

З.Я. Лурье, д-р техн. наук,

Е.Н. Цента, канд. техн. наук

Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина

А.И. Панченко, д-р техн. наук

Таврийский государственный агротехнологический университет, Мелитополь, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МЕХАТРОННОГО ГИДРОАГРЕГАТА НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАКТОРА С ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ ПО УСИЛИЮ

MODELING OF WORKING PROCESS MECHATRONIC HYDRAULIC UNIT OF TRACTOR MOUNTED EQUIPMENT WITH FORCE FEEDBACK

Рассмотрены результаты моделирования рабочего процесса мехатронного гидроагрегата навесного оборудования трактора, при котором задающее воздействие и обратная связь определяются тяговыми усилиями. В процессе исследования возникла необходимость разработки корректирующих устройств, обеспечивающих формирование соответствующих управляющих воздействий на гидромеханическую часть мехатронных гидроагрегатов. Решение поставленной задачи обеспечено синтезом устройств управления при оптимизации методом Powell в пакете VisSim и методом проб и ошибок. Полученные осциллограммы переменных рабочего процесса с неровностями обрабатываемой поверхности почвы на основе данных для трактора Т-150К на стерне пшеницы с выявленными двумя резонансными частотами $\omega_1 = 0,52 \text{ с}^{-1}$ и $\omega_2 = 0,08 \text{ с}^{-1}$ и др., согласуются с физическим анализом исследуемых процессов. Разработанная нелинейная модель с синтезированными устройствами и результаты исследований могут быть использованы при проектировании мехатронных гидроагрегатов для других мобильных машин.

Ключевые слова: навесное оборудование, мехатронный гидроагрегат, режим тягового усилия, корректирующее устройство, математическая модель, синтез.

Введение

При работе ряда мобильных машин (экскаваторов, бульдозеров, сельскохозяйственных тракторов и др.) возникала необходимость контролировать усилие на рабочем органе мобильной машины и обеспечивать поддержание его в заданных пределах. На мобильных машинах, например, сельскохозяйственных тракторах это реализуется путем создания так называемых систем силового управления навесным оборудованием, накопленный опыт разработки и эксплуатации которых представляет теоретический и практический интерес. В настоящее время в мировой практике четко наметилась тенденция создания более совершенных гидроагрегатов с навесным оборудованием тракторов и других мобильных машин, оснащенных гидроаппаратурой с пропорциональным управлением, измерительными преобразователями (датчиками) перемещений подвижных элементов (золотников, плунжеров, штоков гидроцилиндров, рабочих органов гидрофицированных машин), тяговых усилий. В качестве устройств управления, входящих в состав гидроагрегатов, используются микропроцессоры, программируемые контроллеры, ЭВМ. Это способствует с одной стороны передаче все большего числа функций управляющей электронике, а с другой создает условие для обеспечения возрастающих требований к показателям качества рабочего процесса

гидроагрегатов. В свою очередь повышается значимость разработки математических моделей элементов и в целом таких мехатронных гидроагрегатов, компьютерного моделирования и исследования рабочего процесса на стадии проектирования. При этом открывается возможность решать весьма важные проблемы, решение которых было сопряжено с большими трудностями либо практически невозможно. Применительно к сельскохозяйственному трактору можно отнести такие актуальные проблемы: поиск эффективных путей снижения значительных колебаний скорости перемещения рабочих органов и пульсаций давлений рабочей жидкости в различных точках мехатронного гидроагрегата за счет больших инерционных масс и объемов сжимаемой рабочей жидкости (одно из реальных решений предложено в работе [1]), обеспечение улучшенных динамических характеристик режима усилия, повышение статической и динамической точности отработки малых заданных перемещений и др., направленные на обеспечение в целом рабочего процесса мехатронных гидроагрегатов с высокими показателями качества.

Настоящая статья посвящена теоретическим и практическим аспектам по актуальной проблеме обеспечения улучшенных динамических характеристик режима усилия в мехатронного гидроагрегата мобильных машин. В качестве объекта исследования (примера)

рассматривается рабочий процесс режима нагружения мехатронного гидроагрегата навесного оборудования сельскохозяйственного трактора.

Анализ литературных источников

Рассматриваются работы конструкторов и исследователей, посвященные созданию систем силового управления для сельскохозяйственных тракторов до появления мехатронных гидроагрегатов навесного оборудования. Они имеют теоретическую и практическую ценность при проектировании современных машин.

Работа [2] посвящена развитию методов тягового расчета трактора и анализу результатов на основе предлагаемой математической модели. В качестве исходных данных для трактора ХТЗ-17221 выбраны: глубина вспашки $h = 0,27$ м, почва — суглинок с коэффициентом сопротивления пласта деформации (удельное сопротивление почвы) $K = 40 - 60$ кН/м, $\varepsilon = 2 - 3$ кНс²/м⁴. Эти цифровые значения помогают уточнить исходные данные для исследования математической модели мехатронного гидроагрегата, обсуждаемой в настоящей статье.

Работа [3] посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям, а также испытаниям пахотных агрегатов с трактором Т-150К, использующих систему силового регулирования. Отмечается, что в рабочем положении равновесие полунавесного многокорпусного плуга и в процессе сигнала на подъем в вертикальной плоскости определяется силой тяжести плуга G , b вертикальной составляющей тягового сопротивления R_z , равнодействующей продольных горизонтальных составляющих сопротивлений почвы на рабочих органах, колесах, полевых дисках и др. — R_χ .

В работе [4] сформулированы оценки эффективности использования систем силового регулирования навесного оборудования в режиме нагружения. Они определены автором тремя основными факторами: повышением КПД двигателя трактор за счет стабилизации тяговой загрузки, уменьшением буксования ведущих колес трактора благодаря его полной или частичной догрузке вертикальными силами, действующими на плуг, снижением тягового сопротивления плуга. Как следствие, снижается удельный расход горючего и возрастает производительность пахотного агрегата. Весьма важными для математического моделирования мехатронного гидроагрегата навесного оборудования в режиме нагружения являются предложенные автором [4] и подтвержденные экспериментально следующие допущения:

1. При изменении глубины пахоты в результате работы системы автоматического регулирования тяговое усилие при изменении глубины пахоты является ее линейной функцией. При работе в силовом режиме можно не считаться с незначительной нелинейностью для небольших отклонений глубины, допускаемых агротребованиями и

реализуемых системой при работе в силовом режиме. Справедливость допущения подтверждается, в частности, экспериментальными данными о линейном характере зависимости, полученными при идентификации навесного плуга ПЛН-5-35 как объекта автоматического регулирования [5], [6],

2. При допускаемых агротехническими требованиями изменениях глубины пахоты, осуществляемых САР, перемещение навесного плуга по высоте можно считать плоскопараллельным. Четырехзвенник навесного устройства трактора в рабочем положении плуга не является параллелограммом. Некоторое отклонение перемещения плуга от плоскопараллельного при небольших изменениях глубины пахоты устраняется в результате компенсирующего воздействия амортизационной пружины в центральной тяге трактора, так как величина деформации пружины прямо пропорциональна тяговому сопротивлению и (согласно допущению 1) глубине пахоты.

Работа [7] представляет практический интерес в части значений глубины пахоты и тягового усилия 37,3 кНс целью уточнения исходных данных для исследования рассматриваемого в настоящей статье мехатронного гидроагрегата навесного оборудования в режиме нагружения.

В работе [8] нашел отражение важный вопрос динамики: переходные процессы гидромеханической системы силового регулирования глубины пахоты. Хотя работа относится к 1980-м годам, но обеспечение высоких показателей качества (быстродействия, значений перерегулирования и др.) переходного процесса остается значимым и для вновь создаваемых перспективных систем мехатронных гидроагрегатов.

Практический интерес представляют переходные процессы (рисунок 1), полученные при изменении нагрузки в диапазоне $\Delta F = 9 - 10$ кН, скорости изменения нагрузки $\Delta F / \Delta t = 120 - 130$ кН/с, времени регулирования 1,7 - 2 с.

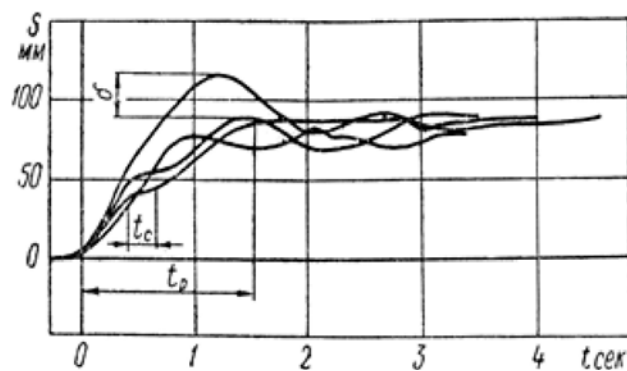


Рисунок 1 — Переходные процессы системы автоматического регулирования хода плуга: S — ход штока силового цилиндра, t_p — время переходного процесса (регулирования), t_c — длительность остановки при движении штока в процессе регулирования, δ — перерегулирование

В работе [9] обсуждаются вопросы динамики гидромеханической системы регулирования режимов функционирования пахотного агрегата.

Схемы системы (принципиальная и функциональная) показаны на рисунках 2 и 3. Масло от насоса 1 через распределитель 11 при нейтральном положении золотника 4 поступает на слив. Исполнительный гидроцилиндр 2 в этом случае находится в фиксированном положении. Надпоршневая и подпоршневая полости гидроцилиндра 7, центральной тяги 8, навесного механизма 10 соединены между собой клапаном 6, при этом упругий элемент 9 центральной тяги разблокирован.

При увеличении тягового сопротивления и возникновении сигнала золотник 4 смещается вправо и масло от гидронасоса 1 поступает по каналам 5, 12 в гидроцилиндр 2, в результате чего поднимается навесной механизм. Одновременно масло сдвигает клапан 6 вниз. Надпоршневая и подпоршневая полости гидроцилиндра 7 разъединяются. Происходит блокирование упругого элемента 9 центральной тяги 8. При уменьшении тягового усилия золотник 4 смещается влево, надпоршневая и подпоршневая полости исполнительного гидроцилиндра 2 соединяются гидролиниями 3 и 13 со сливом. Исполнительный гидроцилиндр переходит в плавающее состояние. Вследствие падения давления в канале 5 клапан 6 смещается в первоначальное положение и соединяет надпоршневую и подпоршневую полости гидроцилиндра 7, тем самым разблокируя упругий элемент 9 центральной тяги 8.

