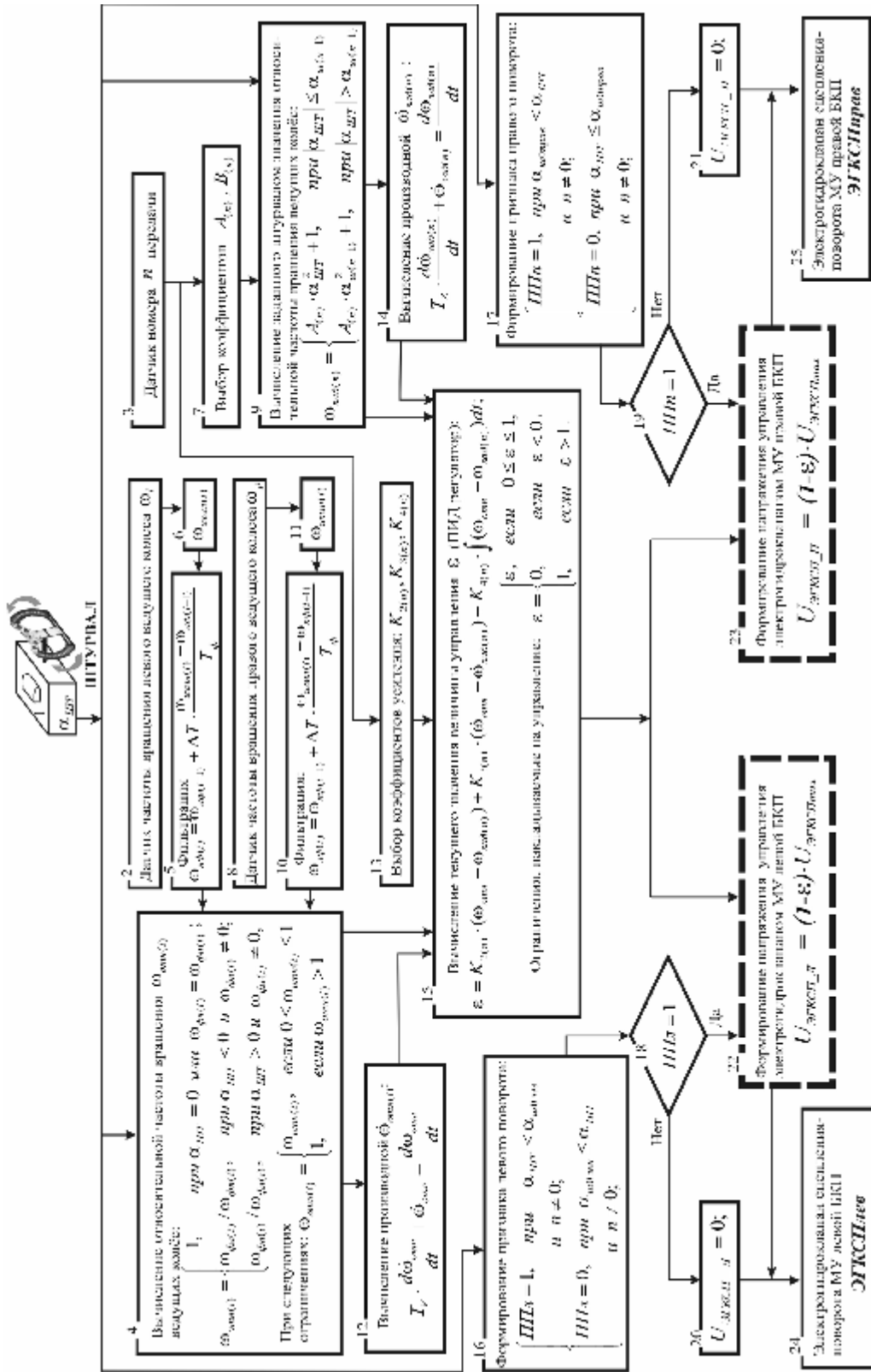


Рис. 4. Функциональная схема цифрового регулятора SAU1\_KL\_VGM, формирующего кусочно-линейный сигнал управления ЭГКСП<sub>прав</sub>/ЭГКСП<sub>лев</sub>

Коэффициенты усиления  $K_{2(n)}$ ,  $K_{3(n)}$  и  $K_{4(n)}$  ПИД-регулятора определяются для каждого значения номера включенной передачи в соответствии с вариационным методом [9].

В блоках 16 и 17 формируются значения признаков соответственно левого и правого поворота в зависимости от угла поворота штурвала и номера  $n$  включенной передачи.

В зависимости от направления поворота изделия, которое определяется в блоках 18 или 19 схемы рис. 4, в блоках 22 или 23, на каждом такте работы САУП<sub>КЛ</sub>, происходит формирование текущего ступенчатого кусочно-линейного значения напряжения управления соответственно левым  $U_{ЭГКСП\_Л}$  или правым  $U_{ЭГКСП\_П}$  электрогидроклапаном сцепления-поворота, пропорционально величине управления  $\varepsilon$ , вычисляемой в соответствии с ПИД-законом управления блок 15 рис. 4:

$$U_{ЭГКСП\_Л} = (1-\varepsilon) \cdot U_{ЭГКСП_{max}}, \quad (1)$$

$$U_{ЭГКСП\_П} = (1-\varepsilon) \cdot U_{ЭГКСП_{max}}, \quad (2)$$

где:  $U_{ЭГКСП_{max}} = 27$  В – максимальное значение напряжения управления,  $\varepsilon$  - величина управления,  $\Delta T$  – такт работы алгоритма.

Выражения (1) и (2) записаны с учётом конструкции электрогидроклапанов и гидрозолотников МУ, т.е. чем ниже величина напряжения  $U_{ЭГКСП\_Л}/U_{ЭГКСП\_П}$  на обмотке соответствующего электромагнита (при  $\varepsilon \rightarrow 1$ ), тем выше давление масла, подаваемого через гидрозолотники управления в бустера соответствующей пары ФУ БКП. При  $\varepsilon = 1$ , на отстающем борту полностью включена  $n-1$  передача.

Пунктиром на рис. 4 (см. блоки 22, 23) и рис. 5 (см. блоки 22, 23, 26 и 27) показаны отличия функциональных схем предлагаемого цифрового регулятора САУП<sub>КЛ</sub>, формирующего кусочно-линейный сигнал управления и цифрового регулятора САУП<sub>ШИМ</sub>, формирующего широтно-импульсно-модулированный сигнал управления электрогидроклапанами ЭГКСП<sub>прав</sub>/ЭГКСП<sub>лев</sub> сцепления-поворота соответственно.

Здесь:  $\Delta T$  – длительность такта работы алгоритма управления, [с],  $t_{упр}$  – длительность ШИМ сигнала управления [с].

#### **Построение математической модели электрогидравлических исполнительных механизмов.**

На основании анализа осциллограмм напряжения и тока в обмотках электромагнитов, величин давления в бустерах БКП, полученных в процессе движения БГМ в повороте рис. 3, учитывая конструкцию электрогидроклапанов сцепления-поворота FTDRE\_2К [8], [18] и особенностей подключения гидрозолотников управления в МУ рис. 6, методом математического моделирования разработаны математические модели электрогидравлических исполнительных механизмов ЭГКСП<sub>лев/прав</sub>, представленные в виде системы дифференциальных уравнений (3) ... (10):

$$T_2^2 \frac{d^2 I_{ЭГКСП\_Л}}{dt^2} + T_1 \frac{dI_{ЭГКСП\_Л}}{dt} + I_{ЭГКСП\_Л} = k_1 \cdot U_{ЭГКСП\_Л}; \quad (3)$$

$$T_3^2 \frac{d^2 P_{ЭГК\_Л}}{dt^2} + 2 \cdot \xi_1 \cdot T_3 \frac{dP_{ЭГК\_Л}}{dt} + P_{ЭГК\_Л} = k_2 \cdot I_{ЭГКСП\_Л}; \quad (4)$$

