

В. Б. Попов

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ПОДЪЕМНО-НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ
МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
СРЕДСТВ**

**Гомель
ГГТУ им. П. О. Сухого
2016**

УДК 621.86.07:51-7

Попов, В. Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 251 с. : ил. – ISBN 978-985-535-315-8.

Изложен анализ существующих ПНУ мобильных энергетических средств. Получены аналитические выражения, необходимые для расчета выходных параметров ПНУ, характеризующих соответствующие режимы работы энергоносителей. Поставлена и решена задача многокритериальной параметрической оптимизации ПНУ универсального энергетического средства УЭС-290/450, обеспечивающая рациональный выбор его внутренних параметров, что способствует снижению энергозатрат и повышению тягово-сцепных свойств мобильного сельскохозяйственного агрегата.

В соответствии с принципами системного подхода разработана методика функционального проектирования ПНУ мобильных энергетических средств. Получило дальнейшее развитие формализованное описание работы основных компонентов ПНУ как научной основы для их оптимального проектирования.

Для научных сотрудников и конструкторов проектных организаций и предприятий, занимающихся созданием и испытаниями мобильных энергетических средств, также будет полезна студентам, магистрантам и аспирантам для исследования и решения проблем агрегатирования энергоносителей с рабочими машинами и орудиями.

Табл. 36, ил. 129, список лит. – 120 назв.

Рецензенты: зав. каф. «Детали машин, путевые и строительные машины»
БелГУТа д-р техн. наук, проф. *В. А. Довгяло*;
ген. директор ОАО «Гомсельмаш» канд. техн. наук *А. И. Камко*

*Рекомендовано к изданию Советом ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 17.11.2014 г.)*

ISBN 978-985-535-315-8

© Попов В. Б., 2016
© Оформление. Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	6
ГЛАВА 1. Проблемы разработки подъемно-навесного устройства мобильного энергетического средства	9
1.1. Общие сведения о ПНУ	9
1.2. Состояние вопроса и задачи исследования	14
ГЛАВА 2. Формирование функциональной математической модели подъема навесной машины	26
2.1. Анализ конструкций ПНУ мобильных энергетических средств	27
2.2. Патентный поиск схем и конструкций ПНУ мобильных энергетических средств	35
2.3. Структурный анализ механизма навески	40
2.4. Математическое моделирование процедуры геометрического анализа механизма навески	42
2.4.1. Векторная интерпретация плоского аналога механизма навески ...	43
2.4.2. Определение углов, образуемых звеньями механизма навески	44
2.4.3. Определение координат центров подвижных шарниров и проверка геометрического анализа	47
2.4.4. Определение координат центра тяжести навесной машины	48
2.5. Математическое моделирование процедуры кинематического анализа механизма навески	48
2.5.1. Определение аналогов угловых скоростей и передаточных отношений звеньев механизма навески	48
2.5.2. Определение передаточных чисел механизма навески	49
2.6. Математическое моделирование процедуры силового анализа механизма навески	51
2.6.1. Силовой анализ групп с нулевой подвижностью	52
2.6.2. Силовой анализ одноподвижного четырехзвенника	55
2.6.3. Определение потерь на трение в механизме навески	57
2.6.4. Определение управляемости неподвижного машинно-тракторного агрегата	59
2.6.5. Уточненный расчет управляемости и определение рабочей скорости машинно-тракторного агрегата	60
ГЛАВА 3. Формирование функциональной математической модели динамики подъема навесной машины	63
3.1. Основные методы динамического расчета гидропривода мобильных энергетических средств	63
3.2. Уравнения течения рабочей жидкости в гидравлических сопротивлениях	67

3.3. Формирование ФММ нагруженного гидропривода. Расчет выходных параметров и грузоподъемности ПНУ УЭС-290/450 и трактора «Беларус-2522»	72
--	----

ГЛАВА 4. Другие режимы работы подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств	88
4.1. Рабочий режим ПНУ мобильного энергетического средства в составе машинно-тракторного агрегата.....	88
4.2. Работа ПНУ мобильных энергетических средств в режиме транспортного переезда.....	100
4.2.1. Характеристики опорной поверхности пути	100
4.2.2. Формирование функциональной математической модели транспортного переезда машинно-тракторного агрегата	109
4.3. Формирование функциональных математических моделей ПНУ шасси погрузочного многофункционального «АМКОДОР-332С»	129
4.3.1. Общие сведения о механизмах ПНУ шасси погрузочного многофункционального «АМКОДОР-332С».....	129
4.3.2. Гидропривод шасси погрузочного многофункционального	131
4.3.3. Анализ механизмов ПНУ шасси погрузочного многофункционального.....	137
4.3.4. Определение грузоподъемности ПНУ и управляемости шасси погрузочного многофункционального.....	139

ГЛАВА 5. Моделирование и оптимизация подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств	143
5.1. Формирование функциональной математической модели анализа для переднего ПНУ УЭС-2-280А	144
5.2. Параметрический синтез механизма навески переднего ПНУ универсального энергосредства.....	147
5.3. Анализ и выбор методов параметрической оптимизации ПНУ мобильных энергетических средств.....	150
5.4. Выбор алгоритма параметрической оптимизации.....	157
5.5. Алгоритм решения задачи многокритериальной оптимизации ПНУ мобильных энергетических средств	163
5.5.1. Некоторые соображения относительно задачи многокритериальной оптимизации	163
5.5.2. Алгоритм многокритериальной оптимизации	164
5.6. Многокритериальная оптимизация параметров механизма навески УЭС-290/450, агрегируемого с комбайном навесным кормоуборочным КНК-500	169
5.6.1. Постановка задачи многокритериальной оптимизации параметров механизма навески УЭС-290/450	169

5.6.2. Решение задачи многокритериальной оптимизации для механизма навески ПНУ УЭС-290/450, агрегируемого с комбайном навесным корнеуборочным КНК-500	171
5.6.3. Сравнение выходных параметров базового и оптимального вариантов механизма навески	175
5.7. Совершенствование методики автоматизированного проектирования ПНУ универсальных энергетических средств.....	181

ГЛАВА 6. Проектирование макета подъемно-навесного устройства и экспериментальные исследования подъема навесной машины	192
6.1. Разработка макета ПНУ универсального энергетического средства....	192
6.1.1. Обоснование потребности в макете ПНУ, поиск работоспособной конструкции	192
6.1.2. Расчет нагрузки и выбор электродвигателя	195
6.1.3. Назначение и предъявляемые к макету требования.....	201
6.1.4. Технические данные макета ПНУ	203
6.2. Проектирование и расчет элементов макета ПНУ	203
6.2.1. Достоинства и недостатки объемного гидропривода	203
6.2.2. Выбор схемы циркуляции рабочей жидкости и номинального рабочего давления	204
6.2.3. Расчет макета на устойчивость.....	206
6.2.4. Расчет направляющей рамы на прочность	207
6.2.5. Расчет минимального сечения стержня.....	210
6.2.6. Расчет опорной рамы на прочность	211
6.2.7. Измерительные приборы и датчики.....	213
6.3. Техническое обеспечение исследований на макете ПНУ универсального энергетического средства.....	214
6.4. Идентификация функциональной математической модели динамики подъема навесной машины.....	219
6.5. Исследование параметров ПНУ УЭС-2-280А при подъеме кормоуборочного комбайна КПК-3000.....	223
6.5.1. Лабораторные испытания ПНУ УЭС-2-280А	223
6.5.2. Характеристика объекта и условия проведения испытаний	224
6.5.3. Результаты испытаний ПНУ УЭС-2-280А	227
6.5.4. Расчет сил, действующих в звеньях механизма навески	231
6.5.5. Сравнение результатов, полученных в ходе испытаний ПНУ, с расчетами, выполненными на ФММ.....	234
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	236
ЛИТЕРАТУРА	240

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современное проектирование мобильных энергетических средств (МЭС) – тракторов, универсальных энергетических средств, самоходных шасси и различных погрузчиков – существенно отличается от «классического», когда за достаточно длительным периодом разработки изделия неизбежно следовал не менее длительный период его доводки. Ускоренного и качественного завершения проектно-конструкторских работ требует конкуренция и автоматизированное производство, поддерживаемое существенным ростом автоматизации инженерного труда. Среди решаемых конструкторами задач одну из наиболее важных представляет проблема эффективного агрегатирования МЭС с рабочими машинами и орудиями. Подъемно-навесное устройство (ПНУ) – это составная часть МЭС, отвечающая за характер связи между МЭС и навесной машиной (НМ).

В настоящей монографии объектом теоретических исследований является разработка формализованного описания режимов работы ПНУ МЭС, позволяющего сформировать:

- функциональную математическую модель механизма навески ПНУ в режиме подъема НМ;
- функциональные математические модели гидропривода ПНУ в режиме подъема НМ;
- функциональную математическую модель механизма навески ПНУ в рабочем режиме машинно-тракторного агрегата (МТА), состоящего из МЭС и НМ;
- функциональную математическую модель ПНУ в режиме транспортного переезда МТА с поднятой НМ;
- функциональную математическую модель параметрической оптимизации ПНУ.

Актуальность работы подтверждается широким распространением МЭС, агрегатируемых с различными навесными машинами и орудиями как отечественного, так и импортного производства. Эффективное агрегатирование МЭС с рабочими машинами и орудиями зависит и во многом определяется рациональным выбором и настройкой параметров ПНУ, учитывающих режим работы агрегата и соответствующие особенности МЭС и навесной машины.

Шлейф навешиваемых на конкретное МЭС машин и орудий достаточно широк и имеет выраженную тенденцию к росту. В процессе эксплуатации МТА, например, процесс перевода навесного

орудия из рабочего положения в транспортное выполняется многократно и, как правило, с завышенными затратами энергии.

Основные причины такого положения следующие:

- отсутствие рекомендаций по настройке ПНУ конкретного МЭС для экономного перевода конкретной НМ в транспортное положение;
- относительно большой срок службы ПНУ и сложность учета относящихся к нему энергозатрат (в топливном эквиваленте);
- необходимость навески на МЭС навесных машин и орудий, возможность агрегатирования с которыми ранее не предусматривалась.

Рациональный выбор параметров ПНУ и имитационное моделирование режимов его работы при широком распространении МЭС позволят повысить качество их работы, а выравнивание (стабилизация) нагрузки на элементы гидропривода и механизма навески косвенно улучшают показатели эксплуатационной надежности ПНУ. Для этого требуются четкие рекомендации по настройке параметров соответствующего ПНУ при агрегатировании с конкретной навесной машиной.

Монография построена в основном на материалах собственных исследований автора, опирающегося на известные методы математического моделирования, используемые для решения задач земледельческой механики и результаты испытаний ПНУ серийного универсального энергетического средства УЭС-2-280А.

Первая глава имеет вводный характер, в ней рассматриваются проблемы разработки подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств, состояние вопроса и задачи исследования.

В второй главе рассмотрены назначение, состав и область применения ПНУ; анализ их современных конструкций и запатентованных технических решений; формализованное описание процедур структурного, геометрического, кинематического и силового анализа.

В третьей главе разработана функциональная математическая модель, описывающая динамику подъема навесной машины, что необходимо для определения динамической нагруженности элементов ПНУ и выявления влияния параметров гидропривода на характер действующих в нем динамических нагрузок.

В четвертой главе разработана функциональная математическая модель, описывающая технологический рабочий режим пахотного агрегата, включающего УЭС и плуг, и функциональная математическая модель, описывающая режим транспортного переезда мобильного сельскохозяйственного агрегата в составе УЭС и навесного кормоуборочного комбайна; а также представлено формирование функцио-

нальных математических моделей ПНУ шасси погрузочного многофункционального «АМКОДОР-332С».

В пятой главе на основе выявленных аналитических зависимостей и метода исследования пространства параметров разработана функциональная математическая модель оптимизационного синтеза ПНУ.

В шестой главе проведены экспериментальные исследования ПНУ на базе серийного и опытного УЭС для проверки достоверности функциональных математических моделей анализа и идентификация сформированных математических моделей.

Монография структурирована по главам, параграфам и пунктам. Номера параграфов составлены из порядкового номера главы и самого параграфа. Аналогично пронумерованы пункты внутри параграфа. Нумерация рисунков, таблиц и формул для каждой главы самостоятельная.

ГЛАВА 1. ПРОБЛЕМЫ РАЗРАБОТКИ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

1.1. Общие сведения о ПНУ

Подъемно-навесное устройство (ПНУ) предназначено для соединения и управления навесными и полунавесными машинами и орудиями, агрегируемыми с мобильными энергетическими средствами (МЭС) – тракторами, универсальными энергетическими средствами (УЭС) и самоходными шасси. Навесные машины (НМ) и орудия в транспортном положении полностью навешиваются на МЭС, а полунавесные – частично на собственную ходовую систему. Подъемно-навесное устройство (рис. 1.1) является неотъемлемой частью МЭС и состоит из двух неоднородных структур – механизма навески (МН) и гидропривода (ГП).

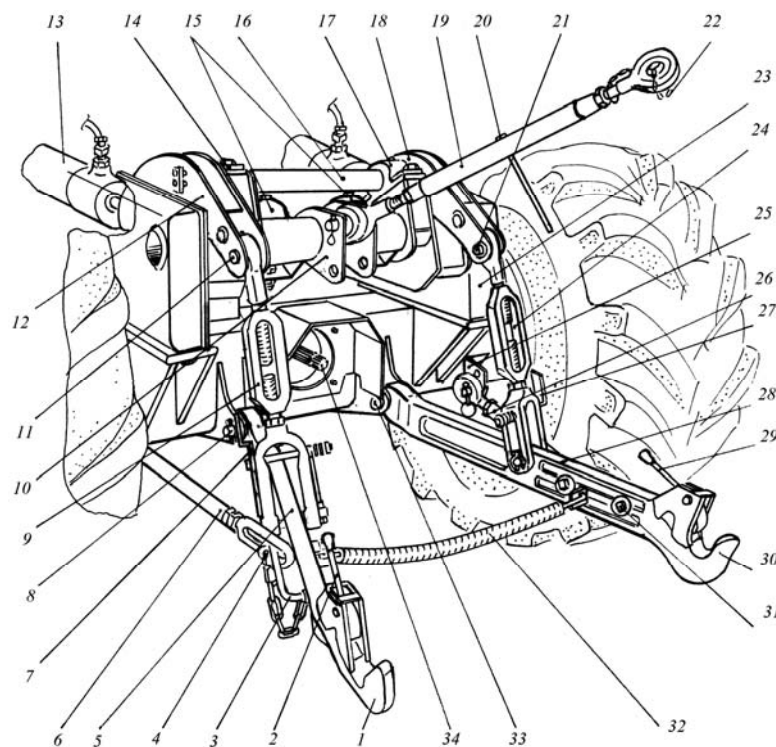


Рис. 1.1. Подъемно-навесное устройство УЭС:

- 1, 30 – захваты; 2, 29 – ручки фиксатора; 3 – скоба;
4, 7, 22, 27 – фиксаторы; 5, 28 – продольные тяги; 6, 26, 32 – стяжки;
8, 11, 21, 33 – пальцы; 9, 24 – раскосы; 10, 25 – кронштейны; 12, 18 – рычаги;
13 – гидроцилиндры; 14, 17 – опоры; 15 – гидропневмоаккумуляторы;
16 – поворотный вал; 19 – тяга верхняя; 20 – рукоятка;
23 – рама; 31 – болты; 34 – ВОМ

Анализ кинематических схем и конструкций МН показывает, что в сельскохозяйственном производстве [1] с навесными машинами они агрегируются в основном по трехточечной схеме (рис. 1.2) При разнообразном конструктивном исполнении все трехточечные МН выполняют по единой схеме шарнирно-рычажного механизма, состоящего из двух нижних 1 и одной верхней (центральной) 6 тяг. Каждая тяга шарнирно соединена одним концом с МЭС-3, а другим с машиной (орудием). Привод МН осуществляется от одного или двух гидроцилиндров 2 через вал 4 с рычагами 5 и раскосами 7. Верхняя тяга 6 и раскосы 7 выполняются регулируемые по длине для корректировки положения навешенного орудия относительно МЭС в продольной и поперечной плоскостях. В результате навесная машина имеет возможность перемещения относительно МЭС по высоте и в поперечном направлении. Стяжки 8 ограничивают поперечные перемещения орудия в рабочем положении и исключают их в транспортном.

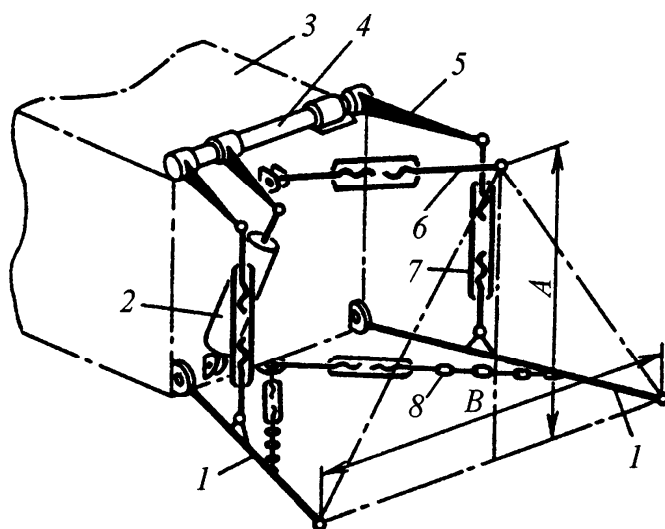


Рис. 1.2. Схема трехточечного механизма навески

Для обеспечения агрегатирования различных типов и моделей МЭС с разнообразными навесными орудиями форма и размеры присоединительных элементов, а также размеры A и B присоединительного треугольника (рис. 1.2) и кинематические параметры ПНУ регламентируются соответствующими стандартами [2], [3]. При единой заданной номенклатуре размеров и параметров ПНУ их значения подразделяются на несколько категорий в зависимости от класса трактора. Кинематические параметры МН влияют на эксплуатационные качества машинно-тракторного агрегата (МТА).

Гидропривод ПНУ служит для передачи энергии двигателя МЭС к различным исполнительным механизмам.

По функциональному назначению гидроприводы подразделяются на три группы:

- приводы МН, обеспечивающие привод и управление только МН;
- универсальные, обеспечивающие привод и управление МН и рабочих органов, агрегируемых с МЭС машин и орудий;
- централизованные, которые помимо выполнения функций универсальных ГП обеспечивают также привод и управление отдельными или всеми гидрофицированными механизмами самого МЭС (рулевого управления, тормозов, дифференциалов, передних ведущих мостов и др.).

В зависимости от компоновки составляющих элементов ГП подразделяются на три группы [4]:

- моноблочные, в которых все элементы смонтированы в единый блок;
- полураздельноагрегатные, комплектуемые группами агрегатов или группами и отдельными агрегатами;
- раздельноагрегатные, в которых все составляющие элементы выполнены в виде отдельных агрегатов, располагаемых в местах, наиболее рациональных по общей компоновке МЭС, удобству управления и обслуживания гидропривода.

Моноблочный гидропривод в последнее время на МЭС не применяют. Полураздельноагрегатный гидропривод широко используют на тракторах малой и средней мощности. Для энергонасыщенных МЭС в последнее время все более широкое применение получает раздельноагрегатный гидропривод.

По источникам питания и способам регулирования режимов работы ГП подразделяют на следующие типы:

- с постоянным расходом на базе насоса с постоянным рабочим объемом (рис. 1.3, а);
- с суммированием постоянных расходов (СПР) насосов с постоянным рабочим объемом (рис. 1.3, б);
- системы постоянного давления (СПД) на базе насоса с регулируемым рабочим объемом (рис. 1.3, в);
- системы, чувствительные к нагрузке (СЧН), на базе насоса с постоянным рабочим объемом (рис. 1.3, г);
- системы, чувствительные к нагрузке, на базе насоса с регулируемым рабочим объемом (рис. 1.3, д).

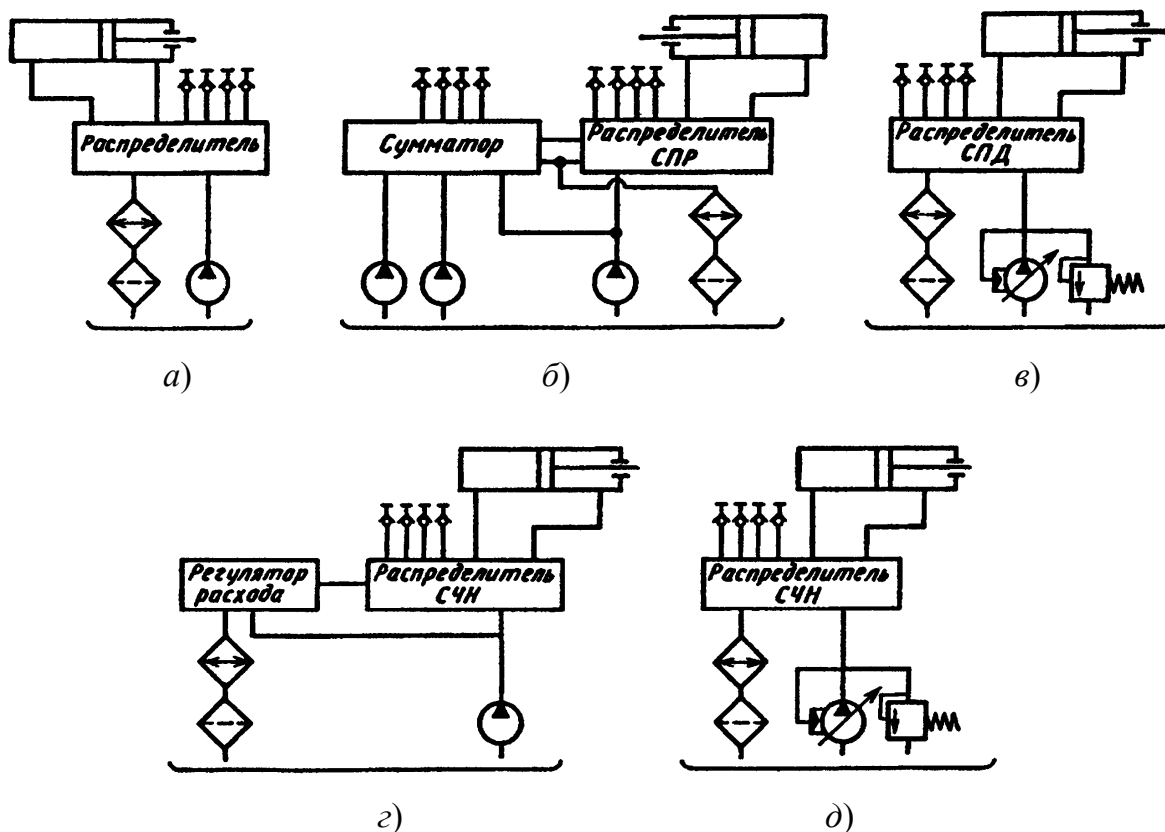


Рис. 1.3. Схемы основных типов гидропривода

Гидроприводы постоянного расхода (рис. 1.3, а) наиболее просты по конструкции, используются на многих МЭС различных назначений и мощности и обеспечивают раздельное управление потребителями от одного насоса. Число раздельно управляемых потребителей определяется числом управляющих секций распределителя. К их недостаткам относятся потери мощности при неполном использовании расхода и непригодность к одновременному управлению несколькими потребителями, что частично устраняется, но с дополнительными потерями мощности, при использовании делителя потока. Гидропривод с суммированием расходов (рис. 1.3, б) оснащен дополнительными насосами постоянного рабочего объема и специальным распределителем-сумматором, обеспечивающим подключение насосов к выводам для привода внешних потребителей при приоритетном использовании расхода насоса гидропривода МН. Данная система обеспечивает независимый привод в непрерывном режиме со ступенчатым изменением расхода двух насосов или двух групп гидрофицированных рабочих органов агрегируемых машин, потребляемая мощность которых превышает мощность насоса гидропривода МН.

В гидросистемах постоянного давления (рис. 1.3, в) с помощью специального регулятора постоянно поддерживается заданное максимальное давление. Для этого в системе используется регулируемый насос. При отключенных потребителях насос работает с минимальным расходом, необходимым лишь для компенсации утечек, и потому потребляет незначительную мощность. При подключении потребителя вследствие первоначального падения давления в напорной магистрали регулятор, изменяя рабочий объем насоса, увеличивает расход рабочей жидкости до заданного распределителем, при котором давление нагнетания достигает максимального значения, установленного регулятором. При отключении одного из потребителей давление в системе начинает возрастать и насос уменьшает расход до тех пор, пока в системе не установится прежняя величина максимального давления. Таким образом, СПД может обеспечить одновременное питание любого числа потребителей независимо от их нагрузки, не превышающей заданного в системе максимального давления, и при суммарном потребляемом расходе рабочей жидкости не более максимальной подачи насоса. Система компактна и обладает высоким быстродействием. Однако она недостаточно экономична при работе с недогрузкой по давлению. По этой причине она применяется ограниченно лишь на некоторых моделях тракторов, где потребители используются крайне редко и с большой нагрузкой по давлению.

Гидроприводы, чувствительные к нагрузке (рис. 1.3, г, д), более экономичны и благодаря этому получают все большее распространение. Их особенностью является то, что, обеспечивая независимый привод потребителей с разной нагрузкой по давлению при разных скоростных режимах, система питания работает при давлении, соответствующем давлению максимально нагруженного потребителя. В этих ГП применяют насосы как с постоянным (рис. 1.3, г), так и с регулируемым (рис. 1.3, д) рабочими объемами. Расход рабочей жидкости, подводимый к каждому потребителю, как и в ГП постоянного давления, регулируется соответствующей секцией распределителя.

Основными элементами гидропривода являются гидронасос, гидрораспределитель и гидродвигатель – чаще всего это гидроцилиндр одностороннего действия, которые, как было отмечено выше, раздельно komponуются на раме МЭС. В ПНУ гидроцилиндр – это элемент связи между ГП и МН, поэтому для гидропривода он представляет выходное звено, а для МН – входное. Для подъема НМ поток рабочей жидкости, подаваемый гидронасосом и регулируемый гидро-

распределителем, подается на поршень гидроцилиндра (рис. 1.3) и приводит в движение подъемный механизм (поворотные рычаги, раскосы) и далее навесное устройство (нижние и верхнюю тяги) МН, а вместе с ними и присоединенную в трех точках (шарнирах) НМ (орудие).

1.2. Состояние вопроса и задачи исследования

Исходя из функционального назначения МТА, при эксплуатации, а следовательно, и при разработке ПНУ МЭС необходимо обеспечить:

- минимизацию нагрузок в элементах МН при выполнении требований по грузоподъемности;
- возможность заглубления рабочих органов почвообрабатывающих НМ под действием собственного веса и стабильность их хода по глубине;
- допустимое перераспределение нагрузки между передним и задним мостами МЭС в составе МТА в рабочем и транспортном режимах;
- оптимизацию процесса подъема НМ для обеспечения необходимого запаса грузоподъемности;
- удовлетворительное копирование опорной поверхности навесными уборочными машинами;
- требования по устойчивости и плавности хода МЭС с поднятой в транспортное положение НМ.

Обеспечение перечисленных требований должно достигаться соответствующим выбором рациональных параметров ГП и МН МЭС при их проектировании.

В этой связи во всех основополагающих работах в области теории навесных агрегатов и практики их эксплуатации вопросу рациональных параметров МН и ГП с различных точек зрения уделяется серьезное внимание.

Исследования Д. А. Чудакова [5] в области кинематики и динамики навесных агрегатов позволили ему сформулировать основные требования к навесным системам; разработать графоаналитический метод кинематического и силового анализа трехточечного МН трактора; более полно осветить вопросы устойчивости тракторов в составе навесных агрегатов и дать рекомендации по выбору основных параметров гидравлических систем управления НМ. Теория навесных агрегатов, разработанная Д. А. Чудаковым, и в настоящее время явля-

ется, по существу, основой при проектировании ПНУ МЭС. Базой для разработки теории навесных сельскохозяйственных агрегатов послужили также теоретические и экспериментальные работы, проведенные Г. Н. Синеоковым [6], посвященные определению сил, действующих на рабочие органы навесных почвообрабатывающих машин и орудий.

На основании экспериментальных исследований эксплуатационных показателей ПНУ тракторов ДТ-54А «Беларус» и ДТ-20 Г. Л. Кальбус выявил причины недостаточно эффективного использования навесных агрегатов. Основными из них являются неудовлетворительное качество работы НМ и их поломки, вызванные несовершенством кинематики навесных механизмов. Автор отмечает: «В результате неправильного определения или выбора точек крепления тяг МН к трактору и высоты стойки НМ агрегаты работают неудовлетворительно, т. е. рабочие органы не копируют рельеф и не заглубляются под действием собственного веса. Кроме того, происходит неудовлетворительный подъем навесной машины..., а также неравномерно используется усилие силового цилиндра по ходу поршня» [7]. Для обеспечения правильной кинематики подъема должно соблюдаться условие, при котором горизонтальное смещение оси подвеса при подъеме навесной машины из рабочего положения в транспортное меньше или равно горизонтальному смещению заднего шарнира верхней тяги. Для выполнения этого условия, считает Г. Л. Кальбус, наиболее целесообразно изменять точку крепления к трактору переднего шарнира верхней тяги, размещая ее справа от точки крепления оси поворота нижних тяг на некотором расстоянии, зависящем от конструктивных особенностей трактора. Для определения рационального положения этой точки предлагается графический метод.

В работе В. К. Крохмаля [8] поставлена задача выявить для трактора МТЗ-50 в агрегате с плугом ПН-3-35А оптимальное размещение звеньев навесного устройства в продольно-вертикальной плоскости движения агрегата, при котором бы обеспечивались: необходимая приспособляемость агрегата к копированию рельефа поля рабочими органами машины, оптимальная догрузка ведущих и допустимая разгрузка направляющих колес трактора, удовлетворительная заглубляемость рабочих органов и подъем машины из рабочего положения в транспортное. Для решения поставленной задачи им сделан графоаналитический анализ влияния положения мгновенного центра вращения (МЦВ) плуга на показатели работы тракторного агрегата. Изменение положе-

ния МЦВ достигалось перестановкой передних шарниров верхней тяги. В результате проведенных исследований установлены координаты МЦВ, наилучшим образом обеспечивающие заданные требования для рассматриваемого агрегата.

Н. В. Мельник исследовал возможность уменьшения тягового сопротивления плуга ПЛМ-4-35 с трактором ДТ-75 за счет изменения геометрических параметров внешнего шарнирного четырехзвенника МН и применения давления подпора со стороны ГП. В результате проведенных исследований сделаны следующие выводы: «...использование давления подпора значительно улучшает основные эксплуатационные характеристики пахотного агрегата – производительность повышается на 5–6 %. Изменение угла наклона верхней тяги трактора ДТ-75 за счет увеличения стойки присоединительного треугольника плуга вызывает лишь незначительное уменьшение тягового сопротивления и не может быть использовано как метод улучшения эксплуатационных свойств пахотного агрегата» [9].

В ходе исследования эффективности работы трактора S-650, проведенного Л. Негуцем [10], было обнаружено, что ряд деталей МН трактора систематически выходят из строя. В то же время испытания, проведенные в аналогичных условиях на тракторах Т-74 и ДТ-54А, не приводили к поломкам и деформациям. Это свидетельствует о неправильном расчете параметров МН трактора S-650 при проектировании. В связи с этим заключением им проведены теоретические исследования, выполненные графоаналитическим методом, по определению рационального положения МЦВ плуга как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях. Выявлено, что от расположения этой точки в вертикальной плоскости зависят не только нагрузки в тягах навесного устройства, но и вертикальные перемещения плуга, которые, в свою очередь, определяют распределение реакций на колесах трактора. Автором установлено, что четырехзвенный механизм не может обеспечить идеальную равномерность хода плуга по глубине независимо от того, с опорным колесом плуг или без него. Невозможность обеспечения стабильной работы имеет, как указывает Л. Негуц, кинематическую природу и не может быть полностью устранена гидравлическим управлением, каким бы оно сложным и совершенным не было. Тем не менее рационально выбранные параметры четырехзвенника и применение систем регулирования нагрузок могут значительно улучшить показатели работы навесного тракторного агрегата.

Исследованию тягово-сцепных свойств трактора и обоснованию выбора параметров ПНУ при использовании систем автоматического регулирования (САР) глубины обработки почвы посвящены работы В. П. Гребнева [11], А. Б. Лурье [12], Е. Я. Строка [13], а при применении высотного способа регулирования с корректорами силового воздействия НМ на трактор – работа П. Я. Прицкера [14].

П. Я. Прицкером впервые предложены методы синтеза рациональной системы корректирования на основе теоретических предпосылок, позволяющих снизить трудоемкость поиска оптимальных параметров навесных агрегатов. В частности, разработаны основы теории, позволяющие задать такую закономерность перемещения МЦВ шарнирного четырехзвенника, при которой обеспечивается самозаглубляемость, стабильность глубины хода рабочих органов сельскохозяйственной машины и возможность эффективного использования системы корректирования силового воздействия НМ на трактор с учетом глубины обработки, почвенных условий и состояния рабочих органов НМ.

Однако сам метод расчета геометрических параметров не приводится; в работе лишь указывается, что, «ориентируясь на траекторию движения МЦВ, можно осуществить инженерный расчет навесного устройства трактора, увязав расположение кинематических точек с заданной закономерностью перемещений МЦВ» [14].

Как показал анализ вышеперечисленных работ, специфическим параметром, определяющим возможность самозаглубления рабочих органов, стабильность их хода по глубине и рациональное распределение нагрузки между опорами трактора и сельскохозяйственной машины, являются координаты МЦВ НМ, которые в конечном счете определяются геометрическими параметрами навесного устройства.

Способность рабочих органов к самозаглублению при любых условиях работы тракторного агрегата выражает следующая зависимость:

$$M_{\text{загл}} = R_{\text{рез}} C > 0,$$

где $M_{\text{загл}}$ – заглубляющий момент; $R_{\text{рез}}$ – проекция результирующей внешних сил, действующих на НМ; C – плечо силы. Координаты МЦВ НМ должны быть выбраны такими, чтобы заглубляющий момент имел положительное значение, при моменте равном нулю наступает предел заглубляемости и рабочие органы теряют способность к дальнейшему заглублению.

Положительное значение заглубляющего момента в определенных пределах обеспечивает и стабильность хода рабочих органов по

глубине. Ряд исследователей в качестве оценочного критерия предлагают принимать величину реакции почвы на опорном колесе плуга. Однако такой способ оценки не универсален, поскольку современные навесные плуги имеют широкий диапазон ширины захвата (0,3–2,8 м), а следовательно, и величины реакций, обеспечивающие стабильность глубины хода, будут различны даже при одинаковом удельном сопротивлении почвы. Пользуясь указанным методом при работе плугов в режиме силового и комбинированного регулирования, при которых потребность в опорных колесах плуга отпадает, практически измерить реакцию невозможно без специальных измерительных устройств.

На основании исследований, проведенных Д. З. Стародинским и П. Л. Щупаком в работе [15], предлагается более универсальный метод оценки стабильности глубины хода плугов по удельному заглубляющему моменту $m_{\text{загл}}$, т. е. по моменту, приходящемуся на единицу ширины захвата плуга. Установлено, что оптимальное значение $m_{\text{загл}}$ для работы тракторных агрегатов с плугами общего назначения в средних почвенных условиях (с удельным сопротивлением почвы $k = (3-6)10^4 \text{ Н/м}^2$) составляет $(6-8)10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/м}$, а для работы в наиболее тяжелых условиях ($k = 8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ плотные почвы, затупленные лемехи) $m_{\text{загл}} = (4-5)10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/м}$ [1].

Значение момента ниже рекомендованных норм приводит к неустойчивому ходу НМ, т. е. к нарушению агротехнических требований; увеличение же момента создает значительные нагрузки в элементах машин, навесного устройства и увеличивает буксование движителей.

Для лучшего выполнения технологических процессов современными энергонасыщенными МЭС в составе их ПНУ часто используют ГП с элементами автоматики [16]. Системы автоматического управления (САУ) ПНУ, разработанные на электронной элементной базе, позволяют стабилизировать показатели технологических процессов, выполняемых МТА, а также решать задачи повышения их эффективности.

Использование САУ положения навесного орудия обусловлено, прежде всего, необходимостью улучшения тяговых показателей и оптимизации энергозатрат МЭС. Например, чрезмерное отклонение от средней глубины вспашки ведет к неоправданным потерям урожая, а неравномерность хода плуга приводит к повышенным динамическим нагрузкам, действующим на МТА. Неравномерность тягового сопротивления почвообрабатывающего орудия колеблется в пределах 30 %, перерасход горючего при этом составляет не менее 5–10 % [16].