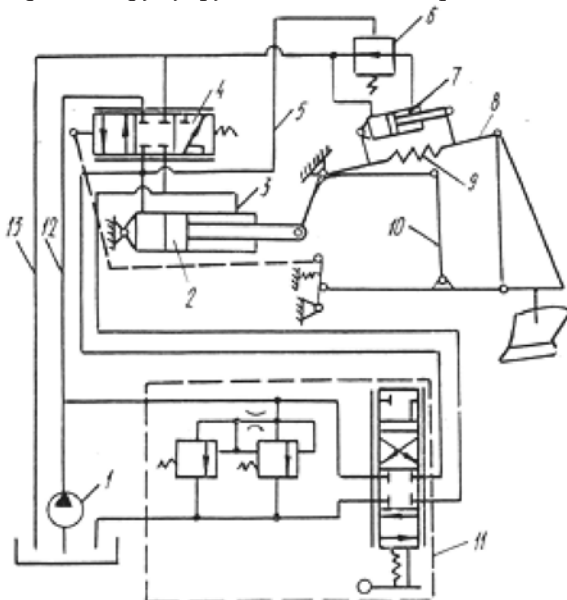


Рисунок 2 — Принципиальная схема гидромеханической системы: 1 — насос, 2 — исполнительный гидроцилиндр, 3 и 13 — гидролинии, 4 — распределитель, 5 и 12 — гидролинии, 6 — клапан, 7 — гидроцилиндр, 8 — центральная тяга, 9 — упругий элемент центральной тяги, 10 — навесной механизм, 11 — гидрораспределитель

Все обозначения на схемах и переменных модели, описание работы, а также терминология приведены как в работе [9] без изменений. В режиме нагружения изменения внешнего воздействия (тягового сопротивления) обусловлены глубиной пахоты, плотностью почвы, скоростью движения пахотного агрегата и др. Изменение силы

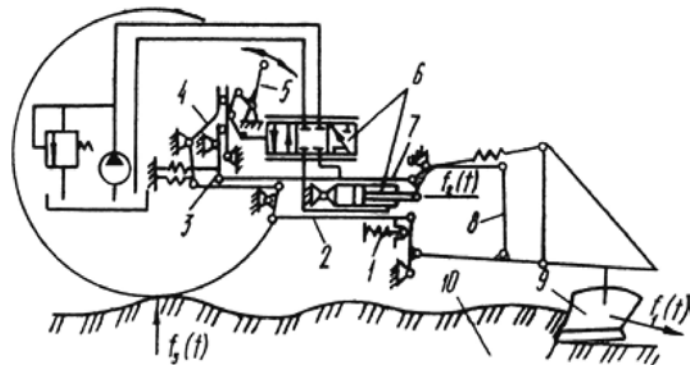


Рисунок 3 — Функциональная схема системы: 1 — чувствительный элемент, 2 и 4 — рычаги, 3 — рычаг, 5 — нижние тяги, 6 — гидроусилитель, 7 — тяга, 9 — плуг,

воздействует на плуг 9 и передается через нижние тяги 5 навесного механизма 8 на чувствительный элемент 1, который рычагами 2 и 4 связан с золотником гидроусилителя 6. Гидроусилитель управляет подачей рабочей жидкости от насоса в гидроцилиндр, шток которого воздействует на навесной механизм и уменьшает глубину пахоты, поднимая плуг 9. Тяговое сопротивление при этом уменьшается, чувствительный элемент, возвращаясь в исходное состояние, перемещает золотник в нейтральное положение. Глубина пахоты и соответствующее тяговое сопротивление зависят от возмущающего воздействия, которое определяется главным образом неровностями почвы, представленные функцией $f_2(t)$. Параметры, характеризующие неровности поверхности поля (l — длина, h_0 — амплитуда неровностей) были определены по результатам статистических исследований неровностей поля с фоном стерни пшеницы при средней скорости движения трактора $v = 1,67$ м/с. Выявлены две частоты $\omega_{p1} = 0,08$ с⁻¹ и $\omega_{p2} = 0,52$ с⁻¹ с периодами колебаний

$$T_{p1} = 1/\omega_{p1} \text{ с}^{-1} = 12,5 \text{ с}, T_{p2} = 1/\omega_{p2} \text{ с}^{-1} = 1,92 \text{ с},$$

и определено среднеквадратичное отклонение высоты неровностей $\sigma = 0,0541$ м. Длина неровностей поля на этих частотах составила: $l_1 = T_{p1} \cdot v = 12,5 \cdot 1,67 = 20,9$ м, $l_2 = 1,92 \cdot 1,67 = 3,2$ м.

Математическая модель системы управления навесным механизмом представлена в работе [9] линеаризованной в абсолютных приращениях. Структурная схема показана на рисунке 4.

На схеме приняты следующие обозначения изображений приращений переменных по Лапласу: $\Delta p(S)$ — тягового сопротивления, $\Delta \varphi(S)$ — упругой деформации чувствительного элемента (датчика), $\Delta \alpha(S)$ — углового перемещения рычага силового регулирования $\Delta z_c(S)$, $\Delta z_n(S)$, $\Delta z(S)$ — перемещения золотника гидроусилителя при силовом, позиционном и комбинированном регулировании, $\Delta y(S)$ — перемещения штока гидроцилиндра, $\Delta \delta_n(S)$ — углового перемещения нижних тяг навесного механизма, $\Delta \beta(S)$ — углового перемещения рычага позиционного регулирования, $\Delta h(S)$ — изменения глубины пахоты, $\Delta p_1(S) = \Delta p(S) + f_1(S)$, $\Delta y_1(S) = \Delta y(S) + f_2(S)$. В дальнейшем для упрощения записи переменных оператор Лапласа S опускаем.

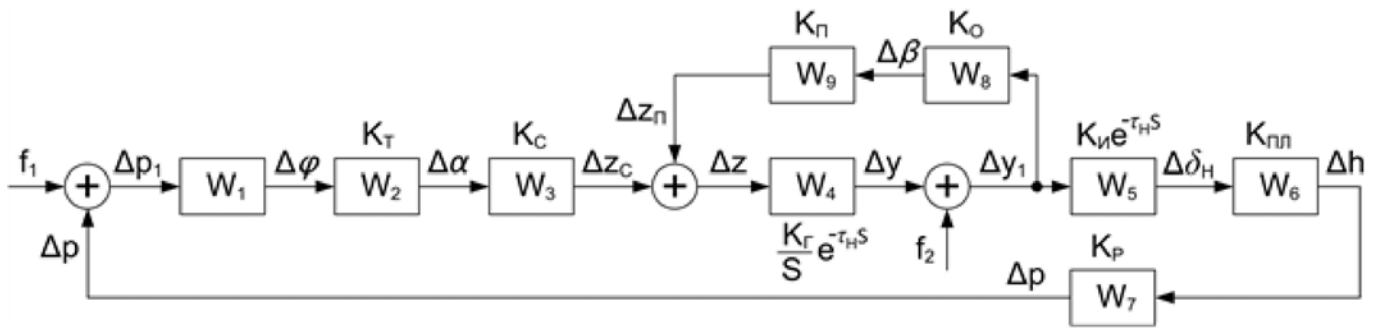


Рисунок 4 — Структурная схема системы регулирования режимов работы навесного механизма трактора Т-150К

Модель в работе [9] представлена следующими передаточными функциями:

$$W_1 = \frac{\Delta\varphi}{\Delta p_1} = \frac{K_{\dot{\alpha}}}{T_0^2 S^2 + T_1 S + 1} e^{-\tau_{\dot{\alpha}} S} \text{ — чувствительного}$$

элемента с запаздыванием,

$$W_2 = \frac{\Delta\alpha}{\Delta\varphi} = K_T \text{ — привода силового регулирования,}$$

$$W_3 = \frac{\Delta z_c}{\Delta\alpha} = K_C \text{ — механизма настройки по силовому}$$

входному сигналу,

$$W_4 = \frac{\Delta y}{\Delta z} = \frac{K_T}{S} e^{-\tau_{\dot{y}} S} \text{ — гидроусилителя с запаздыванием,}$$

$$W_5 = \frac{\Delta\delta_H}{\Delta y_1} = K_H e^{-\tau_{\delta} S} \text{ — навесного механизма с запаздыванием,}$$

$$W_6 = \Delta h / \Delta\delta_H = K_{\text{пл}} \text{ — плуга, } W_7 = \Delta p / \Delta h = K_P \text{ — почвы,}$$

$$W_8 = \frac{\Delta\beta}{\Delta y_1} = K_0 \text{ — привода позиционного регулирования,}$$

$$W_9 = \frac{\Delta z_{\text{п}}}{\Delta\beta} = K_{\text{п}} \text{ — механизма настройки по}$$

позиционному входному сигналу.

Величины $K_{\dot{\alpha}} = 3,9 \cdot 10^3 \text{ рад/кН}$, $K_T = 1,234$, $K_C = 96,077 \cdot 10^3 \text{ мм/рад}$, $K_T = 13,572 \text{ с}^{-1}$, $K_{\text{п}} = -4,9 \cdot 10^{-3} \text{ рад/мм}$, $K_{\text{пл}} = 92,817 \text{ см/рад}$, $K_P = 0,953 \text{ кН/см}$, $K_0 = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ рад/мм}$, $K_{\text{п}} = 1,234$ (коэффициенты усиления соответствующего звена) определялись линеаризацией экспериментальных статических характеристик в точке, соответствующей заданному режиму работы системы. Из приведенных данных этих коэффициентов можно определить коэффициент передачи между перемещением по высоте

плуга и ходом штока силового гидроцилиндра, т.е.

$$\Delta h \Delta h / \Delta y = K_H \cdot K_{\text{пл}} = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ рад/мм} \cdot 92,817 \text{ мм/рад} = 4568,68.$$

Перейдем к краткому анализу созданных в ряде стран, в том числе и в Украине, мехатронных гидроагрегатов навесного оборудования. Среди них следует отметить модели фирмы *Bosch Rexroth* (Германия) [10], *Danfoss* (Дания), ИМИНМАШ НАНБ (Беларусь) [11] и отечественный мехатронный гидроагрегат навесного оборудования для трактора Т-150К ОАО «ХТЗ» разработки НИИГидропривода и НПП «Хартрон-экспресс» [12].

Остановимся на кратком описании модели фирмы *Bosch Rexroth*, названного EHR 4 [10]. На рисунке 5 показана схема расположения элементов EHR 4 на тракторе. EHR 4, как следует из рисунка 5, состоит из следующих элементов: насоса 1, гидрораспределителя 2, гидроцилиндра 3, электронного блока управления 4, силового пальца — датчика усилия 5, 2 шт., датчика положения — индуктивного датчика пути 6, пульта управления 7, кабельного жгута (не обозначен), кнопок управления (не изображены).

Как следует из рисунка 5, задающее воздействие осуществляется с помощью пульта управления 7, сигналы обратных связей поступают с датчиков 5 и 6. Все сигналы подаются на электронный блок управления 4.

В [10] отсутствует информация об исследовании динамики разработанного мехатронного гидроагрегата, что не позволяет дать оценку показателей качества переходных процессов в различных режимах.

На рисунке 6 другой пример разработанного мехатронного гидроагрегата навесного оборудования для трактора «Беларусь», разработанного в ИМИНМАШ НАН Беларуси (сейчас именуемом ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»).

В статье [13] показана схема данного мехатронного гидроагрегата (рисунок 6) в виде совокупности узлов, обозначенных римскими цифрами от I до V. Внешнее воздействие на него характеризуется появлением управляющих напряжений U_1 или U_2 на обмотках электромагнитов 1 или 2 соответственно. В результате возникают токи и электродвижущие силы F_1 или F_2 . Перемещающиеся элементы (клапаны и золотники) представлены совокупным обозначением их масс m ,

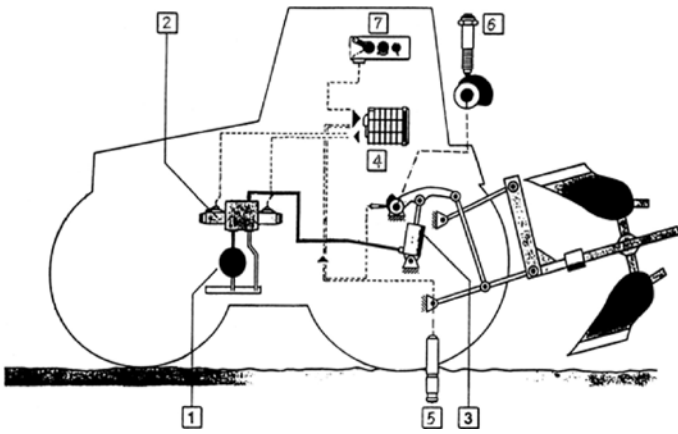


Рисунок 5 — Схема расположения элементов EHR 4 на тракторе

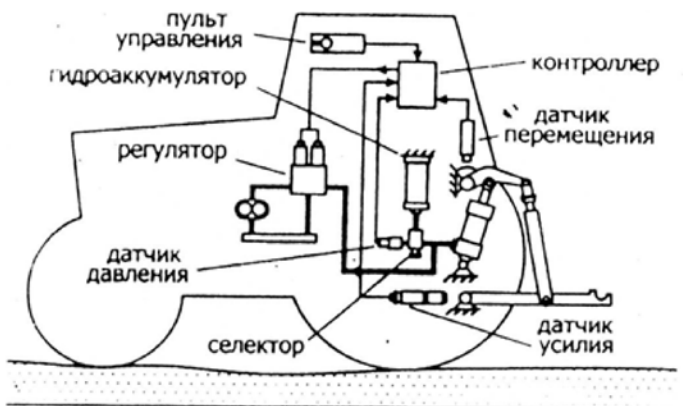


Рисунок 6 — Схема расположения элементов мехатронного гидроагрегата навесного оборудования на тракторе ИМИНМАНН Беларуси

усилий поджатия возвратных пружин N и жесткостью этих пружин C . При перемещении со скоростью v эти массы формируют гидравлические проводимости k . Через рычажный механизм навесного устройства поршень перемещает приведенную к нему массу M навесного оборудования против силы вязкого трения с коэффициентом пропорциональности λ_5 . Реально существующая утечка рабочей жидкости в мехатронном гидроагрегате навесного оборудования трактора реализована посредством проводимости k_{11} .