$$T_4^2 \frac{d^2 P_{СЛИВА\_Л}}{dt^2} + 2 \cdot \xi_2 \cdot T_4 \frac{dP_{СЛИВА\_Л}}{dt} + P_{СЛИВА\_Л} = k_3 \cdot P_{ЭГК\_Л}; \quad (5)$$

$$P_{ЭГКСП\_Л} = P_{max} - P_{СЛИВА\_Л}; \quad (6)$$

$$T_2^2 \frac{d^2 I_{\text{ЭГКСП\_П}}}{dt^2} + T_1 \frac{dI_{\text{ЭГКСП\_П}}}{dt} + I_{\text{ЭГКСП\_П}} = k_1 \cdot U_{\text{ЭГКСП\_П}}; \quad (7)$$

$$T_3^2 \frac{d^2 P_{\text{ЭГК\_П}}}{dt^2} + 2 \cdot \xi_1 \cdot T_3 \frac{dP_{\text{ЭГК\_П}}}{dt} + P_{\text{ЭГК\_П}} = k_2 \cdot I_{\text{ЭГКСП\_П}}; \quad (8)$$

$$T_4^2 \frac{d^2 P_{\text{СЛИВА\_П}}}{dt^2} + 2 \cdot \xi_2 \cdot T_4 \frac{dP_{\text{СЛИВА\_П}}}{dt} + P_{\text{СЛИВА\_П}} = k_3 \cdot P_{\text{ЭГК\_П}}; \quad (9)$$

$$P_{\text{ЭГКСП\_П}} = P_{\text{max}} - P_{\text{СЛИВА\_П}}; \quad (10)$$

где:  $U_{\text{ЭГКСП\_Л}}$ ,  $U_{\text{ЭГКСП\_П}}$  – напряжение [В] на обмотке электромагнита соответственно левого и правого электрогидроклапана сцепления поворота;

$I_{\text{ЭГКСП\_Л}}$  и  $I_{\text{ЭГКСП\_П}}$  – величина тока [А] в обмотке электромагнитов;

$T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  и  $T_4$  – постоянные времени [с] звеньев;

$k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$  – коэффициенты усиления;

$\xi_1$  и  $\xi_2$  – параметры затухания колебательных звеньев;

$P_{\text{max}}$  – максимальное значение давления [Па] масла, развиваемое насосом;

$P_{\text{ЭГКСП\_Л}}$  и  $P_{\text{ЭГКСП\_П}}$  – давление масла [Па], подаваемого в МУ левой и правой БКП соответственно, см. рис. 6.

$P_{\text{СЛИВА\_Л}}$  и  $P_{\text{СЛИВА\_П}}$  – давление масла [Па], на слив левой и правой БКП соответственно, см. рис. 6.

Динамическая зависимость тока от напряжения в обмотке пилотных электрогидроклапанов ЭГКСП<sub>лев</sub> и ЭГКСП<sub>прав</sub> [3], [14], [16] достаточно хорошо может быть описана дифференциальным уравнением аperiodического звена второго порядка (3) и (7), см. рис. 2, рис. 3, рис. 7, рис. 8 и рис. 9.

Динамика работы гидромеханической составляющей ЭГКСП<sub>лев</sub> и ЭГКСП<sub>прав</sub> [3], [14] может быть представлена дифференциальным уравнением колебательного звена (4) и (8).

Динамика работы гидрозолотников управления, учитывая присутствие в их конструкции упругого элемента (возвратной пружины) [3], [14] так же может быть описана с помощью дифференциального уравнения колебательного звена (5) и (9).

### **Математическая модель криволинейного движения ВГМ.**

Исследование динамических параметров движения гусеничной машины с учётом переходных процессов в МТУ осуществлялось методом математического моделирования на основе замкнутой динамической модели движения ВГМ [1], [7], [13], [17], включающей математические модели двигателя и трансмиссии, математическую модель силового взаимодействия корпуса ВГМ и грунта с заданными характеристиками, а так же математическую модель криволинейного движения ВГМ на горизонтальной местности в неподвижной системе координат [2], [12], дополненную вновь разработанными математическими моделями:

- систем автоматизированного управления поворотом САУП<sub>КЛ</sub> и САУП<sub>ШИМ</sub>, реализующими соответственно кусочно-непрерывный закон управления, см. блоки 22 и 23 рис. 4 и ШИМ закон управления, см. блоки 22, 23, 26 и 27 рис. 5;
- электрогидроклапанов сцепления-поворота (ЭГКСП<sub>лев/прав</sub>) (3)...(10);
- механизмов управления БКП [9].



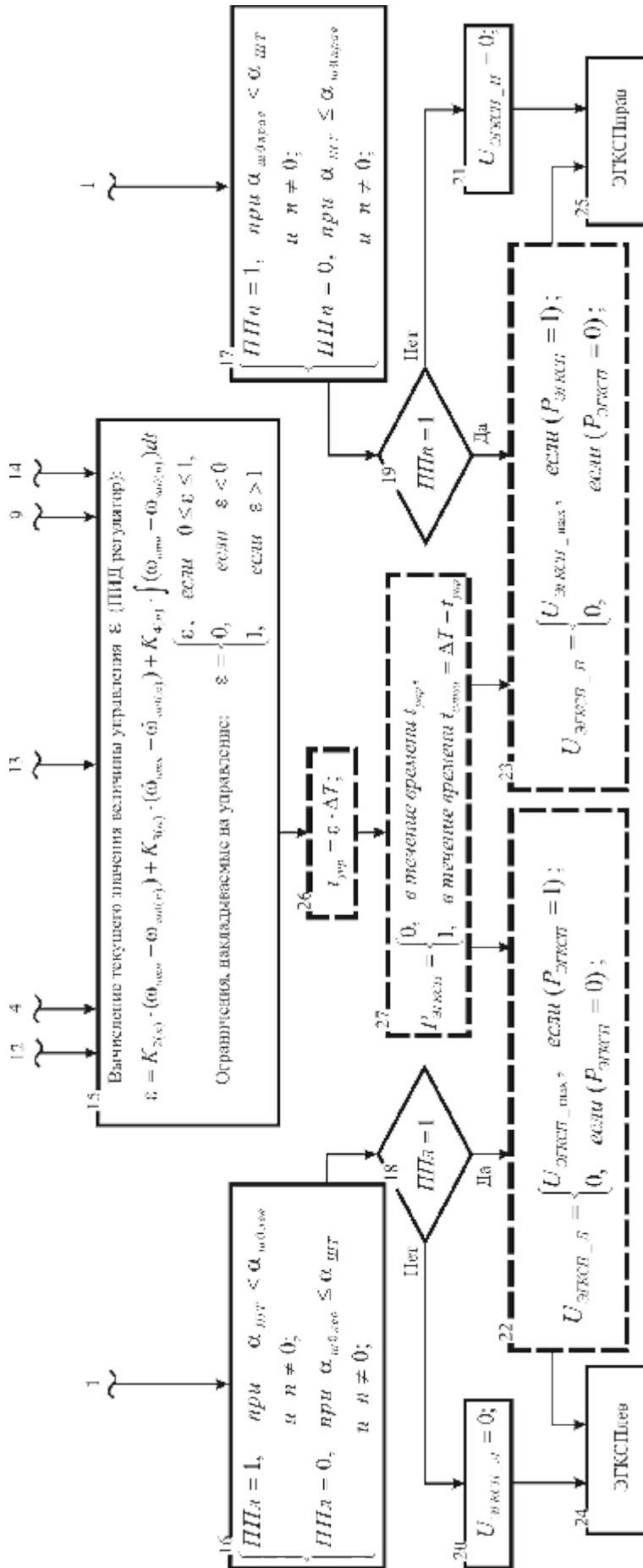


Рис. 5. Особенности функциональной схемы (показаны пунктиром) цифрового регулятора САУПцим ВГМ, формирующего ШИМ сигнал управления ЭГКСПправ / ЭГКСПлев