Многие зарубежные производители сельскохозяйственных тракторов используют для управления ПНУ электрогидравлические системы управления фирмы «BOSCH-REXROTH», реализованные на базе современных микропроцессорных средств [17]. В проспекте фирмы «BOSCH-REXROTH» приводится краткое описание САУ EHR-4 с регулирующим устройством EHR-D для тракторов. Система обеспечивает регулирование положения навесного орудия, тягового усилия трактора, смешанное регулирование и др. При этом используется регулируемая гидроаппаратура, плунжерные гидроцилиндры, нерегулируемый насос. Однако при съеме или ремонте МН возникают проблемы: плунжерный гидроцилиндр оказывается неработоспособным; отсутствие измерительного преобразователя перемещения золотника дросселирующего гидрораспределителя влияет на динамические характеристики САУ и на точность позиционирования МН; отсутствие информации в виде осциллограмм переходных процессов не позволяет оценить ее динамику.

В ОИМ НАН Беларуси создана САУ глубины пахоты, в которой есть обратные связи по давлению в нагнетательной магистрали, по перемещению штока цилиндра и усилию со стороны почвы [18]. Подобными САУ оснащают свою уборочную технику в США фирма «Allise-Chalmers», в Западной Европе – фирмы «Atlas-Weyhausen», «Danfoss», в Японии – «Kato».

Повышение точности позиционирования ПНУ и НМ относительно остова МЭС и предохранение ее от самоопускания из-за утечек рабочей жидкости достигается путем введения обратной связи, включающей датчик перемещения. Известно, что почвообрабатывающие операции при позиционном регулировании с соблюдением агротехнических требований возможны только на почвах со стабильным микрорельефом при условии отсутствия продольных колебаний агрегата. В противном случае используется силовой способ регулирования глубины пахоты по тяговому сопротивлению или комбинация позиционного и силового способов.

Мобильные энергетические средства, агрегатируемые с почвообрабатывающими орудиями, имеющими опорное колесо, значительно повышают эффективность работы за счет корректирования вертикальных нагрузок на ведущие колеса МЭС. Это достигается стабилизацией давления подпора в силовом гидроцилиндре ПНУ. При этом одновременно повышаются точность копирования опорной поверхности и сцепной вес МЭС. По данным проведенных исследований, средняя допустимая величина буксования при пахоте должна находиться в пределах 15–25 % [19]. Превышение указанных значений

приводит к ухудшению технико-экономических и агротехнических показателей работы тракторного агрегата из-за перерасхода топлива и нарушения структуры почвы.

В состав электрогидравлического регулятора САУ положения ПНУ входят датчики перемещения и тягового усилия, а также программно-аппаратные средства. Система автоматического регулирования реализует силовой и позиционный способы регулирования, а также их бесступенчатую комбинацию. Дополнительно к этим функциям предусмотрены коррекция по буксованию движителей, гашение колебаний ПНУ при движении трактора с навесным орудием в транспортном положении и обмен информацией с другими микропроцессорами, установленными на тракторе.

В известных конструкциях электрогидравлических регуляторов, выполненных по двухкаскадной схеме, регулирование скорости перемещения ПНУ реализуется за счет изменения перепада давления на дроссельном отверстии перепускного клапана или давления в управляющей полости подпружиненного золотника. К их недостаткам следует отнести чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и возможность функционального отказа при определенных внешних факторах (повышенное трение и нагрев, разброс геометрических параметров плунжерных пар при изготовлении). Регламент по эксплуатации ГП устанавливает тонкость фильтрации рабочей жидкости на уровне 10 мкм, что также вызывает определенные затруднения при обслуживании.

Для определения положения ПНУ относительно остова трактора в известных САУ широко используется соленоидный датчик линейных перемещений, подпружиненный сердечник которого кинематически связан с поворотным валом МН посредством кулачка. При контакте шарового наконечника толкателя с профилем переменной высоты кулачка происходит износ элементов пары, что приводит к увеличению погрешности измерения и функциональным отказам.

В ОИМ НАН Беларуси разработаны принципы построения и конструкционные решения основных компонентов электрогидравлической САУ ПНУ трактора [16], [19], которая обеспечивает позиционный и силовой способы регулирования, их бесступенчатую комбинацию, а также стабилизацию давления подпора рабочей жидкости в силовом гидроцилиндре при копировании рельефа почвы опорным колесом навесного орудия.

На рис. 1.4 представлена схема расположения компонентов электрогидравлической САУ ПНУ на тракторе. В ее состав входят на-

сос постоянной производительности 1, электрогидравлический регулятор 2, силовой гидроцилиндр 3, кинематически связанный с МН трактора, пневмогидравлический аккумулятор 4 и датчик давления 5, установленные с возможностью подключения к полости гидроцилиндра посредством специального переключателя 6. Кроме того, в САУ входят микропроцессорный контроллер 7, пульт управления 8, бесконтактный датчик 9, фиксирующий перемещение НМ, и датчики усилия 10, установленные в шарнирах нижних тяг МН. Управление в ручном и автоматическом режимах осуществляется при помощи пульта управления 8.

При позиционном регулировании происходит коррекция положения оси подвеса МН гидроцилиндром 3 подачей потока рабочей жидкости от насоса 1, величина которого определяется электрогидравлическим регулятором 2 в зависимости от сигнала рассогласования, поступающего от микропроцессорного контроллера 7. Вращение поворотного вала с втулкой переменной ширины, изготовленной из электропроводного материала, приводит к изменению площади активной части бесконтактного датчика перемещения 9, фиксируя координату МН относительно остова трактора.

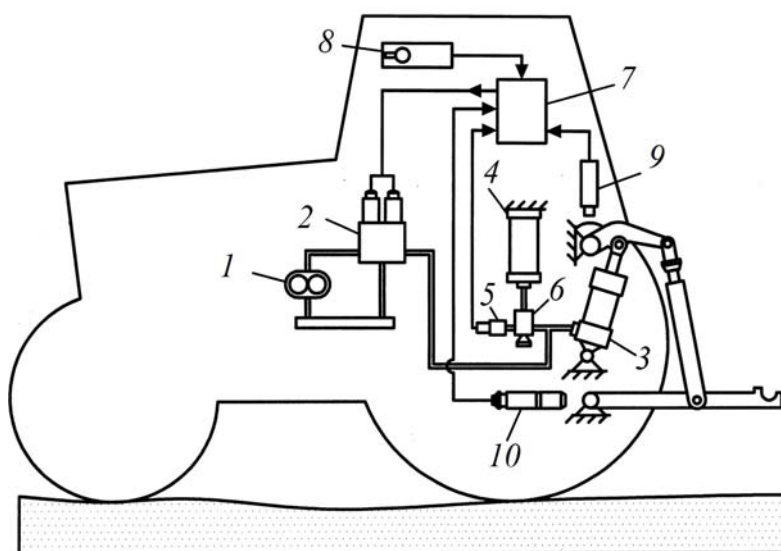


Рис. 1.4. Схема расположения компонентов электрогидравлической САУ ПНУ на тракторе

Для стабилизации тягового усилия и снижения величины буксования ведущих колес электрические выходные сигналы датчиков усилия 10 сравниваются в микропроцессорном контроллере 7 с заданным

оператором значением глубины пахоты. Величина и знак рассогласования в соответствии с алгоритмом управления определяют продолжительность и направление исполнительного движения силового гидроцилиндра 3. Фактически глубина пахоты в этом случае косвенно устанавливается и автоматически поддерживается посредством регулирования тягового сопротивления орудия.

Эффективное функционирование агрегата, содержащего навесное орудие с опорным колесом, обеспечивается стабилизацией вертикальных нагрузок посредством регулирования давления подпора рабочей жидкости в силовом гидроцилиндре 3. Измерение указанного давления производится при помощи датчика 5, выполненного в виде подпружиненного плунжера, кинематически связанного с индуктивным преобразователем линейных перемещений. Для предохранения упомянутого датчика от перегрузок по давлению в конце хода подпружиненного плунжера служит регулируемый упор. Соединение силового гидроцилиндра 3 с пневмогидравлическим аккумулятором 4 и датчиком давления 5 осуществляется посредством специального переключателя 6.

Таким образом, введение контура автоматического регулирования давления подпора рабочей жидкости в силовом гидроцилиндре расширяет функциональные возможности электрогидравлической САУ в составе пахотных агрегатов.

Исследованию динамики переходных процессов (в том числе выглубления навесной машины из почвы и подъем ее в транспортное положение) с целью определения величин давления в нагнетательной магистрали, как основной характеристики нагруженности всех элементов механизма навески и гидропривода, посвящены работы [20]–[25].

В работе С. Ливиу [26], выполненной под руководством академика В. Н. Болтинского, автор впервые дает методику динамического исследования процесса подъема навесной машины. На основании частных решений систем дифференциальных уравнений, описывающих процесс, им выводится зависимость для определения давления жидкости в магистрали в любой момент времени при подъеме навесной машины в транспортное положение:

$$p_H = \left[\frac{kq}{F_c^2} + \frac{I_s}{F_c} R_{\text{рез}} + \frac{P_{\text{т.ш}}}{F_c} + \frac{P_{\text{т.ц}}}{F_c} \right] + A_0 e^{-\frac{k}{2m}t} \cdot \sin(\omega t + \psi),$$

здесь

$$A_0 = \frac{E_{\text{пр}}}{Q} q \frac{1}{\sqrt{\frac{E_{\text{пр}} F_c^2}{mQ} - \left(\frac{k}{2m}\right)^2}} \approx \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} m}{Q}} \frac{q}{F_c},$$

где k – коэффициент потерь; q – подача насоса; F_c – площадь поршня силового цилиндра; I_s – передаточное число МН в процессе подъема; Q – начальный объем жидкости в гидроприводе; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости цепи с учетом рабочей жидкости, металлических трубопроводов и шлангов высокого давления; $R_{\text{рез}}$ – равнодействующая проекций всех сил, действующих на навесную машину; $P_{\text{т.ш}}$ и $P_{\text{т.ц}}$ – силы трения, соответственно, в шарнирах МН и в уплотнениях силового цилиндра; m – приведенная масса НМ.

Первый член уравнения выражает зависимость давления от переменных «статических» нагрузок, второй – динамическую нагрузку, возникающую в начале подъема при трогании навесной машины с места. Этот член представляет собой произведение двух сомножителей, причем первый сомножитель выражается показательной функцией, а второй – синусоидой. На основании приведенного уравнения имеется возможность теоретически определить величину и характер нагрузки в ПНУ трактора, а также исследовать влияние различных факторов, входящих в это выражение, на изменение величины давления в системе. Теоретическими и экспериментальными исследованиями, проведенными С. Ливиу для тракторов МТЗ-50, ДТ-54А и Н. Г. Поликутиным [27] для трактора Т-74 с плугом ПН-4-35С, установлено, что величина давления зависит от жесткости гидросистемы и подвески трактора, от веса навесной машины, сил сопротивления и передаточного числа МН трактора. В работе [27] установлено, что изменение передаточного числа серийного механизма навески трактора Т-74 при подъеме плуга ПН-4-35С (от 3,55 в рабочем до 9,8 в транспортном положении) приводит к значительному росту давления к концу подъема орудия. Изменение геометрических параметров МН, в частности изменение координаты оси подвеса и высоты стойки присоединительного треугольника, снизило величину передаточного числа в верхнем положении на единицу, что, в свою очередь, привело к уменьшению величины давления в ГП.

В перечисленных работах при расчете приведенных сил и масс передаточные числа МН определялись графически, что привело к значительным погрешностям расчетов, обусловленных, например, тем, что

приведенная масса рассматривалась как величина постоянная, хотя значения ее в процессе подъема орудия изменяются более чем в два раза.

Это же обстоятельство не учитывается и в работе А. Б. Лурье, посвященной исследованию общей динамики навесных агрегатов как динамических систем с несколькими степенями свободы. А. Б. Лурье отмечает: «значение m (приведенной массы навесной машины) зависит от положения навески, в дальнейшем будем считать $m = \text{const}$, понимая под этим некоторое среднее ее значение в пределах заданного рабочего хода нижних тяг навески» [12]. Это приемлемо при исследовании рабочих режимов, когда положение навесной машины определяется небольшими колебаниями оси подвеса МН. При исследовании переходных процессов, сопровождающих выглубление и подъем орудия, передаточные числа изменяются существенно и допущение о стабильности приведенной массы недопустимо. Поэтому экспериментальные кривые величин давления в нагнетательной магистрали гидросистемы и расчетные, приведенные в работах [12], [26], имеют существенные отличия.

На основании рассмотренных работ по исследованию навесных МТА можно сделать следующие выводы:

- параметры механизма навески и гидропривода оказывают существенное влияние на ряд важных показателей работы МТА: устойчивость глубины хода навесного орудия, правильное функционирование выбранной системы корректирования, величину усилия в элементах ПНУ и ряд других показателей;

- большое количество работ посвящено выбору рациональных параметров механизма внешнего шарнирного четырехзвенника, обеспечивающих определенное положение МЦВ навесной машины. Однако критерии выбора МЦВ различны. Результаты решения задачи носят, как правило, частный характер и применимы к конкретному исследуемому навесному тракторному агрегату;

- выбор рациональных параметров МН и анализ выбранных схем часто производился графоаналитическими методами;

- практически отсутствует методика комплексного обоснования и определения оптимальных параметров ПНУ аналитическим способом с использованием ЭВМ;

- на изменение нагрузок в элементах ПНУ и его грузоподъемность существенное влияние оказывают передаточные числа МН, зависящие от его геометрических параметров. Однако этому вопросу в известных работах не уделено должного внимания. Не определены аналитические зависимости, связывающие передаточные числа и геометрические параметры механизма навески.

В настоящее время в связи с развитием математического моделирования [28] и математической статистики, внедрением в практику проектирования наработок земледельческой механики и прикладной математики [29] представляется возможным разработать методику автоматизированного проектирования на ПЭВМ подъемно-навесного устройства, обеспечивающую оптимальное сочетание их основных параметров, определяющих эффективность использования МЭС в агрегате с навесными машинами, для получения на этой основе ПНУ с требуемыми свойствами.

Для достижения поставленной цели должны быть:

– разработана функциональная математическая модель, позволяющая исследовать геометрические, кинематические и силовые взаимосвязи в звеньях МН и получены соответствующие аналитические зависимости;

– установлены зависимости передаточных чисел МН, в том числе от положения центра тяжести навесной машины, и для них получены соответствующие аналитические выражения;

– разработана функциональная математическая модель, описывающая динамику подъема навесной машины, для определения динамической нагруженности элементов ПНУ и выявления влияния параметров гидропривода на характер действующих в нем динамических нагрузок;

– разработана функциональная математическая модель, описывающая режим транспортного переезда мобильного сельскохозяйственного агрегата;

– разработана функциональная математическая модель, описывающая рабочий режим пахотного агрегата, включающего УЭС и плуг;

– на основе выявленных аналитических зависимостей и метода исследования пространства параметров разработана функциональная математическая модель оптимизационного синтеза ПНУ;

– в среде MathCAD и C[#] разработаны программы, реализующие процедуры анализа и синтеза ПНУ для агрегатирования универсального энергетического средства УЭС-290/450 и трактора «Беларус-2522» с коsilкой-плющилкой ротационной КПП-9;

– проведены экспериментальные исследования ПНУ на базе серийного или опытного УЭС для проверки достоверности функциональных математических моделей анализа и идентификация сформированных математических моделей.

ГЛАВА 2. ФОРМИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПОДЪЕМА НАВЕСНОЙ МАШИНЫ

Подъемно-навесные устройства являются составной частью таких сложных технических объектов, как мобильные сельскохозяйственные агрегаты. Они предназначены для связи МЭС (тракторов, УЭС, самоходных шасси) с навесными машинами и орудиями. В машинном агрегате, состоящем из ПНУ и навесной машины, ПНУ, в свою очередь, состоит из гидропривода и механизма навески. Механизм навески является основным структурным компонентом ПНУ, определяющим характер взаимодействия рамы мобильного энергосредства с навесной машиной (орудием).

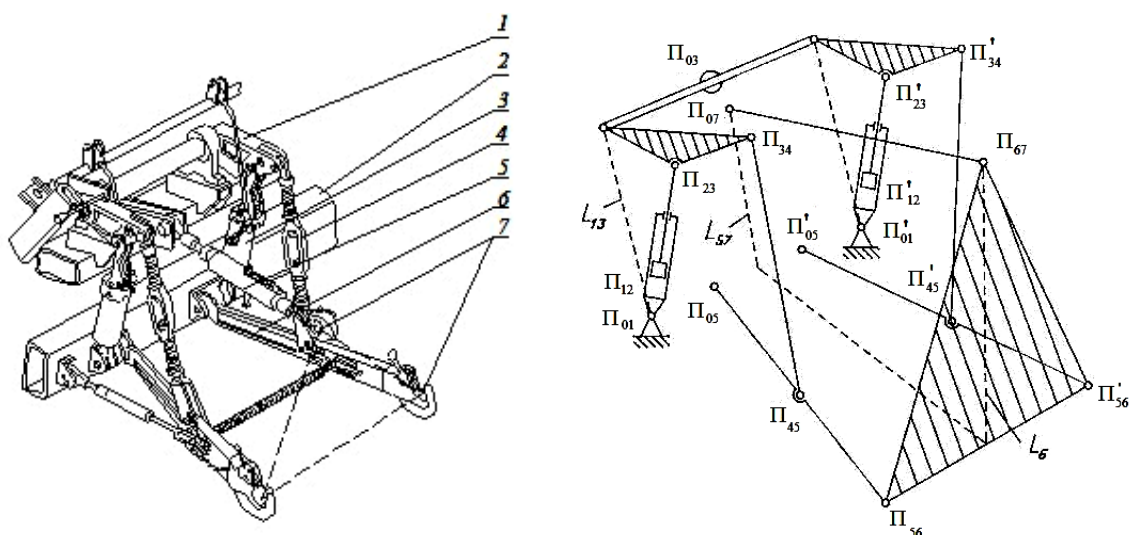


Рис. 2.1. Механизм навески УЭС «Полесье-250»
и его пространственная структурная схема: 1 – поворотный рычаг;
2 – рама энергосредства; 3 – гидроцилиндр; 4 – раскос;
5 – верхняя (центральная) тяга; 6 – нижняя тяга;
7 – шарниры присоединительного треугольника

Механизм навески представляет собой пространственный рычажный механизм (рис. 2.1). Звенья МН, опирающиеся на раму МЭС, принимаемую за неподвижное звено (стойку) – 2 и связанные через шарниры присоединительного треугольника – 7 с навесной машиной, принимаемой за подвижное звено – L_6 , образуют все вместе замкнутую кинематическую цепь. Такая структура механизма навески характерна для большинства мобильных энергосредств как отечественного, так и зарубежного производства. Рассматриваемый МН относится к механизмам с заданным

относительным движением подвижных звеньев, которые, помимо сельскохозяйственных, достаточно широко применяются в землеройных, грузоподъемных и дорожно-строительных машинах.

2.1. Анализ конструкций ПНУ мобильных энергетических средств

В ходе анализа конструкций механизмов навески были рассмотрены и приняты во внимание аналоги конструкций механизма навески, выпускаемые как отечественными предприятиями, так и зарубежными фирмами.

В настоящее время в Республике Беларусь на ОАО «МТЗ» и ОАО «Гомсельмаш» выпускается несколько типов ПНУ, расположенных на раме трактора или универсального энергетического средства. Структурно любое ПНУ состоит из гидропривода и механизма навески, причем последний часто отождествляют с ПНУ.

Универсальное энергетическое средство УЭС-2-250А «ПОЛЕСЬЕ» [30] предназначено для выполнения сельскохозяйственных работ по заготовке кормов, улучшению лугов и пастбищ, обработки почвы и других работ, выполняемых в агрегате с машинами, преимущественно с ротационными активными рабочими органами. Энергосредство работает с различными видами навесных машин и транспортных средств.

Серийное энергосредство оборудовано двумя ПНУ: передним (рис. 2.2) – со стороны моста управляемых колес и задним (рис. 2.3) – со стороны кабины.

В зависимости от необходимости работы с передней или задней навеской пост управления может реверсироваться путем поворота сидения и рулевой колонки на 180° . Грузоподъемность переднего ПНУ УЭС-2-250А на оси подвеса не менее 20 кН, а заднего, соответственно, 60 кН.

Заднее ПНУ (рис. 2.3) служит для присоединения сельскохозяйственных машин или орудий и обеспечения их правильной ориентации в рабочем и транспортном режимах. Продольные тяги 3 соединены с рычагами 10 раскосами 4. Конструкции раскосов идентичны. Длину раскоса изменяют вращением соединяющих стяжек. Для ограничения поперечных перемещений сельскохозяйственного орудия продольные тяги механизма навески блокируются ограничительными стяжками 20, 25.

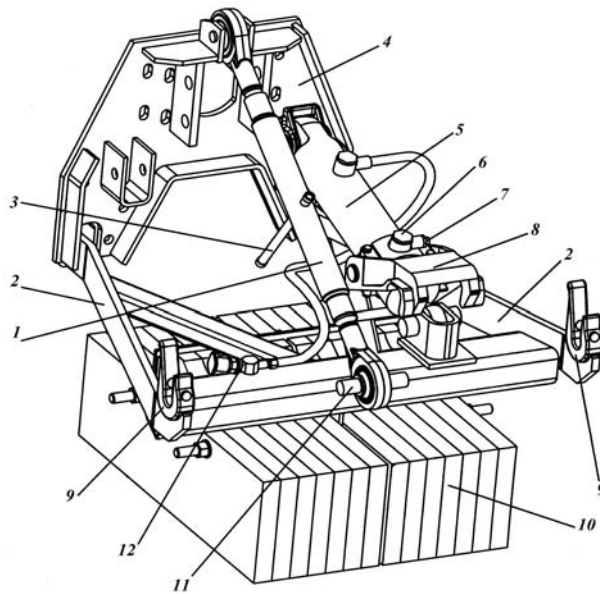


Рис. 2.2. Переднее ПНУ УЭС-2-250А: 1 – тяга верхняя; 2 – рычаги нижние; 3 – рукоятка; 4 – плита; 5 – гидроцилиндр; 6 – угольник гидроцилиндра; 7 – заглушка; 8 – фиксатор; 9 – крюки; 10 – блок дополнительных грузов; 11 – палец; 12 – полумуфта наружная рукава гидроцилиндра

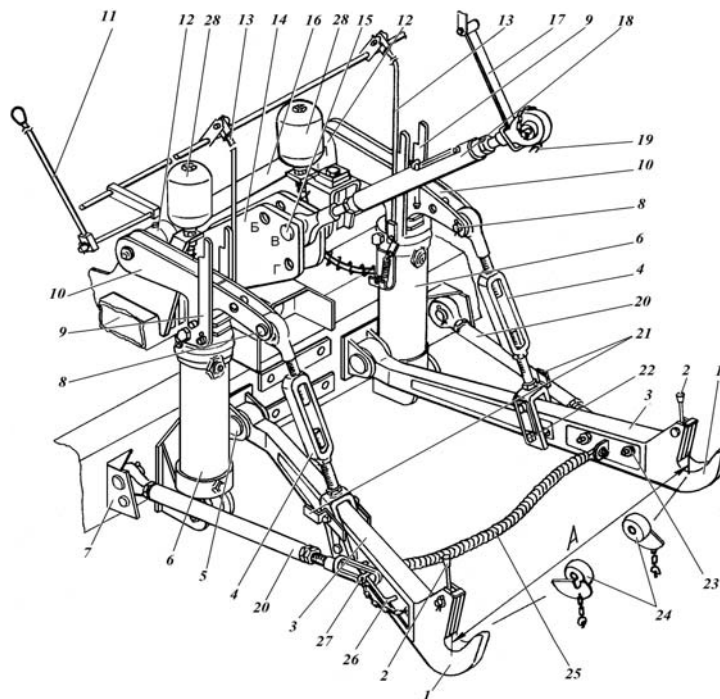


Рис. 2.3. Заднее ПНУ УЭС-2-250А: 1 – захваты; 2 – ручка фиксатора; 3 – нижние тяги; 4 – раскосы; 5, 8, 15, 22 – пальцы; 6 – гидроцилиндры; 7, 14 – кронштейны; 9, 19, 21, 27 – фиксаторы; 10 – рычаги; 11, 13 – тяги; 12 – опоры; 16 – поворотный вал; 17 – подвеска; 18 – тяга верхняя; 20, 25 – стяжки; 23 – гайка; 24 – шарниры; 28 – пневмогидроаккумуляторы

Свободный шарнир верхней (центральной) тяги 18 механизма навески служит третьей точкой присоединения навесных машин. Управление задним ПНУ осуществляется тумблером переключателя, расположенным на рукоятке управления скоростью движения.

При дальних переездах с навешенным сельскохозяйственным орудием для предотвращения самопроизвольного опускания навесного устройства служит фиксатор 8, блокирующий навесное устройство в верхнем положении.

Переднее ПНУ УЭС-2-250А (рис. 2.2) структурно проще заднего ПНУ и используется для агрегатирования с рабочими машинами и орудиями, предназначенными для обработки почвы, улучшения лугов и пастбищ.

Заднее ПНУ трактора «Беларус-1523» (рис. 2.4) предназначено для присоединения к нему навесных и полунавесных машин. Навесные машины присоединяются к трактору в трех точках: к шарнирам нижних тяг и верхней тяге или при помощи автосцепки. На рукавах заднего моста закреплены кронштейны 11, на которые при помощи пальцев 10 установлены два гидроцилиндра 4. Штоки цилиндров пальцами 3а соединены с наружными рычагами 3 (левым и правым). Наружные рычаги шлицевыми отверстиями посажены на вал 2, установленный в крышке 1 заднего моста. Рычаги 3 соединяются с нижними тягами 7 при помощи раскосов 5.

Назначение заднего ПНУ трактора «Беларус-2522» (рис. 2.5) аналогично предыдущему трактору. Навесные машины присоединяются к трактору в трех точках: к шарнирам нижних тяг и верхней тяге или при помощи автосцепки.

На рукавах заднего моста закреплены кронштейны 11, на которые при помощи пальцев 10 установлены два гидроцилиндра 4. Штоки цилиндров пальцами 3а соединены с наружными рычагами 3 (левым и правым). Наружные рычаги шлицевыми отверстиями посажены на вал 2, установленный в кронштейн 1, крепящийся на верхней плоскости заднего моста. Рычаги 3 через раскосы 5 соединяются с нижними тягами 7.

Нижние тяги передними шарнирами устанавливаются в кронштейны 11 (правый и левый) на специальных пальцах 13, которые являются датчиками силового регулирования. Кронштейны 11 закреплены на рукавах и боковых поверхностях заднего моста. На нижних тягах имеются проушины 8, на которые пальцами вильчатой частью крепятся

стяжки 9. Стяжки обеспечивают регулировку или блокировку поперечных перемещений нижних тяг 7 в рабочем и транспортном положениях.

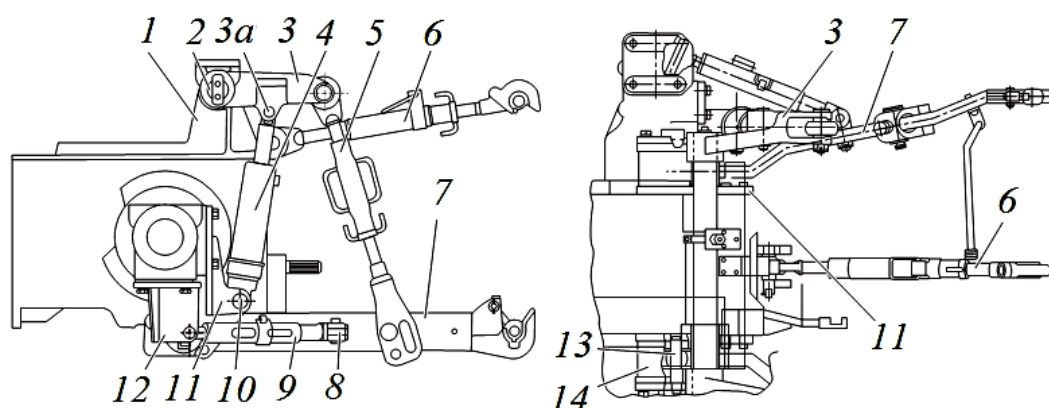


Рис. 2.4. Заднее ПНУ трактора «Беларус-1523»: 1 – крышка заднего моста; 2 – поворотный вал; 3 – наружные рычаги (левый и правый); 3а – пальцы штоков гидроцилиндров; 4 – гидроцилиндры; 5 – раскосы; 6 – верхняя тяга; 7 – нижние тяги; 8 – проушины; 9 – стяжки; 10 – пальцы; 11 – кронштейны; 12 – кронштейны стяжек; 13 – пальцы (силовые датчики); 14 – кронштейны

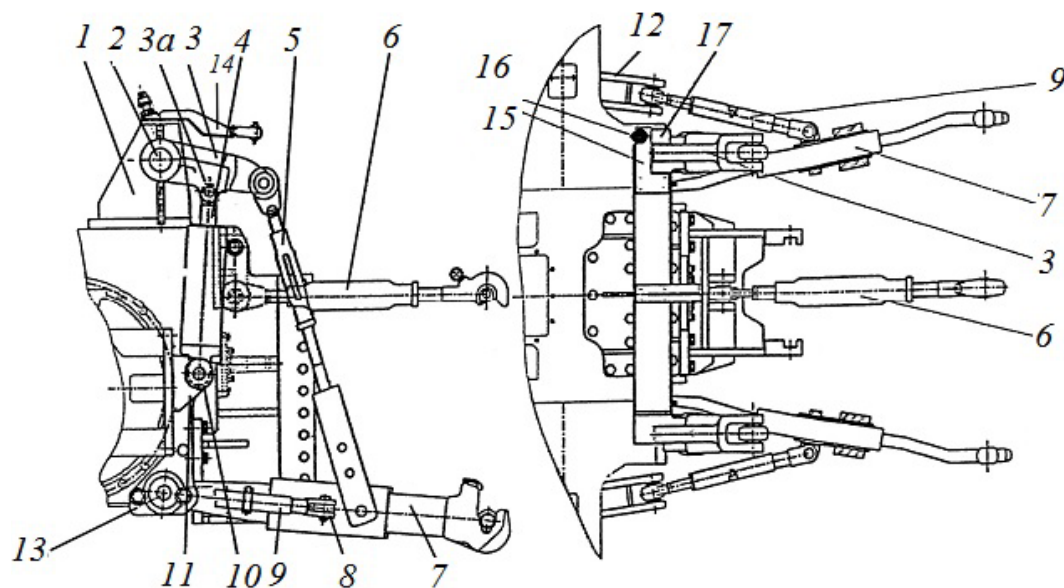


Рис. 2.5. Заднее ПНУ «Беларус-2522»: 1 – кронштейн поворотного вала; 2 – поворотный вал; 3 – наружные рычаги (левый и правый); 3а – пальцы штоков гидроцилиндров; 4 – гидроцилиндры; 5 – раскосы; 6 – верхняя тяга; 7 – нижние тяги; 8 – проушины; 9 – стяжки; 10 – пальцы; 11 – гидроцилиндры и кронштейны нижних тяг; 12 – кронштейны стяжек; 13 – пальцы (силовые датчики); 14 – кронштейн крепления верхней тяги; 15 – кронштейн датчика позиционного; 16 – датчик позиционный; 17 – эксцентрик

Позиционный датчик 16, установленный в кронштейне 15, обеспечивает позиционное регулирование за счет контакта с эксцентриком 17, закрепленном на торце поворотного вала 2. Другой конец стяжек с шарниром с помощью пальцев устанавливается в кронштейны стяжек 12 (рис. 2.5). Кронштейны стяжек 12 закреплены на нижней части рукавов.

Материалы, полученные с международной выставки во Франции SIMA (Salon international de machines agricole 1999, 2009), дают представление о новейших разработках, в том числе по проблемам агрегатирования энергоносителей и навесных орудий. Анализ экспонатов показывает, что структурные схемы МН не получили существенного развития и потому не имеют существенных различий. Механизмы навески разных производителей, как правило, отличаются размерами звеньев и их конструктивным исполнением.

Так, на выставке был представлен трехточечный механизм навески фирмы СВМ, идентичный по структуре механизму навески, приведенному на рис. 2.3. Характерная особенность этого МН состоит в гидравлическом регулировании размеров и усилий в центральной тяге и в одном (чаще в левом) из раскосов. Это позволяет повысить уровень автоматизации агрегатирования МЭС с навесной машиной в процессе ее трехточечной навески, поскольку сама навеска выполняется механизатором из кабины. При переездах с навесной машиной (орудием) в транспортном положении гидроцилиндры демпфируют возмущающие воздействия со стороны рельефа, снижая параметры вибрации мобильного сельскохозяйственного агрегата.

На выставке было представлено несколько конструктивных исполнений раскоса и центральной тяги с включенным в конструкцию звена гидроцилиндром. Представляет интерес характеристика и размеры центральной тяги с клапаном фиксированного положения вышеупомянутой французской фирмы СВМ. Благодаря клапану обеспечивается жесткая фиксация штока в нужном положении. Детальный анализ различных вариантов составных частей механизма навески, в частности, верхней и нижней тяг, раскосов, стяжек, захватов, показал их подобие отечественным разработкам. Стяжки (см. рис. 2.3) в большинстве механизмов крепятся с наружной стороны продольных тяг. Однако в передней навеске фирмы Lemoine Brillu стяжки вообще отсутствуют. Конструкция соединенных между собой продольных тяг с ребрами жесткости не позволяют навешенной машине колебаться при транспортировке или в рабочем положении. Интересной особен-

ностью является то, что звенья у этого МН могут располагаться в трех фиксированных положениях, что расширяет возможности агрегатирования при различной пространственной ориентации захватов на НМ. Одна из итальянских фирм представила интересное решение для гидропривода ПНУ, в котором вместо гидроцилиндра был использован гидромотор, непосредственно регулирующий угловое положение поворотного вала МН.

Новые разработки переднего и заднего ПНУ УЭС приведены на рис. 2.6 и 2.7, соответственно.

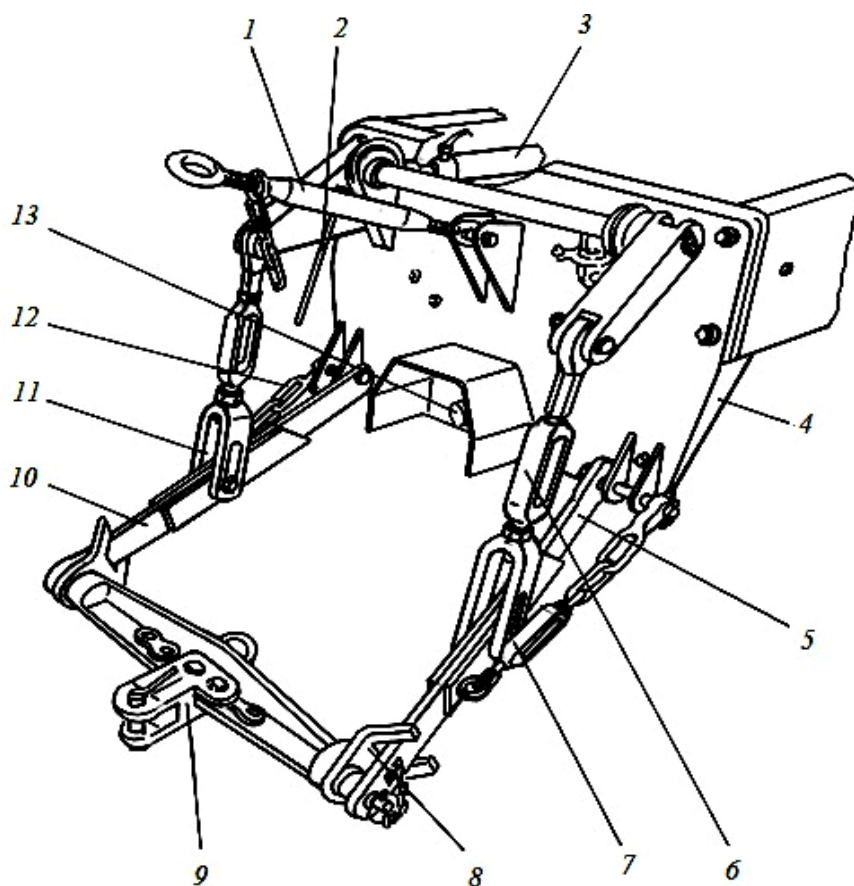


Рис. 2.6. Переднее ПНУ: 1 – верхняя тяга; 2 – рукоятка; 3 – гидроцилиндр; 4 – плита; 5, 10 – нижние рычаги; 6, 11 – раскосы; 7, 12 – стяжки; 8 – поперечина; 9 – вилка; 13 – ВОМ

Характерными особенностями новых ПНУ УЭС являются:

- усложнение структуры переднего ПНУ;
- наращивание функций, выполняемых гидроприводом ПНУ;
- усложнение конструкции заднего ПНУ;
- перераспределение характера изменения выходных параметров гидропривода и механизма навески ПНУ.