Математическая модель рассматриваемого агрегата согласно схемы на рисунке 7 приведена в работе [14] и представляет собой систему дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающих движение сосредоточенных масс и течение рабочей жидкости в элементах мехатронного гидроагрегата. Причем движения поступательно перемещающихся тел записываются как уравнения равновесия для силы инерции, активных сил и реакций связи. При этом авторами приняты следующие допущения: не учитываются силы сухого трения в силовых гидроцилиндрах ввиду их незначительности, не рассматриваются волновые процессы в магистралях (трубопроводах) из-за малой длины, принимается постоянным модуль объемной упругости рабочей жидкости, независимый от давления и температуры, рабочая жидкость рассматривается однофазной, коэффициенты расходов управляемых дросселей считаются постоянными параметрами, потери давления в трубопроводах малы и их не учитывают.

В [13] с разработанной математической моделью проведена параметрическая идентификация, получено совпадение теоретических и экспериментальных данных, что подтвердило близость решений на модели и осциллограмм стендовых испытаний образца аналога. В качестве примера приведен график скорости перемещения штока гидроцилиндра в режиме подъема навесного оборудования, изображенный на рисунке 8.

Как видно из рисунка 8, за время $t = 1,25$ с переходный процесс заканчивается и устанавливается значение $dx/dt = 0,086$ м/с. График представляет теоретический и практический интерес и может быть рассмотрен в качестве

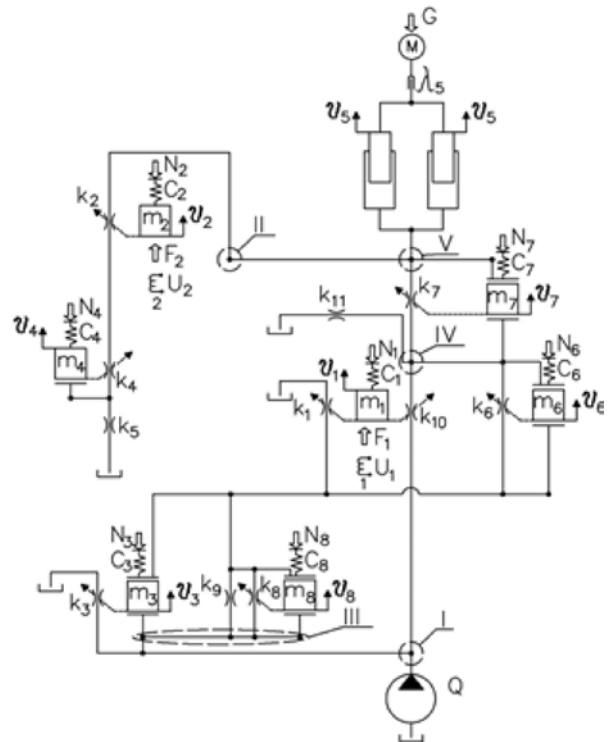


Рисунок 7 — Схема мехатронного гидроагрегата навесного оборудования

сравнительной кривой при исследовании подобных мехатронных гидроагрегатов навесного оборудования. Однако в публикации отсутствует информация о математической модели и исследованиях режима нагружения [13, 15–17].

Схема отечественной модели для трактора Т-150К показана на рисунке 9. Укрупненно мехатронный гидроагрегат в режиме перемещения навесного оборудования (подъем и опускание) работает следующим образом. Входным воздействием на гидроагрегаты является сигнал с пульта управления машиниста, а выходом — перемещение штоков гидроцилиндра (перемещение навесного оборудования).

После подачи управляющего воздействия с электронного усилителя мощности (ЭУМ), например, на ЭМ₁, плунжер ЭГП₁ перемещаясь, увеличивает давление p_3 . При этом золотник гидрораспределителя смещается

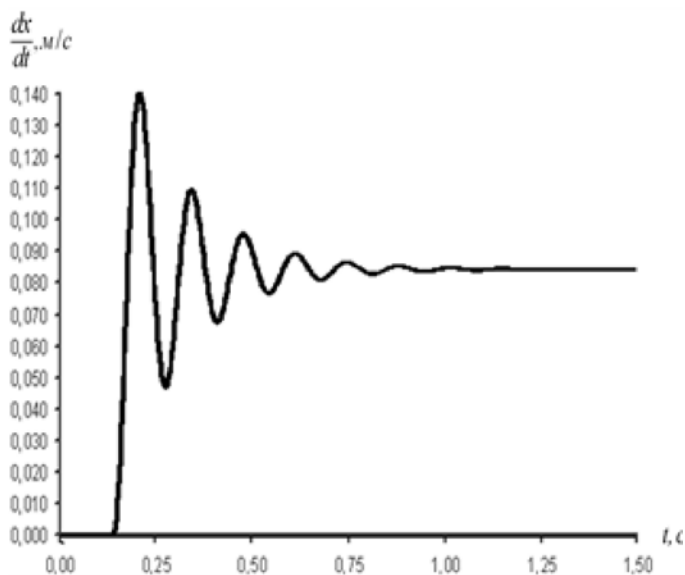


Рисунок 8 — Скорость перемещения штока гидроцилиндра при подъеме навесного оборудования

влево в позицию В и открывает доступ рабочей жидкости в поршневые полости гидроцилиндра. Происходит подъем навесного оборудования до заданной высоты. Со штоковых полостей рабочая жидкость сливается в бак. Сигналы о фактическом перемещении золотника гидрораспределителя и штоков гидроцилиндра поступают в микропроцессорный блок управления (МПБУ), где в совокупности с другими сигналами обеспечивают заданную высоту. Опускание навесного оборудования происходит при подаче управляющего сигнала на ЭМ₂ (на ЭМ₁ сигнал равен 0) и работе перечисленных элементов в обратном порядке.

В правом углу рисунка 9 показана упрощенная кинематическая схема навесного устройства. При выдвигении штока звено АО совершает движение по дуге окружности определенного радиуса от исходного положения. При этом звенья ВО, ВС и DG смещаются и поднимают сельхозорудие на заданную механизатором высоту. При движении штока гидроцилиндра в обратную сторону звено АО совершает движение по дуге окружности в обратную сторону, а звенья ВО, ВС и DG опускают

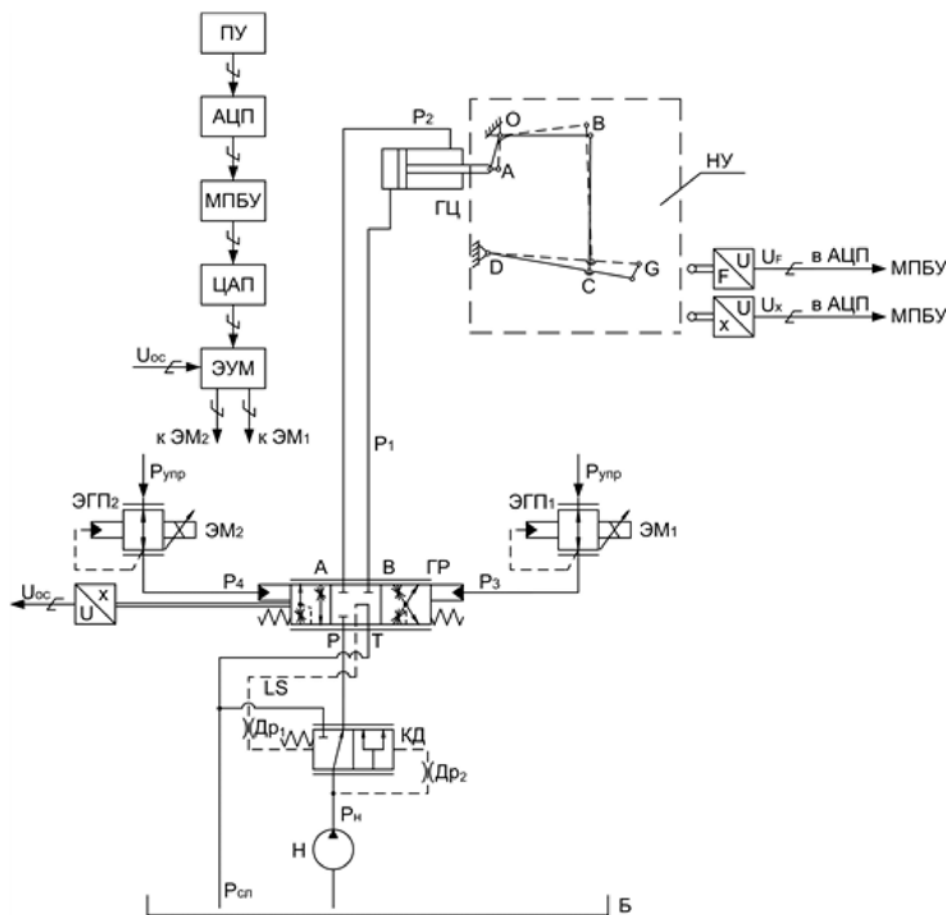


Рисунок 9 — Гидравлическая схема мехатронного гидроагрегата с электроустройствами совместно с навесным оборудованием трактора Т-150К: ПУ — пульт управления, МПБУ — микропроцессорный блок с ПИД-регулятором, ЭУМ — электронный усилитель мощности, \square , \square и \square — измерительные преобразователи перемещения золотника гидрораспределителя, навесного оборудования и нагружения на навесное оборудование, U_{oc} , U_p , U_x — выходные сигналы измерительных преобразователей, ЭГП₁ и ЭГП₂ — электрогидравлические преобразователи, ЭМ₁, ЭМ₂ — электромагниты, ГР — гидрораспределитель, ГЦ — гидроцилиндр, КД — клапан давления, Др₁, Др₂ — дроссели, Н — насос, Б — гидробак, P_н, P_{сл}, P_{упр}, P₁—P₄ — давления рабочей жидкости в соответствующих точках гидроагрегата, НУ — навесное устройство, — — — LS — линия чувствительности к нагрузке.

сельхозорудие в заданное положение. Пунктирными линиями на рисунке 9 условно показаны положение навесного устройства при подъеме, а сплошными — при опускании.

В процессе разработки мехатронного гидроагрегата навесного оборудования были исследованы и построены математические модели основных гидроустройств [18, 19], узлов [20, 21] в целом для режима положения [22, 23], поставлены и решены оптимизационные задачи и задачи динамического синтеза [24, 25, 26]. Должное внимание в последующем было уделено вопросам динамической компенсации колебаний в мехатронных гидроагрегатах мобильных машин на примере мехатронного гидроагрегата навесного оборудования [27]. Однако в публикациях авторов отсутствует информация о математической модели мехатронного гидроагрегата в режиме нагружения и результатах исследования этого режима.

Постановка задачи

Как следует из обзора литературных источников, режим нагружения характеризуется заглублением и выглублением сельхозорудия, т.е. подъемом и опусканием навесного оборудования. При этом в качестве входного управляющего воздействия в мехатронном гидроагрегате принималось заданное тяговое нагружение на крюке трактора F_3 (в работе [2] обозначено через $P_{кр}$), а обратной связью служит измеряемое датчиком тяговое сопротивление (тяговое нагружение) [28]. Опыт показывает [29], что $F_{ТУ}$ меняется с изменением условий работы сельскохозяйственных орудий и машин и зависит от физико-механических свойств почвы, профиля пути и т.п. Наибольший удельный вес работ приходится на почвообрабатывающие орудия, рабочие органы которых встречают сопротивление, обусловленное деформацией почвенного пласта и сопротивлением частиц при их отбрасывании.