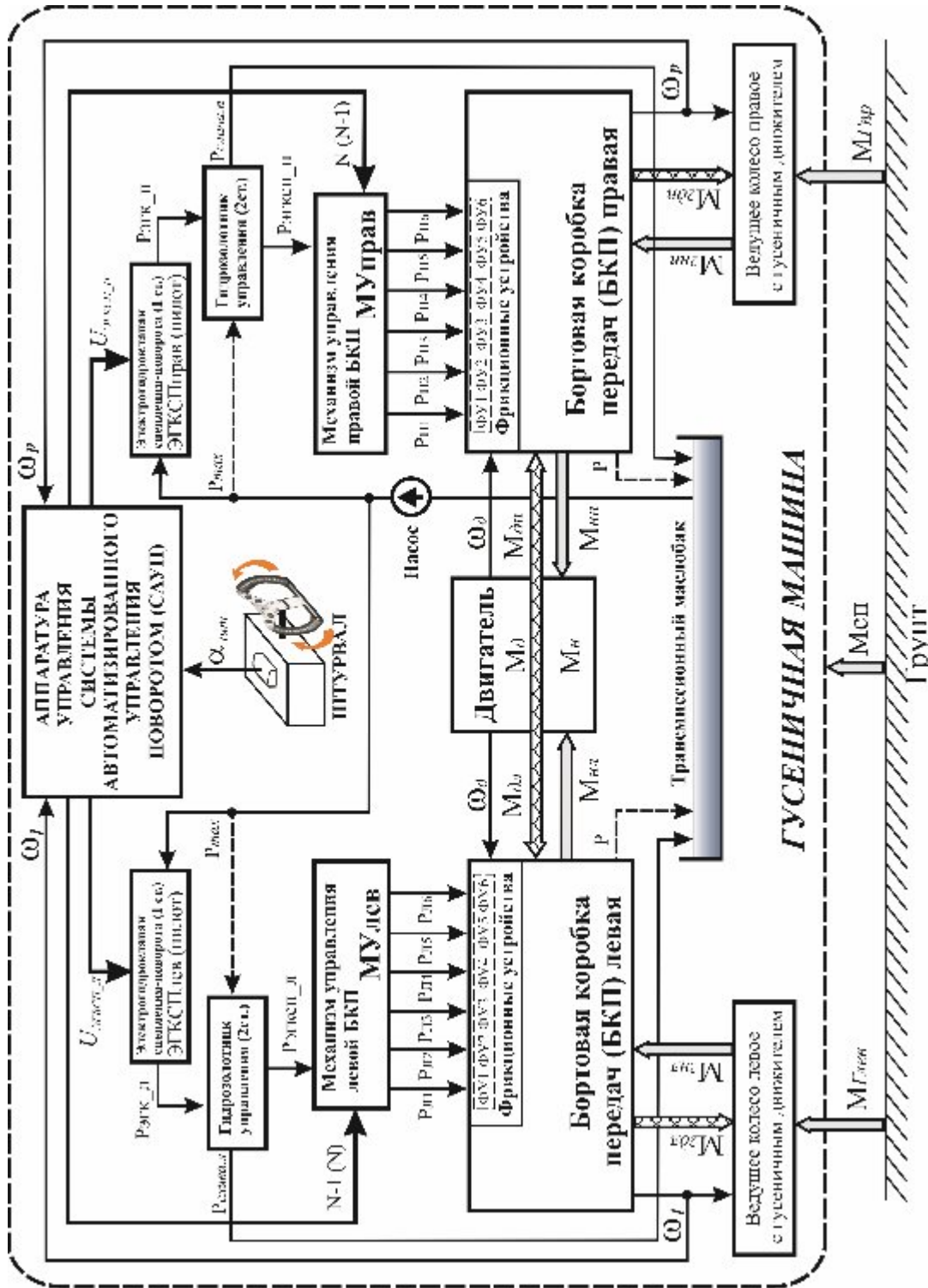


Рис. 6. Структурная схема математической модели силового взаимодействия МГУ, корпуса ВГМ и грунта

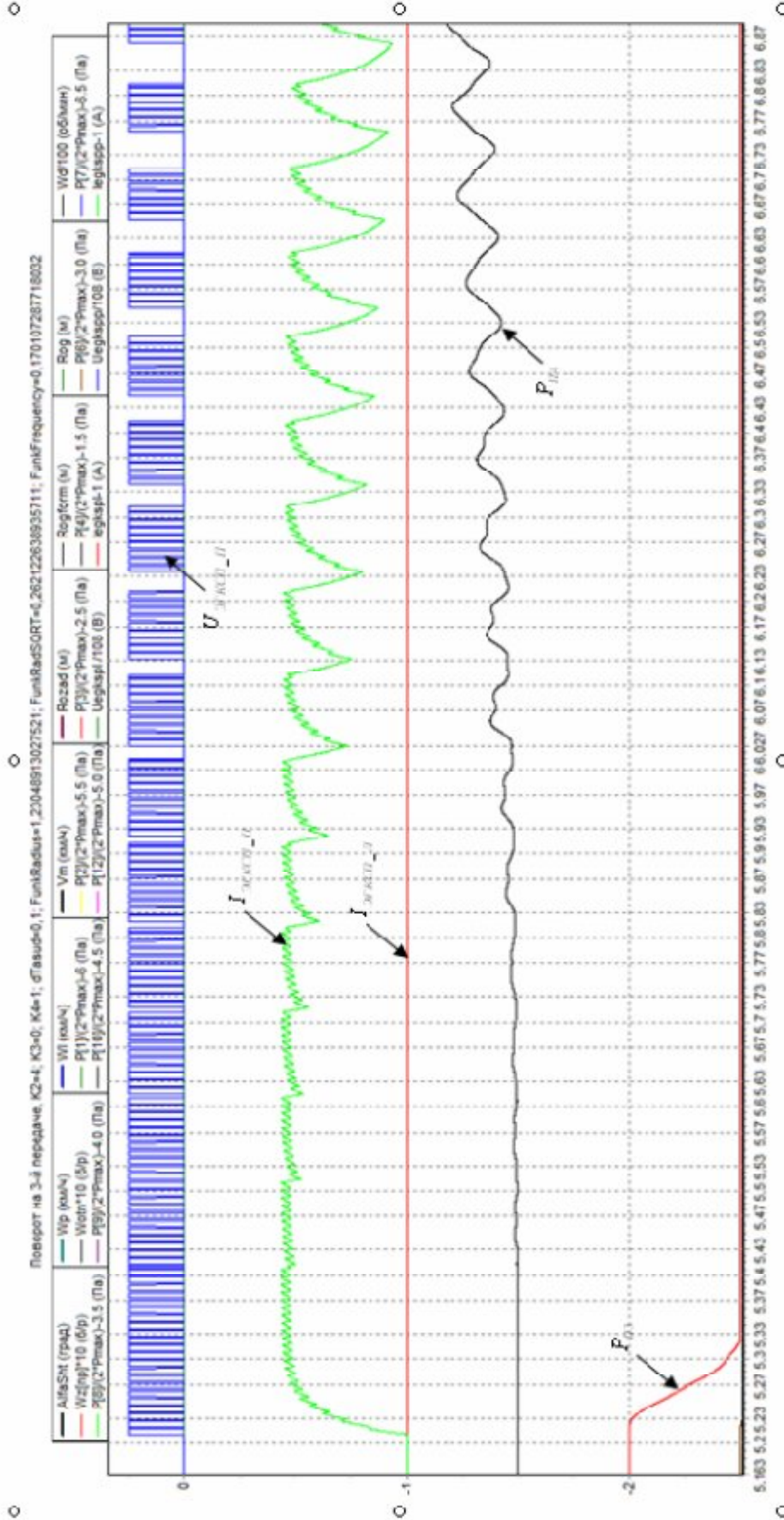


Рис. 7. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУПшим (увеличено).  
 Давление в бустерах БКП ( $P_{ПЗ}$ ) и ( $P_{П4}$ ) и ( $P_{П3}$ ) в зависимости от напряжения ( $U_{ЭГКСП_П}$ )  
 и тока ( $I_{ЭГКСП_П}$ ) управления