В результате уменьшается среднее значение передаточных чисел МН в диапазоне изменения хода поршня рабочего гидроцилиндра, а также наблюдается рост полезной мощности, реализуемой ПНУ в процессе подъема навесной машины.

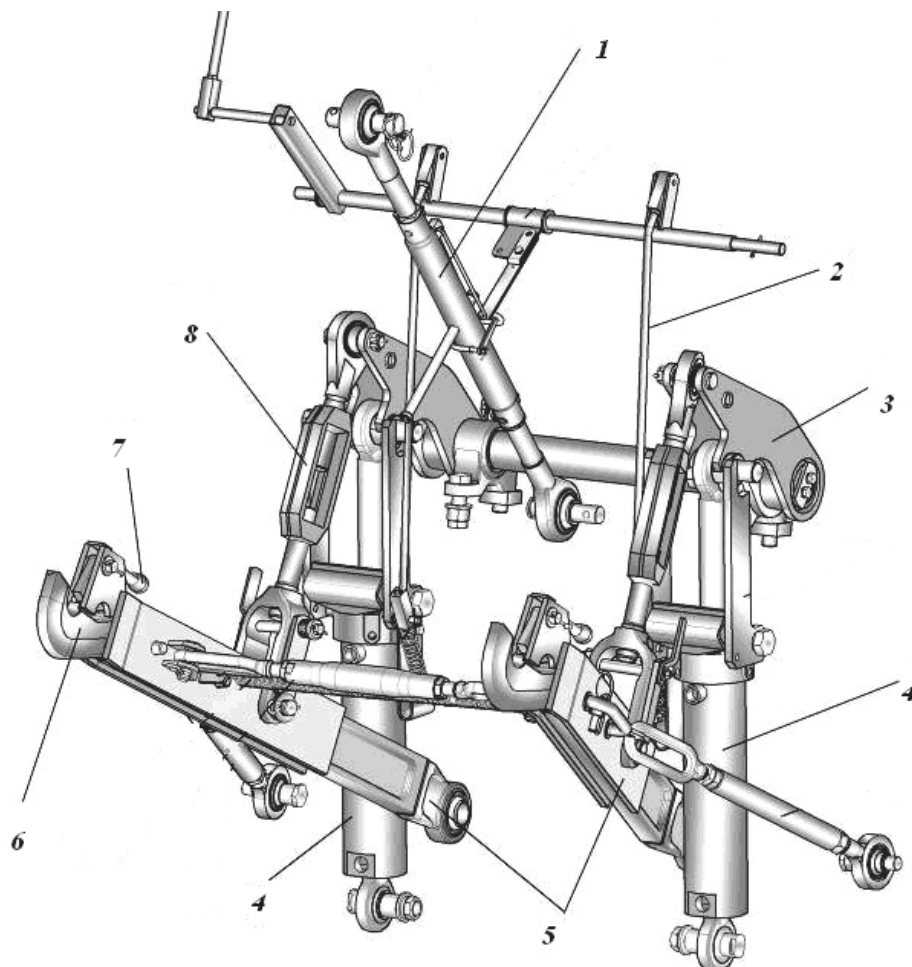


Рис. 2.7. Заднее ПНУ: 1 – тяга верхняя; 2 – тяга механизма фиксации; 3 – рычаг поворотный; 4 – гидроцилиндры; 5 – тяги нижние; 6 – захват; 7 – ручка фиксатора; 8 – раскос

К новым функциям, выполняемым гидроприводом ПНУ, следует отнести перераспределение сцепного веса МТА за счет гидроувеличителя сцепного веса (рис. 2.8). Использование в гидроцепи встроенного в верхнюю тягу гидроцилиндра и гидропневмоаккумулятора позволяет улучшить характеристики как ПНУ, так и МТА в целом.

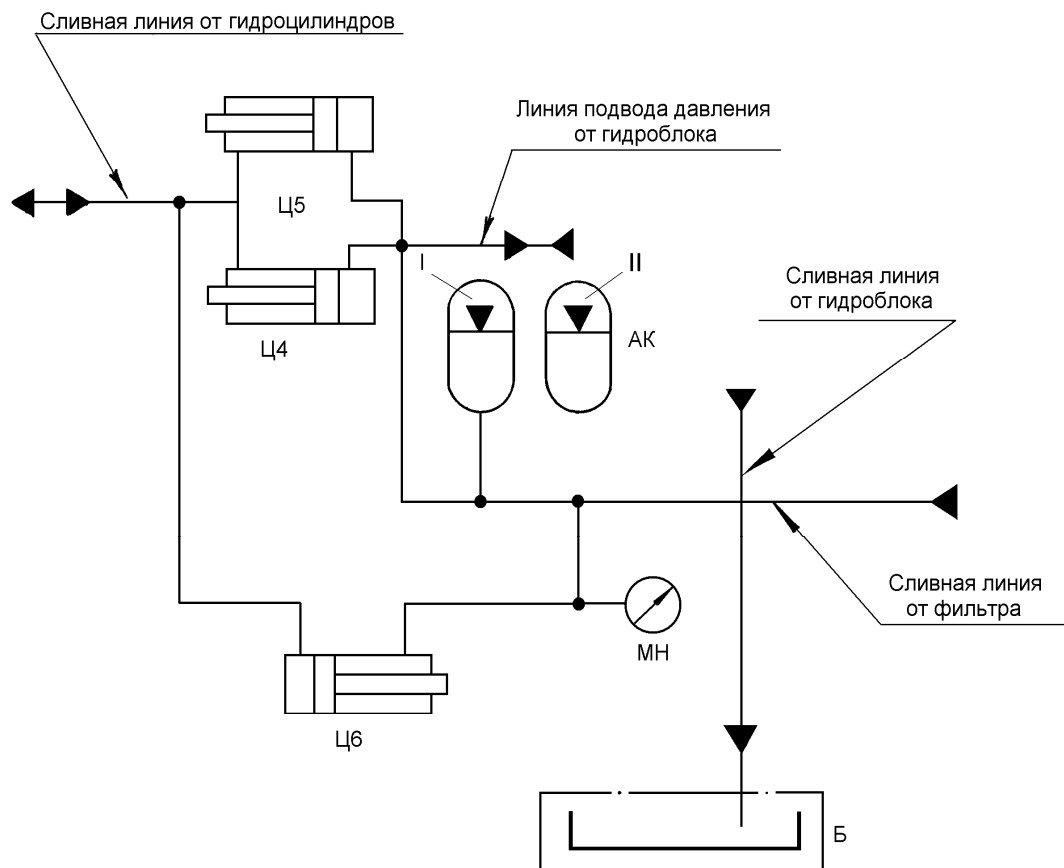


Рис. 2.8. Схема гидравлическая принципиальная гидроувеличителя сцепного веса: АК – гидропневмоаккумулятор; Б – бак масляный; МН – манометр; Ц4, Ц5 – гидроцилиндры задней навески; Ц6 – гидроцилиндр верхней тяги

В составе ПНУ трактора «Valtra T 171» используется трехточечный механизм навески 3-й категории (рис. 2.9). Для модели Classic грузоподъемность на оси подвеса 82 кН гарантируется надежная работа с тяжелыми навесными машинами и орудиями. При необходимости ПНУ легко перенастраивается на 2-ю категорию. Система автоматического управления плавности хода Drive Balance Control работает как амортизатор при движении МТА по неровной поверхности с тяжелой навесной машиной в транспортном положении. Система отслеживает изменения динамической нагрузки и автоматически поглощает колебания, возникающие при попадании колес трактора в выбоины или на кочки.



Рис. 2.9. Подъемно-навесное устройство трактора «Valtra T 171»

2.2. Патентный поиск схем и конструкций ПНУ мобильных энергетических средств

Патентный поиск схем и конструкций ПНУ МЭС проводился на базе информации, накопленной в патентном бюро ГГТУ им. П. О. Сухого. Поиск зарубежных патентов ведущих производителей МЭС был выполнен через Internet.

Устройство для подъема жатки сельскохозяйственного комбайна SU 1572437 A2 СССР. Предлагаемое ПНУ (рис. 2.10) предназначено для подъема жатки сельскохозяйственного комбайна, включает один или несколько гидроцилиндров 3, шарнирно соединенных с остовом комбайна и жаткой, напорную магистраль основного насоса 6, имеющую боковое ответвление со средством разгрузки 21 и соединенную с рабочими полостями 10 гидроцилиндров посредством нагнетательной линии с распределителем 11 и гидрозамком 12, напорную магистраль дополнительного насоса 7, подключенную к напорной магистрали основного насоса через обратный клапан 8 и имеющую боковое ответвление с нормально открытым запорным ventилем 22.

Германский патент DE 3720881 A1 на ПНУ, которое представляет трехточечную навеску с верхними силовыми тягами. Конструкция тяг защищена патентом. Тяги представляют собой длинные рычаги с непосредственным подводом усилия к ним штоком гидроцилиндра, которые объединили в своей конструкции сами тяги и подъемные рычаги.

Австрийский патент № 280062 В62 на трактор с гидравлическим подъемником для переноса нагрузки с прицепа на ведущий мост трактора. Защищена конструкция механизма, передающего нагрузку от прицепа к трактору.

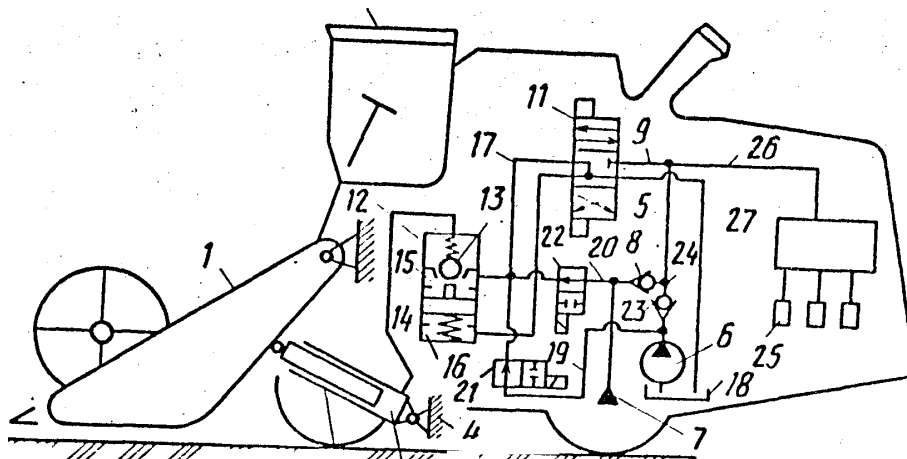


Рис. 2.10. Сельскохозяйственный комбайн

Патент РБ ВУ 11118 С1 (рис. 2.11)

Цель изобретения – повышение точности позиционного регулирования за счет ввода нелинейной коррекции передаточной функции механического преобразователя ПНУ.

Электрогидравлическая система позиционного регулирования ПНУ мобильной машины содержит: электрогидравлический усилитель 1, связанный с насосом 2, гидроцилиндром 3 и гидробаком 4, а электрически – со сравнивающим устройством 5. Это устройство подключено к электрическому преобразователю 6, установленному с радиальным зазором относительно двух дисков 7 и 8, закрепленных со стороны торцов механического преобразователя 9, который выполнен в виде сектора кольца и неподвижно охватывает поворотный вал 10. Орудие 11 кинематически соединено со штоком гидроцилиндра 3 и упомянутым поворотным валом 10 посредством оси подвеса 12 и механизма навески 13. Сектор кольца имеет рабочую поверхность, обращенную к электрическому преобразователю 6 и спрофилированную по условию пропорциональности выходного сигнала последнего вертикальному перемещению оси подвеса 12 с занижением относительно цилиндрических поверхностей дисков 7 и 8 с изменением радиального зазора относительно упомянутого электрического преобразователя 6 вдоль дуги указанного сектора кольца.

Обеспечивается точное позиционирование орудия относительно остова трактора в ручном и автоматическом режимах независимо от электрического и механического преобразователей, помимо этого повышается надежность системы.

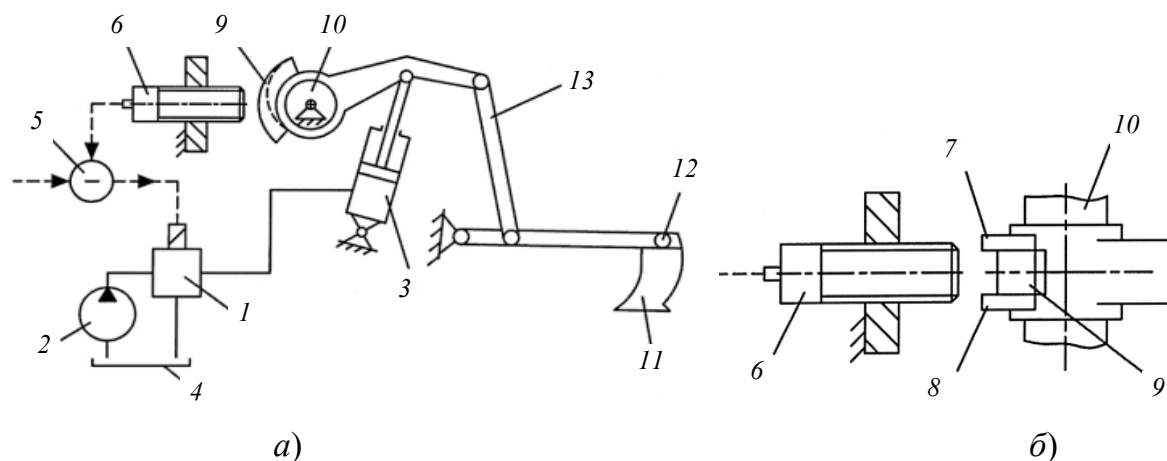


Рис. 2.11. Электрогидравлическая система позиционного регулирования ПНУ мобильной машины

Патент СССР SU 1380758 (рис. 2.12)

Цель изобретения – повышение эксплуатационной надежности ПНУ.

Подъемно-навесное устройство содержит элементы крепления 11 и 12 нижней тяги 1 к трактору 3 и орудью и элемент крепления 15 раскоса 9 к нижней тяге 1. Элементы крепления 11 и 12 и элемент крепления 15, раскоса 9 установлены с возможностью поворота вокруг, соответственно, продольной оси тяги 1 или раскоса 9. При повороте нижних тяг 1 происходит пространственное перемещение раскосов 9 и их разворот вокруг продольной оси тяг 1 за счет проворачивания обойм 13, а также поворот элементов крепления 15 раскосов 9 вокруг продольной оси последних. Осевые развороты обойм 13 и элементов крепления 15 происходят на большие углы, поэтому взаимные развороты тяг 1 и раскосов 9 также не ограничены и напряжений в шарнирах крепления тяг 1 и раскосов 9 не возникает.

Достоинства решения: при чрезмерно крутых поворотах трактора 3 происходит автоматическая разгрузка навесной системы путем выглубления орудия из почвы, что способствует росту эксплуатационной надежности и долговечности навесной системы.

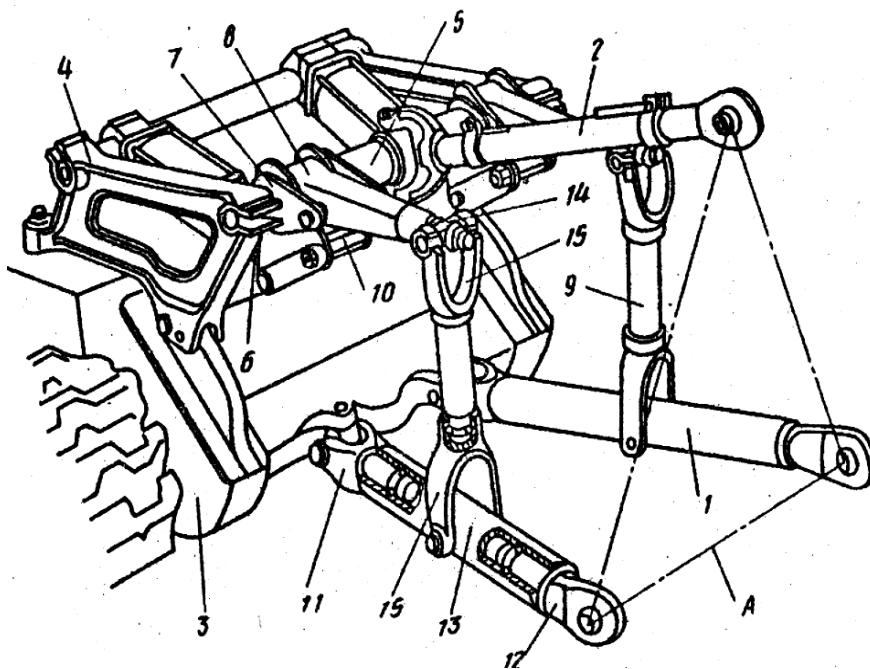


Рис. 2.12. ПНУ гусеничного трактора

Таблица 2.1

Результаты дополнительного патентного поиска

Номер патента	Описание изобретения
BY 2246810	<p>Механизм навески включает разнесенные в поперечно-вертикальной плоскости верхнюю и нижние оси, связанные между собой правой и левой стойками, и снабжен силовым гидроцилиндром с основанием и штоком. Основание силового гидроцилиндра размещено на нижней оси. Рычаг штока силового гидроцилиндра смонтирован на верхней оси. Механизм навески имеет полый вал с левым и правым подъемными рычагами, смонтированными на верхней оси и кинематически связанными с рычагом штока силового гидроцилиндра, центральную верхнюю тягу с вилкой и амортизатором в виде пружины, регулировочной резьбовой муфтой, головкой и пальцем, левую и правую нижние продольные тяги с механизмами изменения их длины. Левая и правая нижние продольные тяги соединены вилками с левым и правым раскосами. Посредством центральной головки нижние продольные тяги сопряжены с нижней осью с возможностью смещения на ней. Свободные концы нижних продольных тяг снабжены шаровыми шарнирами</p>

Номер патента	Описание изобретения
ВУ 2238628	Механизм навески рабочих органов сеялки имеет дублирующую штангу. Она установлена параллельно нажимной штанге и связана посредством винтовой тяги с вертикальной стойкой. Последняя жестко закреплена на сошнике, шарнирно соединенном с поводком, образующими параллелограммный механизм. Изобретение обеспечивает повышение качества заделки семян, снижение тягового сопротивления при копировании сошником рельефа почвы и увеличение транспортного просвета сеялки
ВУ 2132118	Устройство содержит верхнюю и нижние тяги. Прицепной палец связан с осью подвеса трактора и коромыслом. Плечи коромысла соединены с силовыми растяжками, а верхняя тяга имеет двусторонний демпфер и шарнирно соединена с осью подвеса посредством скобы и дополнительного прицепного пальца
ВУ 2176863	Навеска трактора содержит нижние и верхнюю тяги и гидроцилиндр, связанный штоковой полостью с гидросистемой трактора и с жидкостной полостью гидропневмоаккумулятора. Гидроцилиндр расположен горизонтально. Гидроцилиндр одним концом шарнирно прикреплен к трактору, а другим – непосредственно к креплению, связанному с прицепной скобой и треугольником навески, с возможностью восприятия всей нагрузки, передаваемой от сельскохозяйственной машины к трактору. Верхняя тяга выполнена с возможностью изменения длины, а нижние тяги – с возможностью выпрямления. Сглаживаются пики колебаний нагрузки на крюке

Наиболее целесообразной структурной схемой ПНУ является трехточечная схема навески с гидроприводом, включающем пневмогидроаккумулятор с гибкой диафрагмой, работающим как гидроувеличитель сцепного веса. Анализ конструкций ПНУ, схем гидроприводов и механизмов навески отечественных и зарубежных производителей показал, что приведенные конструкции можно свести к гидроприводу с насосом постоянной производительности и трехточечному МН, причем ПНУ, выполненные по этой схеме, для энергоносителей отечественного и зарубежного производства отличаются лишь конструктивным исполнением и размерами.

2.3. Структурный анализ механизма навески

Плоские аналоги механизмов из их пространственных моделей получают проецированием характерных точек механизмов (центров шарниров) на их продольные плоскости симметрии (см. рис. 2.3 и 2.7). Формальное сведение пространственного МН к плоскому аналогу обосновано только тогда, когда технически обеспечивается движение всех их подвижных шарниров в параллельных плоскостях. Поэтому кинематическая цепь, образующая на плоскости замкнутый контур, состоящий из МН и навесной машины, должна собираться без натягов даже при наличии отклонений размеров звеньев и отклонений расположения поверхностей и осей элементов кинематических пар. Полученная структурная схема механизма отражает наличие только необходимых подвижностей звеньев для обеспечения заданного числа степеней свободы при отсутствии избыточных контурных связей и поэтому называется основной или схемой с оптимальной структурой механизма [31].

При выполнении указанных условий характер соединений звеньев и структурных групп в рассматриваемом механизме полностью определяется поступательными (Π_{12}) и вращательными (все остальные) парами 5-го класса. Структурные схемы таких механизмов обладает следующими свойствами:

- изменяемость положения элементов кинематических пар, расположенных на стойке, при возможной деформации стойки и звеньев не оказывает существенного влияния на силы в кинематических парах;
- при заданной нагрузке, положениях, скоростях и ускорениях входного звена имеется возможность найти положения, скорости и ускорения для всех остальных точек МН и определить реакции в кинематических парах.

Таким образом, условиями преобразования пространственной геометрической модели в ее плоский аналог является отсутствие в структурной схеме механизма избыточных связей и параллельность между собой осей, проходящих через центры его шарниров.

Структура плоского аналога МН моделируется на основе классификации плоских механизмов по Ассур-Артоболовскому [31]: состоит из одноподвижного четырехзвенника, к которому последовательно присоединены две группы Ассур 2-го класса, 2-го порядка, 1-го вида с нулевой подвижностью.

Для определения подвижности плоских аналогов МН используется формула Чебышева (2.1):

$$W = 3n - 2p_5, \quad (2.1)$$

где n – число подвижных звеньев; p_5 – число пар 5-го класса.

Из рис. 2.13 следует, что для МН: $n = 7$; $p_5 = 10$, поэтому подвижность восьмизвенного плоского рычажного МН равна 1. Таким образом, для МН имеем плоский одноподвижный восьмизвенный механизм, ориентация выходного звена (навесной машины) и положение центра тяжести у которого однозначно определяются обобщенной координатой.

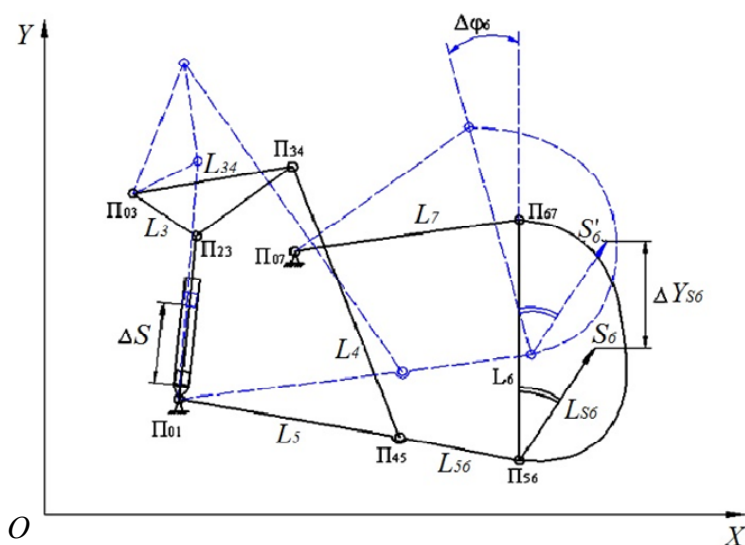


Рис. 2.13. Структурная схема МН универсального энергосредства УЭС-250 «Полесье» (на рисунке изображен перевод навесной машины в транспортное положение)

Следует отметить, что переход от пространственной к плоской геометрической модели механизма одновременно позволяет понизить порядок и его ММ. Тем не менее при выполнении вышеизложенных требований, с позиций инженерного анализа, результаты расчетов оказываются удовлетворительными и потому распространяются на реальный механизм.

Анализ МН большинства мобильных энергоносителей показывает [32], что на плоскости все многообразие их реализаций представляет собой комбинацию, состоящую из двух базовых структур: четырехзвенного механизма с качающимся гидроцилиндром и группы Ассур 2-го класса, 2-го порядка, 1-го вида. Дальнейшему анализу предлагается самый распространенный среди МЭС и структурно наи-

более сложный вариант МН, состоящий из четырехзвенного механизма со средней поступательной парой, к которому последовательно присоединяются две упомянутые группы Ассур. Такова структура звеньев механизмов навески УЭС-250, УЭС-2-250А, а также тракторов марок «Беларус» (МТЗ), ЛТЗ, ХТЗ (рис. 2.14).

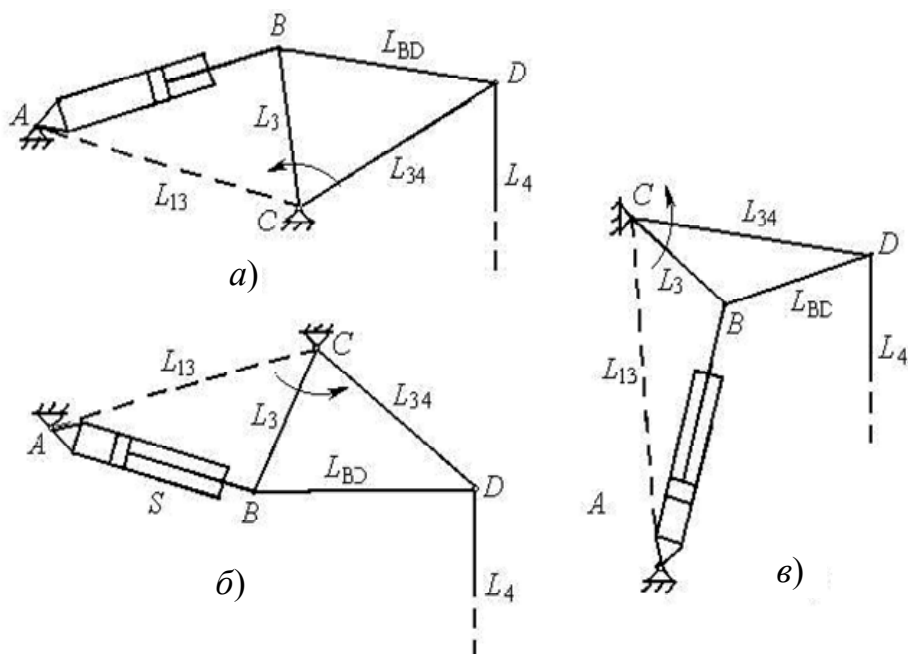


Рис. 2.14. Структурные схемы одноподвижных четырехзвенных механизмов с качающимся гидроцилиндром для МН различных МЭС:
 а – структура четырехзвенника МТЗ-80/82, МТЗ-100/102;
 б – структура четырехзвенника ХТЗ-121, ЛТЗ-155, Т-150К, УЭС-350;
 в – структура четырехзвенника УЭС-2-250А, УЭС-2-280А, ЛТЗ-145, УЭС-290/450

2.4. Математическое моделирование процедуры геометрического анализа механизма навески

Как показывают исследования [28], [34] в процессе работы МЭС наиболее энергоемкой операцией, выполняемой энергоносителем, является перевод НМ (при помощи МН) в транспортное положение. При проектировании ПНУ многократно анализируется его грузоподъемность, время подъема и точность позиционирования навесной машины, что определяет целесообразность математического моделирования процесса подъема. Следующий этап математического моделирования процесса подъема навесной машины состоит в формализации задачи о положениях подвижных звеньев этого механизма.

2.4.2. Определение углов, образуемых звеньями механизма навески

Рассмотрим в глобальной правой декартовой системе координат XOY структурную схему МН (см. рис. 2.15), последовательно анализируя три четырехзвенника: $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{03}, \Pi_{34}$; $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$; $\Pi_{05}, \Pi_{56}, \Pi_{67}, \Pi_{07}$, у которых выходные координаты предыдущего четырехзвенника одновременно являются входными координатами последующего. Так, например, выходные координаты четырехзвенника $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{03}, \Pi_{34}$ – координаты точки Π_{34} и соответствующий им угол $\varphi_{34} = \varphi_3 + \varphi_{BD}$ одновременно являются входными координатами для четырехзвенника $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$.

Анализ замкнутого контура $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{03}, \Pi_{34}$ (см. рис. 2.15) позволяет определить его выходные параметры: углы $\varphi_{12}, \varphi_3, \varphi_{34}$ (2.2) и координаты центров подвижных шарниров Π_{23} и Π_{34} в зависимости от обобщенной координаты S .

$$L_{13} = \sqrt{(X_{03} - X_{01})^2 + (Y_{03} - Y_{01})^2}, \quad \varphi_{13} = \operatorname{arctg} \left[\frac{Y_{03} - Y_{01}}{X_{03} - X_{01}} \right];$$

$$\varphi_3 = \varphi_{13} + \arccos \left[\frac{(L_3^2 + L_{13}^2) - S^2}{2L_3L_{13}} \right] - \pi;$$

$$\varphi_{12} = \varphi_{13} - \arccos \left[\frac{S^2 + L_{13}^2 - L_3^2}{2SL_{13}} \right];$$

$$\varphi_{BD} = \arccos \left[\frac{L_3^2 + L_{34}^2 - L_{BD}^2}{2L_3L_{34}} \right], \quad \varphi_{34} = \varphi_3 + \varphi_{BD}. \quad (2.2)$$

Исследование в правой декартовой системе координат одноподвижного четырехзвенника, ориентированного как показано на рис. 2.16, выполняется в аналогичной последовательности.

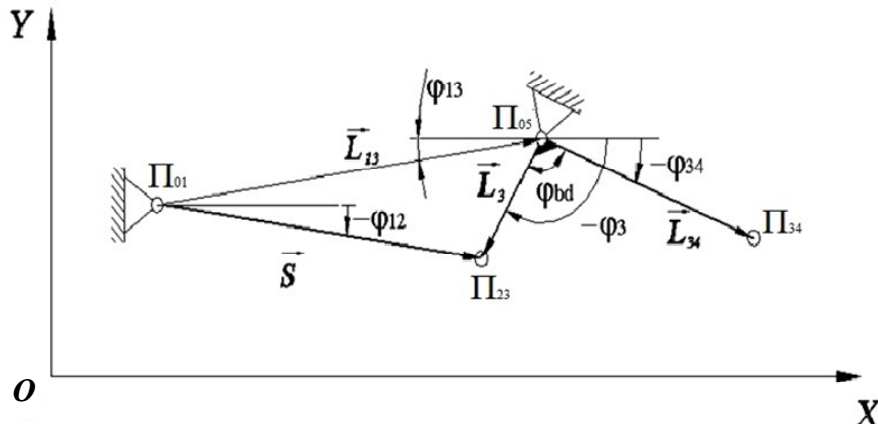


Рис. 2.16. Векторная интерпретация одноподвижного четырехзвенника $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{03}, \Pi_{34}$

Выходное звено L_{34} и группа из звеньев L_4 и L_5 образуют двухкоромысловый шарнирно-рычажный четырехзвенник с базой – L_{35} . В качестве входной координаты для $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$ принимается угол φ_{34} . Проецируя векторы замкнутого контура $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$ на оси местной системы координат $X\Pi_{03}Y'$ (рис. 2.17), запишем век-

торное уравнение $\vec{L}_{35} + \vec{L}_{34} + \vec{L}_4 = \vec{L}_5$. В соответствии с методикой, изложенной в [31], выполнив преобразования, получим выражение для углов φ_4 и φ_5 :

$$\varphi_4 = \varphi_{S1} + \arccos \left[\frac{L_4^2 + L_{35}^2 + L_{34}^2 - L_5^2 - 2L_{35}L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}''}{2L_4 \sqrt{L_{35}^2 + L_{34}^2 - 2L_{35}L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}''}} \right] - \delta_1;$$

$$\varphi_5 = \varphi_{S1} + \arccos \left[\frac{L_4^2 - L_{35}^2 - L_{34}^2 - L_5^2 + 2L_{35}L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}''}{2L_5 \sqrt{L_{35}^2 + L_{34}^2 - 2L_{35}L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}''}} \right] - \delta_1, \quad (2.3)$$

где $\delta_1 = \pi - \arctg \frac{Y_{03} - Y_{05}}{X_{05} - X_{03}}$; $\varphi_{34}' = \varphi_{34} + \delta_1$; $\varphi_{S1} = \arctg \left[\frac{-L_{34} \cdot \sin \varphi_{34}'}{L_{35} - L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}'} \right]$.

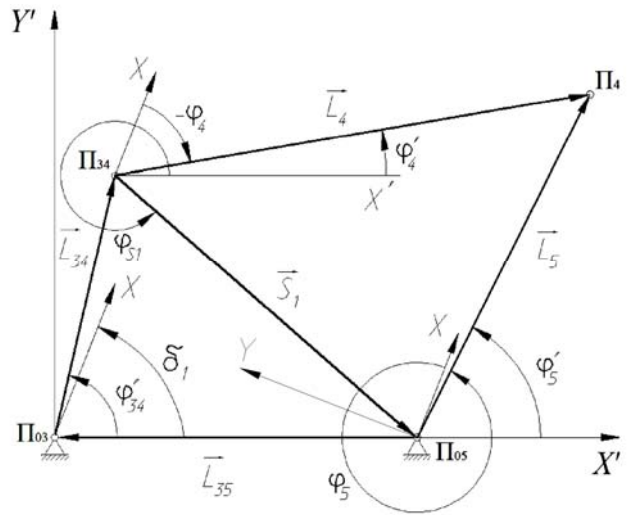


Рис. 2.17. Векторная интерпретация одноподвижного четырехзвенника $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$

Выходное звено L_{56} четырехзвенника $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$ и группа из звеньев L_6 и L_7 образуют двухкоромысловый шарнирно-рычажный четырехзвенник $\Pi_{05}, \Pi_{56}, \Pi_{67}, \Pi_{07}$ с базой (L_{57}) (рис. 2.15).

В роли входной координаты для внешнего четырехзвенника $\Pi_{01}, \Pi_{56}, \Pi_{67}, \Pi_{07}$ (на рис. 2.15 точка Π_{05} совпадает с Π_{01}) используется угол φ_5 . Местную систему координат $X''\Pi_{05}Y''$ получим из глобальной путем переноса ее начала в точку Π_{05} и поворотом оси $\Pi_{05}X$ против часовой стрелки на угол δ_2 (2.4), при этом ось $\Pi_{05}Y''$ расположим слева от оси $\Pi_{05}X''$.

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} \left[\frac{Y_{07} - Y_{05}}{X_{07} - X_{05}} \right]. \quad (2.4)$$

Запишем векторное уравнение для замкнутого контура $\vec{L}_{56} + \vec{L}_6 = \vec{L}_{57} + \vec{L}_7$. Спроецируем векторное уравнение на оси местной (левой) системы координат $\Pi_{05}X''$ и $\Pi_{05}Y''$. В результате получим уравнения проекций. Угол φ_5'' (2.5) в системе координат $X''\Pi_{05}Y''$ и вспомогательный угол φ_{S2} определяем по выражению

$$\varphi_5'' = \delta_2 - \varphi_5, \quad \varphi_{S2} = \operatorname{arctg} \left[\frac{-L_{56} \cdot \sin \beta \varphi_5''}{L_{57} - L_{56} \cdot \cos \varphi_5''} \right] - \pi, \quad (2.5)$$

где $L_{57} = \sqrt{(X_{07} - X_{05})^2 + (Y_{07} - Y_{05})^2}$.