По данным [2]

$$F_{ТУ} = f_{II} G_{пл} + K_p h_p B + \varepsilon h_p B v^2, \quad (1)$$

где f_{II} — коэффициент, характеризующий потери на передвигание плуга, K_p — коэффициент, характеризующий способность почвенного пласта сопротивляться деформации, ε — коэффициент, зависящий от формы отвала и свойств почвы, h_p — глубина обработки пласта почвы, $G_{пл}$ — вес плуга, B — ширина захвата плуга, v — скорость движения.

Крюковый КПД определяется выражением [2]

$$\eta_{кр} = \frac{F_{ТУ} \cdot v}{P_{\varepsilon}}, \quad (2)$$

а эффективный КПД

$$\eta_{эф} = \frac{K_p \cdot h_p \cdot B \cdot v}{P_{\varepsilon}}, \quad (3)$$

где P_{ε} — мощность двигателя.

Таким образом, за счет подъема и опускания навесного оборудования с помощью мехатронного гидроагрегата можно обеспечить с улучшенной для практики точностью заданное F_3 , а следовательно, при $v = \text{const}$ значения $\eta_{кр}$ и $\eta_{эф}$.

Для того, чтобы моделировать и исследовать режим нагружения и сформулировать практические рекомендации, возникает задача поиска модели фактического усилия как обратной связи в математической модели мехатронного гидроагрегата. Для обоснованного решения задачи необходимо располагать следующим данными.

1. Плоскопараллельно ли положение сельхозорудия в процессе подъема и опускания.
2. Весовой оценкой каждого слагаемого в уравнении (1) на конкретных примерах процесса вспашки почвы.
3. Принимаемыми допущениями при аналитическом выражении $F_{ТУ}$ в виде линейной зависимости от глубины пахоты.

Результаты исследований

На основе решения задачи получаем возможность построить математическую модель датчика для формирования обратной связи в общей математической модели мехатронного гидроагрегата навесного оборудования при определенных допущениях.

1. Вопрос плоскопараллельного движения навесного оборудования при подъеме и опускании рассматривается в работе [4]. Проведенные эксперименты подтверждают, что в расчетах можно в качестве допустимого приближения принять такое движение.

2. Примем в первом приближении, что в уравнении (1) [3] силы тяги на крюке основной существенный вклад вносит второй член суммы, т.е. при постоянных значениях K_p и B глубина вспашки h_p .

3. При работе САР, замкнутых по нагружению, можно не учитывать незначительную нелинейность и принимать тяговое усилие линейной функцией от глубины пахоты при небольших ее отклонениях, допускаемых агротребованиями и реализуемых системой. Принятое допущение о линейном характере зависимости подтверждается экспериментальными данными, полученными при идентификации навесного плуга ПЛН-5-35 как объекта автоматического регулирования [5, 6].

Рассматриваемый мехатронный гидроагрегат представляет собой сложный объект, включающий элементы различной физической природы: гидравлические, электрические и электронные [27]. Усовершенствованная нелинейная математическая модель динамики мехатронного гидроагрегата в режиме подъема навесного оборудования и опускания с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной рабочей жидкости и

Таблиця 1 — Результати експериментального визначення сили тяги на крюку трактора і відповідуючі йому глибини пахоти

Источник информации	Модель плуга	$h_p, м$	$F_{T_1} = F_{T_2} \cdot Н$	Почва
Работа [7]	плуг ПЛН-5-35	0,301	37,3	стерня гречихи
Работа [7]	плуг ПЛ-5-35	0,254	30,9	стерня гречихи
Работа [28]	плуг ПЛН-5-35	0,27	36,11	стерня пшеницы
Работа [28]	плуг ПЛН-5-35	0,28	38,25	стерня пшеницы

др. представлена системою з 12 диференціальних рівнянь першого порядку в нормальній формі Коши (із яких 7 нелінійні) [27]. При її побудові були прийняті наступні допущення:

- робоча рідкість однорідна, її розрив виключається;
- температура, щільність, в'язкість робочої рідкості прийняті постійними, рівними середнім значенням;
- робоча рідкість в зазорах трущихся пар клапана тиску, гідророзподільця вважаємо несжимаємою в зв'язі з тим, що довжина зазорів значно менше довжини хвиль коливань, розповсюджуваних в стиснутих середовищах;
- утечки робочої рідкості через зазори в елементах мехатронного гідроагрегату (крім насоса) не враховуємо, ввиду їх малості порівняно з витратами в системі;
- інерційність робочої рідкості в гідролінійних гідророзподільця, клапана тиску мала порівняно з силами гідравлічного впливу на золотники;
- хвильові процеси в гідролінійних мехатронного гідроагрегату не враховуємо ввиду незначительності їх тривалості і порівняно великого діаметра труб, а також обмеженого швидкого проходження через мехатронний гідроагрегат керуючого сигналу [30];
- кутова швидкість обертання вала насоса прийнята постійною;
- втрати тиску в нагнетальній і сливній магістралях від гідророзподільця до гідроциліндру не враховуємо ввиду їх малості порівняно з тиском в мехатронному гідроагрегаті.

Ця математична модель без модулів пристрою керування, яке формує завдання на положення і зворотний зв'язок по фактичному положенню навісного обладнання, входить як основна складова в математичну модель мехатронного гідроагрегату по навантаженню.

На реальному об'єкті фактичне значення вимірюється датчиком і як сигнал зворотного зв'язку поступає в МПБУ. При моделюванні виникає необхідність косвенним чином імітувати датчик сили. В ряду робіт [7, 31,

32] наведено експериментальні дані по тяговій силі і відповідні їй глибини пахоти на тракторі Т-150К (таблиця 1). Маючи такі дані, можна ввести коефіцієнт як удільне тягове зусилля на одиницю заглиблення ($кН/м$), яким можна скористатися для формування в математичній моделі мехатронного гідроагрегату зворотного зв'язку по навантаженню (такий підхід був прийнятий в роботі [9]).

Ставши перед собою якісну і в певній ступені кількісну оцінку, по даним h_p і F_{T_1} таблиці, 1 приймемо згідно роботи [9] значення $K_f = 95,3 кН/м$. Так як на опускання навісного обладнання відводиться 0,12 м переміщення штока гідроциліндра відносно нульового значення, то навісне обладнання заглибитися на $0,12 \cdot 4 = 0,48 м$. По джерелам [7, 9, 31, 32] рекомендується глибина пахоти становить 0,3 м. Приймаючи при дослідженні значення 0,4 м. Тоді найбільше задане значення тягового навантаження F_3 буде рівно $0,4 м \cdot 120 кН/м = 48 кН$. Коефіцієнт зворотного зв'язку по силі K_{of} з урахуванням 6 В електричного напруги джерела живлення, відведеного на заглиблення навісного обладнання дорівнює $6В/48 кН = 0,125 В/кН (0,00125 В/кгс)$.

Модель вузла пристрою керування мехатронного гідроагрегату, формуючого розгортку по силі з додатковою зворотним зв'язком по швидкості руху навісного обладнання для покращення динамічних характеристик, показано на малюнку 10.

Діаграма обчислювальних блоків пристрою керування в пакеті *VisSim* для моделювання мехатронного гідроагрегату навісного обладнання в режимі сили показано на малюнку 12.

Внизу на схемі показані ланцюжки блоків, обчислюючі розгортку по силі і відповідно по заглибленню (по положенню штока гідроциліндра) K_f і $K_{f..}$. Зупинимося коротко на блоках $\rightarrow t_{np.map} \rightarrow K_y \rightarrow t_{ni.map} \rightarrow K_{it} \rightarrow t_{p03.g.map} \rightarrow K_d$ — посилюючому, інтегруючому і диференціюючому, представляючому собою коректуючі пристрої, в яких побудовані нелінійні залежності коефіцієнтів (K_y, K_{it}, K_d) в функції розгортки ΔY_z .

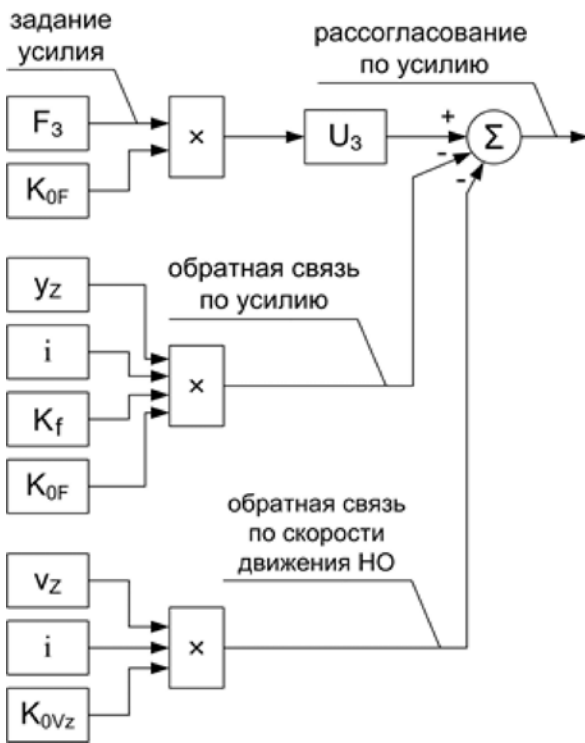


Рисунок 10 — Схема модели узла устройства управления мехатронным гидроагрегатом

Здесь K_{0f} — коэффициент обратной связи по нагрузению, K_{0vz} — коэффициент обратной связи по скорости штока, i — передаточное число от навесного оборудования к гидроцилиндру.

Эти зависимости получены при синтезе этих корректирующих устройств с привлечением математической модели мехатронного гидроагрегата для обеспечения отработки малых значений рассогласований по усилию, вызываемых внешними возмущениями. Более подробное описание выходит за рамки настоящей статьи и требует отдельного изложения. на рисунке 13 показаны эти нелинейные зависимости, характеризуемые большими значениями в зоне малых значений ΔY_z , а следовательно, малых значений ΔF_z .

Перейдем к исследованию рабочего процесса. На рисунке 14, а изображен рабочий процесс заглабления орудия (представленный четырьмя основными пере-

менными, характеризующими режим нагружения) на глубину $h_p = y_z \cdot i$, соответствующую $F_3 = 48 \text{ кН}$. При этом шток в конце переходного процесса заглабления пройдет путь, определяемый координатой

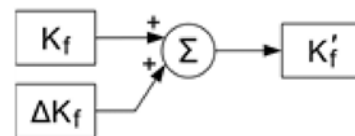
$$y_z(t_k) = F_{TV} / (K_f \cdot i) = -48 / (120 \cdot 4) = -0,1 \text{ м.}$$

Кривые v_z , y_z и F_{TV} характеризуются плавностью и при $t = 1 \text{ с}$ принимают установившееся значение. На кривой y_z четко виден пройденный путь штоком гидроцилиндра, равный $0,1 \text{ м}$. Кривая p_H отражает момент времени $t < 1 \text{ с}$ разгрузки насоса при возврате золотника в нейтральное положение (при этом запираются обе полости гидроцилиндра, а через клапан давления сливается подача насоса).

На рисунке 14, б показаны те же кривые при значении $F_3 = 24 \text{ кН}$, что соответствует заглаблению навесного оборудования на $0,2 \text{ м}$. На кривой скорости максимальное значение снизилось от « $-0,3$ » м/с при $F_3 = 48 \text{ кН}$ до « $-0,2$ » м/с при $F_3 = 24 \text{ кН}$, с уменьшением F_3 возрастает число колебаний скорости. Плавность кривой y_z практически сохраняется как на кривой y_z рисунка 14, а. Уменьшается амплитуда колебаний давления p_H со снижением F_3 . В целом осциллограммы рисунка 14 не противоречат реальному рабочему процессу.

Представляет практическую значимость реакция рабочего процесса мехатронного гидроагрегата на ступенчатое внешнее воздействие, обусловленное изменением плотности почвы, неровностями поверхности обрабатываемого участка и т.п., а в модели это можно имитировать изменением коэффициента K_f , что представлено вычислительным алгоритмом рисунка 11

Измененное значение коэффициента определяется схемой блоков



согласно равенству $K'_f = K_f + \Delta K_f$,

где ΔK_f — приращение, имитирующее ступенчатое внешнее воздействие.