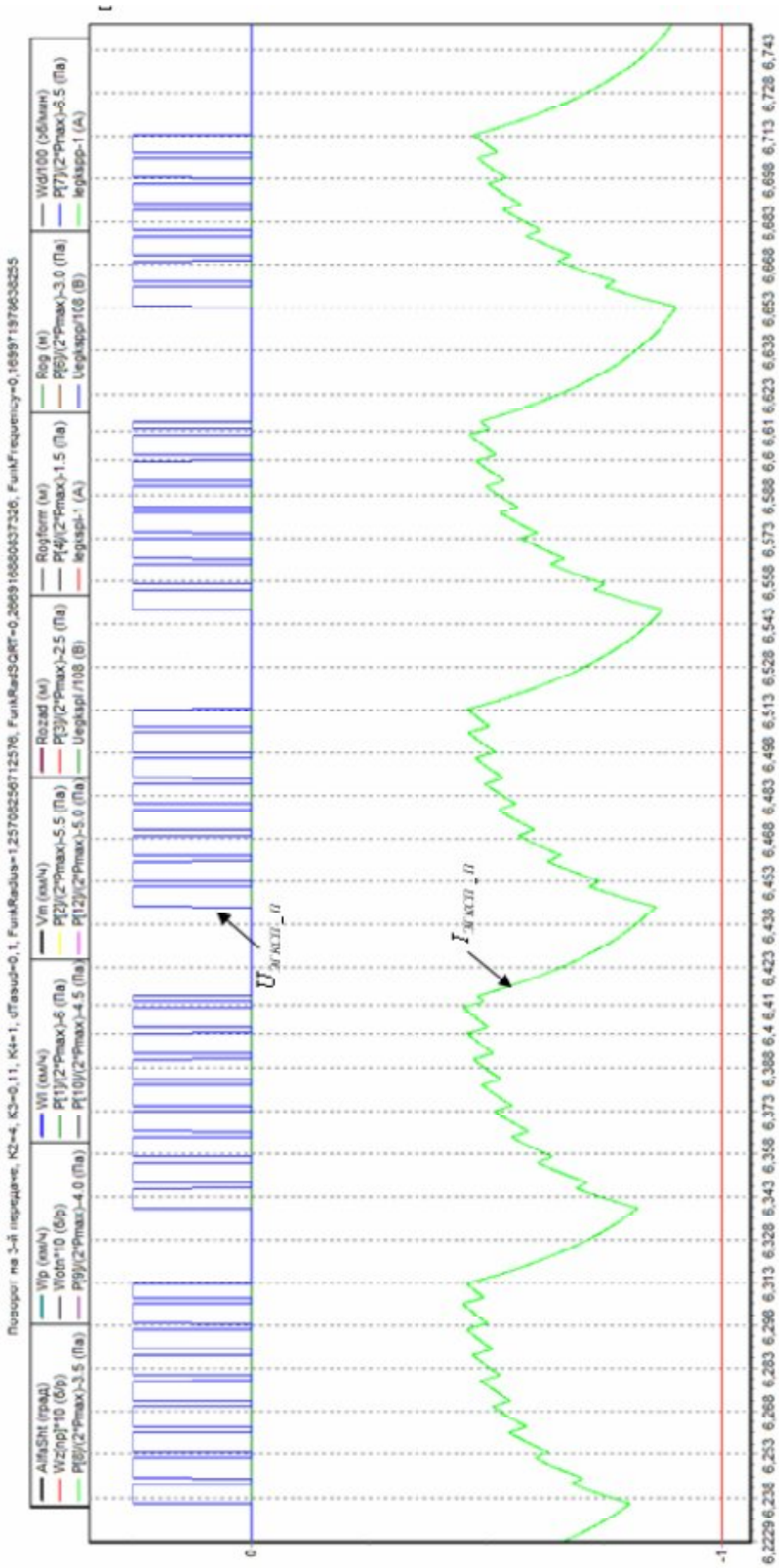


Рис. 8. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУП<sub>ШИМ</sub> (увеличено).  
 Зависимость тока ( $I_{\text{ЭГКСП}} \cdot \Pi$ ) в обмотке ЭГКСП<sub>прав</sub> от напряжения управления ( $U_{\text{ЭГКСП}} \cdot \Pi$ ) – ШИМ сигнала управления  
 с наложенным асцелирующим сигналом

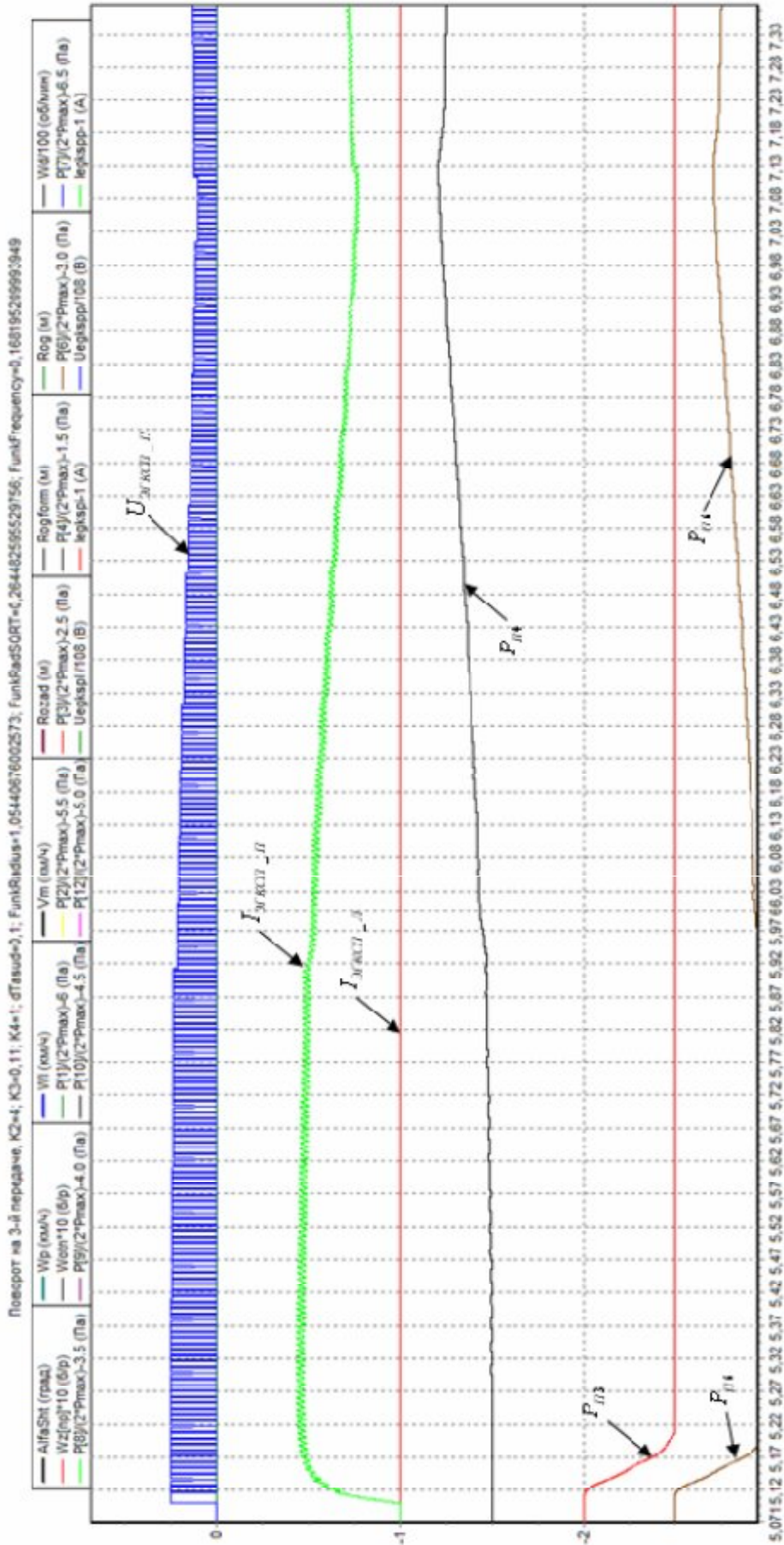


Рис. 9. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУП<sub>кл</sub> (увеличено).  
Давление в бустерах БКП ( $P_{13}$ ), ( $P_{14}$ ) и ( $P_{15}$ ) в зависимости от напряжения ( $U_{ЭКСП\_п}$ ) и тока ( $I_{ЭКСП\_п}$ ) управления