Выполнив некоторые преобразования [31] из уравнений проекций, получим выражения для углов φ_6, φ_7 (2.6) и (2.7):

$$\varphi_6 = \delta_2 - \left[\varphi_{S2} + \arccos \left[\frac{L_{57}^2 + L_{56}^2 + L_6^2 - L_7^2 - 2L_{57}L_{56} \cdot \cos \varphi_5''}{2L_6 \sqrt{L_{57}^2 + L_{56}^2 - 2L_{57}L_{56} \cdot \cos \varphi_5''}} \right] \right]; \quad (2.6)$$

$$\varphi_7 = \delta_2 - \left[\varphi_{S2} + \arccos \left[\frac{L_6^2 - L_{56}^2 - L_{57}^2 - L_7^2 + 2L_{57}L_{56} \cdot \cos \varphi_5''}{2L_7 \sqrt{L_{57}^2 + L_{56}^2 - 2L_{57}L_{56} \cdot \cos \varphi_5''}} \right] \right]. \quad (2.7)$$

2.4.3. Определение координат центров подвижных шарниров и проверка геометрического анализа

Координаты точки Π_{23} могут определяться двумя различными способами в соответствии с выражениями:

$$\begin{aligned} X_{23} &= X_{03} + L_3 \cdot \cos \varphi_3; & X_{23} &= X_{01} + S \cdot \cos \varphi_{12}; \\ Y_{23} &= Y_{03} + L_3 \cdot \sin \varphi_3; & Y_{23} &= Y_{01} + S \cdot \sin \varphi_{12}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Если полученные таким образом координаты точки Π_{23} в диапазоне изменения обобщенной координаты S совпадают, то углы φ_{12} и φ_3 определены верно. Координаты точки Π_{34} определяются по выражениям:

$$\begin{aligned} X_{34} &= X_{03} + L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}; \\ Y_{34} &= Y_{03} + L_{34} \cdot \sin \varphi_{34}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Зная углы φ_4, φ_5 , можно определить координаты точек Π_{45}, Π_{56} :

$$\begin{aligned} X_{45} &= X_{34} + L_4 \cdot \cos \varphi_4; & X_{56} &= X_{05} + L_{56} \cdot \cos \varphi_5; \\ Y_{45} &= Y_{34} + L_4 \cdot \sin \varphi_4; & Y_{56} &= Y_{05} + L_{56} \cdot \sin \varphi_5. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Проверка геометрического анализа МН завершается расчетом координат точки Π_{67} , определяемых в соответствии с выражениями:

$$\begin{aligned} X_{67} &= X_{56} + L_6 \cdot \cos \varphi_6; & X_{67} &= X_{07} + L_7 \cdot \cos \varphi_7. \\ Y_{67} &= Y_{56} + L_6 \cdot \sin \varphi_6; & Y_{67} &= Y_{07} + L_7 \cdot \sin \varphi_7. \end{aligned}$$

Если полученные координаты точки Π_{67} совпадают, то углы φ_5, φ_6 и φ_7 определены верно.

Выражение для вертикальной координаты оси подвеса Y_{56} можно также представить иначе, с учетом ее зависимости от длины раскоса L_4 :

$$Y_{56} = Y_{34} + L_4 \cdot \sin \varphi_4 + (L_{56} - L_5) \cdot \sin \varphi_5. \quad (2.11)$$

Регулируемая длина раскоса МН L_4 настраивается так, чтобы вертикальная координата оси подвеса (однозначно определяемая обобщенной координатой) в начальный момент ($S = S_0$) была несколько меньше вертикальной координаты шарнира НМ $Y_{56}^{\text{раб}}$, т. е. всегда $S_0 < S^{\text{раб}}$. Определив в процессе геометрического анализа, с помощью ограничения, накладываемого на $\varphi_6(S^{\text{раб}})$ – угол, образуемый высотой присоединительного треугольника в рабочем положении НМ, определяют регулируемую длину центральной тяги L_7 .

2.4.4. Определение координат центра тяжести навесной машины

Координаты центра тяжести МН определяются в рабочем положении НМ (см. рис. 2.15) вектором L_{S6} , проведенным из ранее определенной координаты оси подвеса Π_{56} и повернутым относительно L_6 на угол φ_{S6} :

$$\begin{aligned} X_{S6} &= X_{56} + L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6}); \\ Y_{S6} &= Y_{56} + L_{S6} \cdot \sin(\varphi_6 + \varphi_{S6}); \\ \varphi_{S6} &= 2\pi - \varphi_6(S_P) + \arctg(Y_6 / X_6). \end{aligned} \quad (2.12)$$

2.5. Математическое моделирование процедуры кинематического анализа механизма навески

2.5.1. Определение аналогов угловых скоростей и передаточных отношений звеньев механизма навески

Дифференцируя выражение для угла φ_3 по обобщенной координате S , получим выражение для аналога угловой скорости поворотного рычага МН L_3 (рис. 2.15):

$$\varphi_3' = \frac{2S}{\sqrt{4L_{13}^2 L_3^2 - [S^2 - L_{13}^2 - L_3^2]^2}}. \quad (2.13)$$

Продифференцировав по времени t выражения для проекций на оси местной системы координат $X\Pi_{03}Y'$ (рис. 2.17), а затем выполнив операцию поворота этой системы координат на угол φ_4 против часовой стрелки, получим выражения для передаточных отношений угловых скоростей между звеньями $L_{34}(L_3), L_4, L_5$:

$$U_{43} = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34} - \varphi_5)}{L_4 \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}; U_{53} = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34} - \varphi_4)}{L_5 \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}. \quad (2.14)$$

Через полученные передаточные отношения скоростей звеньев определяются аналоги угловых скоростей для звеньев L_4, L_5 :

$$\varphi_4' = \varphi_3' U_{43}; \quad \varphi_5' = \varphi_3' U_{53}. \quad (2.15)$$

Продифференцировав по углу φ_5 выражение для проекции на ось OX'' , а затем выполнив операцию вычитания угла φ_7 , что соответствует повороту местной системы координат $X''\Pi_{05}Y''$ на угол φ_7 против часовой стрелки, получим выражение для передаточного отношения угловых скоростей звеньев L_6 и L_5 :

$$U_{65} = \frac{L_{56} \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_7)}{L_6 \cdot \sin(\varphi_7 - \varphi_6)}. \quad (2.16)$$

2.5.2. Определение передаточных чисел механизма навески

Важным выходным параметром механизмов являются передаточные числа – переменные величины, характеризующие текущее преобразование затрачиваемой на перемещение мощности [35]. В процессе проектирования и сравнения вариантов МН часто используют передаточное число механизма на оси подвеса или кинематический коэффициент передачи МН на оси подвеса [1]. Он представляет собой аналог скорости вертикальной составляющей точки Π_{56} . Сформируем аналитическое выражение для этого важного выходного параметра МН. Вертикальная скорость оси подвеса МН – точка Π_{56} определяется дифференцированием по времени выражения для вертикальной координаты точки Π_{56} :

$$\frac{dY_{56}}{dt} = \omega_5 L_{56} \cdot \cos \varphi_5 = \dot{\varphi}_5' L_{56} \cdot \cos \varphi_5 = \dot{S} I_{56}, \quad (2.17)$$

где ω_5 – угловая скорость звена L_{56} ; \dot{S} – скорость поршня гидроцилиндра; I_{56} – передаточное число на оси подвеса.

Как видно из полученного выражения, изменение передаточного числа (ПЧ) определяется изменением аналога угловой скорости φ'_5 звена L_{56} и его направлением φ_5 в правой декартовой системе координат. Из выражений для передаточного отношения U_{53} и аналога угловой скорости φ'_3 получим развернутое выражение для ПЧ на оси подвеса МН:

$$I_{56} = \varphi'_3 U_{53} L_{56} \cdot \cos \varphi_5. \quad (2.18)$$

Аналогично можно развернуть представление для аналога угловой скорости φ'_6 звена L_6 :

$$\varphi'_6 = \varphi'_3 U_{53} U_{65}. \quad (2.19)$$

Аналитическое выражение для аналога вертикальной составляющей скорости центра тяжести НМ (точка S_6) получим, дифференцируя по времени выражение для соответствующей вертикальной координаты Y_{S6} , например, для МН оно имеет вид:

$$\frac{dY_{S6}}{dt} = \omega_5 L_{56} \cdot \cos \omega_5 + \omega_6 L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6}). \quad (2.20)$$

Разделив обе части уравнения на \dot{S} , получим выражение для основного передаточного числа МН:

$$I_S = \varphi'_3 U_{53} [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})]$$

или

$$I_S = I_{56} + \varphi'_6 L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6}). \quad (2.21)$$

Передаточное число механизма навески – величина безразмерная, численно равная вертикальной составляющей скорости соответствующей точки при условии, что относительная скорость движения поршня ГЦ равна единице. Ее получают дифференцированием по времени выражения для вертикальной координаты соответствующей характерной точки. Из анализа выражений (2.21) для I_S, I_{56} очевидна их взаимная функциональная связь [36]. В процессе изменения обобщенной координаты S однозначно изменяется и направление звеньев МН, а потому и их передаточные числа не остаются постоянными. Они характеризуют кинематические свойства МН, определяются внутренними параметрами механизма и не зависят от скорости изменения обобщенной координаты.

2.6. Математическое моделирование процедуры силового анализа механизма навески

В кинематических парах МН действуют силы, характеризующие взаимодействие между звеньями. Нагруженность кинематических пар силами взаимодействия является важной характеристикой и необходима для расчета звеньев МН на прочность, жесткость, износостойчивость, выполняемых далее при его конструировании. Определение внутренних сил, а также сил, приложенных к механизму извне, составляет содержание его силового анализа. Силовой анализ, как и предыдущие, выполняется для плоских аналогов МН, у которых плоскость симметрии параллельна плоскости движения, в которой действуют все приложенные силы. Силовой расчет выполняется при идеальном законе движения входного звена (рис. 2.18).

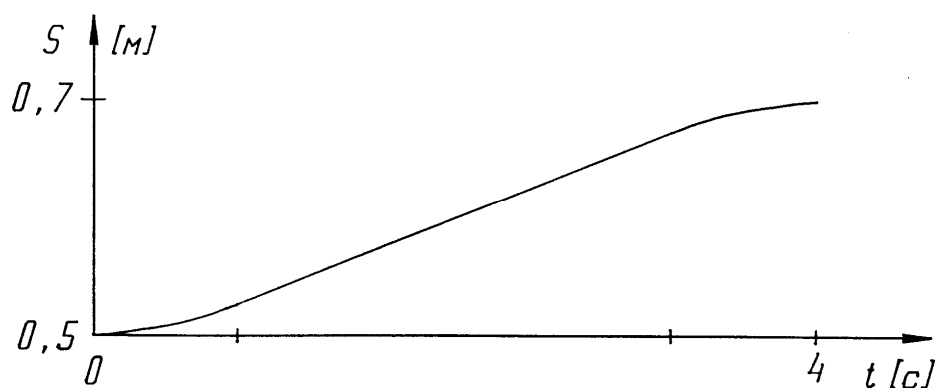


Рис. 2.18. Идеальный закон движения входного звена МН

Здесь поршень гидроцилиндра (входное звено МН) плавно выходит на установившийся режим с постоянной скоростью, определяемой расходом рабочей жидкости и площадью поршня со стороны нагнетающей гидромагистрали. Стремление к обеспечению такого движения поршня является одной из целей проектирования. Механизмы навески относятся к тихоходным механизмам, поэтому режим движения считается квазистатическим. Масса звеньев механизмов существенно меньше массы НМ. Например, масса выходного звена L_6 (навесной машины) практически на два порядка превосходит другие звенья и поэтому учитывается при моделировании [35]. Кратковременное ускоренное движение навесной машины в начале подъема (на порядок меньше всего времени подъема) здесь не учитывается, поскольку относится к моделированию процесса динамики подъема навесной машины.

2.6.1. Силовой анализ групп с нулевой подвижностью

Последовательность проведения силового анализа МН соответствует обратному порядку его структурной формулы, т. е. начинается с последней группы 2-го класса, 2-го порядка, 1-го вида. Расчетная схема для силового анализа двухповодковой группы L_7-L_6 представлена на рис. 2.19.

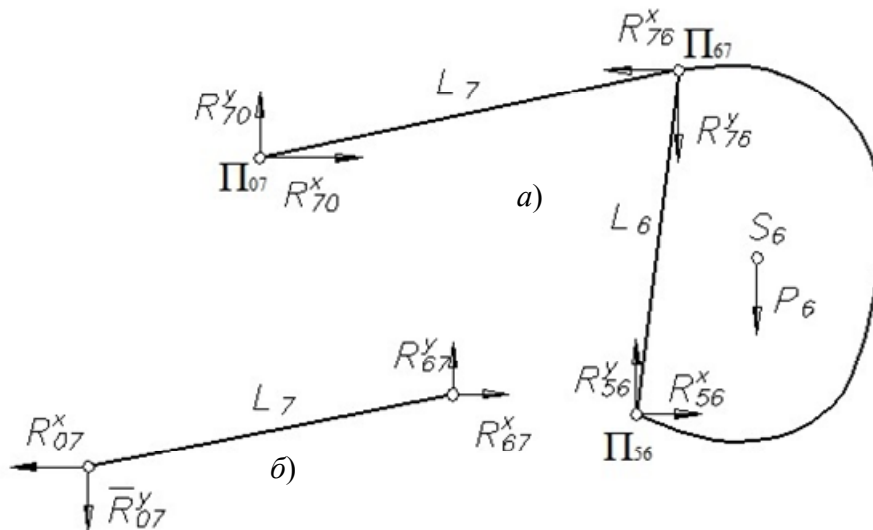


Рис. 2.19. Расчетная схема силового анализа двухповодковой группы 1-го вида, состоящей из звеньев L_7-L_6

Расчетная схема, в которую входит двухповодковая группа L_7-L_6 , описывается математической моделью, представленной системой из четырех алгебраических уравнений (2.22). Уравнения описывают состояние равновесия действующих на группу сил и моментов, приложенных относительно шарнира Π_{67} . При этом на плоскости сила в шарнире Π_{56} фактически представляет две составляющие, разделенные поровну по шарнирам двух нижних тяг МН [32], [34].

$$\begin{cases} R_{07}^x + 2R_{56}^x = 0; \\ R_{07}^y + 2R_{56}^y = -P_6; \\ R_{07}^x (Y_{67} - Y_{07}) + R_{07}^y (X_{07} - X_{67}) = 0; \\ 2R_{56}^x (Y_{67} - Y_{56}) + 2R_{56}^y (X_{56} - X_{67}) = -P_6 (X_{S6} - X_{67}). \end{cases} \quad (2.22)$$

Система из четырех уравнений имеет четыре неизвестных и решается подстановкой либо по методу Крамера. Для упрощения вида

выражений используем промежуточные переменные: для преобразований координат и момента со стороны веса навесной машины P_6 :

$$D = Y_{67} - Y_{56}; E = X_{56} - X_{67}; F = Y_{67} - Y_{07}; G = X_{07} - X_{67}; \quad (2.23)$$

$$A = EF - DG, M_6 = -P_6 (X_{56} - X_{67}).$$

Результаты решения системы уравнений приведены ниже:

$$R_{56}^x = P_6 \frac{G(X_{56} - X_{67})}{2A}, \text{ или } R_{56}^x = \frac{M_6 G}{2A}; \quad (2.24)$$

$$R_{56}^y = P_6 \frac{(X_{56} - X_{67})F - GD}{2A}; \quad (2.25)$$

$$R_{07}^x = -2R_{56}^x, \text{ или } R_{07}^y = -R_{07}^x \frac{F}{G}; \quad (2.26)$$

$$R_{67}^x = 2R_{56}^x; R_{67}^y = 2R_{56}^y - P_6,$$

где X_{56} – координата центра тяжести навесной машины; X_{ij}, Y_{ij} – координаты центров шарниров звеньев группы L_7-L_6 ; D, E, F, G – переменная разность координат; R_{ij}^x, R_{ij}^y – составляющие сил, действующих в шарнирах L_7-L_6 ; R_{07}^x, R_{07}^y – составляющие сил, действующих в шарнире, расположенном на раме энергоносителя.

Величина общей реакции в шарнирах определяется по известному правилу – геометрической сумме векторов:

$$R_{56} = \sqrt{(R_{56}^x)^2 + (R_{56}^y)^2}; R_{07} = \sqrt{(R_{07}^x)^2 + (R_{07}^y)^2}; R_{67} = \sqrt{(R_{67}^x)^2 + (R_{67}^y)^2}.$$

Далее рассматривается следующая двухповодковая группа L_4-L_{56} . Расчетная схема для силового анализа двухповодковой группы представлена на рис. 2.20. По третьему закону Ньютона сила, действующая со стороны звена L_6 на звено L_{56} , определяется по выражению

$$\vec{R}_{65} = -\vec{R}_{56} \text{ и, соответственно, } R_{65}^x = -R_{56}^x; R_{65}^y = -R_{56}^y.$$

При этом момент нагрузки со стороны звена L_6 относительно шарнира Π_{45} определяется как

$$M_{65} = R_{65}^x (Y_{45} - Y_{56}) + R_{65}^y (X_{56} - X_{45}). \quad (2.27)$$

Расчетная схема, в которую входит двухповодковая группа L_4-L_{56} (рис. 2.20), представляется ММ, которая, как и предыдущая, описывается системой, состоящей из четырех алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} R_{05}^x + R_{34}^x + R_{56}^x = 0; \\ R_{05}^y + R_{34}^y + R_{56}^y = 0; \\ R_{34}^x (Y_{34} - Y_{45}) + R_{34}^y (X_{45} - X_{34}) = 0; \\ R_{05}^x (Y_{05} - Y_{45}) + R_{05}^y (S)(X_{45} - X_{05}) + M_{65} = 0, \end{cases} \quad (2.28)$$

где $M_{65} = R_{65}^x (Y_{45} - Y_{56}) + R_{65}^y (X_{56} - X_{45})$.

Для упрощения вида выражений для составляющих реакций в шарнирах используем промежуточные переменные преобразования координат:

$$D_1 = Y_{45} - Y_{05}; \quad E_1 = X_{05} - X_{45}; \quad F_1 = Y_{45} - Y_{34}; \quad G_1 = X_{34} - X_{45}; \\ A_1 = E_1 F_1 - D_1 G_1.$$

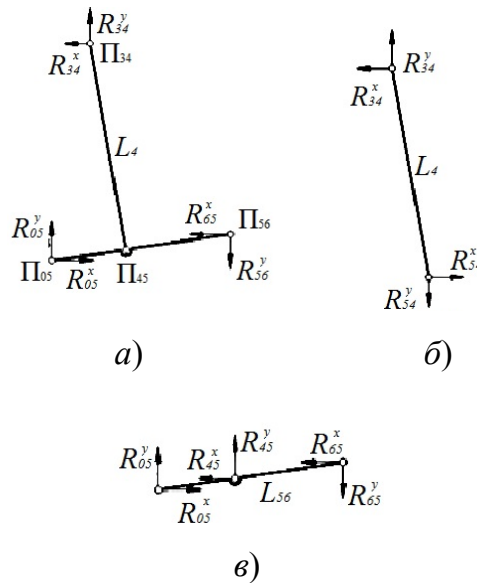


Рис. 2.20. Расчетная схема силового анализа двухповодковой группы 1-го вида, состоящей из звеньев $L_{56}-L_4$

В результате решения системы уравнений получаем составляющие реакций в шарнирах группы L_4-L_{56} :

$$R_{05}^x = \frac{M_{65} G_1 - E_1 (R_{65}^x F_1 + R_{65}^y G_1)}{A_1};$$

$$R_{05}^y = \frac{-M_{65}F_1 + D_1(R_{65}^x F_1 + R_{65}^y G_1)}{A_1};$$

$$R_{34}^x = \frac{-((M_{65} - R_{65}^x D_1 - R_{65}^y E_1)G_1)}{A_1}; R_{34}^y = \frac{(M_{65} - R_{65}^x D_1 - R_{65}^y E_1)F_1}{A_1}.$$

Поскольку весом и силой инерции для раскоса (звено L_4) мы пренебрегаем, постольку можно считать, что

$$\vec{R}_{45} = \vec{R}_{34}; R_{45}^x = R_{34}^x; R_{45}^y = R_{34}^y.$$

Величина сил реакции в шарнирах определяется в соответствии с выражениями:

$$R_{05} = \sqrt{(R_{05}^x)^2 + (R_{05}^y)^2}; R_{34} = \sqrt{(R_{34}^x)^2 + (R_{34}^y)^2}. \quad (2.29)$$

2.6.2. Силовой анализ одноподвижного четырехзвенника

Математическая модель для силового анализа четырехзвенника (рис. 2.21) формируется из условия равенства нагружающего M_{43} и движущего M_{23} моментов сил, действующих на поворотный рычаг относительно шарнира Π_{03} .

Нагружающий поворотный рычаг момента силы определяется по выражению

$$M_{43} = R_{43}^x (Y_{03} - Y_{34}) + R_{43}^y (X_{34} - X_{03}). \quad (2.30)$$

По третьему закону Ньютона сила, действующая по стороны раскоса (звено L_4) на поворотный рычаг (звено L_{34}), определяется по выражению

$$\vec{R}_{43} = -\vec{R}_{34}$$

и, соответственно, проекции на оси координат:

$$\begin{cases} R_{43}^x = -R_{34}^x; \\ R_{43}^y = -R_{34}^y. \end{cases} \quad (2.31)$$

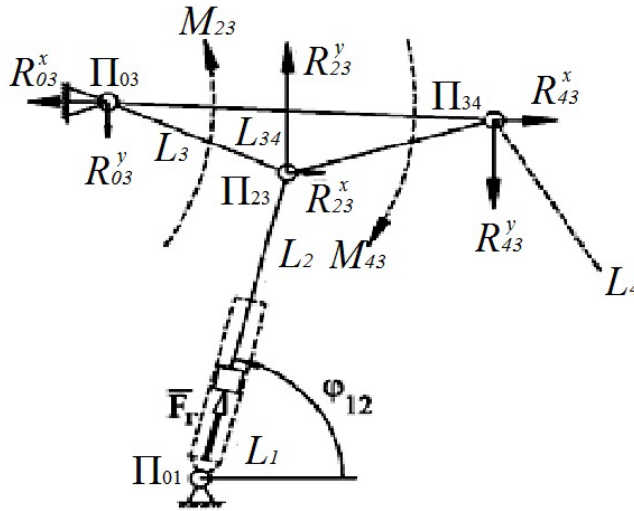


Рис. 2.21. Схема силового анализа одноподвижного четырехзвенника

Обобщенная координата S (отрезок между Π_{01} и Π_{23}) изменяется благодаря нагнетаемой в гидроцилиндр рабочей жидкости, которая в квазистатическом режиме подъема считается несжимаемой. Полагая, что сила, действующая со стороны штока гидроцилиндра, может быть разложена по осям OX и OY на две компоненты, $R_{23}^x = R_{23} \cdot \cos \varphi_{12}$ и, соответственно, $R_{23}^y = R_{23} \cdot \sin \varphi_{12}$, можем записать выражение для движущего момента M_{23} :

$$M_{23} = R_{23} \cdot \cos \varphi_{12} (Y_{03} - Y_{23}) + R_{23} \cdot \sin \varphi_{12} (X_{23} - X_{03}). \quad (2.32)$$

Вынося R_{23} за скобки, получим выражение для переменного плеча действия этой силы и далее выражение для самой силы R_{23} :

$$m = (Y_{03} - Y_{23}) \cdot \cos \varphi_{12} + (X_{23} - X_{03}) \cdot \sin \varphi_{12}; \quad R_{23} = \frac{-M_{43}}{m};$$

$$R_{23} = \frac{R_{43}^x (Y_{03} - Y_{34}) + R_{43}^y (X_{34} - X_{03})}{(Y_{03} - Y_{23}) \cdot \cos \varphi_{12} + (X_{23} - X_{03}) \cdot \sin \varphi_{12}}. \quad (2.33)$$

Сила реакции в шарнире Π_{03} определяется из условия равенства нулю сил, действующих на поворотный рычаг:

$$\vec{R}_{03} + \vec{R}_{43} + \vec{R}_{23} = 0,$$

поэтому

$$R_{03}^x = -R_{43}^x - R_{23}^x; \quad R_{03}^y = -R_{43}^y - R_{23}^y.$$

Реакция в опоре гильзы гидроцилиндра при условии действия принятых ограничений равна силе, действующей со стороны штока гидроцилиндра на поворотный рычаг, т. е.

$$\vec{R}_{01} = \vec{R}_{23} \text{ и, соответственно, } R_{01}^x = R_{23}^x, R_{01}^y = R_{23}^y.$$

Величина сил реакции в шарнирах Π_{03} и Π_{01} определяется в соответствии с выражениями:

$$R_{03} = \sqrt{(R_{03}^x)^2 + (R_{03}^y)^2}; R_{01} = \sqrt{(R_{01}^x)^2 + (R_{01}^y)^2}. \quad (2.34)$$

Окончательная проверка правильности выполнения силового анализа и расчета выходных параметров МН состоит в подтверждении равенства нагрузки F_g , приведенной к штоку гидроцилиндра через звенья МН со стороны навесной машины, силе реакции R_{23} в шарнире Π_{23} :

$$\vec{F}_g - \vec{R}_{23} = 0; F_g = P_6 I_S. \quad (2.35)$$

2.6.3. Определение потерь на трение в механизме навески

Потери мощности в неподвижных шарнирах МН ПНУ определяются по выражениям [37]:

$$N_{01}(S) = f_{\text{тр}} r_{04} R_{01}(S) \varphi'_S(S) \dot{S};$$

$$N_{03}(S) = f_{\text{тр}} R_{03}(S) r_{03} \varphi'_3(S) \dot{S};$$

$$N_{05}(S) = f_{\text{тр}} R_{05}(S) r_{05} \varphi'_5(S) \dot{S};$$

$$N_{07}(S) = f_{\text{тр}} R_{07}(S) r_{07} \varphi'_7(S) \dot{S},$$

где $\varphi'_S(S)$, $\varphi'_3(S)$, $\varphi'_5(S)$, $\varphi'_7(S)$ – аналоги угловых скоростей соответствующих звеньев; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения в шарнирах; r_{01} , r_{03} , r_{05} , r_{07} – радиусы шарниров.

Знаки аналогов угловых скоростей в подвижных шарнирах определяются в соответствии с направлением движения звеньев, связанных соответствующим шарниром.

Потери мощности в подвижных шарнирах МН определяются по выражениям:

$$N_{23}(S) = f_{\text{тр}} r_{23} R_{23}(S) (\varphi'_S(S) + \varphi'_3(S)) \dot{S};$$

$$\begin{aligned}
N_{34}(S) &= f_{\text{тр}} r_{34} R_{34}(S) (\varphi'_3(S) + \varphi'_4(S)) \dot{S}; \\
N_{45}(S) &= f_{\text{тр}} r_{45} R_{45}(S) (\varphi'_4(S) + \varphi'_5(S)) \dot{S}; \\
N_{56}(S) &= f_{\text{тр}} r_{56} R_{56}(S) (\varphi'_5(S) + \varphi'_6(S)) \dot{S}; \\
N_{67}(S) &= f_{\text{тр}} r_{67} R_{67}(S) (\varphi'_6(S) + \varphi'_7(S)) \dot{S}.
\end{aligned}$$

Расчет приведенной к поршню силы трения выполняется, считая ее равной отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН, на скорость движения поршня \dot{S} [38]:

$$F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S) = \frac{\sum N(S)}{\dot{S}}. \quad (2.36)$$

В результате приведенная к гидроцилиндру МН суммарная (общая) сила трения, учитывающая потери в шарнирах МН, определяется по выражению

$$\begin{aligned}
F_{\text{тр}}^{\text{пр}} &= f_{\text{тр}} r_{\text{ш}} [R_{01} \varphi_s + R_{03} \varphi'_3 + R_{05} \varphi'_5(S) + R_{07} \varphi'_7 + R_{23} (\varphi'_s + \varphi'_3) + \\
&+ R_{34} (\varphi'_3 + \varphi'_4) + R_5 (\varphi'_4 + \varphi'_5) + R_{56} (\varphi'_5 + \varphi'_6) + R_{67} (\varphi'_6 + \varphi'_7)].
\end{aligned}$$

Таким образом, определение приведенной к штоку гидроцилиндра силы трения выполняется исходя из того, что она равна отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН, на скорость поршня ГЦ – \dot{S} плюс трение манжеты поршня о гильзу ГЦ ($F_{\text{тр.ц}}$):

$$F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S) = F_{\text{тр.ц}} + r_{\text{ш}} f_{\text{тр}} \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (2.37)$$

где r – радиус шарниров тяг; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; $R_{0i}(S), R_{ij}(S)$ – силы, действующие, соответственно, в неподвижных и подвижных шарнирах МН; $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$ – аналоги угловых скоростей звеньев МН.

Для упрощения вышеприведенного выражения полагаем радиусы шарниров и коэффициенты трения одинаковыми для всех пар.

Силу трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы ГЦ определяем по выражению, полученному из [37]:

$$F_{\text{тр}} = \pi D l f_c p_2, \quad (2.38)$$

где D – диаметр поршня ГЦ; l – ширина манжеты; f_c – коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_2 – давление в напорной полости ГЦ.

Анализ двух последних выражений показывает, что потери на трение в шарнирах МН не зависят от скорости поршня ГЦ и определяются внутренними параметрами МН и ГЦ [38].

2.6.4. Определение управляемости неподвижного машинно-тракторного агрегата

Реакции колес неподвижного МТА на почву определим из уравнений равновесия. Для этого рассмотрим схему сил, действующих на МТА (рис. 2.22).

Реакции управляемых и ведущих колес на почву:

$$R_a(S) = \frac{P_{гр}(a + L_b) + Pb - P_6 X_{S6}(S)}{L_b}; \quad (2.39)$$

$$R_b(S) = P_{гр} - P_a(S) + P + P_6. \quad (2.40)$$

Распределение веса МТА между ведущими и управляемыми колесами, в процентах:

$$R_y(S) = \frac{R_a(S)}{P + P_{гр} + P_6} 100\%; \quad (2.41)$$

$$R_B(S) = \frac{R_b(S)}{P + P_{гр} + P_6} 100\%. \quad (2.42)$$

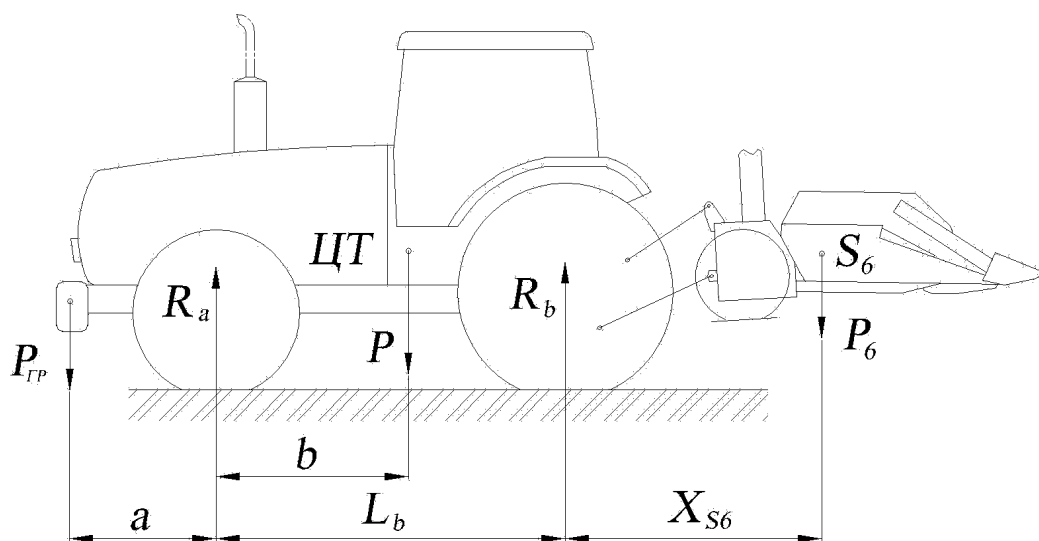


Рис. 2.22. Схема сил, действующих на МТА

Максимальная грузоподъемность определяется из условия управляемости, т. е. из условия, что реакция управляемых колес должна составить не менее 20 % от веса МТА [2]:

$$R_a = 0,20(P_{гр} + P + P_6); \quad (2.43)$$

$$G_{\max}(S) = \frac{P_{гр}(a + L_b) + Pb - R_a}{X_{S6}(S)}. \quad (2.44)$$

Примеры расчета и анализа управляемости МТА приведены в статьях [39], [40].

В результате формирования функциональной математической модели (ФММ) анализа свойств МН ПНУ получены выражения, позволяющие определить положение оси подвеса, стойки, центра тяжести и мгновенного центра вращения НМ; определить аналоги угловых скоростей и передаточные отношения звеньев, передаточные числа МН; рассчитать потери на трение и нагрузки во всех звеньях и на гидроцилиндре. Все перечисленные выходные параметры определяются как для рабочего, так и для транспортного положения навесной машины, а при необходимости и для любого другого промежуточного положения. Представленная ФММ может быть использована как для МН тракторов «Беларус» и УЭС, так и для МН МЭС ближнего (Т-150К, ЛТЗ-155, ХТЗ-121, «Кировец-701») и дальнего зарубежья (МН тракторов фирм «CLAAS», «John Deere», «Fendt») [41].

2.6.5. Уточненный расчет управляемости и определение рабочей скорости машинно-тракторного агрегата

Навешивание машин (см. рис. 2.22) на МЭС не должно приводить к превышению допустимого общего веса МТА, допустимых осевых нагрузок и максимально допустимой нагрузки на шины колесных МЭС. Так, как уже было отмечено выше, нагрузка на переднюю ось МЭС должна составлять минимум 20 % от общего веса МТА. Поэтому в процессе проектирования МЭС условия рационального агрегатирования с навесной техникой должны обеспечиваться в том числе выбором рациональных параметров ПНУ МЭС.

При переводе навесной машины из рабочего положения в транспортное иногда возникает необходимость в уточнении расчета управляемости МТА, например, при выглублении рабочих органов навесных

почвообрабатывающих машин в конце гона. При подъеме рабочих органов помимо веса НМ – P_6 преодолевается также вес пластов почвы, поднимаемых вместе с НМ (P_c), и сопротивление отрыву этих пластов:

$$P_c = (0,3 - 0,5)P_6.$$

Считается, что при подъеме рабочих органов суммарная сила сопротивления R рабочих органов НМ остается неизменной по величине, а угол ее приложения φ возрастает до ψ [5]:

$$\psi = \varphi + \theta,$$

где $\theta = \arctg(V_Y / V_X)$; V_Y – скорость подъема НМ; V_X – скорость МТА.

Эти изменения внешней нагрузки для заднего ПНУ требуют повторного определения силы P_6^* , учитывающей влияние вышеупомянутых факторов и повторения силового расчета МН ПНУ. Затем проверяется соблюдение условия управляемости МТА. Таким образом, необходимый дополнительный расчет управляемости МТА проводят с учетом конкретных условий его работы [42].

Оценка рабочей скорости движения МТА. Для МТА, удовлетворяющих агротребованиям и требованиям управляемости, рассчитывают ориентировочную рабочую скорость движения, необходимую для оценки его производительности. Ориентировочная рабочая скорость МТА рассчитывается по выражению

$$V_p \leq (1 - \gamma) \frac{N_{\text{МЭС}} - N_{\text{Р.О}}}{P_{\text{КР}} + (P_{\text{МЭС}} + P_6 + P_4)(f \cos \alpha + \sin \alpha)},$$

где V_p – рабочая скорость агрегата, м/с; γ – допустимый КПД буксования агрегата (до 0,15); α – предельный угол работы МТА, град; $P_{\text{КР}}$ – сила тяги МЭС, кН; $P_{\text{МЭС}}$ – вес энергетического средства, кН; P_4, P_6 – вес агрегатируемых при помощи переднего и заднего ПНУ НМ, кН; f – коэффициент перекатывания для движителя; $N_{\text{МЭС}}$ – номинальная мощность двигателя МЭС, кВт; $N_{\text{Р.О}}$ – мощность на привод рабочих органов НМ от вала отбора мощности (ВОМ) или от гидросистемы МЭС, кВт.

Если агрегатирование выбрано правильно, то рабочая скорость агрегата V_p должна быть в диапазоне 1,3–2,3 м/с. Если рассчитанная скорость движения МТА оказывается меньше 1 м/с, то выбранное МЭС может работать с НМ только при наличии дополнительного оборудования (ходоуменьшителя). Необходимо еще раз проанализировать агрега-

тирование и по возможности выбрать другое, более мощное МЭС. Если рассчитанная скорость более 2,5 м/с, МТА не полностью использует эффективную мощность двигателя МЭС. Это также является основанием для пересмотра агрегатирования, но в меньшую сторону. Если спроектированная навесная рабочая машина не находит эффективного агрегатирования или противоречит агротребованиям и требованиям управляемости с имеющимися МЭС – это основание для пересмотра параметров этой навесной машины.

Сформулируем ограничения по обеспечению рационального агрегатирования МЭС с навесной техникой. При навешивании рабочих машин (или балласта) на передний и задний трехточечный МН не допускается:

- превышение допустимого общего веса МТА;
- превышение допустимых нагрузок на оси МЭС;
- превышение нагрузочной способности шин МЭС;
- превышение стандартно допустимых весов балластов.

Кроме того, рабочая скорость МТА должна находиться в диапазоне $1,3 \leq V_p \leq 2,3$ м/с.