На рисунке 15, а показан рабочий процесс мехатронного гидроагрегата при заглаблении орудия с включением через $0,8 \text{ с}$ ступенчатого внешнего воз-



Рисунок 11 — Схема вычисления алгоритма изменения коэффициента K_f

действия, которое имитируется значением $\Delta K_f = 15 \text{ кН/м}$. Так как фактическое тяговое усилие $F_{\text{Тв}}$ увеличилось по отношению к $F_3 = 48 \text{ кН}$, то происходит выглубление навесного оборудования на $0,04 \text{ м}$ (y_z вместо $0,1 \text{ м}$ равен $0,09 \text{ м}$) при $t = 1,2 \text{ с}$. Процесс стабилизации F_3 произошел за время $\Delta t = 1,2 - 0,8 \text{ с}$ и отчетливо виден на графике $F_{\text{Тв}}$. По кривой p_H при $t = 2,04 \text{ с}$ видно, что происходит разгрузка насоса, а значит возврат в нейтральное положение золотника гидрораспределителя. Пик давления p_H до 10 МПа вызван внешним воздействием. По кривой $x_{\text{Гр}}$ перемещения золотника гидрораспределителя (на рисунке 15, а не показана) время его перемещения составило $\Delta t = 1,095 \text{ с}$.

При $\Delta F_f = 40 \text{ кН/м}$, включенном при $t = 0,8 \text{ с}$ получен рабочий процесс мехатронного гидроагрегата, показанный на рисунке 15, б. Время стабилизации F_3 составило $0,43 \text{ с}$, максимальное значение $F_{\text{Тв}}$ в момент включения ($0,8 \text{ с}$) ступенчатого воздействия равняется 65 кН , т.е. возросло на 17 кН . Время возврата золотника гидрораспределителя в нейтральное положение сократилось и равно $0,9 \text{ с}$. Выглубление составляет $0,096 \text{ м}$ (вместо $0,1 \text{ м}$ равен $0,076 \text{ м}$).

Если ступенчатое внешнее воздействие ΔF_f имеет отрицательный знак, то картина обратна положительному значению, т.е. в этом случае навесное оборудование заглубляется. Рабочие процессы ΔF_f с отрицательным ΔF_f изображены на рисунках 15, в ($\Delta F_f = 15 \text{ кН/с}$) и 15,

г ($\Delta F_f = 25 \text{ кН/с}$). Для кривой $F_{\text{Тв}}$ рисунка 14, в при $t = 0,8 \text{ с}$ происходит уменьшение с 48 до $42,5 \text{ кН}$, а модуль y_z растет с $0,1$ до $0,116 \text{ м}$, время смещения и возврат в нейтральное положение золотника гидрораспределителя составляет $0,74 \text{ с}$. При $\Delta K_f = 25 \text{ кН/м}$ (рисунок 15, г) $F_{\text{Тв}}$ уменьшается от 48 до $37,5 \text{ кН}$, шток гидроцилиндра занимает положение $-0,128 \text{ м}$, навесного оборудования заглубляется до $-0,512 \text{ м}$, время смещения и возврат в нейтральное положение золотника гидрораспределителя равно $0,54 \text{ с}$. В целом динамические характеристики мехатронного гидроагрегата при увеличении и уменьшении сопротивления на крюке трактора хорошо согласуются с физической картиной процесса, происходящего на реальном объекте.

Аналізу неровностей поверхності оброблюваної ґрунту уделено внимание в работе [9]. При експериментах на тракторе Т-150К на стерне пшениці були виявлені дві резонансні частоти $\omega_1 = 0,52 \text{ с}^{-1}$ і $\omega_2 = 0,08 \text{ с}^{-1}$. Примем в качестве примера, что $\Delta K_f = 18 \text{ кН/м}$ (15,4 % от $K_f = 120 \text{ кН/м}$) и рассмотрим вначале рабочий процесс мехатронного гидроагрегата при частоте $\omega = 2,75 \text{ с}^{-1}$ (более чем в 5 раз, чем частота ω_1). Частота завьшнена, чтобы увидеть несколько периодов за время $t = 5 \text{ с}$. Уа рисунке 16, а показан рабочий процесс при заглублении навесного оборудования с одновременным включением ($t = 0$) внешним гармоническим воздействием $K'_f = K_f + \Delta K_f$ (кривые и расположены внизу рисунка 16, а). Лишь на

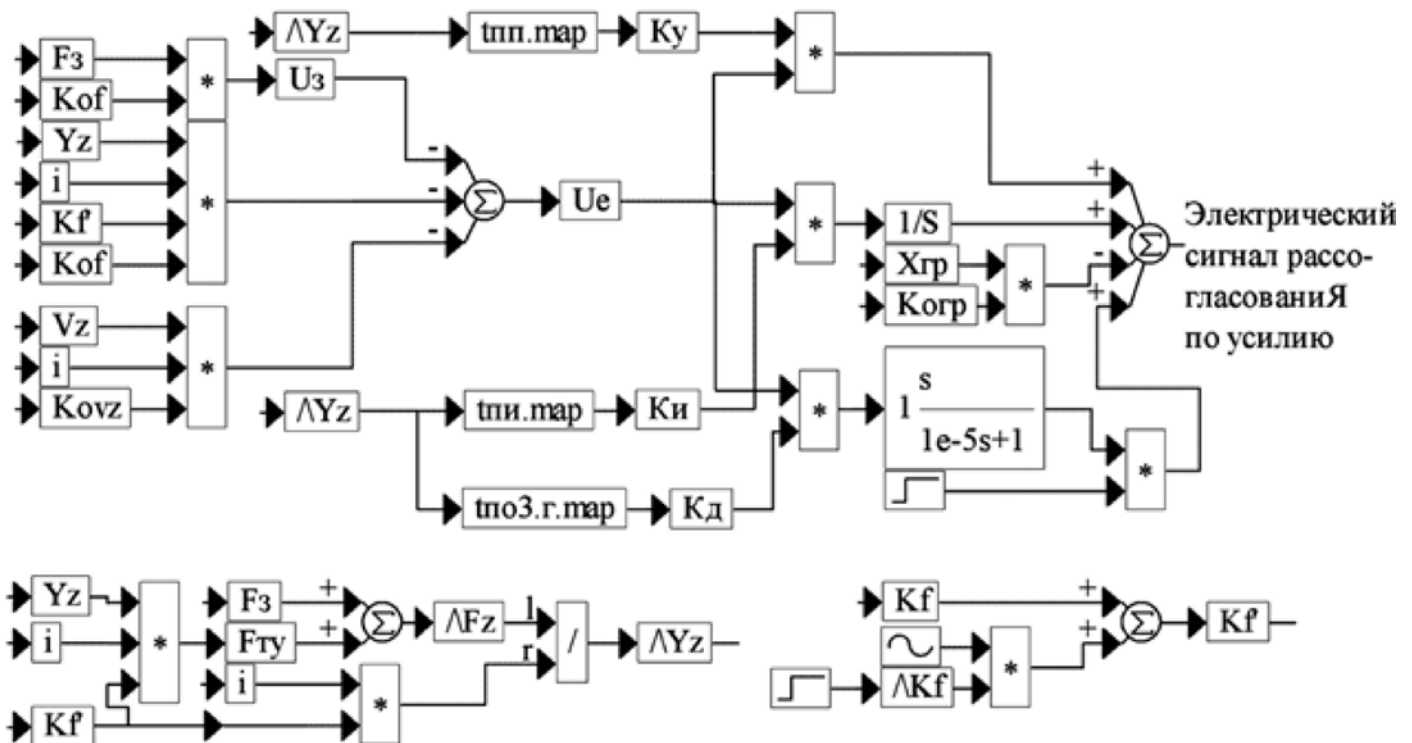


Рисунок 12 — Диаграмма вычислительных блоков устройства управления мехатронного гидроагрегата в режиме нагружения:

Здесь F_3 — задание тягового усилия на крюке трактора, K_f — коэффициент сопротивления грунта на единицу заглубления сельхозорудия, K_f' — коэффициент сопротивления грунта на единицу заглубления с учетом изменений плотности почвы, неровности поверхности обрабатываемой почвы.

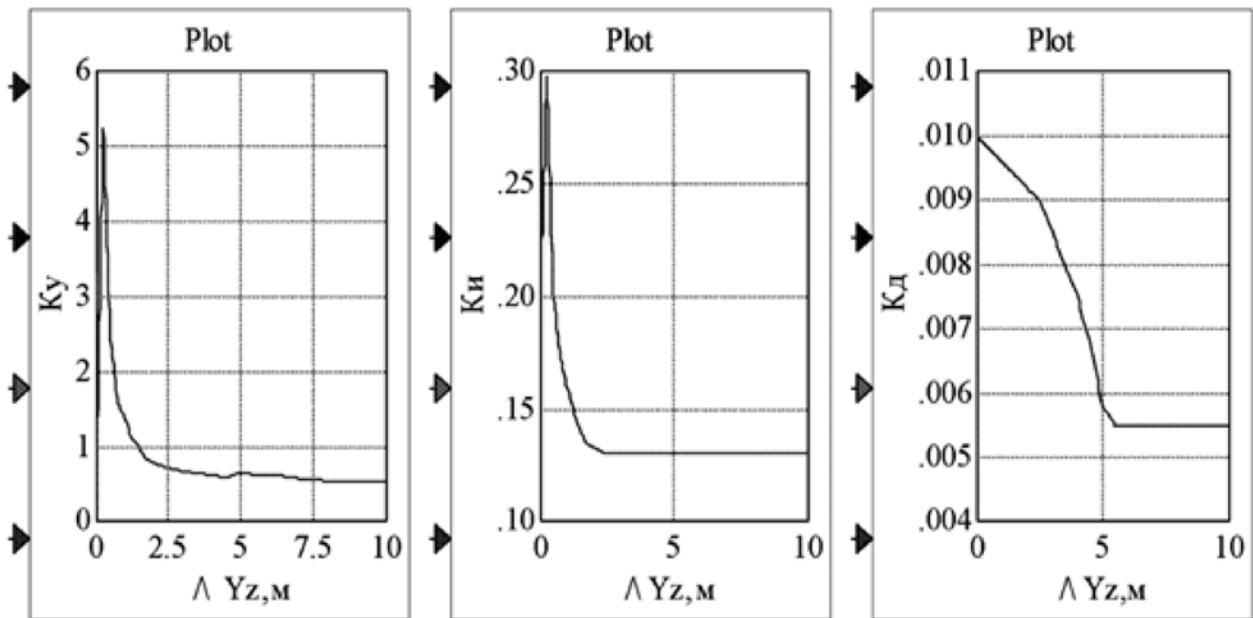


Рисунок 13 — Кривые $K_y(\Delta Y_z)$, $K_i(\Delta Y_z)$, $K_d(\Delta Y_z)$, полученные в результате синтеза корректирующих устройств, обеспечивающих обработку малых значений величины рассогласований по нагружению