На рис. 6 приведена структурная схема математической модели силового взаимодействия МГУ, корпуса ВГМ и грунта

На структурной схеме приняты следующие обозначения:

$U_{ЭГКСП\_Л}$ ,  $U_{ЭГКСП\_П}$  - напряжение управления прикладываемое к обмотке электромагнитов соответственно левого и правого электрогидроклапана сцепления-поворота;

$P_{max}$  – максимальное значение давления масла, подаваемого с выхода насоса на вход левого и правого электрогидроклапана сцепления-поворота и гидрозолотников управления;

$P_{ЭГКСП\_Л}$ ,  $P_{ЭГКСП\_П}$  – текущее значение давления масла, подаваемого на управление на входе в МУ;

$N$  ( $N-1$ ) –команды, формируемые САУП, на включение требуемой пары электрогидроклапанов, обеспечивающих подачу масла через МУ в соответствующую пару бустеров фрикционных устройств БКП, для включения  $N^{й}$  ( $N-1$ )<sup>й</sup> передачи на отстающем борту ВГМ;

$P_{Л1}...P_{Л6}$ ,  $P_{П1}...P_{П6}$  – действующие значения величин давления масла в бустерах фрикционных устройств соответственно левой и правой БКП;

$\omega_d$  – частота вращения коленчатого вала двигателя;

$\omega_l$ ,  $\omega_p$  – частоты вращения соответственно левого и правого ведущих колёс;

$M_d$  – крутящий момент двигателя;

$M_{Гпр}$  и  $M_{Глев}$  - моменты сопротивления прямолинейному движению;

$M_{СП}$  - момент сопротивления повороту;

$M_{2нл}$  и  $M_{2нп}$  - моменты статических и динамических нагрузок, нагружающие выходные валы бортовых коробок передач;

$M_{нп}$  и  $M_{нл}$  – трансформированные моменты статических и динамических нагрузок, нагружающие двигатель суммарным моментом нагрузки  $M_n = M_{нл} + M_{нп}$ .

Учет действий водителя осуществлялся заданием управляющих воздействий в виде внешних функций времени, задающих положение органа управления - штурвала  $\alpha_{шт}$ , номера текущей передачи и положения педали подачи топлива.

### **Математическое моделирование криволинейного движения ВГМ.**

Математическое моделирование работы системы автоматизированного управления поворотом САУП<sub>КЛ</sub> с кусочно-линейным законом управления пропорциональными электрогидроклапанами сцепления-поворота рис.4 выполнялось в сравнении с САУП<sub>ШИМ</sub>, построенной на базе широтно-импульсно-модулированного сигнала управления рис. 5 с целью исследования динамики гусеничной машины, как объекта управления, с учётом взаимодействия гусеничного движителя с грунтом и переходных процессов, протекающих в бортовых коробках передач, при криволинейном движении на горизонтальной местности.

Для сравнительного анализа работы САУП<sub>КЛ</sub> и САУП<sub>ШИМ</sub> в процессе моделирования криволинейного движения ВГМ основными исследуемыми параметрами были выбраны следующие:

- текущие значения величин давления масла, подаваемого через МУ на управление в бустера фрикционных устройств:  $P_{П1}...P_{П6}$ ,  $P_{Л1}...P_{Л6}$  соответственно правой и левой КП (рис. 3, рис.7 и рис.9) для оценки качества и гладкости переходных процессов в силовой передаче;

- частота вращения коленчатого вала двигателя  $\omega_d$ , частоты вращения правого  $\omega_p$  и левого  $\omega_l$  ведущих колёс (линейные скорости перематывания гусениц правого и левого борта ВГМ), мгновенное значение линейной скорости центра масс  $V_M$  и дей-

ствительный  $\rho_g$  радиус поворота ВГМ с учётом юза и буксования гусениц (рис. 1, 10, 11 и рис. 12, 13, 14), которые получены в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений криволинейного движения изделия [9], [10];

- заданный  $\rho_{зад}$  и расчётный  $\rho_{расч}$  кинематические радиусы поворота корпуса ВГМ, использующиеся для оценки точности работы САУП.

Расчётный кинематический радиус поворота ВГМ (без учёта «юза» и буксования гусениц) определяется известным соотношением [13]:

$$\rho = \frac{\omega_{заб} + \omega_{отст}}{\omega_{заб} - \omega_{отст}} \cdot \frac{B}{2} = \frac{1 + \frac{\omega_{отст}}{\omega_{заб}}}{1 - \frac{\omega_{отст}}{\omega_{заб}}} \cdot \frac{B}{2}, \quad (11)$$

где:  $\omega_{отст}$  – частота вращения «отстающего» борта ВГМ, а  $\omega_{заб}$  – частота вращения «забегающего» борта ВГМ, поэтому расчётный кинематический радиус поворота на каждом такте работы САУП вычисляется по формуле:

$$\rho_{расч} = \frac{1 + \omega_{отн}}{1 - \omega_{отн}} \cdot \frac{B}{2}, \quad (12)$$

где:  $\omega_{отн}$  – относительная частота вращения ведущих колёс, определяемая в блоке 4 рис. 4.

По аналогии с (12) заданный штурвалом кинематический радиус поворота ВГМ определяется выражением:

$$\rho_{зад} = \frac{1 + \omega_{зад(n)}}{1 - \omega_{зад(n)}} \cdot \frac{B}{2}. \quad (13)$$

Выполнив подстановку  $\omega_{зад(n)}$ , вычисляемой в блоке 9 рис. 4 получим формулу для определения заданного кинематического радиуса поворота ВГМ как функции угла  $\alpha_{шт}$  поворота штурвала:

$$\rho_{зад} = \frac{1 + (A_{(n)} \cdot \alpha_{шт}^2 + 1)}{1 - (A_{(n)} \cdot \alpha_{шт}^2 + 1)} \cdot \frac{B}{2}, \text{ при } \alpha_{шт} \neq 0, \quad (14)$$

где:  $A_{(n)} = \frac{\left(\frac{i_{kn(n)}}{i_{kn(n-1)}} - 1\right)}{\left(\alpha_{шт(n-1)}\right)^2}$ ;  $i_{kn(n)}$  – кинематическое передаточное отношение КП при

движении на  $n$ -й передаче;  $i_{kn(n-1)}$  – кинематическое передаточное отношение КП при движении на  $(n-1)$ -й передаче;  $\alpha_{шт(n-1)} = 40^\circ$  – значение угла поворота штурвала, соответствующее минимальному радиусу поворота;  $B$  – ширина колеи.