ГЛАВА 3. ФОРМИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА НАВЕСНОЙ МАШИНЫ

3.1. Основные методы динамического расчета гидропривода мобильных энергетических средств

Гидравлические приводы управления МЭС в большинстве случаев представляют собой нелинейные системы, переходные процессы в которых описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений. Нелинейность гидросистем обусловлена рядом факторов, главными из которых являются нелинейные характеристики внешних сопротивлений (нагрузки), упругость гидравлического звена, нелинейные потери давления в магистралях, силы трения, зоны нечувствительности, зазоры [43], [44].

Анализ исследований по динамике гидропривода различного назначения указывает на стремление все более полно учитывать реальные физические процессы, протекающие в нем [20], [21]. Однако составить точное математическое описание динамики гидравлического привода в настоящее время невозможно вследствие сложности процессов, происходящих в потоке жидкости при ее взаимодействии с твердыми телами. Поэтому при исследовании, учитывая специфические особенности и назначение привода, вводятся различные допущения о свойствах рабочей жидкости (идеальная, вязкая, несжимаемая и т. д.), характере ее течения и взаимодействия с твердыми телами.

В зависимости от этих допущений при математическом описании переходных процессов в гидравлических приводах получили распространение три основные модели системы [43].

В первой модели рабочей жидкость (РЖ) рассматривается как система с распределенными параметрами (упругостью, массой и сопротивлением). Для невязкой сжимаемой жидкости изменение давления и расхода определяется дифференциальными уравнениями неустановившегося движения жидкости в трубопроводе постоянного сечения (волновые уравнения)

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\rho}{f} \frac{\partial Q}{\partial t}, \quad \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{E}{f} \frac{\partial Q}{\partial x}.$$

В случае движения вязкой сжимаемой РЖ, когда потери давления на сопротивление пропорциональны расходу (скорости движения) жидкости в трубопроводе постоянного сечения, изменение расхода и давления описывается дифференциальными уравнениями в частных производных вида (телеграфные уравнения):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\rho}{f} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + 2\xi Q \right); \quad \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{E}{f} \frac{\partial Q}{\partial x},$$

где p и Q – давление и расход РЖ; t – время; x – координата вдоль оси магистрали; ρ и E – плотность и модуль объемной упругости РЖ; f – площадь проходного сечения магистрали; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления магистрали.

Эта модель развивается в первую очередь для гидроприводов с относительно длинными трубопроводами [21]. Математический аппарат, применяемый при этом, весьма сложен, так как приходится решать дифференциальные уравнения в частных производных. Это позволяет исследовать волновые процессы в магистралях и движение поршня с колебаниями высокой частоты. Вследствие значительных математических трудностей в инженерной практике пока решают лишь частные задачи с ограниченным количеством (1–2) участков магистралей. Большое значение при решении этих задач имеет правильное определение граничных условий на концах магистралей.

Во второй модели РЖ рассматривается сжимаемой и сосредоточенной обычно в одном или двух объемах малой протяженности (система с сосредоточенными параметрами с учетом податливости элементов гидропривода). В данной модели имеется возможность учесть сжимаемость пузырьков нерастворенного воздуха. В этом случае принимают [25], что объемный расход Q_1 , поступающий в систему, затрачивается на деформацию рабочей жидкости $Q_{сж}$ и на совершение перемещения ведомых элементов Q_2 :

$$Q_1 = Q_2 + Q_{сж}; \quad Q_{сж} = \psi(p)V_{ж} \frac{dp}{dt}, \quad (3.1)$$

где $V_{ж}$ – первоначальный объем РЖ в системе; $\psi(p)$ – податливость РЖ и элементов гидропривода.

В ряде работ [21], [24] при составлении модели пренебрегают расходом $Q_{сж}$ как малой величиной, а упругое воздействие РЖ на поршень рассматривается в виде условной пружины, введенной в гидроцилиндр. Тогда уравнение упругих деформаций для гидроцилиндра записывается

$$\sum P = (z_1 - z)C_{ж}, \quad (3.2)$$

где $\sum P$ – приведенная к поршню сумма сил; z – координата положения поршня гидроцилиндра; z_1 – координата положения сечения РЖ, находящейся вблизи торцовых стенок гидроцилиндра; $C_{ж} = F_{п}^2 E_c / V_{ж}$ – общая жесткость РЖ и других элементов, приведенная к поршню ($F_{п}$ – площадь поршня; E_c – модуль упругости конкретной жидкости).

Третья модель является самой простой и основана на том, что переходные процессы в гидроприводе описываются без учета податливости РЖ и его элементов (трубопроводов, шлангов, цилиндров и т. д.). Эта модель во многих случаях не позволяет дать обоснованную оценку качества переходного процесса гидропривода.

В настоящее время из рассмотренных ММ наиболее широкое распространение получила вторая модель, позволяющая описывать реальные процессы в гидроприводах с достаточной точностью и применять при этом относительно более простой математический аппарат, чем в первой модели. Однако даже при использовании этой ММ гидропривод описывается дифференциальными уравнениями третьего порядка и выше. Для исследования таких систем применяются или приближенные методы, основанные на линеаризации нелинейных уравнений различными способами (гармоническая линеаризация, разложение в ряд Тейлора и др.) [44]. Также применяют точечные численные методы решения систем нелинейных дифференциальных уравнений с помощью вычислительных машин. При разработке ММ для разветвленных систем удобно применять методы теории электрических цепей, используя электрогидравлические аналогии.

В общем случае система уравнений, описывающая динамику объемного гидропривода, включает в себя три типа уравнений, которые соответствуют физическим процессам в этом приводе:

- дифференциальные уравнения движения перемещающихся деталей системы, составленные согласно принципу Даламбера (их часто называют уравнениями сил или моментов);

- уравнения течения рабочей жидкости в элементах объемного гидропривода;

- уравнения баланса мгновенных массовых расходов (уравнения расходов).

Кроме того, должны быть заданы граничные и начальные условия (например, начальные значения давления, обобщенной координаты, их производных и пр.).

Дифференциальные уравнения движения отражают равновесие движущегося элемента под действием приложенных сил (моментов). Для поступательно-движущихся элементов гидропривода уравнения движения имеют вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum P_a - \sum P_c, \quad (3.3)$$

где m – приведенная к подвижному элементу масса; x – перемещение подвижного элемента; $\sum P_a$ – сумма активных сил; $\sum P_c$ – сумма сил сопротивления.

Для элементов, совершающих вращательное движение соответственно:

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \sum M_a - \sum M_c, \quad (3.4)$$

где J – приведенный момент инерции массы вращающихся частей; φ – угол поворота подвижного элемента; $\sum M_a$ – сумма моментов активных сил; $\sum M_c$ – сумма моментов сил сопротивления.

В общем случае приведенная к подвижному элементу масса включает массу механических подвижных элементов $m_{\text{мех}}$ и массу рабочей жидкости $m_{\text{ж}}$, заключенной в устройствах и магистралях гидравлического привода на рассматриваемом участке.

Приведенная масса подвижных элементов определяется как

$$m_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^{i=k} \left[m_{si} \left(\frac{v_{si}}{v_{\text{п}}} \right)^2 + J_{si} \left(\frac{\omega_i}{v_{\text{п}}} \right)^2 \right], \quad (3.5)$$

где m_{si} и J_{si} – масса и момент инерции массы i -го элемента относительно оси, проходящей через его центр масс; v_{si} – скорость центра тяжести i -го элемента; ω_i – угловая скорость i -го элемента; $v_{\text{п}}$ – скорость поршня.

Приведенная к поршню масса жидкости на n -элементах участка гидропривода:

$$m_{\text{ж}} = \rho F^2 \sum_{i=1}^{i=k} \frac{l_i}{f_i}, \quad (3.6)$$

где ρ – плотность РЖ; l_i и f_i – длина и площадь сечения i -го участка системы; F – площадь поршня гидроцилиндра, к которому приводится масса жидкости.

Следует отметить, что учет массы РЖ, приведенной к поршню исполнительного механизма (гидроцилиндра), эквивалентен учету инерционных потерь потока рабочей жидкости в случае составления для него уравнения Бернулли.

В дальнейшем будем учитывать инерционные потери давления жидкости p_j , определяемые по выражению

$$p_j = \rho l \frac{dv}{dt}, \quad (3.7)$$

где v – скорость течения жидкости в трубопроводе.

Уравнения течения РЖ в гидравлических сопротивлениях связывают переменные параметры системы (расход и потерю давления) в зависимости от свойств жидкости и режима течения. Эти уравнения входят составной частью в уравнения расходов, которые основываются на допущении, что рабочая жидкость является однородной и ее разрыв (кавитация) исключается.

3.2. Уравнения течения рабочей жидкости в гидравлических сопротивлениях

Все гидравлические элементы гидроприводов управления представляют собой определенные гидравлические сопротивления, в которых необратимо теряется, переходя в тепло, часть энергии движущейся вязкой жидкости. Эти необратимые потери называются гидравлическими. Они выражаются в потерях давления, а их величина зависит от режима течения жидкости.

Ввиду отсутствия данных о влиянии на потери давления нестационарности потока РЖ при расчетах принимается, что потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений при установившемся и неустановившемся движениях равны, если при прочих равных условиях равны скорости движения потока РЖ.

Различают два режима течения жидкости: ламинарный и турбулентный. Переход от ламинарного режима к турбулентному наступает при определенных условиях, характеризуемых числом Рейнольдса $Re = v/\nu$ (где v – средняя скорость по сечению потока жидкости; d – диаметр канала; ν – кинематическая вязкость жидкости).

В цилиндрическом трубопроводе при ламинарном режиме ($Re < 2300$) потери давления p_l определяются на основании уравнения Пуазейля:

$$p_l = \frac{8\pi\rho\nu l v}{f} = \frac{128}{\pi} \frac{\rho\nu l}{d^4} Q = R_{\text{л}} Q, \quad (3.8)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости; l и f – длина и площадь сечения трубопровода; Q – расход жидкости; $R_{\text{л}} = 128\rho\nu l / \pi d^4$ – гидравлическое сопротивление при ламинарном течении жидкости.

Уравнение (3.8) с учетом формул $f = \pi d^2 / 4$, $Q = f v$, $Re = v d / \nu$ записывается в виде

$$p_l = \lambda_{\text{л}} \frac{l\rho}{2df^2} Q^2, \quad (3.9)$$

где $\lambda_{\text{л}}$ – безразмерный коэффициент сопротивления трения при ламинарном режиме течения.

Для практических расчетов с учетом искажений поперечных сечений и вмятин труб используют значение $\lambda_{\text{л}} = 75/Re$.

При турбулентном режиме ($Re \geq 2300$) потери давления:

$$p_l = \lambda_{\text{т}} \frac{l\rho}{2d} v^2 = \lambda_{\text{т}} \frac{\rho l Q^2}{2df^2} = R_{\text{т}} Q^2,$$

где $\lambda_{\text{т}}$ – коэффициент потерь на трение при турбулентном потоке, зависящий от числа Рейнольдса и относительной шероховатости внутренней поверхности трубопровода; $R_{\text{т}} = \lambda_{\text{т}} \frac{l\rho}{2df^2}$ – гидравлическое

сопротивление при турбулентном потоке РЖ.

Для гладких цельнометаллических трубопроводов с достаточной точностью для расчетов принимается $\lambda_{\text{т}} = 0,025$ или вычисляется по формуле Блазиуса (для $2300 < Re < 8000$).

$$\lambda_{\text{т}} = 0,3164 Re^{-0,25}.$$

В гидравлических тупиковых системах управления скорость течения жидкости в трубопроводе за время переходного процесса изменяется от нуля до максимального значения v_{\max} и обратно, причем это изменение происходит в достаточно широких пределах, а значение v_{\max} в зависимости от параметров системы может значительно превышать значение критической скорости $v_{\text{кр}}$, соответствующей критическому числу Рейнольдса (рис. 3.1). Поэтому при определенном соотношении параметров в системе может существовать два режима течения жидкости: при малой скорости ($v < v_{\text{кр}}$) – ламинарный, а затем при достижении $v_{\text{кр}} = 2050v / \sqrt{f}$ – турбулентный. Для более реальной оценки потерь давления по длине магистрали p_l их можно определять по участкам в функции скорости v :

$$p_l = \begin{cases} \frac{8\pi\rho vl}{f} v \text{ при } 0 < v \leq v_{\text{кр}}; \\ \frac{0,443\lambda\rho l}{\sqrt{f}} v^2 \text{ при } v > v_{\text{кр}}. \end{cases} \quad (3.10)$$

Такая функциональная зависимость p_l позволяет получить достаточно точные результаты расчета переходного процесса, однако при этом усложняется дифференциальное уравнение, в связи с чем его необходимо решать по участкам.

Анализ экспериментальных зависимостей $\lambda = f(\text{Re})$ [43] показывает, что она является практически непрерывной кривой. Учитывая это, в ряде работ предлагается аппроксимировать указанную зависимость различными непрерывными функциями (гиперболической, показательной) на всем реальном диапазоне изменения Re . Следует отметить, что в предлагаемых зависимостях не учитывается влияние относительной шероховатости гидравлических магистралей $\varepsilon = k/d$ (k – абсолютная шероховатость; d – внутренний диаметр трубы).

Как показали исследования [43], комплексное влияние числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости ε магистрали на коэффициент λ сопротивления трения с достаточной для практических расчетов точностью можно учесть, если аппроксимировать зависимость $\lambda = f_1(\text{Re}, \varepsilon)$ гиперболической функцией вида

$$\lambda = 70/\text{Re} + k_\varepsilon, \quad (3.11)$$

где k_ε – коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от относительной шероховатости гидравлических магистралей. Ниже приведены значения k_ε .

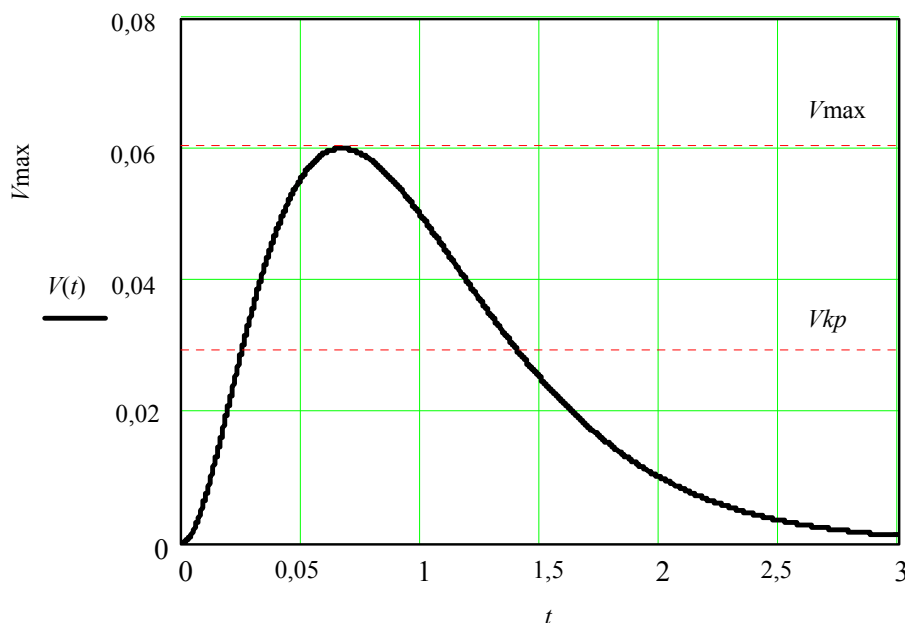


Рис. 3.1. Кривая изменения скорости течения РЖ в гидромагистрали ГП

При значениях λ :

ε	0,0001	0,001	0,002	0,005	0,010
k_ε	0,0186	0,022	0,026	0,031	0,038

Значения коэффициента λ , рассчитанные по формуле (3.11) для наиболее характерных трубопроводов, применяемых в гидроприводах МЭС, приведено в [43]. Как видно из приведенных данных, функция (3.11) дает близкое совпадение с экспериментальными данными.

Тогда значение потерь давления по длине трубопровода с учетом формулы (3.11) определяется по выражению

$$p_l = 27,5 \frac{\rho l v}{f} v + 0,443 \frac{k_\varepsilon \rho l}{\sqrt{f}} v^2. \quad (3.12)$$

Оно позволяет проводить динамический расчет гидравлического привода одной системой дифференциальных уравнений независимо от изменяющегося режима течения жидкости, что упрощает алгоритм решения этой системы на ПЭВМ. Выражение (3.12) дает возможность автоматически учитывать режим течения РЖ в гидромагистрали при любых вариациях параметров гидравлического привода.

Потери давления в местных сопротивлениях p_m . Местные гидравлические сопротивления можно разделить на две основные группы:

- дросселирующие устройства (золотники, клапаны, дроссели и т. п.);
- арматура (угольники, переходники, тройники и т. п.).

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$p_m = \frac{\xi p}{2} v^2 = \frac{\xi p}{2 f^2} Q^2, \quad (3.13)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, зависящий от типа последнего, режима течения жидкости в нем и определяемый опытным путем.

Подробные сведения о значениях ξ , для различных местных гидравлических сопротивлений приведены в [4]. При расчете часто местное сопротивление заменяется дополнительной длиной магистрали l_3 , эквивалентной потерям p_m и определяемой по выражению

$$l_3 = \xi d / \lambda. \quad (3.14)$$

Все дросселирующие устройства (дроссели) можно разделить на постоянные (неуправляемые) и переменные (управляемые). Постоянными дросселями являются такие, у которых в процессе работы геометрические размеры рабочих каналов не изменяются (дроссельные шайбы, капилляры, втулки и т. п.). В переменных дросселях в процессе работы изменяется проходное сечение рабочего канала и, следовательно, изменяется гидравлическое сопротивление (золотниковые пары, управляющие и регулирующие клапанные устройства и т. п.).

Расход жидкости через дроссель определяется из выражения (3.13) и записывается в виде

$$Q = \mu f \sqrt{2(p_{\text{вх}} - p_1) / \rho}, \quad (3.15)$$

где $\mu = 1 / \sqrt{\xi}$ – коэффициент расхода, зависящий от вязкости жидкости, сужения струи и пр.; f – площадь поперечного сечения дросселя; $p_{\text{вх}}$ и p_1 – давление жидкости на входе и выходе дросселя.

3.3. Формирование ФММ нагруженного гидропривода. Расчет выходных параметров и грузоподъемности ПНУ УЭС-290/450 и трактора «Беларус-2522»

Анализ динамики процесса подъема навесной машины составляет одно из условий рационального проектирования ПНУ. В состав ПНУ входит объемный гидропривод, упрощенная принципиальная схема которого и ее элементный состав представлены на рис. 3.2.

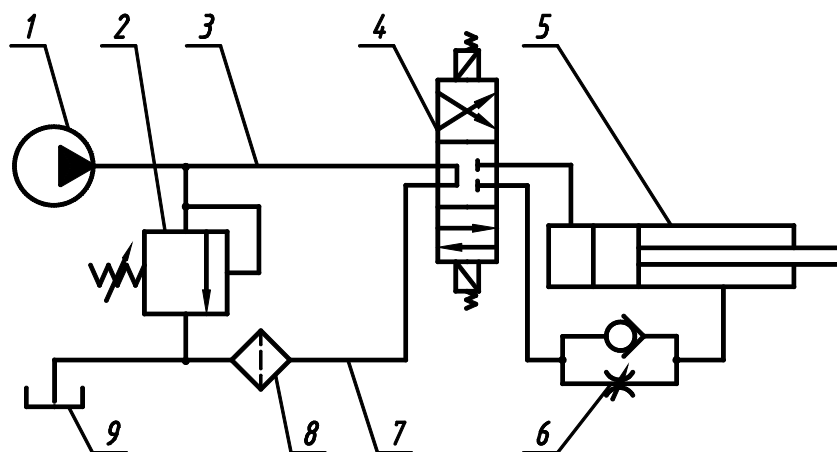


Рис. 3.2. Упрощенная принципиальная схема гидропривода ПНУ МЭС:
1 – насос шестеренный; 2 – клапан предохранительный;
3 – напорная магистраль; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидроцилиндр;
6 – регулируемый дроссель; 7 – сливная магистраль;
8 – фильтр; 9 – бак

В процессе подъема НМ в элементах ПНУ возникают переменные нагрузки, поэтому без знания закона движения поршня гидроцилиндра $S(t) = f(S, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ нельзя проанализировать их изменение, а также определить время подъема НМ.

Масса и момент инерции НМ, агрегируемой с МЭС, приводятся к штоку гидроцилиндра гидропривода его ПНУ. При этом влиянием масс звеньев МН трактора и УЭС пренебрегаем вследствие их малости по отношению к массе НМ и одновременно считаем звенья МН абсолютно жесткими [46]. Таким образом, динамическая модель машинного агрегата, состоящая из ПНУ и НМ, представляет собой материальную точку с переменной массой $m(S)$, которая движется под действием переменной силы [46]. Из закона равенства кинетических энергий приведенная масса, с учетом вышеупомянутых допущений, определяется как

$$m(S) = m_6 I_V^2 + J_6 \phi_6'^2, \quad (3.16)$$

где m_6, J_6 – соответственно масса и момент инерции навесной машины; I_V, ϕ_6' – соответственно аналоги линейной скорости центра масс и угловой скорости навесной машины.

Аналитическое выражение для аналога линейной скорости центра тяжести навесной машины получают последовательным преобразованием выражений для координат центра тяжести навесной машины, отнесенным к скорости движения поршня гидроцилиндра получают по аналогии с выражением (2.21) (см. п. 2.5.2):

$$I_V(S) = \phi_5' \sqrt{L_{56}^2 + U_{65}^2 L_{S6}^2 + 2U_{65} L_{56} L_{S6} \cos(\phi_5 - (\phi_{S6} + \phi_6))}. \quad (3.17)$$

Аналитическое выражение для аналога угловой скорости навесной машины получают из аналога угловой скорости поворотного рычага МН и передаточного отношения между его звеньями, характеризующего соотношение угловых скоростей между поворотным рычагом и навесной машиной:

$$\phi_6' = \phi_3' U_{63}. \quad (3.18)$$

Уравнение движения для машинного агрегата получаем, используя уравнение Лагранжа 2-го рода, подставив в него известное выражение для кинетической энергии и выполнив несложные преобразования с учетом того, что обобщенная сила $Q(S)$ равна разности между движущей силой $F_{дв}$ на штоке гидроцилиндра и приведенной к нему со стороны НМ нагрузки $F_{пр}(S)$:

$$m(S) \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{m'(S)}{dS} \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 = F_{дв} - F_{пр}(S). \quad (3.19)$$

Левая часть уравнения (3.19) представляет собой приведенную к штоку ГЦ силу инерции. Первая ее компонента определяет часть силы инерции, зависящую от ускорения поршня. Вторая компонента зависит от скорости поршня [47] и существеннее проявляется в период его установившегося движения. Таким образом, для машинных агрегатов, состоящих из навесной машины и ПНУ, приведенная сила инерции имеет две компоненты.

Из выражения для приведенной к штоку гидроцилиндра ПНУ массы видно (3.16), что приведенная масса (рис. 3.3) зависит не толь-

ко от массы навесной машины m_6 , но и от ее момента инерции, что важно для учета при анализе крупногабаритных НМ типа КПР-9 [48] и КНК-500 [49].

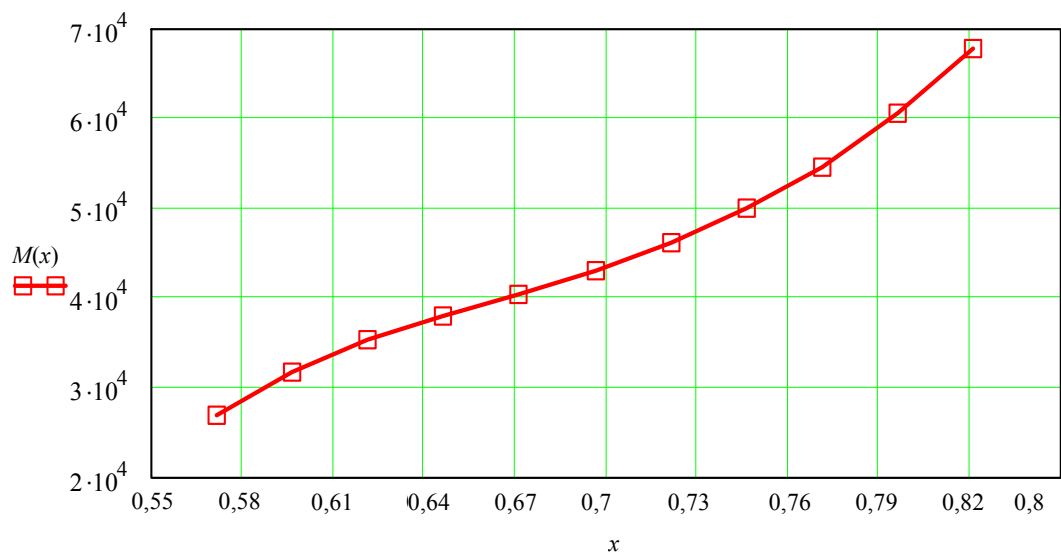


Рис. 3.3. Приведенная к штоку гидроцилиндра масса навесной машины $m(S)$ в зависимости от обобщенной координаты $x(S)$

Производная от приведенной массы по обобщенной координате (рис. 3.4) имеет вид:

$$m'(S) = 2[m_6 I_v I'_v + J_6 \varphi'_6 \varphi''_6] \quad (3.20)$$

где I'_v , φ''_6 – соответствующие производные от I_v , φ'_6 , определяемые в результате их дифференцирования по обобщенной координате S .

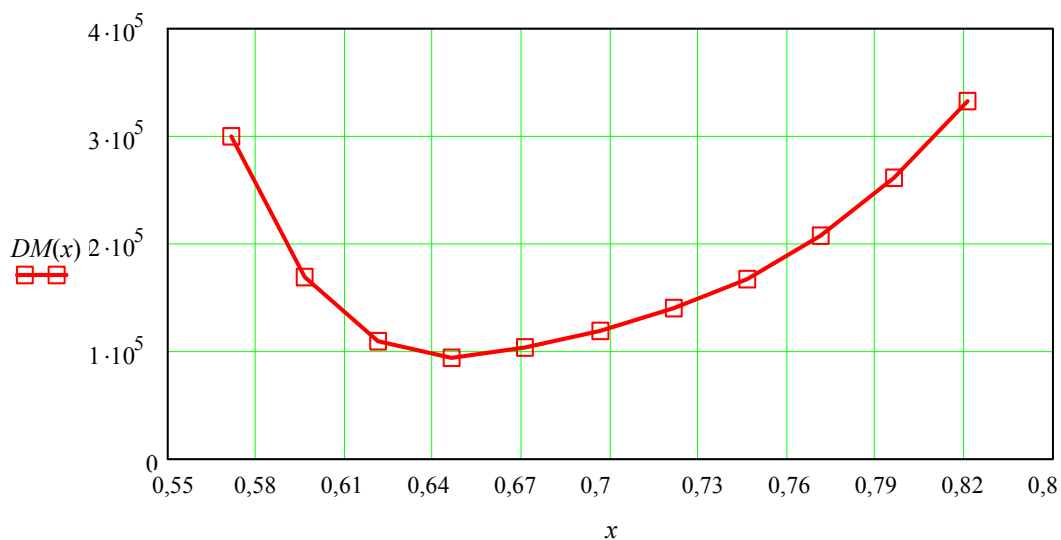


Рис. 3.4. Производная от приведенной массы по обобщенной координате x

Инерционная нагрузка включает составляющую, зависящую от изменения скорости S по времени, и составляющую, связанную с изменением приведенной массы в зависимости от положения механизма навески (следствие переменности передаточных отношений звеньев). Соотношение влияния этих составляющих определяется выражением [47]:

$$k = \frac{\frac{1}{2} \dot{S}^2 \frac{m'(S)}{dS}}{m(S) \frac{d^2 S}{dt^2}} = \frac{\frac{m'(S)}{m(S) dt}}{\frac{d\lambda}{\lambda dt}} = \frac{1}{2} \frac{d \ln m(S)}{d \ln \lambda},$$

где $\lambda = \dot{S}$.

Значение k зависит как от переменности приведенной массы m , так и от переменности скорости. Поэтому небольшое изменение m еще не свидетельствует о малости его влияния. При $k \ll 1$ допустимо игнорирование влияние члена $\frac{1}{2} \dot{S}^2 \frac{m'(S)}{dS}$, а при $k \gg 1$ – члена $m(\ddot{S})$.

Для ФММ динамики подъема НМ учитываются особенности работы ПНУ и его гидропривода в частности. Принимаем, что большинство элементов гидропривода работает безынерционно, температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха постоянны.

Рабочая жидкость (РЖ) в гидроприводе представляет собой двухфазную гидровоздушную смесь (ГВС). Ее модуль объемной упругости (МОУ) E_c , при адиабатическом характере деформации, зависит от содержания нерастворенного в рабочей жидкости воздуха и начального давления. Нерастворенный воздух содержится в жидкости в виде пузырьков, в количестве от 0,5 до 6 % [25]. Из-за значительно большей сжимаемости воздуха МОУ двухфазной ГВС ниже, чем МОУ однородной жидкости, причем это уменьшение становится существенным при малых давлениях. МОУ реальной рабочей жидкости при адиабатическом характере ее деформации при изменении давления от 1 до 20 МПа с точностью до 0,1 % из [25] определяется по формуле

$$E_c(p) = \frac{a \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{n}} + (1-a) \left(\frac{E_a + Ap_0}{E_a + Ap} \right)^{\frac{1}{A}}}{\frac{a}{np} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{1-a}{E_a + Ap}}, \quad (3.21)$$

где a – относительный процент содержащегося в рабочей жидкости нерастворенного воздуха; p_0 – давление в ГВС на участке (в узле) до переключения гидрораспределителя; n – показатель адиабаты (для воздуха); E_a – МОУ РЖ при нормальном атмосферном давлении; A – коэффициент роста МОУ при росте давления на участке.

Как видно из выражения (3.21), МОУ ГВС зависит не только от содержания в ней пузырьков нерастворенного воздуха, но также от начального давления на участке гидромагистрали. Увеличение количества нерастворенного воздуха в РЖ может привести к неустойчивости переходного процесса и, как правило, вызывает снижение КПД гидропривода [25] и скорости передачи сигнала от ГН к ГЦ.

Скорость распространения деформаций в гидромагистрали приблизительно на два порядка превосходит ее среднюю длину, поэтому волновые процессы здесь не играют сколько-нибудь заметной роли.

Изменение приведенной нагрузки (3.19) носит низкочастотный характер, а имеющая место неравномерность подачи гидронасоса практически не влияет на процесс подъема. На основании изложенных замечаний вводится допущение о том, что заполняющая напорный тракт ГВС сосредоточена в одном или нескольких объемах небольшой протяженности. В результате скорость изменения давления в каждом из объемов не связана более с положением сечения на соответствующем участке.

Приведенный МОУ для деформирующихся полостей: трубопроводов, армированных шлангов и ГЦ определяется по выражению [50]:

$$E_{\text{пр}} = \frac{E_c(p)}{1 + \frac{E_c(p) D}{E_T \delta}}, \quad (3.22)$$

где D , δ – соответственно внутренний диаметр и толщина стенки полости; E_T – МОУ материала, из которого изготовлена полость.

В общем случае коэффициент податливости участка гидромагистрали с учетом находящегося в нем объема смеси при определенных начальных условиях и при наличии комбинации полостей из разных материалов определяется по формуле [28]:

$$\psi(p) = \frac{1}{E_c(p)} + \frac{\beta_T D_T}{E_T \delta_T} + \frac{\beta_{\text{ш}} D_{\text{ш}}}{E_{\text{ш}} \delta_{\text{ш}}} + \frac{\beta_{\text{ц}} D_{\text{ц}}}{E_{\text{ц}} \delta_{\text{ц}}}, \quad (3.23)$$

где β_T , $\beta_{\text{ш}}$, $\beta_{\text{ц}}$ – части объема гидроцепи, занимаемые соответственно трубопроводом, армированными шлангами и гидроцилиндром, при-

чем последний объем из-за перемещения поршня ГЦ является переменным; E_t , $E_{ш}$, $E_{ц}$ – приведенные МОУ материалов (3.22), из которых изготовлены полости; D_t , δ_t – внутренний диаметр и толщина стенки трубопровода, армированных шлангов и ГЦ.

Как видно из выражений (3.21)–(3.22), определение приведенного МОУ и коэффициента податливости участка гидромагистрали требует не только кропотливых расчетов, но и сложного определения процента воздуха, содержащегося в ГВС, что трудновыполнимо [51].

Для оценки жесткости гидромеханической системы, состоящей из напорного тракта гидропривода и звеньев МН универсального энергетического средства «УЭС-2-280А», предлагается провести измерения смещения штоков гидроцилиндров ПНУ относительно их гильз в транспортном положении без навесной машины и с навесной машиной [52]. Передаваемая со стороны навесной машины нагрузка приводится к штокам гидроцилиндров и определяется по выражению

$$F = \frac{PI}{\eta},$$

где P – вес рабочей машины; I – передаточное число МН в транспортном положении; η – КПД МН.

Полученные результаты измерений смещений правого и левого штоков усредняются и используются для расчета значения приведенной жесткости гидропривода подъемно-навесного устройства по закону Гука. Жесткость гидропривода C_r связана с искомым приведенным МОУ напорного тракта известным выражением

$$C_r = \frac{E_{пр} F_n^2}{V},$$

где F_n – площадь поршней гидроцилиндров со стороны напорного тракта; V – объем РЖ в напорном тракте.

Таким образом, зависящий от сложноопределяемых параметров приведенный МОУ – $E_{пр}$ – может с достаточной для инженерных расчетов точностью быть определен по результатам замера «утапливания» штоков гидроцилиндров, а также расчетов приведенной к штокам нагрузки и объема РЖ в напорном тракте гидропривода.

Для определения закона движения выходного звена гидропривода ПНУ выбираем динамическую схему гидроцепи с одним объе-

мом ГВС, поскольку после гидрораспределителя расположены большая часть гидромагистрали и переменного объема напорной полости гидроцилиндра [46].

Считаем, что заполняющая напорный тракт ГВС сосредоточена в небольшом объеме (Y_2) у гидроцилиндра (рис. 3.5). На рисунке p_1 и p_2 представляют давления на выходе гидронасоса и в напорной полости гидроцилиндра; R – потери давления.

Используя уравнение неразрывности, перемещение столба жидкости (x_1, x_2) и его производные выражаем через аналогичные параметры движущегося поршня гидроцилиндра – S .

Уравнение баланса давлений для участка гидронасос–гидроцилиндр имеет вид:

$$a_1 \frac{d^2 S}{dt^2} + a_2 \frac{dS}{dt} + a_3 \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 + p_2 = p_1, \quad (3.24)$$

где a_1, a_2, a_3 – коэффициенты пропорциональности, соответствующие инерционным, магистральным и местным потерям давления [43].

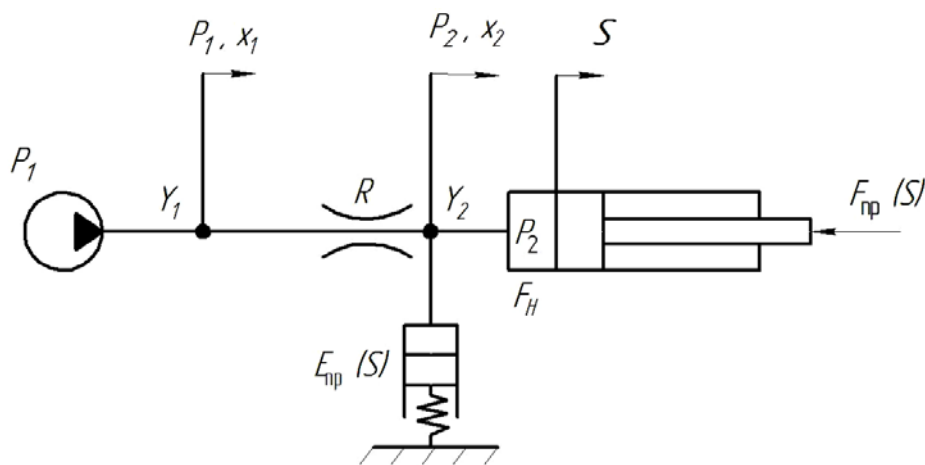


Рис. 3.5. Динамическая схема гидропривода с переменной нагрузкой $F_{пр}(S)$

Уравнение баланса объемного расхода рабочей жидкости имеет вид:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{dS_1}{dt} - \frac{V_0 + F_H(S - S_0)}{F_H E_{пр}} \frac{dp_2}{dt}, \quad (3.25)$$

где V_0 – начальный объем жидкости в узле Y_2 ; S_0 – начальное значение обобщенной координаты $dS_1 / dt, dS / dt$ – эквивалентные скорости перемещения в узлах; F_H – площадь сечения поршня гидроцилиндра.