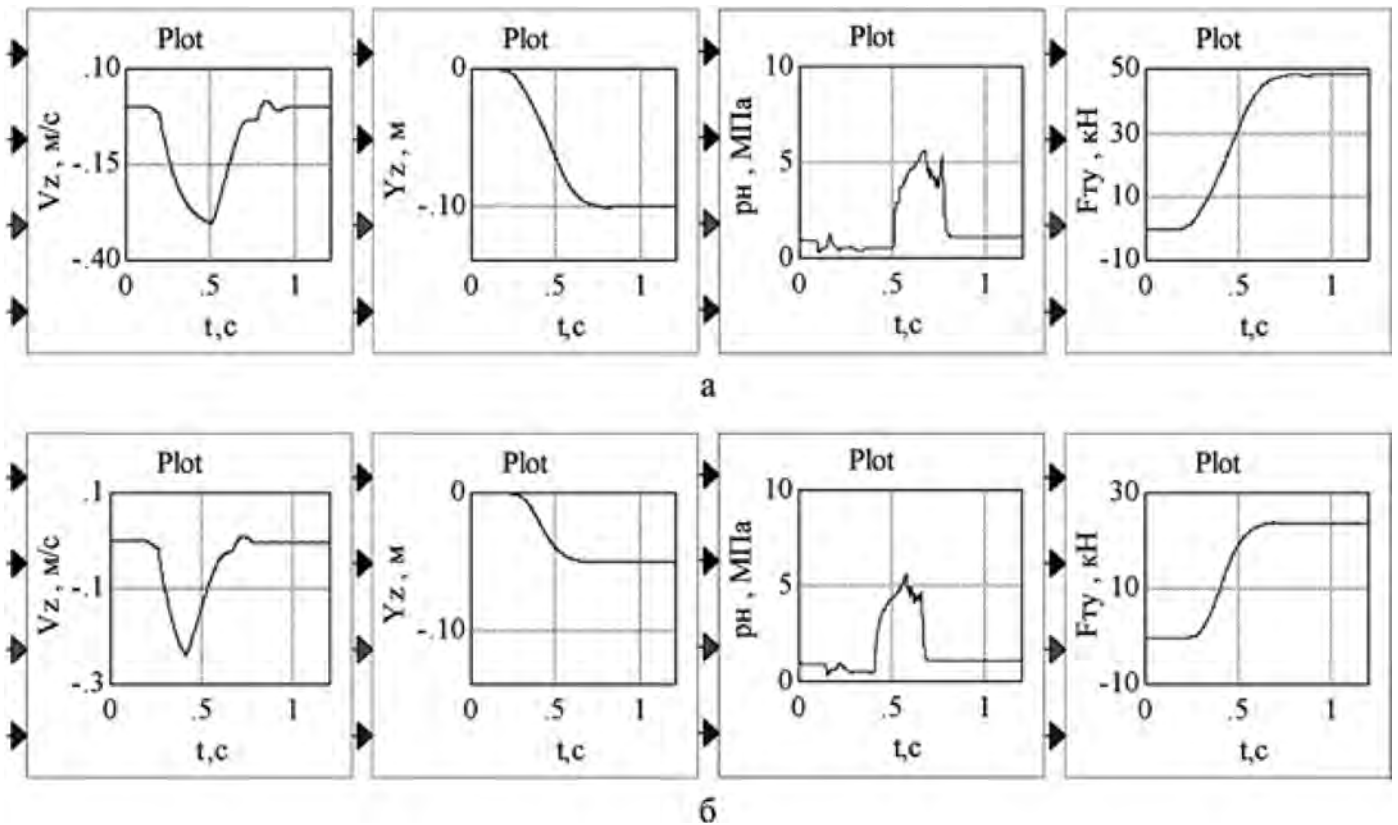


Рисунок 14 — Рабочий процесс МГА, представленный четырьмя переменными, при заглублении сельхозорудия с различными значениями заданного тягового нагружения и с газосодержанием в рабочей жидкости $m_0 = 0,25$: а — 48 кН; б — 24 кН

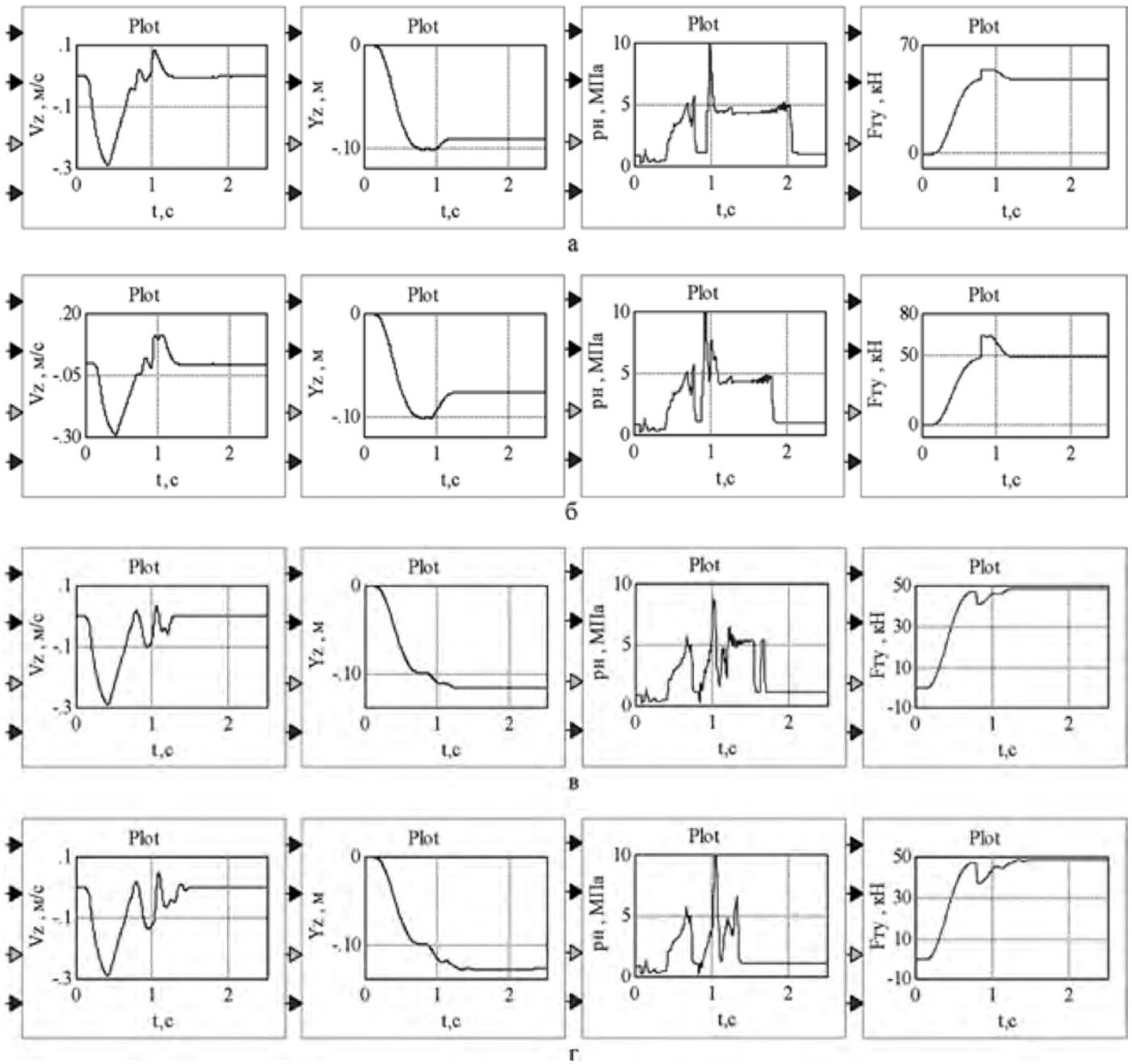


Рисунок 15— Рабочий процесс мехатронного гидроагрегата при заглублении сельхозорудия

с последующим различным ступенчатым внешним воздействием, характеризующим изменение сопротивления грунта, и временем включения 0,8 с: а – при $\Delta K_f = 15 \text{ кН/м}$; б – $\Delta K_f = 40 \text{ кН/м}$; в – $\Delta K_f = 15 \text{ кН/м}$; г – $\Delta K_f = 25 \text{ кН/м}$

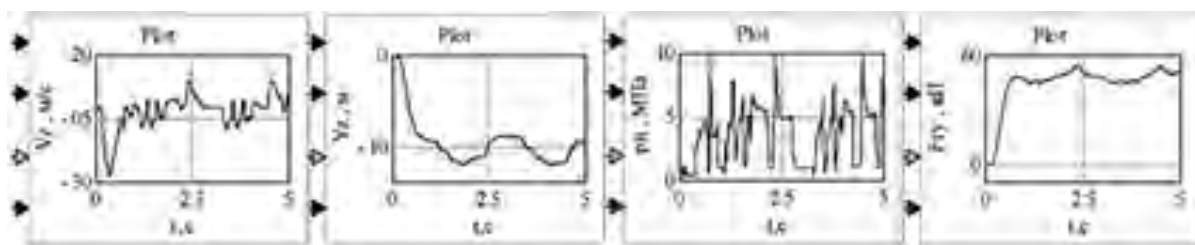
кривых y_z и $F_{гy}$ имеются квазигармонические колебания с частотой $\omega = 2,75 \text{ с}^{-1}$. Что касается переменных v_z и $p_{н}$, то здесь этих квазигармонических колебаний не видно (здесь негармонические колебания). Последнее можно объяснить нелинейностями мехатронного гидроагрегата, а также большой инерцией навесного оборудования и значительным объемом сжимаемой рабочей жидкости. на рисунке 16, б изображены те же кривые, полученные при включении ΔK_f с частотой $2,75 \text{ с}^{-1}$ через 0,8 с. Вначале идет заглубление без дополнительного внешнего воздействия. Только на кривой y_z четко видно почти гармоническое колебание с частотой $\omega = 2,75 \text{ с}^{-1}$. Сравнивая кривые v_z и $p_{н}$ с теми же кривыми рисунка 16, а можно отметить их меньшее число колебаний. Кривые внешнего

гармонического воздействия расположены внизу рисунка 16, б.

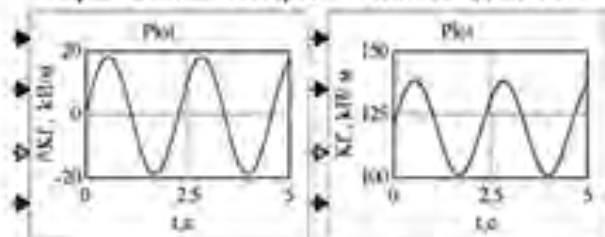
Кривые рисунка 16, в иллюстрируют рабочий процесс мехатронного гидроагрегата при частоте внешнего воздействия 0,52 с (экспериментально полученной [9]). Время интегрирования принято 25 с для большей наглядности. Колебания y_z носят гармонический характер.

Выводы

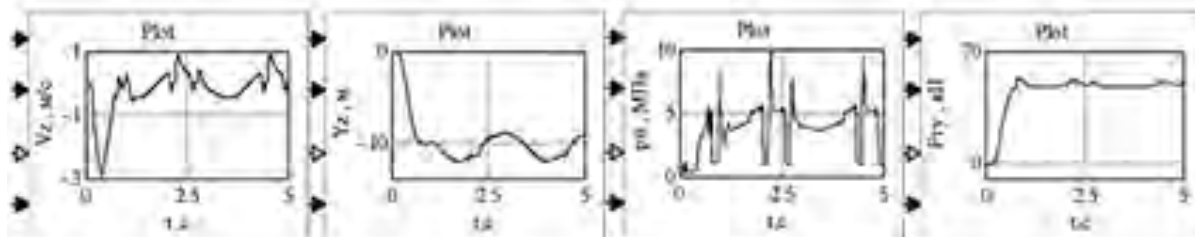
1. Выполненный обзор литературы по разработке и исследованию замкнутых систем по тяговому усилию на крюке трактора для разработок мехатронных гидроагрегатов показал:



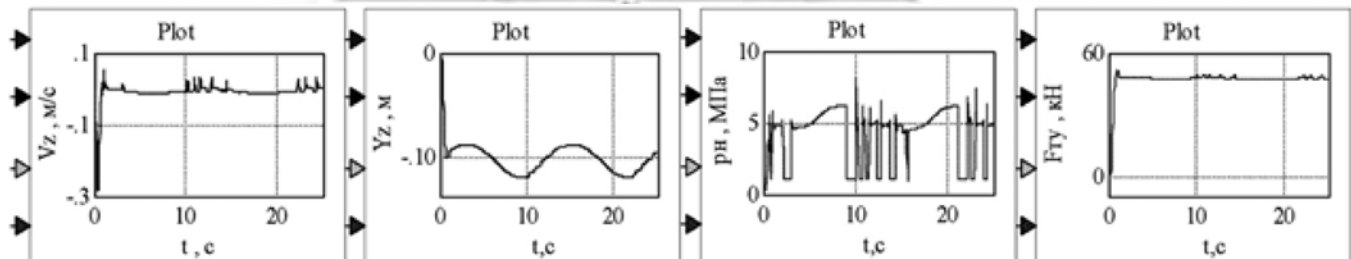
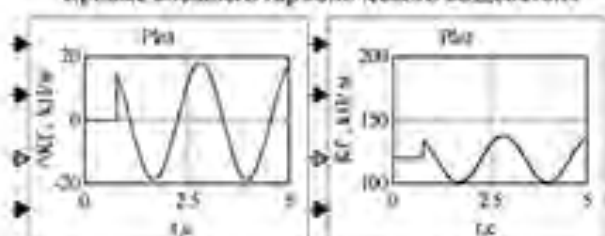
Кривые внешнего гармонического воздействия