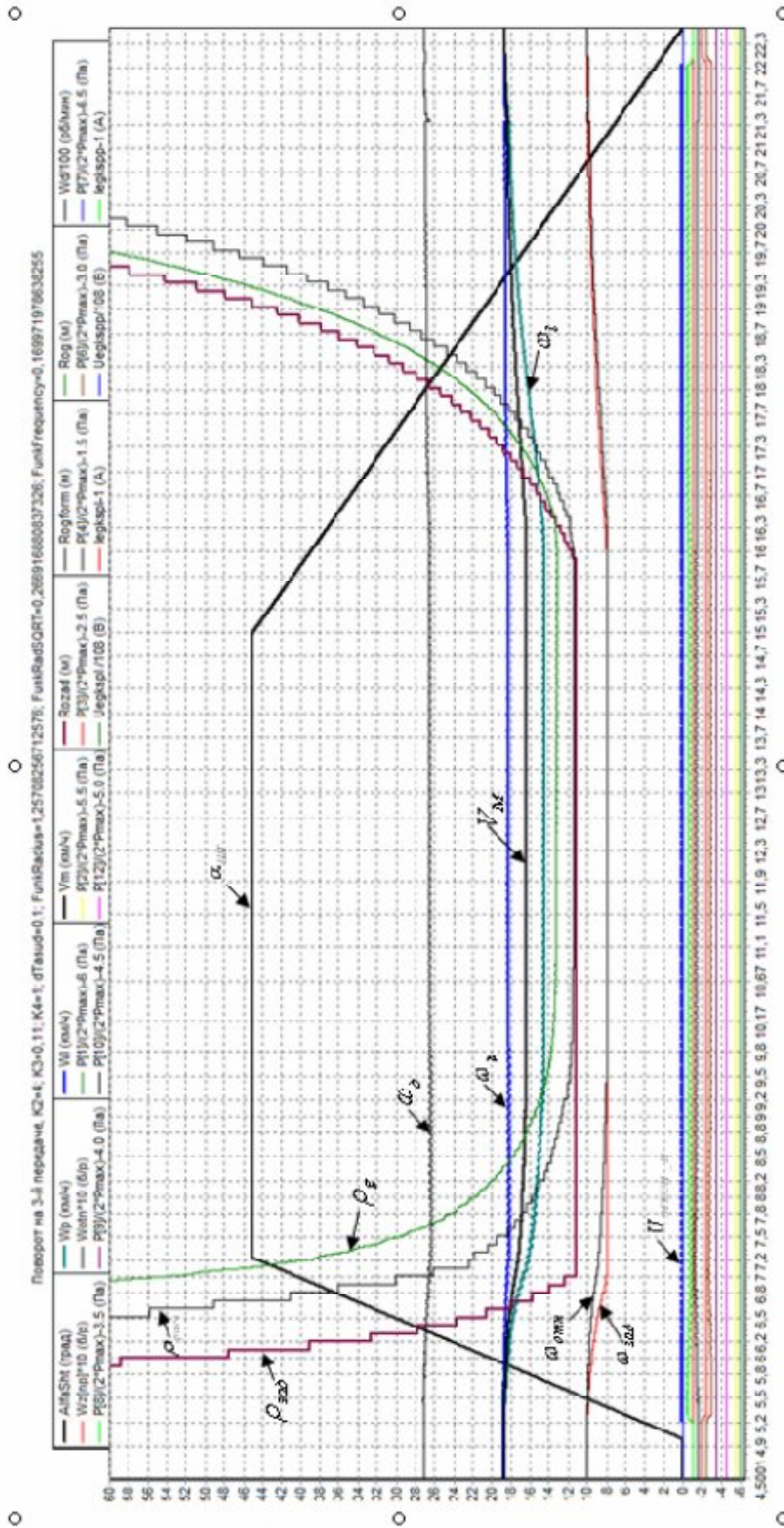


Рис. 10. Поворот ВГМ вправо на третей передаче САУЦшим





Рис. 11. Траектория движения ВГМ. Поворот вправо на третьей передаче САУП<sub>ШИМ</sub>. Начало траектории движения в точке (0,0)