Дифференциальное уравнение (ДУ) движения поршня гидроцилиндра с учетом приведенной силы трения $F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S)$ и силы инерции $F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S)$ записывается в виде

$$m(S) \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{m'(S)}{dS} \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S) + P(S) = p_2 F_H. \quad (3.26)$$

Это уравнение также является ДУ движения машинного агрегата, состоящего из ПНУ и НМ, а система, состоящая из уравнений (3.24)–(3.26), его ФММ, описывающей динамику подъема НМ [46]. Система нелинейных ДУ решается по методу Рунге–Кутты 4-го порядка.

Расчет приведенной к поршню силы трения (рис. 3.6) выполняется, считая ее равной отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН на скорость поршня гидроцилиндра – \dot{S} . Аналитическое выражение для приведенной к гидроцилиндру МН силы трения, учитывающей потери в подвижных и неподвижных шарнирах, имеет вид [38]:

$$F_{\text{тр}}^{\text{пр}} = f_{\text{тр}} r_{\text{ш}} [R_{01} \phi'_S + R_{03} \phi'_3 + R_{05} \phi'_5(S) + R_{07} \phi'_7 + R_{23} (\phi'_S + \phi'_3) + R_{34} (\phi'_3 + \phi'_4) + R_5 (\phi'_4 + \phi'_5) + R_{56} (\phi'_5 + \phi'_6) + R_{67} (\phi'_6 + \phi'_7)] + F_{\text{тр.ц}}. \quad (3.27)$$

Для упрощения выражения (3.27) полагаем радиусы шарниров и коэффициенты трения в шарнирах одинаковыми для всех кинематических пар.

Сила трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы ГЦ определяется по выражению, полученному из [37]:

$$F_{\text{тр.ц}} = \pi D l f_c p_2, \quad (3.28)$$

где D – диаметр поршня ГЦ; l – ширина манжеты; f_c – коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_2 – давление в напорной полости ГЦ.

Анализ выражения (3.27) и (3.28) показывает, что потери на трение в кинематических парах не зависят от скорости поршня ГЦ, а определяются внутренними параметрами механизма навески и гидроцилиндра.

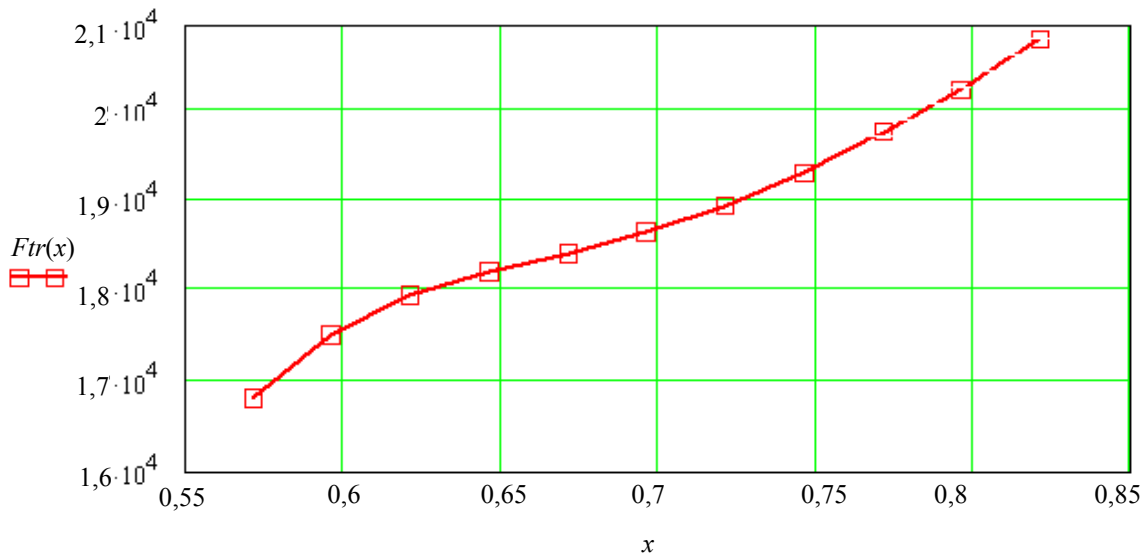


Рис. 3.6. Приведенная к штоку гидроцилиндра сила трения в зависимости от обобщенной координаты $S(x)$

Результаты решения системы нелинейных дифференциальных уравнений, представляющие характер динамических процессов в гидроприводе ПНУ УЭС-350 [53] и их связь с независимой переменной t – временем подъема косилки-плющилки ротационной КПП-9, представлены ниже.

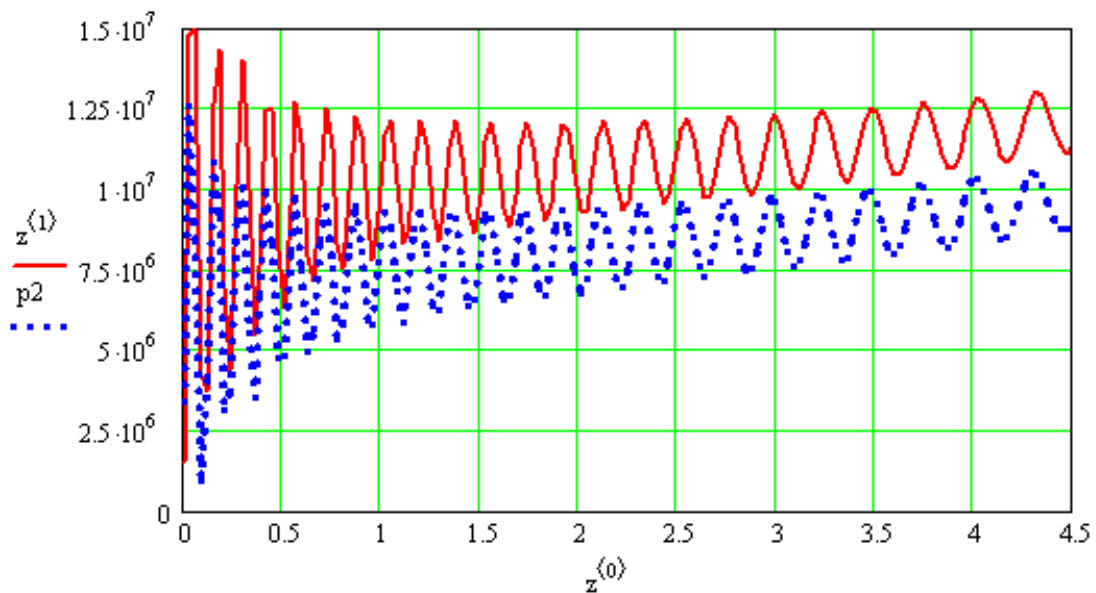


Рис. 3.7. Изменение давления рабочей жидкости у гидронасоса ($z^{(1)}$) и гидроцилиндра ($p2$) гидропривода ПНУ в зависимости от переменной (t) времени

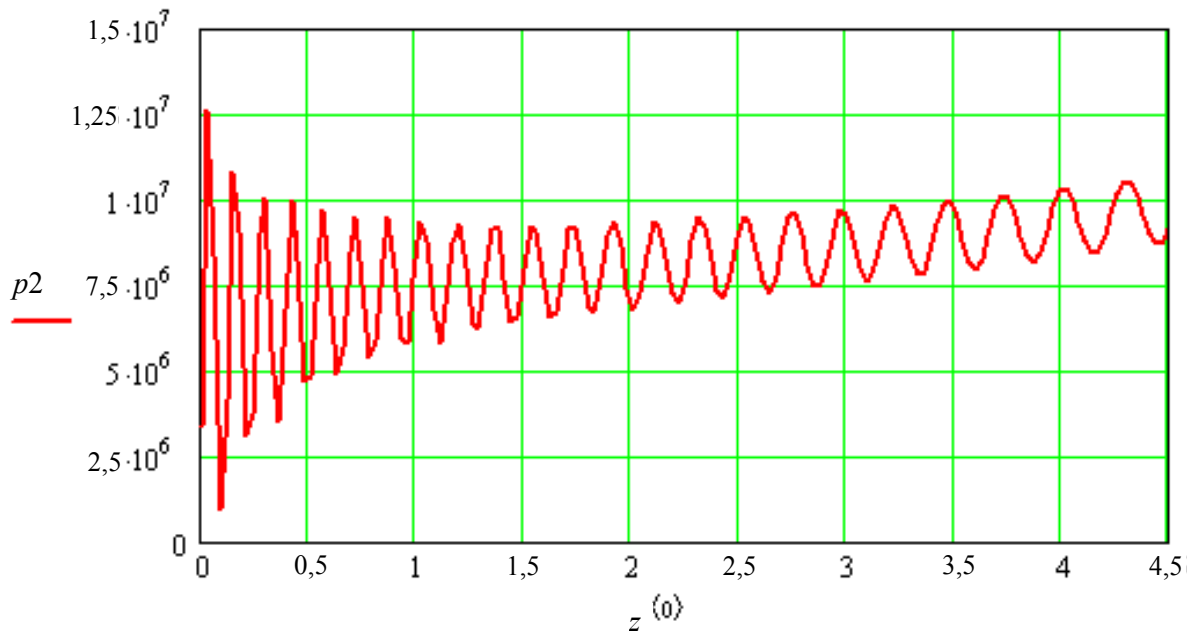


Рис. 3.8. Изменение давления рабочей жидкости (p_2) в гидроцилиндре гидропривода ПНУ в зависимости от ($z^{(0)}$) времени

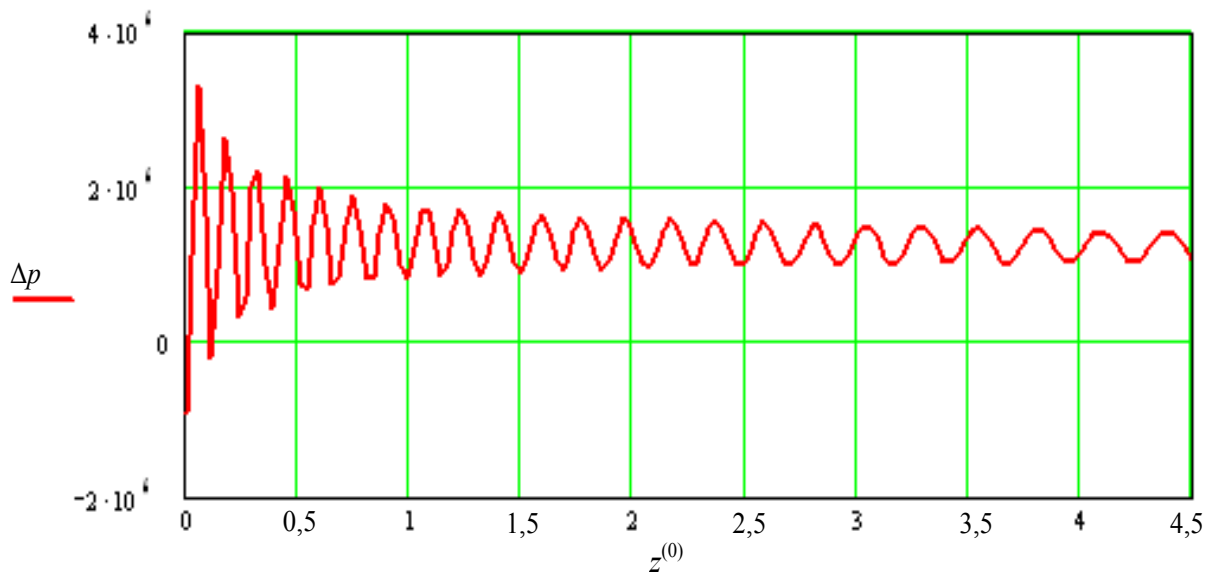


Рис. 3.9. Изменение потерь давления (Δp) рабочей жидкости в напорной магистрали гидропривода в зависимости от ($z^{(0)}$) времени

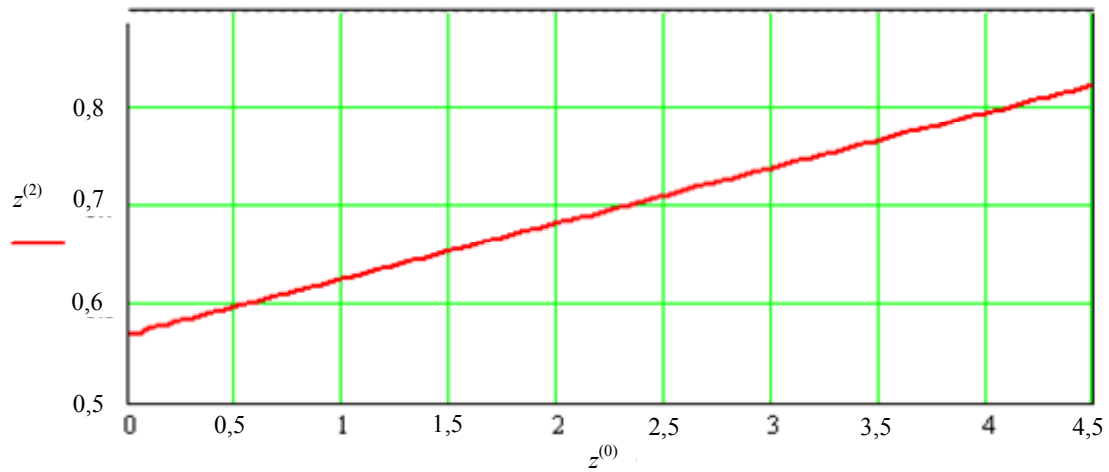


Рис. 3.10. Изменение обобщенной координаты S от независимой переменной t

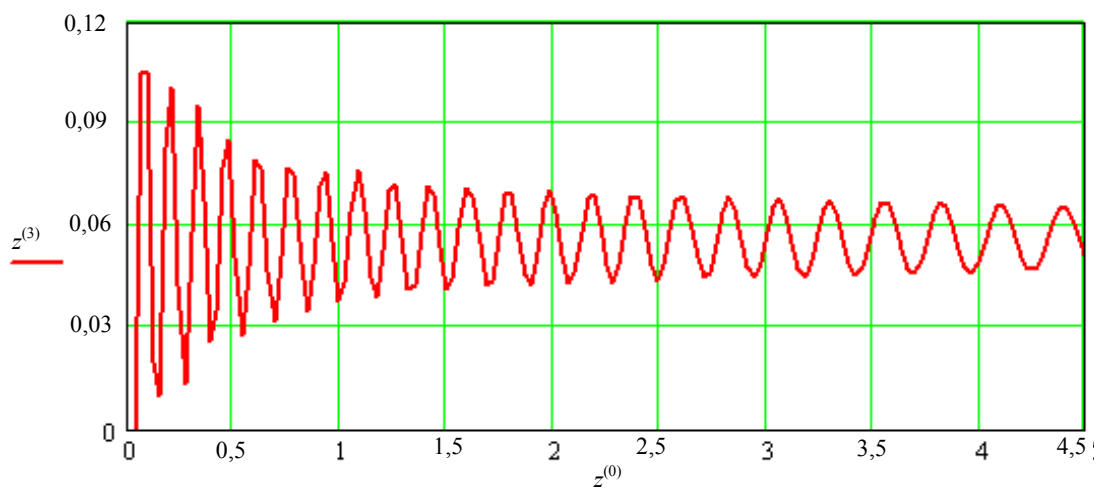


Рис. 3.11. Скорость выдвигания поршня гидроцилиндра в зависимости от $(z^{(0)})$ времени

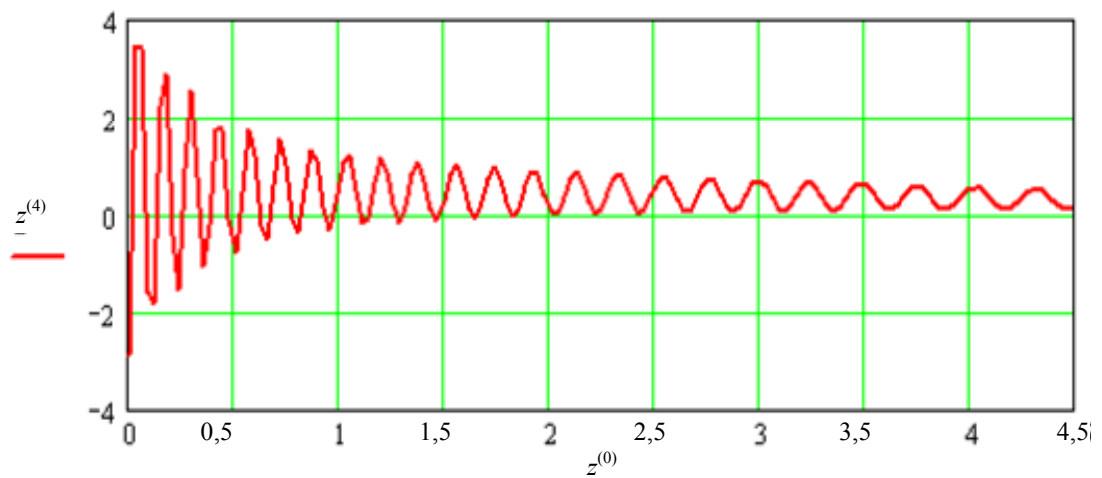


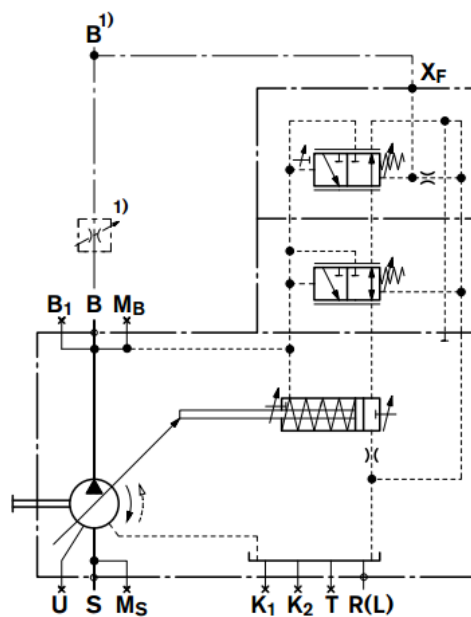
Рис. 3.12. Ускорение поршня гидроцилиндра в зависимости от $(z^{(0)})$ времени

Снижение уровня колебаний давления и расхода рабочей жидкости в ГП ПНУ во время переходного процесса может быть достигнуто применением насоса переменной производительности, регулируемого в зависимости от изменения нагрузки на механизме навески [54]. Решение этой задачи может быть обеспечено применением «чувствительного к нагрузке» (*LS – load sensing*) гидропривода. Например, в аксиально-поршневых насосах Bosch-Rexroth A4VSO с *LS*-регулятором (рис. 3.13, *а*) используется цилиндр, изменяющий наклон шайбы и регулирующей расход рабочей жидкости, что вызывает соответствующее изменение скорости поршня гидроцилиндра. Регулируемый ход и нагрузка возвратной пружины (рис. 3.13, *б*) позволяет *LS*-регулятору работать в широком диапазоне давлений, изменяя объемный расход насоса.

Процесс подъема навесной техники, как правило, сопровождается колебаниями давления и потока рабочей жидкости в ГП ПНУ, возникающими из-за собственных колебаний нагруженных поршней гидроцилиндров [54]. При использовании насоса с регулируемой производительностью характер колебаний изменяется, улучшая показатели качества переходного процесса.



а)



б)

Рис. 3.13. Общий вид насоса с *LS*-регулятором фирмы Bosch-Rexroth (*а*) и его принципиальная схема (*б*)

Приведенная к штоку гидроцилиндра нагрузка определяется по выражению

$$F_{\text{пр}}(S) = F(S) + F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S), \quad (3.29)$$

где $F(S)$ – составляющая полезной нагрузки, определяемая как произведение веса навесной машины на передаточное число механизма навески.

Влияние других составляющих приведенной нагрузки по отношению к полезной ее части определяется для каждой компоненты отдельно (n_1 и n_2) и в сумме n :

$$n_1(S) = \frac{F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S)}{F(S)} 100\%; \quad n_2(S) = \frac{F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S)}{F(S)} 100\%;$$

$$n(S) = \frac{F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S)}{F(S)} 100\%.$$

Приведенная к штоку гидроцилиндра нагрузка определяет возникающее в напорной полости гидроцилиндра давление:

$$p_{\text{гн}}(S) = \frac{F_{\text{пр}}(S)}{F_H}, \quad (3.30)$$

где F_H – площадь поршня гидроцилиндра со стороны напорной магистрали.

По результатам проделанной работы предлагается уточнить аналитическое выражение для грузоподъемности, представленной в [1], что позволит оперативно и качественно выполнять многовариантный анализ различающихся по внутренним параметрам ПНУ мобильных энергетических средств:

$$G_S = \frac{p_2^{\text{max}} F_H - [F_{\text{ин}}^{\text{пр}} + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}]}{I_S^{\text{max}}}. \quad (3.31)$$

Уточненное выражение для грузоподъемности ПНУ эффективно используется для определения запаса по грузоподъемности ПНУ МЭС при расширении шлейфа навесных машин и орудий [55]. Запас по грузоподъемности ПНУ МЭС определяется как разность между развиваемым ПНУ в диапазоне изменения обобщенной координаты (ΔS) минимальным значением грузоподъемности, соответствующего максимуму передаточного числа (I_S^{max}) и весом навесной машины P_6 .

Результаты расчета выходных параметров ПНУ для универсального энергосредства «УЭС-290/450» [56] и трактора «Беларус-2522» [57], агрегируемых с косилкой-плющилкой ротационной КПр-9, характеризующие процесс ее подъема, представлены в табл. 3.1–3.3.

Таблица 3.1

**Выходные параметры ПНУ (геометрический, кинематический анализ)
УЭС-290/450**

$S, [м]$	$Y_{56}(S), [м]$	$\varphi_6(S), [град]$	$\varphi'_6(S), [1/м]$	$\varphi''_6(S), [1/м^2]$	$I_s(S)$	$I_v(S)$	$I'_v(S), [1/м]$	$m(S), [кг]$	$m'(S), [кг/м]$
0,571*	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,596	0,551	89,261	0,583	2,109	2,687	2,813	6,511	$3,21 \cdot 10^4$	$1,52 \cdot 10^5$
0,621	0,605	90,132	0,632	1,846	2,805	2,943	4,343	$3,52 \cdot 10^4$	$1,08 \cdot 10^5$
0,646	0,66	91,07	0,678	1,909	2,885	3,043	3,757	$3,77 \cdot 10^4$	$9,82 \cdot 10^4$
0,671	0,715	92,077	0,728	2,122	2,952	3,136	3,785	$4,02 \cdot 10^4$	$1,03 \cdot 10^5$
0,696	0,771	93,16	0,785	2,441	3,015	3,234	4,121	$4,30 \cdot 10^4$	$1,17 \cdot 10^5$
0,721	0,827	94,33	0,851	2,857	3,079	3,344	4,663	$4,61 \cdot 10^4$	$1,39 \cdot 10^5$
0,746	0,883	95,601	0,929	3,384	3,147	3,469	5,385	$4,99 \cdot 10^4$	$1,68 \cdot 10^5$
0,771	0,94	96,998	1,021	4,049	3,222	3,615	6,303	$5,46 \cdot 10^4$	$2,07 \cdot 10^5$
0,796	0,995	98,539	1,133	4,896	3,305	3,786	7,463	$6,04 \cdot 10^4$	$2,59 \cdot 10^5$
0,821	1,051	100,25	1,268	5,986	3,401	3,99	8,944	$6,77 \cdot 10^4$	$3,32 \cdot 10^5$

Примечание. *В момент начала движения поршня ГЦ положение оси подвеса (вертикальной координаты нижней тяги МН) не соответствует ее рабочему положению, возникающему при контакте с нижним шарниром НМ, поэтому кинематическая цепь пока не замкнута.

S – обобщенная координата (ход поршня ГЦ); $Y_{56}(S)$ – вертикальная координата (положение) оси подвеса МН; $\varphi_6(S)$ – угол наклона стойки; $\varphi'_6(S)$ – аналог угловой скорости НМ; $\varphi''_6(S)$ – аналог углового ускорения навесной машины; $I_s(S)$ – аналог вертикальной составляющей скорости центра тяжести навесной машины или основное передаточное число МН, связывающее его с конкретной НМ (КПр-9); $I_v(S)$ – аналог скорости центра тяжести НМ; $I'_v(S)$ – производная по обобщенной координате от аналога скорости центра тяжести НМ; $m(S)$ – приведенная масса; $m'(S)$ – производная по обобщенной координате от приведенной массы.

Таблица 3.2

Выходные параметры ПНУ (силовой анализ) УЭС-290/450

$S, [м]$	$F(S), [кН]$	$F_{ин}^{мп}(S), [Н]$	$n_1(S), [%]$	$F_{тр}^{мп}(S), [кН]$	$n_2(S), [%]$	$F_{мп}(S), [кН]$	$n(S), [%]$	$p_{ин}(S), [МПа]$	$G_s(S), [кН]$
0,571	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,596	104,8	371,10	0,354	17,59	16,782	122,74	17,132	9,518	81,46
0,621	109,4	264,27	0,241	17,93	16,394	126,05	16,629	9,809	78,31

Окончание табл. 3.2

$S, [м]$	$F(S), [кН]$	$F_{ин}^{пр}(S), [Н]$	$n_1(S), [%]$	$F_{тр}^{пр}(S), [кН]$	$n_2(S), [%]$	$F_{пр}(S), [кН]$	$n(S), [%]$	$p_{гн}(S), [МПа]$	$G_s(S), [кН]$
0,646	112,5	240,64	0,214	18,16	16,141	130,43	16,352	10,05	76,12
0,671	115,1	253,33	0,220	18,39	15,969	133,33	16,187	10,27	74,27
0,696	117,6	287,58	0,245	18,63	15,845	136,32	16,087	10,5	72,52
0,721	120,1	339,63	0,228	18,92	15,753	139,55	16,033	10,75	70,76
0,746	122,7	410,85	0,335	19,28	15,708	143,20	16,038	11,03	68,89
0,771	125,6	506,28	0,403	19,73	15,7	145,73	16,097	11,36	66,86
0,796	128,9	635,04	0,493	20,24	15,704	149,63	16,190	11,74	64,63
0,821	132,6	812,22	0,612	20,85	15,721	154,26	16,324	12,20	62,11

Примечание. $F(S)$ – полезная составляющая нагрузки на гидроцилиндре; $F_{ин}^{пр}(S)$ – приведенная сила инерции; $n_1(S)$ – доля силы инерции по отношению к полезной составляющей нагрузки; $F_{тр}^{пр}(S)$ – приведенная сила трения; $n_2(S)$ – доля силы трения по отношению к полезной составляющей нагрузки; $F_{пр}(S)$ – приведенная к гидроцилиндру нагрузка; $n(S)$ – доля полезной составляющей по отношению к приведенной к гидроцилиндру нагрузке; $p_{гн}(S)$ – давление в напорной полости гидроцилиндра; $G_s(S)$ – грузоподъемность ПНУ.

Таблица 3.3

Выходные параметры ПНУ «Беларус-2522»

$S, [м]$	$Y_{56}(S), [м]$	$\phi_6(S), [град]$	$\phi_6'(S), [1/м]$	$\phi_6''(S), [1/м^2]$	$I_s(S)$	$I_v(S)$	$I_v'(S), [1/м]$	$m(S), [кг]$	$m'(S), [кг/м]$
0,49*	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,515	0,57	90,04	-0,058	3,888	2,744	2,746	4,911	$2,94 \cdot 10^4$	$1,04 \cdot 10^5$
0,54	0,64	90,027	0,041	4,069	2,853	2,871	5,237	$3,22 \cdot 10^4$	$1,19 \cdot 10^5$
0,565	0,711	90,161	0,147	4,445	2,961	3,012	6,036	$3,55 \cdot 10^4$	$1,46 \cdot 10^5$
0,59	0,781	90,455	0,265	5,074	3,077	3,175	7,095	$3,96 \cdot 10^4$	$1,83 \cdot 10^5$
0,615	0,851	90,931	0,403	6,029	3,206	3,369	8,448	$4,48 \cdot 10^4$	$2,39 \cdot 10^5$
0,64	0,921	91,624	0,571	7,423	3,355	3,601	10,207	$5,17 \cdot 10^4$	$3,16 \cdot 10^5$
0,665	0,991	92,585	0,78	9,44	3,534	3,884	12,563	$6,10 \cdot 10^4$	$4,32 \cdot 10^5$
0,69	1,059	93,887	1,05	12,368	3,755	4,327	15,811	$7,39 \cdot 10^4$	$6,13 \cdot 10^5$
0,715	1,127	95,636	1,409	16,647	4,038	4,686	20,414	$9,26 \cdot 10^4$	$9,11 \cdot 10^5$
0,74	1,192	97,987	1,899	22,924	4,408	5,274	27,075	$1,21 \cdot 10^5$	$1,42 \cdot 10^5$

S , [м]	$F(S)$, [кН]	$F_{\text{нп}}^{\text{нп}}(S)$, [Н]	$n_1(S)$, [%]	$F_{\text{тп}}^{\text{нп}}(S)$, [кН]	$n_2(S)$, [%]	$F_{\text{нп}}(S)$, [кН]	$n(S)$, [%]	$p_{\text{тп}}(S)$, [МПа]	$G_S(S)$, [кН]
0,49*	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,515	107,0	253,856	0,2372	16,01	14,948	123,25	15,185	6,605	124,0
0,54	111,3	290,254	0,2609	16,12	14,392	127,71	14,653	6,848	119,1
0,565	115,5	358,583	0,3105	16,25	14,074	132,11	14,384	7,119	114,5
0,59	120,0	453,627	0,3780	16,65	13,874	137,10	14,252	7,428	109,7
0,615	125,0	585,568	0,4683	17,18	13,744	142,77	14,212	7,791	104,7
0,64	130,9	775,052	0,5923	17,94	13,714	149,62	14,306	8,237	99,28
0,665	137,8	1059,0	0,7682	18,93	13,735	157,79	14,503	8,804	93,18
0,69	146,4	1503,0	1,0259	20,19	13,787	168,09	14,813	9,558	86,17
0,715	157,5	2230,0	1,4165	21,85	13,876	181,58	15,293	10,608	77,92
0,74	171,9	3476,0	2,0293	24,10	14,017	199,53	16,049	12,141	68,05

Примечание. *В момент начала движения поршня ГЦ положение оси подвеса (вертикальной координаты нижней тяги МН) не соответствует ее рабочему положению, возникающему при контакте с нижним шарниром НМ, поэтому кинематическая цепь пока не замкнута.

Как отмечено выше, запас грузоподъемности ПНУ МЭС определяется как

$$\Delta G_S = \frac{P_6 - G_S^{\min}}{P_6} 100 \%,$$

где G_S^{\min} – минимальное значение грузоподъемности в диапазоне изменения обобщенной координаты, для ПНУ тракторов и УЭС обычно соответствует транспортному положению навесной машины.

Расчет показывает, что запас грузоподъемности для трактора «Беларус-2522» при агрегатировании с КПП-9 составляет 74,5 %, а для УЭС-290/450 – 59,3 %. При этом развиваемая при агрегатировании с КПП-9 грузоподъемность составляет соответственно 68,05 и 62,11 кН, т. е. у трактора «Беларус-2522» на 9,6 % выше.

В кинематическом аспекте при подъеме КПП-9 (режим перевода навесной машины из рабочего положения в транспортное) ПНУ УЭС-290/450 используется эффективнее, поскольку максимум его передаточного числа $I_S(S) = 3,401$, а у ПНУ «Беларус-2522» $I_S(S) = 4,408$, что определяется более рациональным выбором внутренних параметров ПНУ УЭС.

ГЛАВА 4. ДРУГИЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

4.1. Рабочий режим ПНУ мобильного энергетического средства в составе машинно-тракторного агрегата

Работы, связанные с обработкой почвы МЭС – тракторами общего назначения марки «Беларус» или универсальными энергетическими средствами (рис. 4.1), являются наиболее энергоемкими тяговыми технологическими операциями [58], [59].

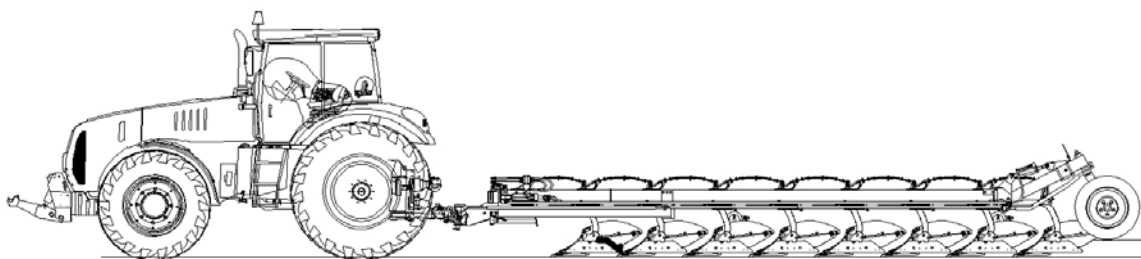


Рис. 4.1. Трактор «Беларус-3022», агрегатируемый с плугом

В растениеводстве такой операцией является пахота, представляющая рыхление почвы на глубину 0,20–0,27 м с допускаемыми по агротехническим требованиям отклонениями. Важной характеристикой навесного пахотного агрегата является положение мгновенного центра вращения навесной машины в рабочем режиме.

Энергосредство УЭС-290/450 по сравнению с серийными УЭС-280, УЭС-2-250А и УЭС-2-280А имеет более высокую энергонасыщенность и навесоспособность, оснащено комбинированной (гидромеханической) двухпоточной трансмиссией привода ходовой части. В нем широко использована электроника и информационные технологии. УЭС-290/450 может работать в агрегате со специально создаваемыми для него, а также серийными машинами и орудиями, агрегатируемыми с тракторами класса тяги до 60 кН [56].

В рабочем режиме рационально выбранные точки крепления ПНУ к заднему и переднему мостам УЭС-290/450 и геометрические размеры звеньев механизмов навески должны обеспечить следующие

основные требования, определяющие нормальную работу мобильного сельскохозяйственного агрегата:

1) возможность заглубления в почву рабочих органов навесного орудия без принудительного внешнего воздействия и обеспечение при этом быстроты заглубления, т. е. наименьшего пути заглубления [1];

2) стабильность хода рабочих органов навесного орудия по глубине [1];

3) догрузку задних колес УЭС с целью увеличения его сцепного веса и тягово-сцепных качеств [1];

4) допустимую разгрузку переднего моста УЭС с целью сохранения управляемости [1];

5) обеспечение наименьших из возможных величин нагрузок, действующих в элементах механизма навески ПНУ УЭС [1];

6) обеспечение допустимого угла давления, образованного вектором движущей силы и вектором скорости башмака адаптера кормоуборочного комбайна [60].

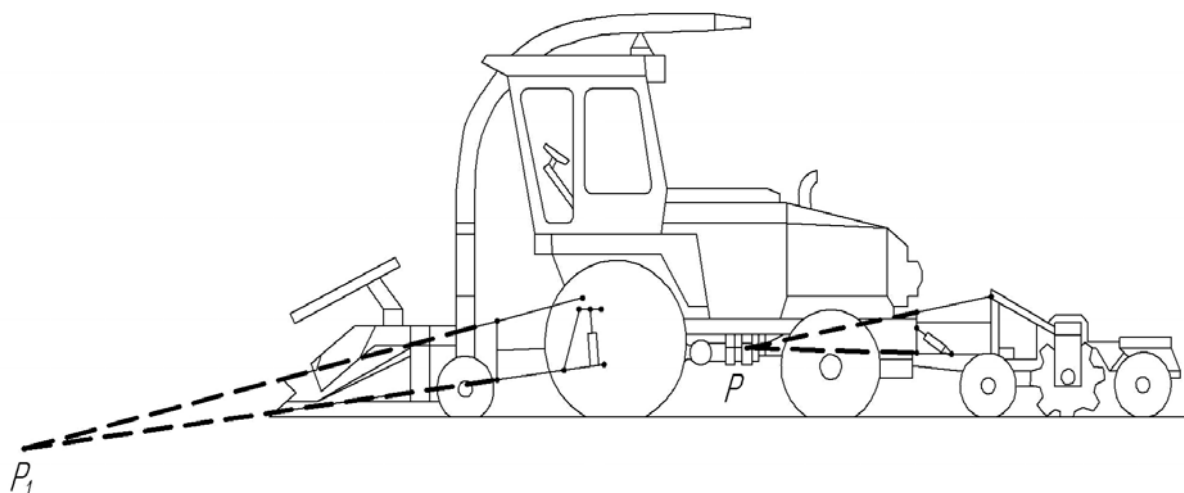


Рис. 4.2. Универсальное энергетическое средство УЭС-250, агрегатируемое с кормоуборочным комбайном КПК-3000 и луцильником фрезерным ЛФ-3,4

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования [8], [9], [61] установили важность расположения P_1 и P – мгновенных центров вращения (МЦВ) навесных машин в продольно-вертикальной плоскости (рис. 4.2). Точки P_1 и P находятся на пересечении линий, являющихся продолжением верхней и нижней тяг соответствующего МН. Положение МЦВ (P_1) оказывает влияние на обеспечение допустимого угла давления, а (P) на способность рабочих ор-

ганов НМ к заглублению в почву без принудительного воздействия. Поэтому, например, координата X_P должна быть выбрана таким образом, чтобы момент, создаваемый внешними силами относительно точки P , при любых условиях работы имел положительное значение, которое определяет устойчивость хода почвообрабатывающего орудия, характер его заглубления в почву, нагрузку на опорном колесе и перераспределение нагрузки по осям УЭС.