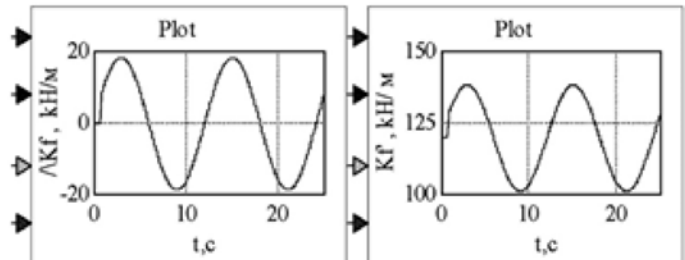
а



Кривые внешнего гармонического воздействия



Кривые внешнего гармонического воздействия



в

Рисунок 16 — Рабочий процесс МГА при заглублении сельхозорудия с последующим включением внешнего гармонического воздействия $\Delta K_f = 18,5 \sin \omega t$ при различных частотах ω и времени включения t

- их эффективность в части рационального использования мощности приводного двигателя, возможности поддержания тягового усилия в приемлемом интервале отклонений при различных внешних возмущениях (изменении плотности почвы, неровностей поверхности, скорости движения трактора и др.), экономии топлива,

- проведенные эксперименты подтверждают, что в расчетах можно в качестве допустимого приближения принять движение (подъем и опускание) навесного оборудования (плуга) плоскопараллельным,

- при работе систем, замкнутых по усилию, можно не учитывать незначительную нелинейность и принимать тяговое усилие линейной функцией от глубины пахоты при небольших ее отклонениях. Принятое допущение о линейном характере зависимости подтверждается, в частности, экспериментальными данными, полученными при идентификации навесного плуга ПЛН-5-35 как объекта автоматического регулирования.

2. Создание мехатронных гидроагрегатов открывает возможность решать весьма важные проблемы, решение которых было сопряжено с большими трудностями либо практически невозможно. Применительно к обсуждаемому мехатронному гидроагрегату навесного оборудования сельскохозяйственного трактора можно отнести обеспечение отработки малых значений рассогласований по усилию на основе синтеза корректирующих устройств, введенных в канал управления.

3. Получены осциллограммы переменных мехатронного гидроагрегата при моделировании:

- рабочего процесса заглупления орудия на максимальную глубину,

- реакции рабочего процесса на ступенчатое внешнее воздействие (в модели это имитируется изменением коэффициента K_r на величину $\pm \Delta F_r$),

- неровностей поверхности обрабатываемой почвы на основе данных экспериментов на тракторе Т-150К на стерне пшеницы с выявленными двумя резонансными частотами $\omega_1 = 0,52 \text{ с}^{-1}$ и $\omega_2 = 0,08 \text{ с}^{-1}$, согласуются с физическим анализом исследуемых процессов.

4. Разработанная нелинейная динамическая модель с синтезированными корректирующими устройствами в канале управления, с алгоритмом формирования рассогласования по тяговому усилию, с линейной зависимостью тягового усилия от глубины пахоты (в допусаемом приближении) для модели датчика обсуждаемого мехатронного гидроагрегата навесного оборудования сельскохозяйственного трактора и результаты исследований могут быть использованы при проектировании мехатронных гидроагрегатов для других мобильных машин.

Литература

1. Лурье, З.Я. Теоретические и практические аспекты динамической компенсации колебаний в мехатронных гидроагрегатах / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента, А.И. Панченко

// Промислова гідравліка і пневматика. — 2015. — №1 (47). — С. 27 — 44.

2. Самородов, В.Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»: зб. наук. праць. — 2008. — Тем. вип.: Автомобіле- і тракторобудування, № 58. — С. 11—20.

3. Дума́й, Л.Б. Особенности агрегатирования полунавесного многокорпусного плуга с трактором Т-150К, оснащенный САР / Л.Б. Дума́й // Тракторы и сельхозмашины. — 1980. — № 4. — С. 16 — 17.

4. Дума́й, Л.Б. Эффективность силового режима САР при пахоте многокорпусными плугами различного исполнения / Л.Б. Дума́й // Тракторы и сельхозмашины. — 1980. — № 5. — С. 14—17.

5. Теплинский, И.З. Идентификация пятикорпусного навесного плуга в силовой системе регулирования пахотного агрегата с трактором Т-150К / И.З. Теплинский, Е.А. Абелев, И.Н. Елисеенко // Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления: научные труды ЛСХИ. — 1978. — Т. 352.

6. Тракторы «Беларусь» МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. — Минск: Ураджай, 1977. — 352 с.

7. Мироненко, В.И. Сравнительный анализ работы системы автоматического регулирования глубины пахоты с различными плугами / В.И. Мироненко, А.В. Скляр // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»: зб. наук. праць. — 2010. — Тем. вип.: Автомобіле- і тракторобудування. — № 1. — С. 45—46.

8. Рославцев А.В. Исследование переходных процессов системы автоматического регулирования хода плуга и оценка их влияния на качество пахоты / А.В. Рославцев, Е.И. Грива, Б.Г. Деговцов // Вестник ХПИ. Тракторостроение. — 1976. — № 120, вып. 3. — С. 36—39.

9. Системы автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / М.Н. Коденко, А.Д. Артюшенко, В.Р. Мандрыка, В.И. Мироненко, под ред. М.Н. Коденко. — Харьков: Вища шк., 1988. — 152 с.

10. Проспект фирмы Bosch (AT / PLM2, Ma, O / VVB, KO). Краткое описание систем EHR. — Харьков: НИИГидропривод, 2000. — 32 с.

11. Система автоматического регулирования глубины пахоты: информационный лист. — Минск: ИМИНМАШ НАН, 2002. — 1 с.

12. Техническое задание на разработку системы управления навесным оборудованием тракторов класса 3-4 / сост. НИИГидропривод в форме ООО, ОАО «ХТЗ», НПП «Хартрон-Экспресс ЛТД». — Харьков, 2004. — 24 с.

13. Горавский, С. Л. Влияние структуры динамической системы сервораспределителя на эффективность функционирования гидронавесной системы трактора / С.Л.

Горавский, Е.Я. Строк // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. — 2009. — № 8. — С. 54—57.

14. Строк, Е.Я. Выбор структуры позиционного регулятора при активной компенсации утечек из исполнительного механизма гидропривода навесного устройства / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчик, С. Л. Горавский // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. — 2010. — № 2. — С. 140—146.

15. Горавский, С.Л. Влияние структуры делителя потока электрогидравлического сервораспределителя на жесткость скоростной характеристики гидропривода / С.Л. Горавский, Е. Я. Строк // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2010. — № 3. — С. 25—27.

16. Строк, Е. Я. Моделирование систем автоматического регулирования режимов работы исполнительных механизмов колесных тракторов на ЭЦВМ: оператив.-информац. материалы / Е.Я. Строк. — Минск: Институт проблем надежности и долговечности машин АН БССР, 1978. — 47 с.

17. Строк, Е.Я. Разработка перспективных конструкций систем управления навесным устройством трактора / Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик // Машиностроение и техносфера XXI века : труды XI Междунар. науч.-техн. конф., Севастополь, 13—18 сентября 2004 г.: в 4 т. — Донецк : ДонНТУ, 2004. — Т. 3. — С. 162—166.

18. Лурье, З.Я. Динамические характеристики электрогидравлического преобразователя гидроагрегата навесного оборудования трактора / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента // Промислова гідроліка і пневматика. — 2008. — № 2 (20). — С. 87—92.

19. Лурье, З.Я. Математическая модель клапана давления гидроагрегата с чувствительностью к нагрузке / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета : Сб. научных трудов. — 2007. — Вып. 38. — С. 200—203.

20. Лурье, З.Я. Математическая модель узла «гидро-распределитель—гидроцилиндр» гидроагрегата навесного оборудования трактора / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. — 2007. — Ч. 2, № 3 (109). — С. 89—93.

21. Лурье, З.Я. Математическая модель узла «электрогидравлический преобразователь—золотник гидро-распределителя» гидроагрегата навесного оборудования трактора / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента // Промислова гідроліка і пневматика. — 2007. — № 3 (17). — С. 96—98.

22. Лурье, З.Я. Исследование динамических характеристик гидроагрегата навесного оборудования трактора / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента, В.А. Макей, И.Г. Лищенко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. — 2008. — Ч. 2, № 2 (49). — С. 92—95.

23. Лурье, З.Я. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трак-

тора / З.Я. Лурье, В.А. Макей, Е.Н. Цента // Східно-Європейський журнал передових технологій. — 2008. — № 2/4 (32). — С. 36—41.

24. Лурье, З.Я. Оптимизация параметров гидроагрегата навесного оборудования трактора по динамическому критерию / З.Я. Лурье, В.А. Макей, А.И. Панченко, Е.Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — 2008. — Вип. 8, т. 8. — С. 3—15.

25. Лурье, З.Я. Синтез параметрически оптимизируемого гидроагрегата навесного оборудования трактора по динамическому критерию / З.Я. Лурье, В.А. Макей, Е.Н. Цента // Proceedings International scientific conference UNITECH '08. — Gabrovo: University publishing house «V. Aprilov», 2008. — Volume II. — P. 449—454.

26. Лурье, З.Я. Улучшение показателей качества рабочего процесса нелинейного гидроагрегата мобильных машин путем динамической компенсации / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента // MOTROL: Motoryzacja i energetyka rolnictwa. — Lublin, 2011. — Volume 13C. — P. 115—127.

27. Лурье, З.Я. Динамическая компенсация колебаний в мехатронном гидроагрегате мобильной машины / З.Я. Лурье, А. И. Панченко, Е.Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — 2014. — Вип. 14, т. 3. — С. 3—18.

28. Мироненко, В.И. Нагруженность навесного механизма трактора / В.И. Мироненко, А.Ю. Ребров, А.Д. Галуцких // Вісник НТУ «ХП». «Автомобіле- та тракторобудування». — 2005. — Вип. 13. — С. 49—52.

29. Коденко, М.Н. Оптимальное управление движением трактора / М.Н. Коденко // Вестник Харьковского политехнического института. Тракторостроение. — Харьков : ХГУ им. А. М. Горького, 1968. — Вып. 1, № 31 (79). — С. 9—14.

30. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М. М. Гайцгори [и др.], под общ. ред. С.А. Ермакова. — М. : Машиностроение, 1988. — 312 с.

31. Артюшенко, А.Д. К обоснованию номинальной силы тяги трактора / А.Д. Артюшенко // Вісник НТУ «ХП». «Автомобіле- та тракторобудування». — Харків : НТУ «ХП», 2005. — Вип. 13. — С. 64—69.

32. Эксплуатационные испытания тракторов Т-150 и Т-150К, оборудованных системой автоматического регулирования хода плуга / Г.Н. Шепеленко, В.Р. Мандрыка, А.Т. Круговой [и др.] // Вестник ХПИ. Тракторостроение. — 1976. — № 120, вып. 3. — С. 63—66.

References

1. Lurye, Z. Ya. Teoreticheskiye i prakticheskiye aspekty dinamicheskoy kompensatsii kolebaniy v mekhatronnykh gidroagregatakh / Z. Ya. Lurye, E. N. Tsenta, A. I. Panchenko // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2015. — №1 (47). — S. 27—44.