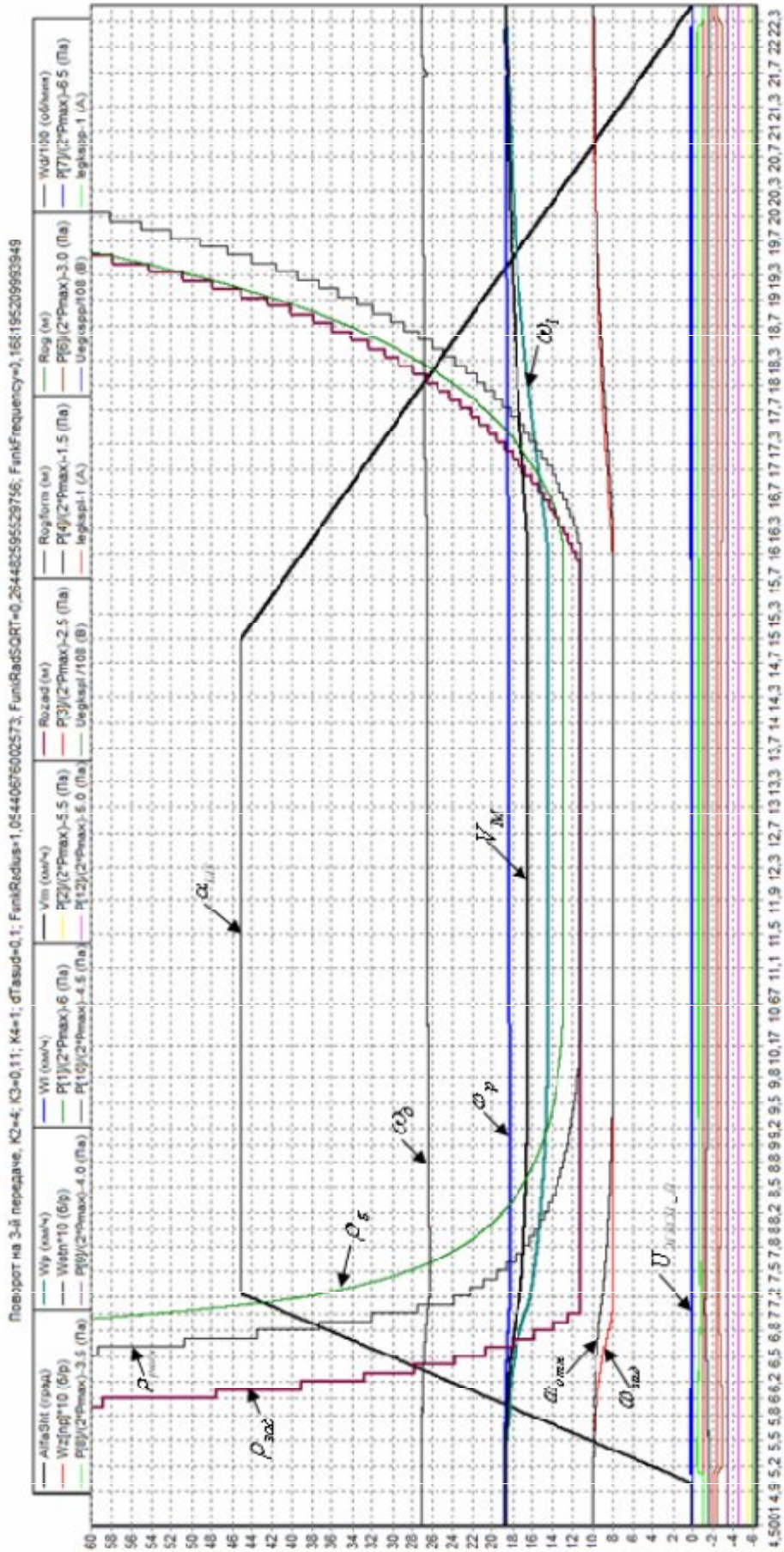


Рис. 12. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУП<sub>кл</sub>

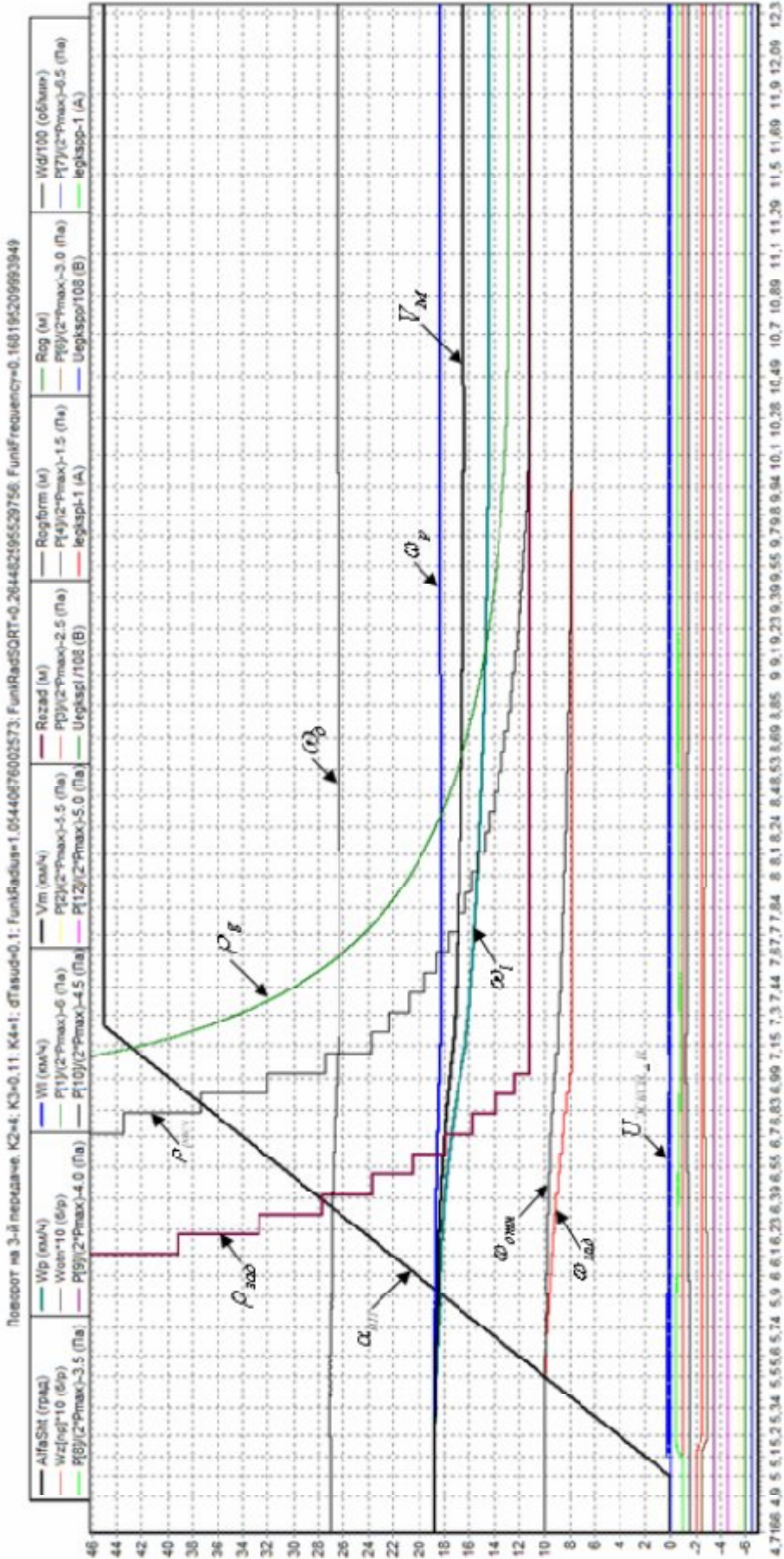


Рис. 13. Поворот ВГМ вправо на третьей передаче САУПкл (увеличено). Колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя ( $\omega_{дв}$ ), левого ( $\omega_{л}$ ) и правого ( $\omega_{п}$ ) ведущего колеса, а так же колебания действительного радиуса поворота изделия ( $\rho_{г}$ ) отсутствуют

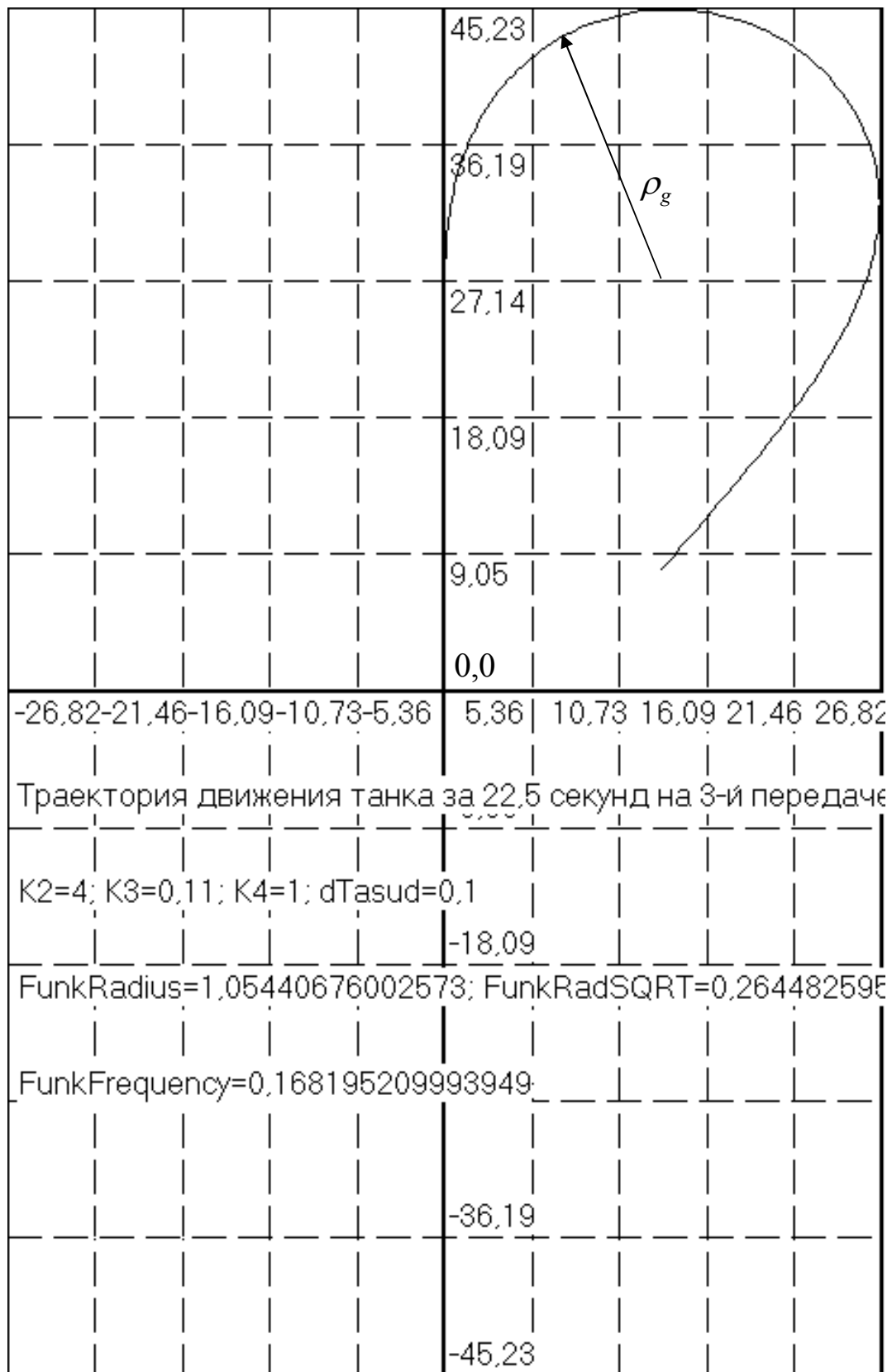


Рис. 14. Траектория движения ВГМ. Поворот вправо на третьей передаче САУП<sub>кл.</sub>. Начало траектории движения в точке (0,0)

Для удобства анализа графической информации некоторые параметры предварительно умножены на масштабирующие коэффициенты со смещением и без. В процессе моделирования на графики были выведены следующие параметры:  $\alpha_{ШТ}$  – угол поворота штурвала [°];  $\rho_g, \rho_{зад}$  и  $\rho_{расч}$  радиусы поворота ВГМ [м];  $\omega_{отн}, \omega_{зад}$  – увеличенные в десять раз относительная частота вращения ведущих колёс и её заданное значение [б/р];  $I_{ЭГКСП\_л}, I_{ЭГКСП\_п}$  – значение тока [А] ЭГКСПлев/прав со смещением «-1»;  $U_{ЭГКСП\_л}, U_{ЭГКСП\_п}$  – напряжение управления [В], умноженное на коэффициент ( $\frac{1}{108}$ );  $\omega_d$  – пересчитанная из [ $c^{-1}$ ] и уменьшенная в сто раз частота вращения коленчатого вала двигателя [мин $^{-1}$ ];  $\omega_l, \omega_p$  – частоты вращения левого/правого ведущего колеса пересчитанные из [ $c^{-1}$ ] в линейную скорость движения БГМ [км/ч];  $V_M$  – мгновенное значение линейной скорости центра масс ВГМ, пересчитанное из [м/с] в [км/ч];  $P_{л1} \dots P_{л6}, P_{п1} \dots P_{п6}$  – величины давления [Па] в бустерах ФУ правой и левой КП трансмиссии, умножены на коэффициент ( $\frac{1}{2 \cdot P_{max}}$ ) с соответствующими смещениями для наглядности. Здесь  $P_{max} = 1,6 \cdot 10^6$ .