Рассмотрим вариант агрегатирования МЭС с навесным плугом. Необходимо получить аналитические выражения для расчета координат МЦВ данной навесной машины, величины и направления силы сопротивления плуга, определить их связь с параметрами МН и плуга.

Для определения полюса МЦВ плуга в рабочем режиме в системе координат, связанной с задним колесом МЭС, проведем лучи через верхнюю – L_7 и нижнюю – L_{56} тяги МН (рис. 4.3). Чтобы определить координаты МЦВ, используем уравнения прямых, проходящих через центры шарниров верхней и нижних тяг внешнего четырехзвенника МН:

$$\frac{(X_P - X_{07})}{(X_{67} - X_{07})} = \frac{(Y_P - Y_{07})}{(Y_{67} - Y_{07})}, \quad \frac{(X_P - X_{05})}{(X_{56} - X_{05})} = \frac{(Y_P - Y_{05})}{(Y_{56} - Y_{05})}.$$

Совместное решение этих уравнений однозначно определяет МЦВ в зависимости от положения неподвижных и подвижных шарниров внешнего четырехзвенника МН:

$$X_P = \frac{(Y_{56}X_{05} - Y_{05}X_{56})(X_{07} - X_{67}) - (X_{05} - X_{56})(Y_{67}X_{07} - Y_{07}X_{67})}{(Y_{07} - X_{67})(X_{05} - X_{56}) - (X_{07} - X_{67})(Y_{05} - Y_{56})},$$

$$Y_P = X_P \frac{Y_{56} - Y_{05}}{X_{56} - X_{05}} + \frac{Y_{05}X_{56} - X_{05}Y_{56}}{X_{56} - X_{05}}.$$

Положение подвижных шарниров P_{56} и P_{67} и характерной точки S_6 – центра тяжести плуга (рис. 4.3), жестко связанной со звеном L_6 , определяется в результате выполнения процедуры геометрического анализа кинематической цепи, включающей МН и навесную машину.

Рассмотрим задачу определения зависимости величины и направления силы тягового сопротивления от некоторых параметров внешнего четырехзвенника МН [62].

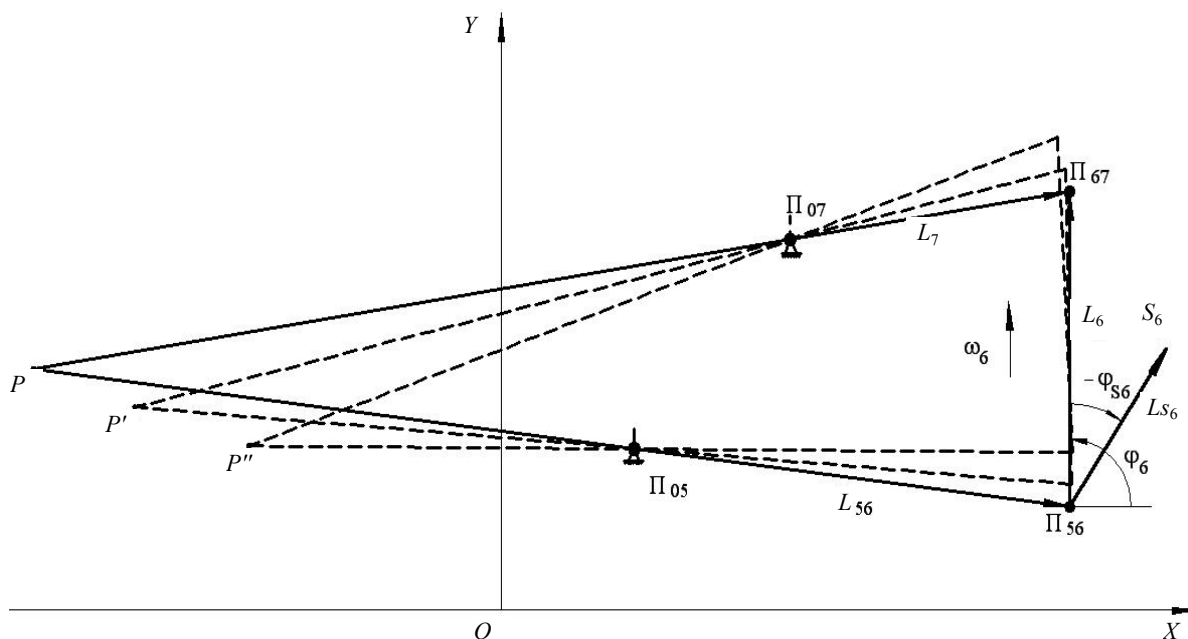


Рис. 4.3. Изменение положения полюса МЦВ при качании оси подвеса МН

При агрегатировании МЭС с навесным плугом на него действуют: сила тяжести P_6 , приложенная в точке S_6 , сила сопротивления плуга R , приложенная в точке M и сила реакции на опорном колесе Q , приложенная в точке N его контакта с почвой (рис. 4.4). Реакция на опорное колесо навесного плуга может быть определена из уравнения моментов упомянутых сил относительно МЦВ для чего необходимо определить координаты характерных точек (S_6, N, M).

Определение координат характерных точек плуга рассмотрим на примере одной из характерных точек – центра тяжести плуга S_6 . Отметим, что координаты центра тяжести плуга (рис. 4.4) относительно точки P определяются для рабочего положения оси подвеса Π_{56} , в процедуре геометрического анализа механизма навески:

$$X_{S_6}(P) = |X_P| + X_{56} + L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S_6});$$

$$Y_{S_6}(P) = |Y_P| + Y_{56} + L_{S_6} \cdot \sin(\varphi_6 + \varphi_{S_6}).$$

Определение координат других характерных точек N и M выполняется методически аналогично:

$$X_N(P) = |X_P| + X_{56} + L_N \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_N);$$

$$Y_N(P) = |Y_P| + Y_{56} + L_N \cdot \sin(\varphi_6 + \varphi_N);$$

В результате сила тягового сопротивления движению пахотного агрегата P определяется из параллелограмма сил (рис. 4.4) по выражению

$$P = \sqrt{Q^2 + P_R^2 - 2QP_R \cdot \cos\beta},$$

где β – угол между силами Q и P_R .

В известном научном труде [6] для решения поставленной здесь задачи агрегатирования энергоносителя и навесного плуга во время вспашки силовой анализ выполнен графоаналитически. При этом в замкнутом векторном контуре сила тягового сопротивления P определяет величину и направление сил реакции, возникающих в верхней и нижних тягах (L_7, L_{56} рис. 4.4) внешнего четырехзвенника МН.

Откуда следует, что сила тягового сопротивления P действует («на крюке») под углом α (рис. 4.5) к горизонту, определяемому по выражению

$$\alpha = \text{arctg} \left[\frac{\sin(\varphi_5 - \varphi_7)}{\cos\beta\varphi_5 \cdot \cos\varphi_7} \right],$$

где φ_7 и φ_5 – углы, образуемые верхней (L_7) и нижней (L_{56}) тягами МН в системе координат, связанной с задним колесом МЭС (см. рис. 4.3, 4.4).

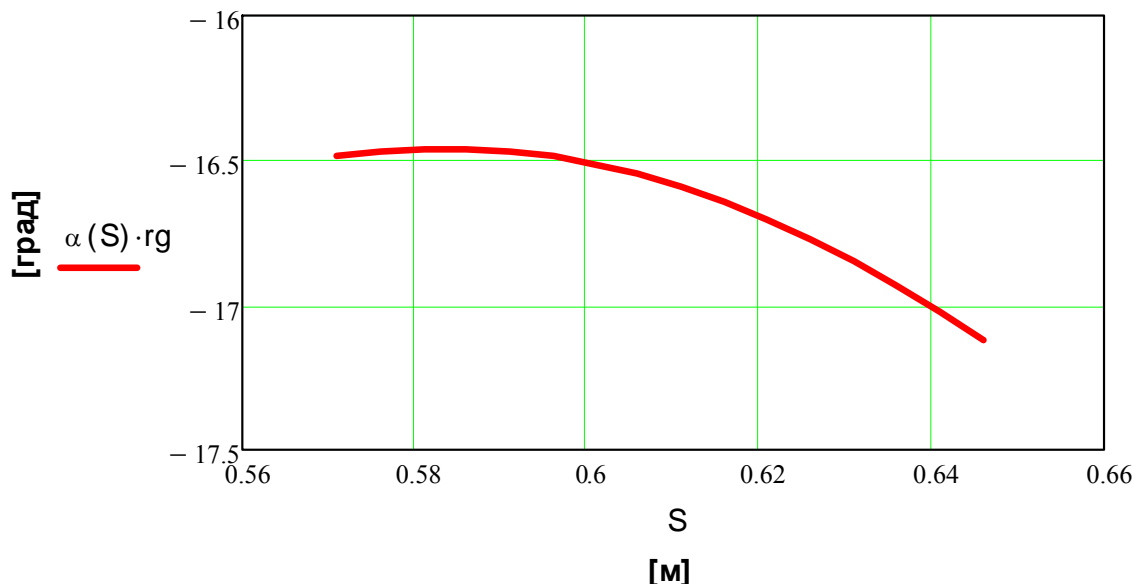


Рис. 4.5. Изменение угла наклона к горизонту силы тягового сопротивления P

Плечо действия силы тягового сопротивления P (рис. 4.6) рассчитывается по выражению

$$\rho = Y_P \cdot \cos \alpha - (X_P - \mu r'') \cdot \sin \alpha,$$

где r'' – радиус заднего колеса МЭС.

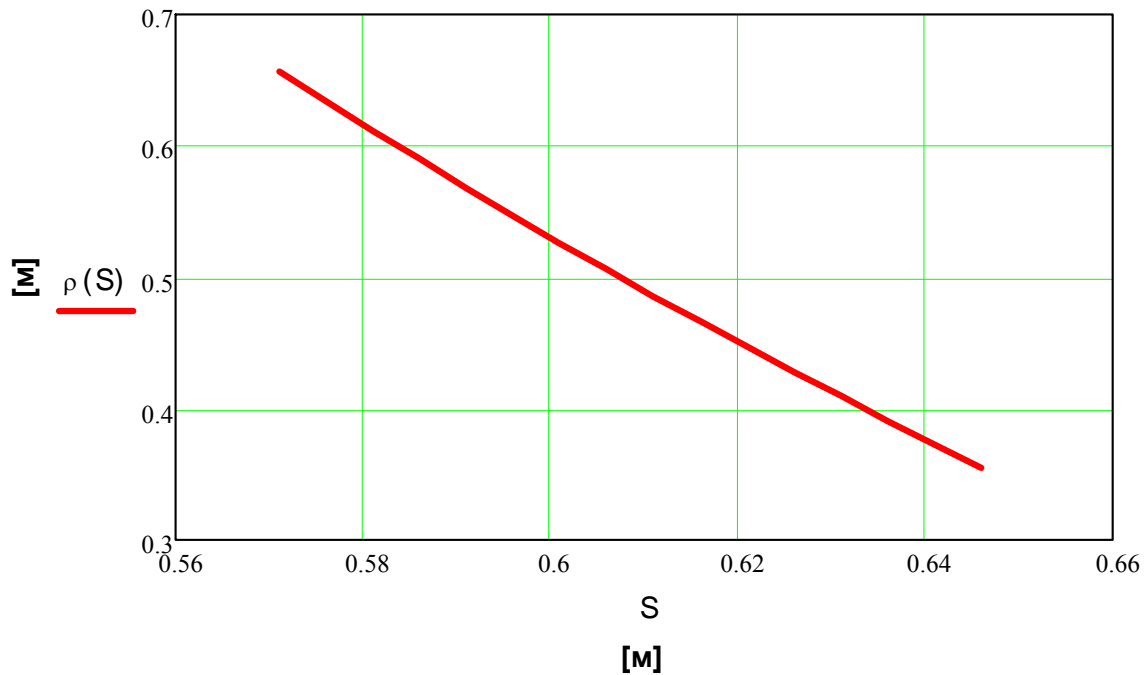


Рис. 4.6. Изменение плеча действия силы тягового сопротивления P

Из приведенных выражений очевидна связь ориентации силы тягового сопротивления P и величины его плеча ρ с координатами шарниров внешнего четырехзвенника МН, а также с размерами и ориентацией его верхней и нижней тяг.

Процедура силового анализа выполняется здесь частично для структурной единицы плоского аналога МН с целью определения действующих в ее шарнирах сил. Рассматриваемая группа Ассур состоит из верхней тяги L_7 и стойки L_6 (высоты присоединительного треугольника), имитирующей плуг, к которой приложены все действующие на навесную машину силы – вес плуга, сопротивления почвы и реакции почвы на опорное колесо [62].

Расчетная схема, в которую входит двухповодковая группа L_7-L_6 (рис. 4.7), описывается математической моделью, представленной системой из четырех алгебраических уравнений.

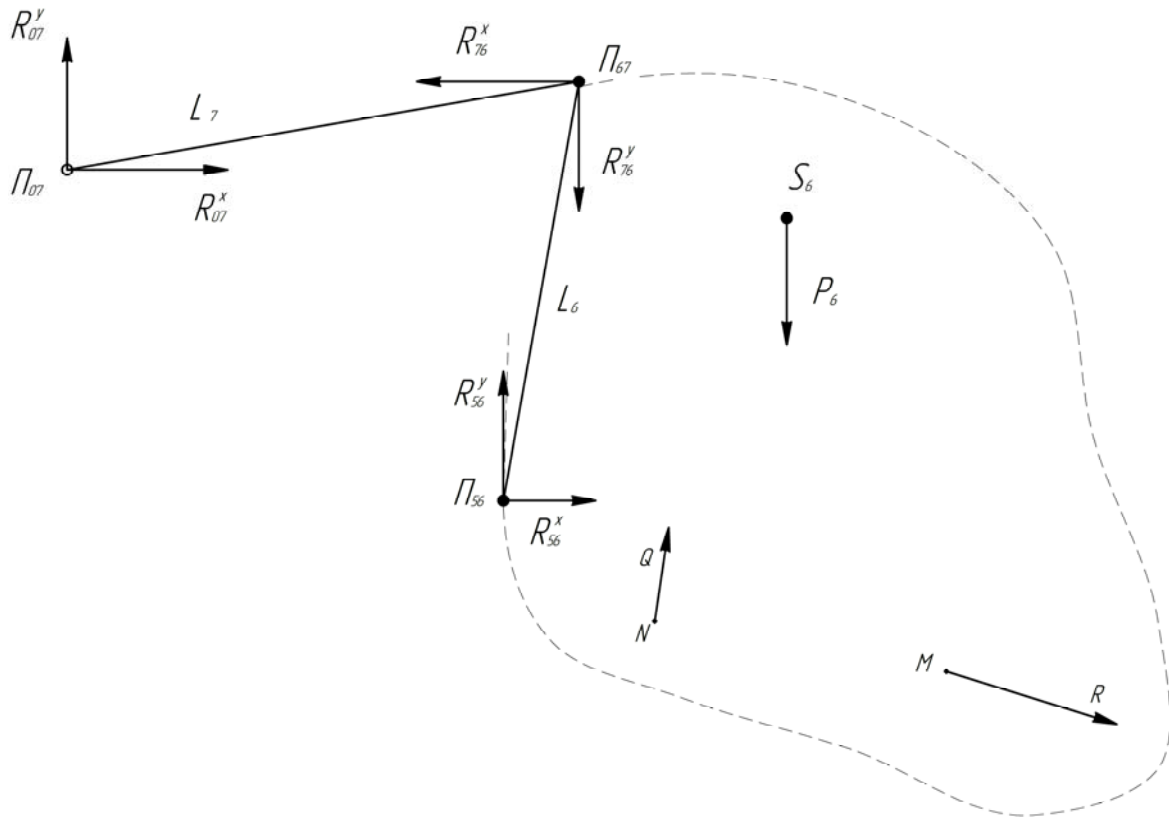


Рис. 4.7. Расчетная схема нагруженной двухповодковой группы Ассура

Уравнения описывают состояние равновесия, действующих на группу сил и моментов, приложенных относительно шарнира Π_{67} . При этом на плоскости сила в шарнире Π_{56} фактически представляет две составляющие, разделенные поровну по шарнирам двух нижних тяг МН.

$$\begin{cases} R_{07}^x + 2R_{56}^x = Q_X + R_X; \\ R_{07}^y + 2R_{56}^y = Q_Y - P_6 - R_Y; \\ R_{07}^x (Y_{67} - Y_{07}) + R_{07}^y (X_{07} - X_{67}) = R_X (Y_{67} - Y_M) + Q_X (Y_{67} - Y_N); \\ 2R_{56}^x (Y_{67} - Y_{56}) + 2R_{56}^y (X_{56} - X_{67}) = Q_Y (X_N - X_{67}) - \\ - P_6 (X_{56} - X_{67}) - R_Y (X_M - X_{67}). \end{cases}$$

Система из 4-х уравнений имеет 4 неизвестных и решается подстановкой либо по методу Крамера. Для упрощения вида выражений реакций в шарнирах используем промежуточные переменные: для преобразований координат, а также сил и моментов, действующих на плуг:

$$\begin{aligned} d &= Y_{67} - Y_{56}; \quad e = X_{56} - X_{67}; \quad f = Y_{67} - Y_{07}; \\ g &= X_{07} - X_{67}; \quad A = ef - dg; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{R_x} &= R_X (Y_{67} - Y_M); \quad M_{Q_x} = Q_X (Y_{67} - Y_N); \quad M_{R_y} = R_Y (X_M - X_{67}); \\
M_6 &= P_6 (X_{S6} - X_{67}); \quad M_{Q_y} = Q_Y (X_N - X_{67}); \\
X &= Q_X + R_X; \quad Y = Q_Y - P_6 - R_Y; \quad M_X = M_{R_x} + M_{Q_x}; \\
M_Y &= M_{Q_y} - M_6 - M_{R_y}.
\end{aligned}$$

Результаты решения системы уравнений приведены ниже:

$$\begin{aligned}
R_{56}^x &= \frac{(Xf + Yg)e}{2A} - \frac{M_Y g + M_X e}{2A}; \\
R_{56}^y &= \frac{(M_Y - Xd)f}{2A} + \frac{(M_X - Yg)d}{2A}; \\
R_{07}^y &= \frac{1}{A} [M_Y g + M_X e - (Xd + Ye)g]; \\
R_{07}^x &= \frac{1}{A} [(Xd + Ye)f - (M_X d + M_Y f)].
\end{aligned}$$

Величина общей реакции в шарнирах определяется по известному правилу – геометрической сумме векторов:

$$R_{56} = \sqrt{(R_{56}^x)^2 + (R_{56}^y)^2}; \quad R_{07} = \sqrt{(R_{07}^x)^2 + (R_{07}^y)^2}.$$

Дальнейший силовой анализ выполняется в соответствии с п. 2.6.1 и 2.6.2.

Расчетная схема статической устойчивости пахотного агрегата (рис. 4.8) учитывает вес МЭС $P_{\text{МЭС}}$, силу сопротивления P , приложенную на крюке или навеске МЭС под углом α к горизонту и опорные реакции колес Z'_A и Z''_A , приложенные на расстоянии μr от опорной точки колеса [5].

Искомыми силами являются: вертикальные нагрузки на колеса МЭС Z'_A и Z''_A , а также касательная сила P_k

$$P_k = X'_A + X''_A + P \cdot \cos \alpha,$$

где X'_A и X''_A – сопротивление перекачиванию передних и задних колес МЭС; α – угол наклона к горизонту силы P .

Вначале определяется нагрузка на передние колеса МЭС Z'_A из уравнения моментов сил, действующих на МЭС, относительно т. O' :

$$Z'_A = \frac{P_{\text{МЭС}}(a - \mu r''_k) - P\rho}{L + \mu(r'_k - r''_k)},$$

где r'_k и r''_k – радиусы качения колес МЭС; ρ – плечо силы P относительно т. O' ; μ – коэффициент сопротивления перекатыванию колес МЭС.

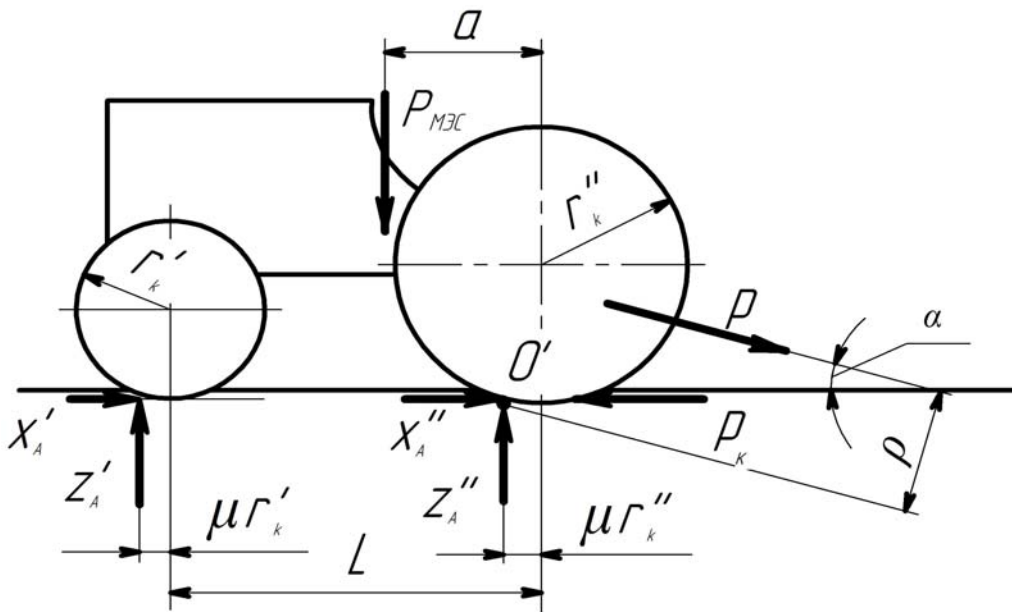


Рис. 4.8. Расчетная схема нагрузок агрегата с работающим плугом:

r'_k, r''_k – радиусы колес переднего и заднего соответственно;
 $X'_A = \mu Z'_A, X''_A = \mu Z''_A$ – сопротивление перекатыванию колес МЭС;
 α – угол наклона к горизонту силы P

Соотношение между вертикальными Z'_A и Z''_A и горизонтальными силами X'_A и X''_A зависит от значения коэффициента сопротивления перекатыванию колес МЭС, который принимают одинаковым для передних и задних колес и постоянным по величине для данного поля (не зависящим от величины вертикальной нагрузки на колесо), т. е.

$$X'_A = \mu Z'_A \text{ и } X''_A = \mu Z''_A.$$

Затем по этой же формуле определяют нагрузку Z'_{AO} на передние колеса МЭС при отсутствии плуга, т. е. при $P = 0$.

Условие устойчивости требует, чтобы при работе с плугом значение нагрузки на передние колеса МЭС сохранялось не менее допустимого значения, необходимого для обеспечения управляемости агрегата:

$$Z'_{AO} / Z'_A \geq \eta_{\min}.$$

Значение η_{\min} определяет завод-производитель трактора или универсального энергетического средства. Обычно значение $\eta_{\min} = 0,4 - 0,6$ в зависимости от конструкции МЭС и вида работ [42].

Для определения силы Z''_A может быть использовано условие $\sum Z = 0$, согласно которому

$$Z''_A = G_T + P \sin \alpha - Z'_A.$$

Составляя уравнение $\sum Z = 0$ и решая его относительно P_k , найдем

$$P_k = \mu(Z'_A + Z''_A) + P \cos \alpha.$$

В результате получены аналитические выражения для расчета положения МЦВ навесного рабочего орудия, однозначно связанные с параметрами МН [62]. Это позволяет оперативно оценивать тот или иной вариант МН МЭС на его соответствие требованиям [3], [42] при агрегатировании с плугом в рабочем режиме.

Выражения для расчета величины и направление силы сопротивления движению пахотного агрегата и аналитически определенное плечо действия этой силы позволяют в режиме автоматизированного проектирования выполнить многовариантный анализ нормальных реакций на движителях МЭС.

Если полученные в результате расчета значения нормальных реакций Z'_A и Z''_A не обеспечивают управляемости на передних колесах или требуемого сцепления с почвой ведущих колес МЭС, то следует изменить точку приложения и направление силы тяги P . Это может быть достигнуто изменением конфигурации внешнего четырехзвенника МН, высоты присоединительного треугольника или положения опорного колеса плуга.

Результаты расчета выходных параметров примера пахотного агрегата, сформированного на базе УЭС-290/450 и плуга семикорпусного навесного ПНП-7-40, представлены в табл. 4.1, 4.2. Представленные значения выходных параметров соответствуют «качанию» оси подвеса МН (представленного характерной точкой Y_{56}) относительно его рабочего положения ($Y_{56} = 0,329$ м) в ходе выполнения МСХА технологического процесса.

Таблица 4.1

Результаты расчета выходных параметров базового пахотного агрегата

S , [м]	X_p , [м]	Y_p , [м]	Y_{56} , [м]	X_{S6} , [м]	Y_{S6} , [м]	X_N , [м]	Y_N , [м]	X_M , [м]	Y_M , [м]	α , [град]	ρ , [м]	Q , [кН]	P , [кН]	φ_5 , [град]	φ_7 , [град]	φ_6 , [град]	R_{56} , [кН]	R_{07} , [кН]	P_K , [кН]	Z'_{A} , [кН]	Z''_{A} , [кН]
0,571	-1,28	1,086	0,229	4,878	1,472	3,456	0,938	5,025	0,601	-16,49	0,657	30,19	58,53	-19,89	-3,759	87,543	48,02	64,81	66,96	48,0	60,39
0,596	-1,253	0,964	0,297	4,872	1,476	3,461	0,915	5,039	0,623	-16,50	0,547	29,99	58,36	-15,75	0,803	89,184	49,72	64,65	66,86	50,24	58,20
0,608	-1,234	0,909	0,329	4,852	1,487	3,454	0,906	5,036	0,636	-16,57	0,498	29,89	58,27	-13,84	2,931	89,968	50,26	64,35	66,69	51,29	57,09
0,621	-1,208	0,851	0,363	4,832	1,499	3,435	0,897	5,022	0,658	-16,71	0,446	29,73	58,12	-11,81	5,203	90,791	51,06	64,29	66,47	52,67	55,56
0,646	-1,148	0,749	0,428	4,774	1,531	3,407	0,893	4,993	0,689	-17,12	0,356	29,50	57,92	-7,992	9,514	92,394	52,38	64,20	66,15	54,13	53,82

Таблица 4.2

Результаты расчета выходных параметров модернизированного пахотного агрегата

S , [м]	Q , [кН]	P , [кН]	φ_5 , [град]	φ_7 , [град]	φ_6 , [град]	R_{56} , [кН]	R_{07} , [кН]	P_K , [кН]	Z'_{A} , [кН]	Z''_{A} , [кН]
0,571	0,587	34,90	-19,89	-3,759	87,543	68,62	64,81	44,83	46,25	61,77
0,596	0,583	34,79	-15,75	0,803	89,184	71,03	64,65	44,83	50,24	58,20
0,608	0,581	34,74	-13,84	2,931	89,968	71,80	64,35	44,81	51,29	57,09
0,621	0,578	34,65	-11,81	5,203	90,791	72,94	64,29	44,78	52,67	55,56
0,646	0,573	34,53	-7,992	9,514	92,394	74,83	64,20	44,68	54,13	53,82

Примечание. *Геометрические параметры у базового и модернизированного вариантов идентичны.

Анализ результатов вычислительного эксперимента выявил следующие проблемы, связанные с величиной некоторых действующих сил:

- перегрузка опорного колеса;
- общая касательная сила тяги превышает проектную крюковую нагрузку УЭС-290/450 (60 кН).

Для решения данной проблемы предлагается использовать гидроувеличитель сцепного веса (ГСВ), реализованный на базе гидропневмоаккумулятора (ГПА), встроенного в гидропривод ПНУ.

При помощи ГПА обеспечим поддержание давления в 10,5 МПа в рабочих гидроцилиндрах, что позволит снять большую часть нагрузки на опорном колесе (вплоть до реализации режима копирования колесом поверхности $Q = 581$ Н). Снятая с опорного колеса нагрузка через звенья передается на неподвижные шарниры МН и дополнительно догружает оси колес УЭС. Изменение конфигурации внешнего четырехзвенника МН также способствует снижению силы сопротивления движению агрегата P , но не столь эффективно (в три с лишним раза меньше) как в случае с ГСВ.

В результате выполнения вышеизложенного комплекса мероприятий одновременно достигаются:

- снижение реакции опорного колеса Q , а следовательно, и силы сопротивления движению агрегата P ;
- снижение величины касательной силы тяги P_K и рост сцепного веса УЭС, как результат увеличения нормальных реакций на его движителях.

Следует отметить, что рост нагрузки на заднем мосту УЭС дополнительно требует проверки существующих ограничений на грузоподъемность для шин его колес.

4.2. Работа ПНУ мобильных энергетических средств в режиме транспортного переезда

4.2.1. Характеристики опорной поверхности пути

МТА, состоящий из МЭС и агрегируемой с ним поднятой навесной машины, регулярно работает в режиме транспортного переезда [61].

Плавность хода МЭС является одним из важных качеств, определяющих соответствие технологического процесса агротехническим требованиям, прочность и долговечность работы его узлов и механизмов, нормальные условия работы механизатора [63], [64]. МТА испытывает

шесть видов колебаний, основное влияние на плавность хода МЭС оказывают вертикальные и продольные угловые колебания [65].

Основной источник низкочастотных колебаний МЭС при движении – неровности опорной поверхности пути, которые носят вероятностный, случайный характер. В меньшей мере на колебания МЭС влияет тяговое сопротивление. Неровности поливных борозд, междурядий, пахотных борозд и другие неровности, образованные равноотстоящими один от другого рабочими органами, не имеют строгих геометрических параметров. Причины этого – непостоянства свойств почвы на отдельных участках, колебаний скорости обработки и характера взаимодействия рабочих органов с грунтом, влияние атмосферных осадков и т. д. Не имеют также постоянных характеристик грунтовые и проселочные дороги, а также стерня, микропрофиль которых образуется в результате воздействия случайных факторов [66].

Участки пути, по которым движутся МЭС, могут иметь последовательно расположенные неровности гармонического характера. Однако и в этом случае профиль пути следует рассматривать как вероятностный, а процесс движения машин по нему как частный случай вероятностного процесса – узкополосный случайный процесс [67].

Наряду со случайным и периодическим характером неровностей опорной поверхности, по которым движется МТА, отдельные неровности могут иметь вид единичных впадин и возвышенностей. Они более или менее регулярно действуют на колеса МТА, формируя условия для экстремального нагружения корпуса МЭС и связанной с ним навесной машины. Результаты исследований показывают, что единичные неровности с достаточной для инженерных расчетов точностью можно представить в виде волны синусоидальной формы:

$$q = q_0 \sin\left(\frac{2\pi l}{l_0}\right); \quad 0 \leq l \leq l_0,$$

где $2q_0, l_0$ – высота и длина единичной неровности соответственно.

Характер колебаний характерных точек МЭС и МТА, возбуждаемых со стороны опорной поверхности единичными неровностями, представлен на рис. 4.9, 4.10.

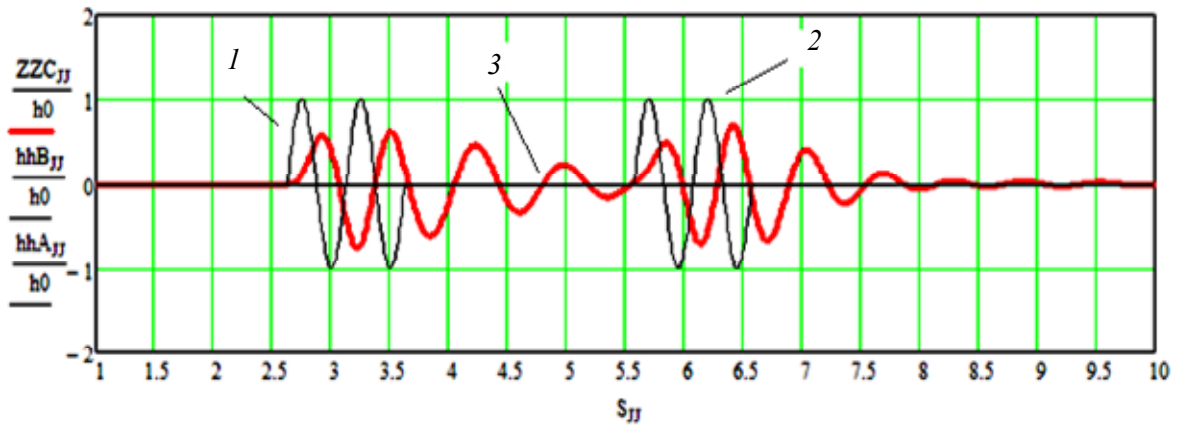


Рис. 4.9. Безразмерные графики вертикальных колебаний (перемещений) характерных точек МЭС при переезде им единичного препятствия ведущего колеса (1) и ведомого колеса (2) и центра тяжести МЭС (3)

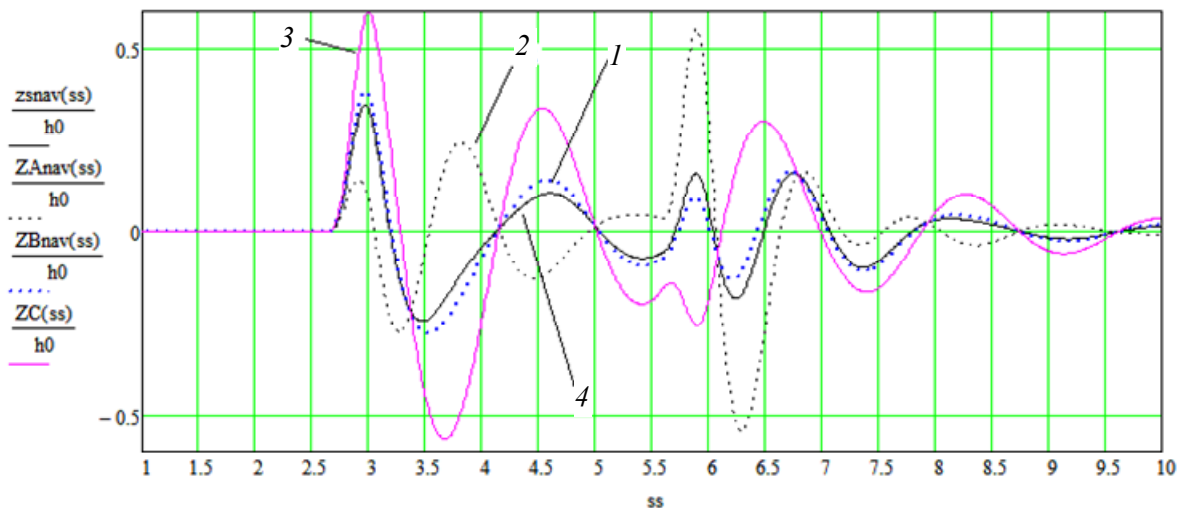


Рис. 4.10. Безразмерные графики вертикальных колебаний характерных точек МТА с навесной машиной в транспортном положении при переезде единичного препятствия: 1 – колебания ведущего колеса (точка B); 2 – колебания ведомого колеса (точка A); 3 – колебания центра тяжести НМ; 4 – колебания центра тяжести МТА

Периодические неровности можно рассматривать как непрерывное повторение единичных неровностей. Выражения, описывающие микропрофиль в виде единичной и периодической неровностей, целесообразно переписать в виде функций времени t :

$$l = vt,$$

где v – скорость движения МЭС.