2. Samorodov, V. B. Razvitiye klassicheskikh metodov tyagovogo rascheta traktora s uchetom osnovnykh tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley MTA / V. B. Samorodov, A. Yu. Rebrov // *Visnyk Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu «Kharkivskiy politekhnichniy institut»* : zb. nauk. prats. — 2008. — Tem. vyp.: Avtomobile- i traktorobuduvannya, № 58. — S. 11 — 20.
3. Dumay, L.B. Osobennosti agregatirovaniya polunavesnogo mnogokorpusnogo pluga s traktorom T-150K, osnashchennym SAR / L.B. Dumay // *Traktory i selkhoz mashiny*. — 1980. — № 4. — S. 16 — 17.
4. Dumay, L.B. Effektivnost silovogo rezhima SAR pri pakhote mnogokorpusnymi plugami razlichnogo ispolneniya / L.B. Dumay // *Traktory i selkhoz mashiny*. — 1980. — № 5. — S. 14 — 17.
5. Teplinskiy, I. Z. Identifikatsiya pyatikorpusnogo navesnogo pluga v silovoy sisteme regulirovaniya pakhotnogo agregata s traktorom T-150K / I. Z. Teplinskiy, E. A. Abelev, I.N. Eliseyenko // *Avtomatizatsiya selkokochoyaystvennykh agregatov i ikh sistem upravleniya* : nauchnyye trudy LSKhI. — 1978. — T. 352.
6. Traktory «Belarus» MTZ-80, MTZ-80L, MTZ-82, MTZ-82L. Tekhnicheskoye opisaniye i instruksiya po ekspluatatsii. — Minsk: Uradzhay, 1977. — 352 s.
7. Mironenko, V.I. Sravnitelnyiy analiz raboty sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya glubiny pakhoty s razlichnymi plugami / V. I. Mironenko, A. V. Sklyarov // *Visnyk Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu «Kharkivskiy politekhnichniy Institut»*: zb. nauk. prats. — 2010. — Tem. vyp.: Avtomobile- i traktorobuduvannya, № 1. — S. 45—46.
8. Roslavtsev, A. V. Issledovaniye perekhodnykh protsessov sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya khoda pluga i otsenka ikh vliyaniya na kachestvo pakhoty / A.V. Roslavtsev, E.I. Griva, B.G. Degovtsov // *Vestnik KhPI. Traktorostroyeniye*. — 1976. — № 120, vyp. 3. — S. 36—39.
9. Sistemy avtomaticheskogo upravleniya rezhimami raboty selkokochoyaystvennykh traktorov / M. N. Kodenko, A.D. Artyushenko, V.R. Mandryka, V.I. Mironenko, pod red. M.N. Kodenko. — Kharkov: Vishcha shk., 1988. — 152 s.
10. Prospekt firmy Bosch (AT/PLM2, Ma, O/VVB, KO). Kratkoye opisaniye sistem EHR. — Kharkov: NIIGidroprivod, 2000. — 32 s.
11. Sistema avtomaticheskogo regulirovaniya glubiny pakhoty: informatsionnyy list. — Minsk: IMINMASH NAN, 2002. — 1 s.
12. Tekhnicheskoye zadaniye na razrabotku sistemy upravleniya navesnym oborudovaniyem traktorov klassa 3 — 4 / sost. NIIGidroprivod v forme OOO, OAO «KhTZ», NPP «Khartron-Ekspres LTD». — Kharkov, 2004. — 24 s.
13. Goravskiy, S.L. Vliyaniye struktury dinamicheskoy sistemy servoraspredeleya na effektivnost funktsionirovaniya gidronavesnoy sistemy traktora / S. L. Goravskiy, E. Ya. Strok // *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universitetu*. Ser. V. Promyshlennost. Prikladnyye nauki. — 2010. — № 2. — S. 140—146.
14. Strok, E. Ya. Vybor struktury pozitsionnogo regulyatora pri aktivnoy kompensatsii utechek iz ispolnitelnogo mekhanizma gidroprivoda navesnogo ustroystva / E. Ya. Strok, L. D. Belchik, S. L. Goravskiy // *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universitetu*. Ser. V. Promyshlennost. Prikladnyye nauki. — 2010. — № 2. — S. 140—146.
15. Goravskiy, S. L. Vliyaniye struktury delitelya potoka elektrogidravlicheskogo servoraspredeleya na zhestkost skorostnoy kharakteristiki gidroprivoda / S. L. Goravskiy, E. Ya. Strok // *Traktory i selkokochoyaystvennyye mashiny*. — 2010. — № 3. — S. 25—7.
16. Strok, E. Ya. Modelirovaniye sistem avtomaticheskogo regulirovaniya rezhimov raboty ispolnitelnykh mekhanizmov kolesnykh traktorov na ETsVM : operativ.-informats. materialy / E. Ya. Strok. — Minsk : Institut problem nadezhnosti i dolgovechnosti mashin AN BSSR, 1978. — 47 s.
17. Strok, E.Ya. Razrabotka perspektivnykh konstruksiy sistem upravleniya navesnym ustroystvom traktora / E.Ya. Strok, L.D. Belchik // *Mashinostroyeniye i tekhnosfera XXI veka: trudy XI Mezhdunar. nauch.-tehn. konf.*, Sevastopol, 13 — 18 sentyabrya 2004 g.: v 4 t. — Donetsk: DonNTU, 2004. — T. 3. — S. 162—166.
18. Lurye, Z.Ya. Dinamicheskkiye kharakteristiki elektrogidravlicheskogo preobrazovatelya gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora / Z.Ya. Lurye, E. N. Tsenta // *Promyslova gidravlika i pnevmatyka*. — 2008. — № 2 (20). — S. 87—92.
19. Lurye, Z.Ya. Matematicheskaya model klapanavleniya gidroagregata s chuvstvitelnostyu k nagruzke / Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta // *Vestnik Kharkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universitetu*: Sb. nauchnykh trudov. — Kharkov: KhNADU. — 2007. — Vyp. 38. — S. 200—203.
20. Lurye, Z.Ya. Matematicheskaya model uzla «gidroraspredeleya — gidrotsilindr» gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora / Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta // *Visnik Skhidnoukrayinskogo universitetu imeni Volodimira Dalya*. — 2007. — Ch. 2, № 3 (109). — S. 89—93.
21. Lurye, Z.Ya. Matematicheskaya model uzla «elektrogidravlicheskyy preobrazovatel — zolotnik gidroraspredeleya» gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora / Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta // *Promyslova gidravlika i pnevmatyka*. — 2007. — № 3 (17). — S. 96—98.
22. Lurye, Z.Ya. Issledovaniye dinamicheskikh kharakteristik gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora / Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta, V.A. Makey, I.G. Lishchenko // *Visnyk Kremenchutskogo derzhavnogo politekhnichnogo universitetu imeni Mykhayla Ostrogradskogo*. — 2008. — Ch. 2, № 2 (49). — S. 92—95.
23. Lurye, Z.Ya. Matematicheskoye modelirovaniye dinamiki gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora / Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta, V.A. Makey, // *Skhidno-Evropeyskiy zhurnal peredovikh tekhnologiy*. — 2008. — № 2/4 (32). — S. 36—41.
24. Lurye, Z.Ya. Optimizatsiya parametrov gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora po dinamicheskomu kriteriyu / Z.Ya. Lurye, V.A. Makey, A.I. Panchenko, E.N. Tsenta // *Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu*. — 2008. — Vyp. 8, t. 8. — S. 3—15.
25. Lurye, Z.Ya. Sintez parametricheskoy optimiziruyemoy gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora po dinamicheskomu kriteriyu / Z.Ya. Lurye, V.A. Makey, E.N. Tsenta

// Proceedings International scientific conference UNITECH '08. — Gabrovo: University publishing house "V. Aprilov", 2008. — Volume II. — S. 449—454.

26. Lurye, Z.Ya. Uluchsheniye pokazateley kachestva rabocheho protsessa nelineynogo gidroagregata mobilnykh mashin putem dinamicheskoy kompensatsii / Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta // MOTROL: Motoryzatsiya i energetyka rol'nictva. — Lublin, 2011. — Volume 13C. — P. 115—127.

27. Lurye, Z.Ya. Dinamicheskaya kompensatsiya kolebaniy v mekhatronnom gidroagregate mobilnoy mashiny / Z.Ya. Lurye, A.I. Panchenko, E.N. Tsenta // Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. — 2014. — Vyp. 14, t. 3. — S. 3—18.

28. Mironenko, V. I. Nagruzhenost navesnogo mekhanizma traktora / V. I. Mironenko, A. Yu. Rebrov, A. D. Galutskikh // Visnyk NTU «KhPI». «Avtomobile- ta traktorobuduvannya». — 2005. — Vyp. 13. — S. 49—52.

29. Kodenko, M.N. Optimalnoye upravleniye dvizheniyem traktora / M.N. Kodenko // Vestnik Kharkovskogo politekhnicheskogo instituta. Traktorstroyeniye. — Kharkov: KhGU im. A.M. Gorkogo, 1968. — № 31 (79). — S. 9—14.

30. Avtomatizirovannoye proyektirovaniye mashinostroitel'nogo gidroprivoda / I. I. Bazhin, Yu.G. Berengard, M.M. Gaytsgori [i dr.] , pod obshch. red. C.A. Ermakova. — M.: Mashinostroyeniye, 1988. — 312 s.

31. Artyushenko, A.D. K obosnovaniyu nominalnoy sily tyagi traktora / A.D. Artyushenko // Visnyk NTU «KhPI». «Avtomobile- ta traktorobuduvannya». — Kharkiv: NTU «KhPI», 2005. — Vyp. 13. — S. 64—69.

32. Ekspluatatsionnyie ispytaniya traktorov T-150 i T-150K, oborudovannykh sistemoy avtomaticheskogo regulirovaniya khoda pluga / G.N. Shepelenko, V.R. Mandryka, A.T. Krugovoy [i dr.] // Vestnik KhPI. Traktorstroyeniye. — 1976. — № 120, vyp. 3. — S. 63—66.

Надійшла 15.01.2016 року

УДК 62 - 82

Моделювання робочого процесу мехатронного гідроагрегата навісного обладнання трактора зі зворотним зв'язком за зусиллям

З.Я. Лурье,
Е.Н. Цента,
А.І. Панченко

Розглянуто результати моделювання робочого процесу мехатронного гідроагрегату навісного обладнання трактора, при якому задаючий вплив і зворотний зв'язок є тяговими зусиллями. У процесі дослідження виникла

необхідність розробки коригувальних пристроїв, що забезпечують формування відповідних керуючих впливів на гідромеханічну частину мехатронних гідроагрегатів. Рішення поставленої задачі забезпечено синтезом пристроїв керування при оптимізації методом *Powell* в пакеті *VisSim* і методом проб і помилок. Отримані осцилограми змінних робочого процесу з нерівностями оброблюваної поверхні ґрунту на основі даних для трактора Т-150К на стерні пшениці з виявленими двома резонансними частотами $\omega_1 = 0,52 \text{ c}^{-1}$ і $\omega_2 = 0,08 \text{ c}^{-1}$ та ін., узгоджуються з фізичним аналізом досліджуваних процесів. Розроблено нелінійну модель із синтезованими пристроями і результати її дослідження можуть бути використані при проектуванні мехатронних гідроагрегатів для інших мобільних машин.

Ключові слова: мехатронний гідроагрегат, навісне обладнання, режим зусилля, коригувальний пристрій, математична модель, синтез.

UDC 62 - 82

Modeling of working process mechatronic hydraulic unit of tractor mounted equipment with force feedback

Z.Ya. Lurye,
E.N. Tsenta,
A.I. Panchenko

This article is devoted to modeling working process of mechatronic hydraulic unit of tractor mounted equipment, in which driving action and feedback are the traction forces. During the investigation it became necessary to develop the correcting devices, providing the formation of appropriate control action on the hydromechanical component of mechatronic hydraulic units. The solution of the formulated problem is provided by synthesis control device during optimization by the method of Powell in the package of *VisSim* and the method of tests and errors). The resulting oscillograms of working process variables with irregularity of cultivated soil surface on the basis of data for the tractor T-150K on the wheat stubble with detected two resonant frequencies $\omega_1 = 0,52 \text{ c}^{-1}$ and $\omega_2 = 0,08 \text{ c}^{-1}$ and etc., agree with the physical analysis of the investigated processes. The developed nonlinear model with synthesized devices and the results of researches can be used in the design of mechatronic hydraulic units for other mobile machines.

Keywords: mechatronic hydraulic unit, mounted equipment, force mode, correcting device, mathematical model, synthesis.