Для сравнительного анализа работы САУП<sub>ШИМ</sub> и САУП<sub>КЛ</sub> параметры движения танка при оптимальных, с точки зрения оптимизирующего функционала [4], [9], коэффициентах усиления ПИД закона управления в режиме прямого хода на третьей передаче при изменении угла поворота штурвала с постоянной скоростью вправо с удерживанием его в крайнем положении в течение нескольких секунд и затем с постоянной, но меньшей скоростью влево, приведены для ШИМ закона управления на рис. 1, 7, 8, 10, 11 и для кусочно-линейного закона управления соответственно на рис. 2, 9, 12, 13, 14 в виде графиков, построенных с помощью ЭВМ в процессе математического моделирования. На графиках по оси абсцисс отложено время в секундах.

В процессе математического моделирования траектория движения центра масс ВГМ в неподвижной системе координат рис. 11 и рис. 14 вычислялась в процессе интегрирования системы дифференциальных уравнений криволинейного движения ВГМ на горизонтальной местности [2], [9], [12] и [15].

#### **Выводы.**

1. На основании анализа осциллограмм напряжения и тока в обмотках электромагнитов, величин давления в бустерах БКП, полученных в процессе движения БГМ в повороте рис. 3, методом математического моделирования разработаны математические модели электрогидравлических исполнительных механизмов ЭГКСП<sub>лев/прав</sub>, представленные в виде системы дифференциальных уравнений (3) ... (10).

2. Разработана математическая модель системы автоматизированного управления поворотом САУП<sub>КЛ</sub> ВГМ, построенная на базе кусочно-линейного закона управления электрогидравлическими механизмами управления БКП рис. 4.

3. Выполнено математическое моделирование работы системы автоматизированного управления поворотом САУП<sub>КЛ</sub> с кусочно-линейным законом управления рис. 4 в сравнении с САУП<sub>ШИМ</sub>, построенной на базе широтно-импульсно-модулированного сигнала управления рис. 5, с целью сравнительного исследования динамики криволинейного движения гусеничной машины, оборудованной различными системами управления.

4. Сравнительный анализ результатов математического моделирования работы САУП<sub>ШИМ</sub> и САУП<sub>КЛ</sub> показывает, что САУП<sub>КЛ</sub> с кусочно-линейным законом управле-

ния электрогидроклапанами сцепления-поворота обеспечивает более гладкие переходные процессы в гидросистеме управления трансмиссией (см. рис. 7 и рис. 9), более плавное изменение частоты вращения  $\omega_0$  коленчатого вала двигателя, частот вращения левого  $\omega_l$  и правого  $\omega_p$  ведущих колёс и, как следствие, более плавное изменение радиуса  $\rho_g$  поворота ВГМ в сравнении с ШИМ законом, при прочих равных условиях движения (см. рис. 12 и рис. 13).

5. Работа САУП<sub>КЛ</sub> при криволинейном движении обеспечивает меньший минимальный радиус поворота ВГМ в сравнении САУП<sub>ШИМ</sub> при прочих равных условиях движения (см. рис.11 и рис.14).

Литература: 1. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с. 2. Белоутов Г.С. Метод математического моделирования переходных процессов в трансмиссиях БГМ. – ВБТ, 1975, №5.– 160 с. 3. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1972. – 767 с. 4. Брайсон А., Ю-Ши Хо. Перевод с английского Макашова Э.М., Плотникова Ю.П., под редакцией Летова А.М. Прикладная теория оптимального управления. Оптимизация, оценка и управление. – М.: Мир, 1972. – 544 с. 5. Красеньков В.И., Егоркин В.В. Переходные реакции транспортной гусеничной машины на возмущение управления. // Изв. Вузов. Машиностроение, 1971, №6. – с. 134-138. 6. Красеньков В.И., Егоркин В.В. Характеристики статической устойчивости и установившиеся реакции транспортной гусеничной машины на управляющее воздействие. // Изв. Вузов. Машиностроение, 1971, №4. – с. 133-137. 7. Летов А.М. Математическая теория процессов управления. – М.: Наука, 1981. –255 с. 8. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1982. – 504 с. 9. Слюсаренко Ю.А. Система автоматизированного управления поворотом для повышения подвижности боевой гусеничной машины. Диссертация. – НТУ «ХПИ», Харьков, 2006. – 225 с., инв. №9360. 10. Слюсаренко Ю.А., Александров Е.Е., Смоляков В.А. Математическое моделирование криволинейного движения боевой гусеничной машины (БГМ), оборудованной системой автоматизированного управления поворотом. // Сборник научных трудов 12-й международной научно-методической конференции «Технологии XXI века», Том 1, – Алушта. 2005. – с. 18-25. 11. Слюсаренко Ю.А., Галушка Ю.В. Решение задачи плавного управления поворотом боевой гусеничной машины (БГМ), оборудованной ступенчатой реверсивной трансмиссией, путём синтеза и разработки цифровой электронной системы автоматизированного управления поворотом БГМ. // Механіка та машинобудування, 2003, №2. – с. 123-138, инв. №9201. 12. Трансмиссии военных гусеничных машин. Метод расчета динамических процессов в МТУ в переходных режимах работы, Ост ВЗ–5971-85. 13. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с. 14. Фельдбаум А.А., Бутковский А.Г. Методы теории автоматического управления. – М.: Наука, 1971.–722 с. 15. Хомоненко А., Гофман В., Мещеряков Е., Никифоров В. Delphi 7. – СПб.: БХВ-Петербург, 2003. –1216 с. 16. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. – М.: Наука, 1964. –243 с. 17. John R. Rice. Matrix computations and mathematical software. Джон Райс. Матричные вычисления и математическое обеспечение. – М.: Мир, 1984. –264 с. 18. Каталог продукции «Industrial Hydraulics Rexroth Bosch Group», 2007. CD –687 с.

Слюсаренко Ю.О., Галушка Ю.В.

ПОЛІПШЕННЯ ПЛАВНОСТІ РУХУ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН ПРИ  
ВИКОНАННІ ПОВОРОТІВ ЗА РАХУНОК СИНТЕЗУ ЦИФРОВОГО РЕГУЛЯТОРА,  
ЯКИЙ ЗАБЕЗПЕЧУЄ ГЛАДКІ ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ В ГІДРОСИСТЕМІ  
УПРАВЛІННЯ СТУПЕНЄВИМИ БОРТОВИМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

В статті запропоновано рішення задачі підвищення плавності керування радіусом повороту військової гусеничної машини, яка обладнана ступеневими бортовими коробками перемикачів передач та системою автоматизованого керування поворотом.

Sljusarenko J.A., Galushka J.V.

IMPROVEMENT SMOOTHNESS MOVEMENT OF MILITARY FULL-TRACK  
MACHINES AT MOVEMENT IN TURN DUE TO SYNTHESIS OF THE DIGITAL  
REGULATOR PROVIDING SMOOTH TRANSIENTS IN THE HYDROCONTROL  
SYSTEM BY STEP ONBOARD TRANSMISSIONS

In article the decision of a problem improvement smoothness of control in radius turn of the battle tank equipped by step onboard transmissions and automated control system by turn is offered.

---