Тогда для единичной неровности опорной поверхности имеем:

$$q = q_0 \cdot \sin(\omega t); \quad 0 \leq t \leq 2\pi/\omega,$$

где $\omega = \frac{2\pi v}{l_0}$ – путевая частота.

А для периодических неровностей соответственно имеем:

$$q = q_0 \cdot \sin(\omega t); \quad 0 \leq t \leq t_{\text{пер}},$$

где $t_{\text{пер}}$ – время, необходимое МТА для переезда нескольких неровностей.

При анализе плавности хода МЭС следует учитывать воздействия со стороны перечисленных здесь трех видов неровностей.

Чтобы описать характеристики воздействий на МЭС, широко применяют вероятностные методы – теорию случайных величин, а для более полной оценки – теорию случайных функций. При этом для корректного использования статистических методов необходима обширная и достоверная информация о микропрофиле путей.

Низкочастотные колебания МТА в основном определяются неровностями опорной поверхности – сельхозфона, имеющим случайный характер. Неровности поверхности определяются ее микропрофилем, индуцирующим колебания колесных движителей. Вибрации от колес передаются на корпус МЭС и другие элементы МТА, что нарушает агротехнические требования и отрицательно сказывается на надежности работы его узлов и агрегата в целом [68], [69].

Изменение микропрофиля представляется стационарным случайным процессом, основными характеристиками которого являются: корреляционная функция, спектральная плотность и максимальная высота неровностей [65], [67].

Корреляционную функцию для каждого режима движения определяют по микропрофилю пути. Эта функция является основной статистической характеристикой во временной области стационарного случайного процесса (рис. 4.11) и отражает все основные свойства воздействия: характер неровностей микропрофиля пути (высоту, форму, длину) и скорость движения МЭС. Корреляционные функции, выраженные кривыми 1, 2 (см. рис. 4.11), характеризуют случайную функцию без гармонических составляющих, так как значение $R(\tau)$ непрерывно убывает с увеличением значений τ и отсутствуют периодические колебания значений $R(\tau)$. При этом кривая 2 представляет функцию с более выраженной степенью случайности. Кривые 3 и 4 характеризуют процесс, в котором явно присутствуют гармонические

составляющие. При этом кривая 3 описывает процесс с малой случайностью и высокой периодичностью, т. е. процесс, близкий к обычному гармоническому процессу, а кривая 4 – процесс со случайными и периодическими составляющими.

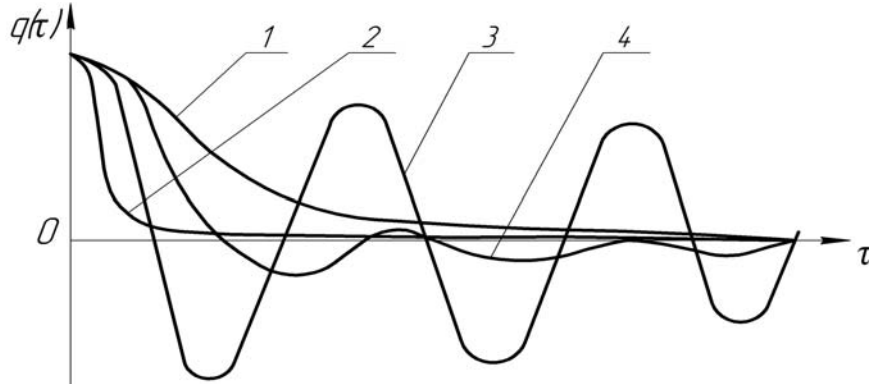


Рис. 4.11. Графики корреляционных функций случайного микропрофиля грунта

Таким образом, корреляционная функция $R_q(\tau)$ характеризует структуру случайной функции неровности и чаще всего аппроксимируется выражениями вида:

$$R_q(\tau) = e^{-\alpha_2(\tau)} \cdot \cos \beta\tau; \quad (4.1)$$

$$R_q(\tau) = A_1 e^{-\alpha_1(\tau)} + A_2 e^{-\alpha_2(\tau)} \cdot \cos \beta\tau, \quad (4.2)$$

где α_1 , α_2 и β – коэффициенты, характеризующие соответственно затухание и периодичность функции; A_1, A_2 – коэффициенты, характеризующие доли экспоненциальной и периодической составляющих соответственно; причем $A_1 + A_2 = 1$.

При обработке функций неровностей можно найти такие значения коэффициентов α_1 , α_2 , A_1 , A_2 , при которых по формулам (4.1), (4.2) можно получить достаточно точный график корреляционной функции. Для определения коэффициентов можно использовать один из методов теории аппроксимации, например метод наименьших квадратов.

Числовые значения α и β зависят от типа сельхозфона и скорости движения МТА [65], поэтому для произвольной скорости они определяются по значениям, полученным из табл. 4.3 сельхозфонов, составленной для скорости $V = 1$ м/с, используя следующие соотношения:

$$\alpha_{V_i} = \alpha_{V=1} V_i; \beta_{V_i} = \beta_{V=1} V_i. \quad (4.3)$$

Таблица 4.3

Характеристики сельскохозяйственных фонов

Вид сельхозфона	σ_q , [мм]	A_1	A_2	α_1 , [1/с]	α_2 , [1/с]	β , [1/с]
Стерня пшеницы	24	–	1,0	–	0,42	0,29
Стерня кукурузы	32,1	0,7	0,3	0,25	0,60	1,57
Грунтовая дорога	21,2	–	1,0	–	0,58	0,63
Пропашное поле	21,5	–	1,0	–	0,57	0,59
Залежь	51,8	1,0	–	1,3	–	–

Применяя приведенные выражения (4.1)–(4.3) к типичным для УЭС сельхозфонам (различные виды стерни, грунтовая дорога, залежь) и условиям работы (средние скорости и время работы), можно рассчитать его среднестатистический фон. Его корреляционная функция с достаточной для инженерных расчетов точностью характеризует внешние воздействия со стороны опорной поверхности на мобильный сельскохозяйственный агрегат (МСХА), состоящий из УЭС и навесного кормоуборочного комбайна. В результате были определены нормированные корреляционные функции $R_2(\tau)$ – $R_5(\tau)$ для микропрофиля опорной поверхности [68], соответствующие движению МСХА со скоростью от 2 ($R_2(\tau)$) до 5 ($R_5(\tau)$) м/с, которые представлены на рис. 4.12.

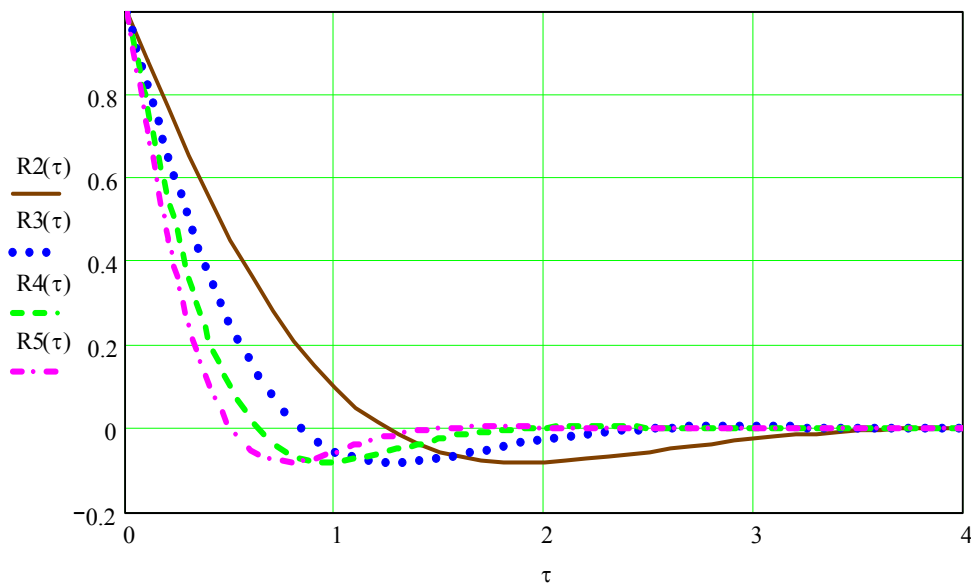


Рис. 4.12. Корреляционные функции неровностей среднестатистического агрофона для МСХА

Несмотря на большую универсальность и общность корреляционных функций как характеристик случайных процессов, в практических исследованиях также широко применяют спектральные характеристики, в частности спектральную плотность (рис. 4.13).

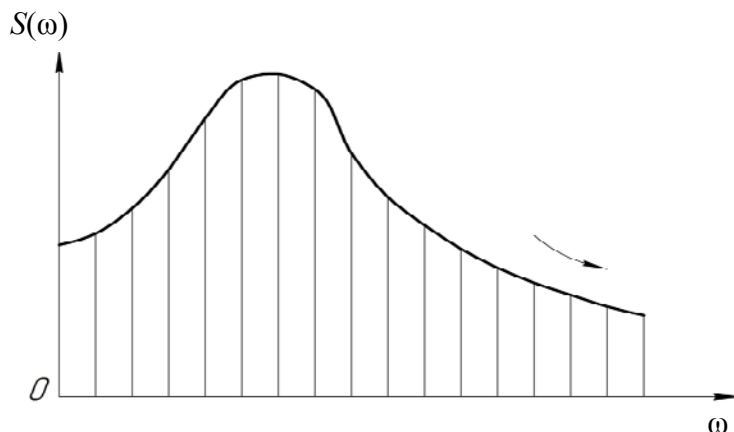


Рис. 4.13. График спектральной плотности случайного микропрофиля грунта

Спектральная плотность – наиболее полная характеристика возмущений, действующих на МТА, позволяет определить и другие числовые статистические характеристики. Применяв прямое преобразование Фурье для корреляционных функций (4.1), (4.2), получим соответствующие им спектральные плотности:

$$S_q(\omega) = \sigma_q^2 \frac{2\alpha_2(\omega^2 + \alpha_2^2 + \beta^2)}{[\omega^2 - (\alpha_2^2 + \beta^2)]^2 + 4\alpha_2^2\omega^2}; \quad (4.4)$$

$$S_q(\omega) = \sigma_q^2 \left[A_1 \frac{2\alpha_1(\omega^2 + \alpha_1^2 + \beta_1^2)}{\omega^4 - 2(\beta_1^2 - \alpha_1^2)\omega^2 + (\alpha_1^2 + \beta_1^2)^2} + A_2 \frac{\alpha_2}{\omega^2 - \alpha_2^2} \right], \quad (4.5)$$

где σ_q , ω – соответственно среднеквадратичная высота и частота колебаний неровностей поля.

Спектральная плотность поверхности пути, как и корреляционная функция, зависит от скорости движения МЭС [65]:

$$S(\omega, v_2) = (v_1/v_2)S(\omega_{\text{прив}}, v_1), \quad (4.6)$$

где v_1, v_2 – скорости движения; $\omega_{\text{прив}}$ – приведенная частота.

Характер спектральной плотности не зависит от скорости движения, а ее значение и приведенная частота $\omega_{\text{прив}}$ с изменением скорости изменяются в v_1/v_2 раз. На рис. 4.14 изображен график спек-

тральной плотности фона пахоты для скорости движения 1 м/с. Чтобы получить графики спектральных плотностей для различных скоростей, нужны соответствующие масштабы.

В формулах (4.1) и (4.2) коэффициенты α и β , определяющие корреляционную функцию и спектральную плотность, зависят от скорости движения, а величины A_1, A_2 не зависят.

Следовательно, достаточно иметь спектральную плотность для одной скорости движения, чтобы определить ее значение для любой другой. В технической литературе значения коэффициентов α и β приводятся для скорости $v = 1$ м/с. Для любых других значений скоростей их определяют по формулам: $\alpha(v) = v\alpha$; $\beta(v) = v\beta$.

Для расчета спектральной плотности среднего статистического фона $S(\omega)$ нужно определить среднюю скорость МТА при работе на среднем статистическом фоне:

$$v = \sum_1^n y_n v_n,$$

где n – количество типичных сельскохозяйственных фонов; y_n – относительное время работы; v_n – среднее значение скорости движения.

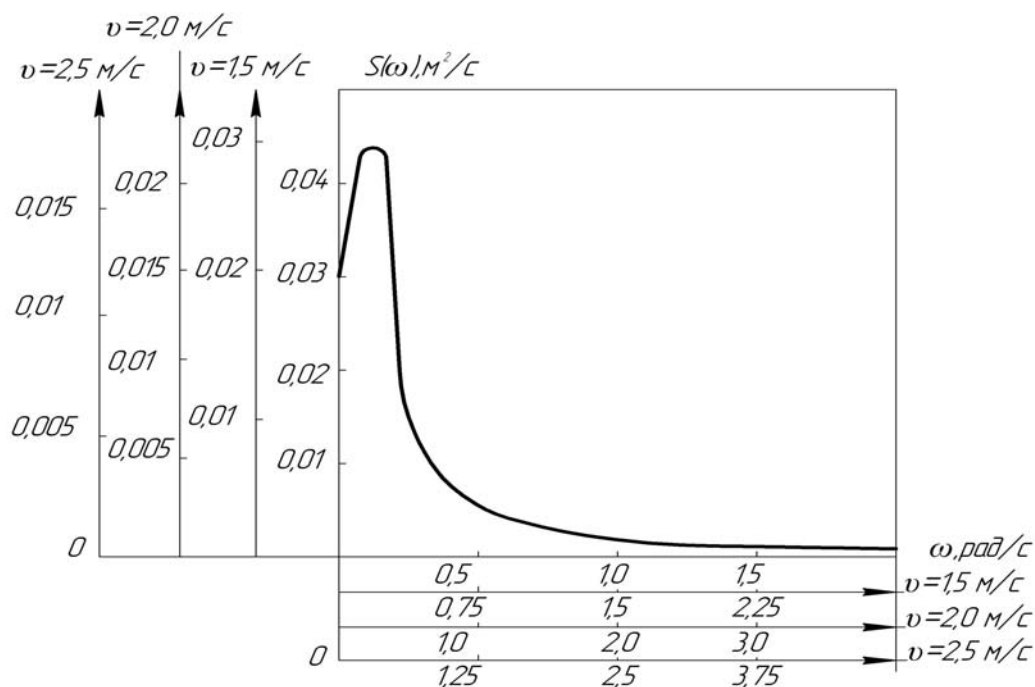


Рис. 4.14. Спектральная плотность фона пахоты при движении перпендикулярно к бороздам

Если исходить из энергетического принципа сложения колебаний [65], то среднее квадратичное ускорение при работе на нескольких сельскохозяйственных фонах

$$\ddot{z} = \sqrt{\sum_1^n \ddot{z}_n^2 y_n}, \quad (4.7)$$

где \ddot{z}_n^2 – среднее квадратичное ускорение, наблюдаемое на n -м фоне.

Среднее квадратичное ускорение равняется интегралу от произведения спектральной плотности фона на квадрат модуля передаточной функции ускорений, т. е.

$$\ddot{z}_n^2 = \int S_n(\omega) |W_{\ddot{z}}(i\omega)|^2 d\omega. \quad (4.8)$$

Чтобы равенство (4.7) выполнялось для любых частот, допустим, что

$$S(\omega) = \sum_1^n y_n S_n(\omega),$$

где S_n – спектральная плотность типичного сельхозфона.

Следовательно, для получения спектральной плотности среднего статистического фона необходимо сложить спектральные плотности каждого фона, предварительно умноженные на относительное время работы.

Если имеются данные лишь по определенному фону, то в качестве первого приближения можно использовать понятие показателя ρ_n относительного влияния фона [65]. Показатель ρ_n при заданной скорости равен отношению среднего квадратичного ускорения для любого фона к ускорению для фона, принятого за основной. Указанное отношение практически постоянно при различных скоростях движения. Ниже в табл. 4.4 приведены показатели ρ_n относительного влияния различных фонов.

В качестве основного фона принята стерня озимой пшеницы при движении МТА поперек направления уборки. Для этого фона $\rho_n = 1$.

Показатели относительного влияния фона

Фон	ρ_n
Стерня озимой пшеницы (движение поперек направления уборки)	1,0
Стерня озимой пшеницы (движение вдоль направления уборки)	0,6
Грунтовая дорога	0,7
Вспаханный луг	0,9
Двухлетняя залежь	1,6
Стерня кукурузы после уборки на силос (движение вдоль направления уборки)	0,8
Паровое поле	1,2

Если известно среднее квадратичное ускорение \ddot{z}_m , например, на сидении МЭС при движении с некоторой скоростью по одному из фонов, то можно получить среднее квадратичное ускорение \ddot{z}_n при движении с той же скоростью по другому фону с помощью формулы

$$\ddot{z}_n = \ddot{z}_m \rho_n / \rho_m. \quad (4.9)$$

Спектральная плотность ускорения, представляющая собой вторую производную от спектральной плотности ординат микропрофиля, связана с ней выражением

$$S_{\ddot{q}}(\omega) = \omega^2 S_q(\omega), \quad (4.10)$$

где $S_q(\omega)$ – спектральная плотность ускорения неровностей.

Распределение ординат микропрофиля опорной поверхности подчиняется нормальному закону, из чего следует известная зависимость («правило трех сигма») для максимальной высоты неровностей:

$$q_{\max} \approx 3\sigma_q. \quad (4.11)$$

4.2.2. Формирование функциональной математической модели транспортного переезда машинно-тракторного агрегата

При составлении расчетных схем МТА и мобильного сельскохозяйственного агрегата (МСХА) приняты следующие допущения [66], [70].

1. Навесная машина в транспортном положении считается жестко соединенной с корпусом МЭС. Влияние навешенной машины учитывается изменением положения центра тяжести агрегата.

2. Силы сопротивления в подвеске и шинах считаются пропорциональными скорости колебаний.

3. Характеристики упругих элементов подвески (рессор и шин) считаются линейными. Пробои рессор при сжатии отсутствуют.

4. При рассмотрении колебаний корпуса МЭС не учитывается влияние колебаний водителя на сиденье, так как оно мало.

5. Колебания МЭС рассматриваются в продольной вертикальной плоскости.

С учетом принятых допущений колесный трактор с подрессоренной передней частью представляет колебательную систему с тремя степенями свободы (рис. 4.15).

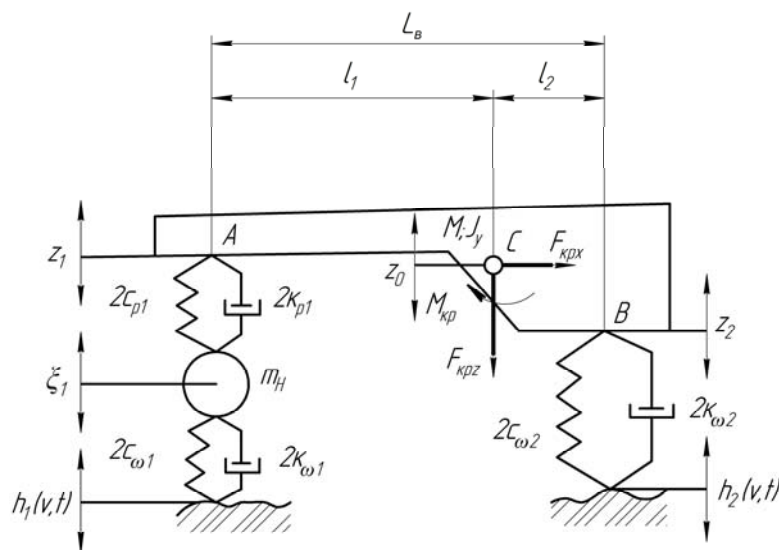


Рис. 4.15. Схема для расчета параметров подвески колесного трактора:

M – подрессоренная масса трактора; m_H – неподрессоренная масса передней части трактора; M_1, M_2 – масса трактора, приходящаяся на переднюю и заднюю подвески; $2c_1, 2c_{p1}, 2c_{ш1}, 2c_{ш2}$ – соответственно, приведенная жесткость подвески, суммарные жесткости рессор переднего моста, передних и задних шин; $2k_{p1}, 2k_{ш1}, 2k_{ш2}$ – суммарные коэффициенты сопротивления подвески переднего моста, передних и задних шин; z_1, z_2 – вертикальные перемещения точек подрессоренной массы, расположенных над осями передних и задних колес; ξ_1 – вертикальные перемещения неподрессоренной массы передней части трактора; $h_1(v, t), h_2(v, t)$ – высота неровностей опорной поверхности под передними и задними колесами трактора (три степени свободы)

Положение подрессоренной и неподрессоренной масс трактора определяется тремя координатами. Две координаты трактора обусловлены обобщенными вертикальными перемещениями z_1 и z_2 точек осто-

ва над осями передних и задних колес и третья – вертикальным перемещением ζ_1 неподрессоренной массы передней части трактора.

Важным компоновочным параметром МЭС, в зависимости от которого можно выбирать расчетную схему, является коэффициент распределения поддрессоренных масс:

$$\varepsilon = \rho^2 / (l_1 l_2),$$

где ρ – радиус инерции поддрессоренного остова трактора.

Если коэффициент распределения поддрессоренных масс близок к единице, то колебания передней и задней частей остова теоретически становятся не связанными между собой [65].

При исследовании низкочастотных колебаний остова трактора, особенно на скоростях движения значительно меньших скоростей, при которых возникает высокочастотный резонанс, можно пренебречь влиянием неподрессоренной массы передней части, так как она у большинства колесных тракторов невелика по сравнению с массой трактора. Упрощенная колебательная схема поддрессоривания при $m_n = 0$ представляет систему с двумя степенями свободы (рис. 4.16). Согласно этой схеме, приведенная жесткость передней подвески рассчитывается как

$$2c_1 = \frac{2c_{p1} 2c_{ш1}}{2c_{p1} + 2c_{ш1}}.$$

По этой схеме рассчитывают и колебания неподрессоренного МЭС. Для такого МЭС принимают жесткость рессор равной бесконечности, а приведенную жесткость передней подвески равной $2c_{ш1}$. В уравнения колебаний подставляют значения момента инерции и массы трактора.

Радиус инерции МЭС или МТА (МЭС с навесной машиной в транспортном положении) определяется по выражению

$$\rho = \sqrt{\frac{J}{M}}, \quad (4.12)$$

где J – момент инерции объекта (колесный трактор или УЭС); M – масса объекта.

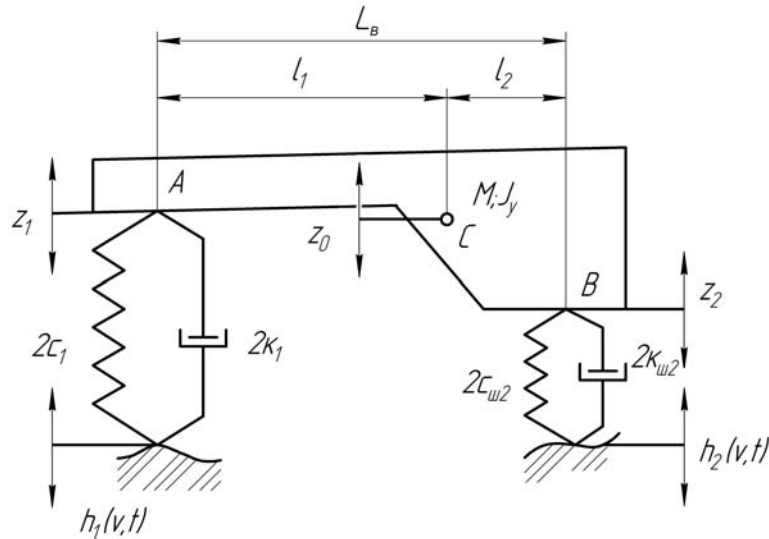


Рис. 4.16. Схема для расчета параметров подвески колесного трактора (две степени свободы)

При навешивании на МЭС сельскохозяйственных орудий происходит перераспределение общего веса по мостам и изменение общего момента инерции, что сопровождается соответствующим изменением коэффициента распределения масс ε (рис. 4.17), который в общем случае может существенно отличаться от единицы.

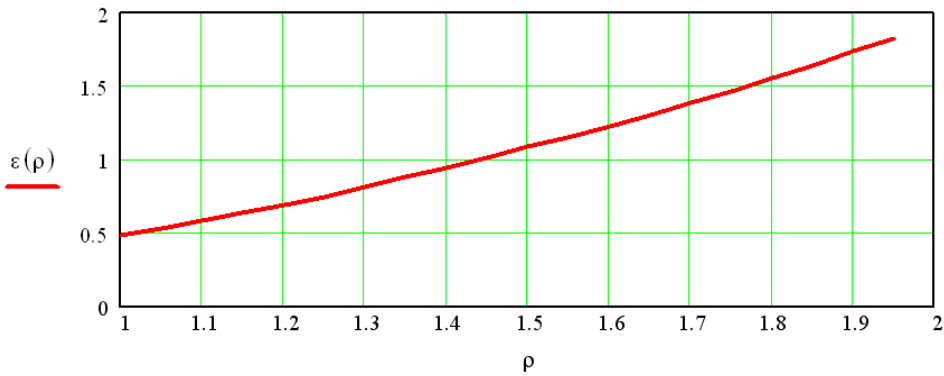


Рис. 4.17. Изменение коэффициента ε в зависимости от соотношения J и M

С небольшой погрешностью положение о независимости колебаний передней и задней частей остова можно распространить на трактора и МЭС, имеющие $\varepsilon = 0,8 - 1,2$. Для указанных тракторов колебания передней части можно исследовать по упрощенной расчетной схеме, соответствующей системе с двумя степенями свободы (рис. 4.18, а). При отсутствии подрессоривания заднего моста, что характерно для большинства колесных тракторов с пневматическими шинами низкого давления, задняя часть тракторов, у которых пара-

метр $\varepsilon \approx 1$, представляет собой систему с одной степенью свободы. Передняя часть неподдрессоренного трактора, а также поддрессоренного при $m_H = 0$ представляет собой систему с одной степенью свободы. Расчетная схема такой системы изображена на рис. 4.18, б.

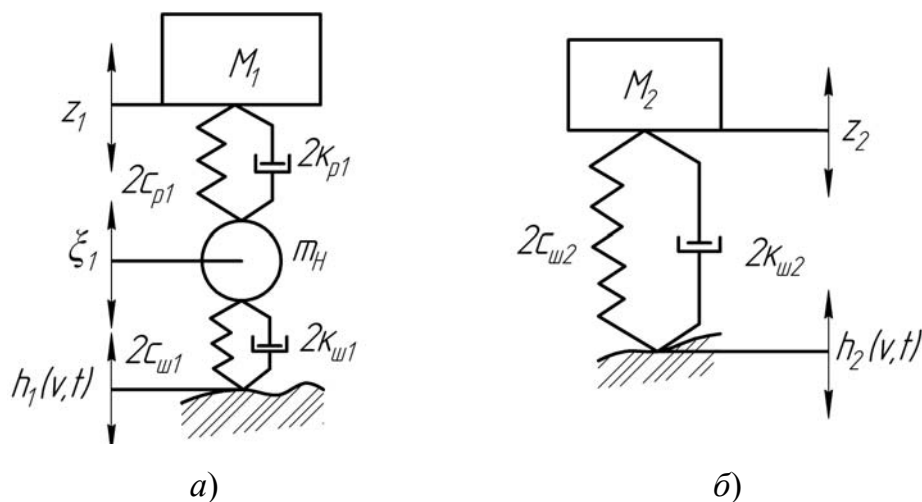


Рис. 4.18. Упрощенная расчетная схема параметров подвески колесного трактора

Для вывода дифференциальных уравнений, описывающих собственные колебания остова трактора в вертикальной плоскости, воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода. Поскольку система после вывода ее из равновесия не получает внешних возмущений и в ней отсутствуют силы сопротивления, то теоретически в ней бесконечно долго происходит обмен кинетической и потенциальной энергий. За обобщенные координаты удобно принимать вертикальные перемещения центра масс z_0 и угловые перемещения остова φ . Обобщенные координаты связаны с вертикальными перемещениями точек A и B следующими зависимостями (см. рис. 4.16):

$$z_0 = \frac{z_1 l_2 + z_2 l_1}{l}; \quad \operatorname{tg} \varphi = (z_2 - z_1)/l, \quad (4.13)$$

где l_1 – расстояние от передней точки подвеса до центра масс поддрессоренного остова; l_2 – расстояние от задней точки подвеса до центра масс остова; l – расстояние от передней до задней точки подвеса остова трактора. При малых угловых перемещениях $\operatorname{tg} \varphi \approx \varphi$. Тогда

$$\varphi = (z_2 - z_1)/l.$$

Кинетическая энергия системы определяется по выражению

$$E_k = \frac{1}{2} M \dot{z}_0^2 + \frac{1}{2} J \dot{\varphi}^2 = \frac{1}{2} M \left(\frac{\dot{z}_1 l_2 + \dot{z}_2 l_1}{l} \right)^2 + \frac{1}{2} J \left(\frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{l} \right)^2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2 + m_3 \dot{z}_1 \dot{z}_2,$$

где

$$m_1 = M \frac{l_2^2 + \rho^2}{l^2}; \quad m_2 = M \frac{l_1^2 + \rho^2}{l^2}; \quad m_3 = M \frac{l_1 l_2 - \rho^2}{l^2}.$$

Потенциальная энергия в обобщенных координатах равна работе упругих сил, т. е.

$$E_{\text{П}} = \frac{1}{2} c_1 z_1^2 + \frac{1}{2} c_2 z_2^2.$$

Находим соответствующие частные производные от выражений для кинетической и потенциальной энергий. Подставляя значения частных производных в уравнение Лагранжа, получаем системы дифференциальных уравнений, описывающих собственные колебания остова трактора:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + m_3 \ddot{z}_2 + c_1 z_1 = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + m_3 \ddot{z}_1 + c_2 z_2 = 0. \end{cases}$$

Разделим первое уравнение на m_1 , а второе на m_2 , и получим систему дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами (ДУ):

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \eta_1 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 = 0; \\ \ddot{z}_2 + \eta_2 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 = 0, \end{cases}$$

где $\eta_1 = m_3 / m_1$; $\omega_1^2 = c_1 / m_1$; $\eta_2 = m_3 / m_2$; $\omega_2^2 = c_2 / m_2$.

Коэффициенты η_1 и η_2 называют коэффициентами связи между колебаниями z_1 и z_2 , а частоты ω_1 и ω_2 – парциальными частотами колебаний.

Парциальные частоты колебаний, соответствующие передним и задним опорам остова трактора (или другого МЭС), определяются по выражениям:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1 l^2}{M(l_2^2 + \rho^2)}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_2 l^2}{M(l_1^2 + \rho^2)}}.$$

Частоты собственных колебаний остова, соответствующие передним и задним опорам, определяются по выражениям:

$$\begin{aligned}\Omega_1 &= \sqrt{\frac{1}{2(1-\eta_1\eta_2)} \left[\omega_1^2 + \omega_2^2 + \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\eta_1\eta_2\omega_1^2\omega_2^2} \right]}; \\ \Omega_2 &= \sqrt{\frac{1}{2(1-\eta_1\mu_2)} \left[\omega_1^2 + \omega_2^2 - \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\eta_1\eta_2\omega_1^2\omega_2^2} \right]}. \quad (4.14)\end{aligned}$$

Частоты собственных колебаний остова Ω_1 и Ω_2 отличаются от парциальных частот, их называют частотами связи. Одна из них соответствует высокой, другая низкой частоте собственных колебаний. Как видно из выражений (4.14), частоты связи зависят от распределения масс и упругих свойств подвески (в случае УЭС – шин).

Формирование ФММ, имитирующей динамику транспортного переезда (рис. 4.19), рассмотрим на примере мобильного сельскохозяйственного агрегата (МСХА) состоящего из УЭС-290/450 и навесного кормоуборочного комбайна КНК-500. ФММ формируется на основе уравнения Лагранжа II рода [68] и описывает вынужденные колебания МСХА. Она включает распределенную массу МСХА (m), момент инерции (J), а также упругие (c_1, c_2) и демпфирующие элементы k_1, k_2 , воспринимающие и смягчающие толчки со стороны сельхозфона (q_1, q_2).

Были приняты следующие допущения: возникающие в шинах УЭС упругие и диссипативные силы пропорциональны изменению характеристик неровности (q, \dot{q}); крутильные колебания трансмиссии и сидения водителя не влияют на колебания рамы; в движении колеса сохраняют точечный, но постоянный контакт с опорной поверхностью [68], [69]. Вертикальные колебания z_1 и z_2 вызывают аналогичные перемещения центра тяжести навесной машины (в транспортном положении) z_{S6} и места крепления балласта $z_{тр}$.

Эквивалентная динамической схеме ФММ транспортного переезда описывается дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами:

$$\begin{aligned}\ddot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_{c1}^2 z_1 + \mu_2 \ddot{z}_2 &= 2h_1 \dot{q}_1 + \omega_{c1}^2 q_1; \\ \ddot{z}_2 + 2h_2\dot{z}_2 + \omega_{c2}^2 z_2 + \eta_1 \ddot{z}_1 &= 2h_2 \dot{q}_2 + \omega_{c2}^2 q_2,\end{aligned} \quad (4.15)$$

где z_i – вертикальные перемещения характерных точек МСХА; q, \dot{q} – характеристики неровности опорной поверхности; ω_{ci} – частоты собственных колебаний характерных точек корпуса УЭС; h_i – коэффициенты демпфирования.

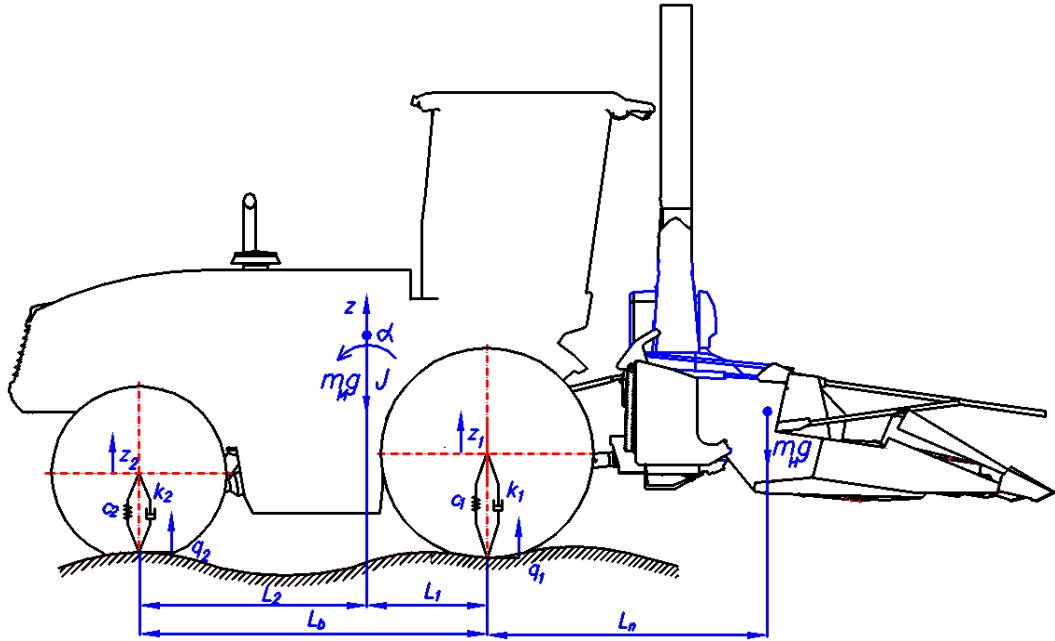


Рис. 4.19. Динамическая модель МСХА в режиме транспортного переезда

Если после перевода навесной машины посредством ПНУ УЭС в транспортное положение колебания передней и задней частей корпуса УЭС окажутся несвязанными, то уравнения (4.15) упрощаются:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_{c1}^2 z_1 &= 2h_1\dot{q}_1 + \omega_{c1}^2 q_1; \\ \ddot{z}_2 + 2h_2\dot{z}_2 + \omega_{c2}^2 z_2 &= 2h_2\dot{q}_2 + \omega_{c2}^2 q_2. \end{aligned} \quad (4.16)$$

При этом, с учетом сделанных ранее допущений о пропорциональности упругих и диссипативных сил изменению характеристик неровности, можем исследовать их как линейные. В результате для определения параметров колебаний МСХА вместо интегрирования дифференциальных уравнений можно использовать аппарат передаточных функций [70].

Преобразованные по Лапласу при нулевых начальных условиях уравнения для независимых друг от друга передней и задней частей корпуса УЭС принимают вид:

$$(S^2 + 2h_1S + \omega_{c1}^2)Z_1(S) = (2h_1S + \omega_{c1}^2)Q_1(S); \quad (4.17)$$

$$(S^2 + 2h_2S + \omega_{c2}^2)Z_2(S) = (2h_2S + \omega_{c2}^2)Q_2(S). \quad (4.18)$$

Из приведенных выражений определяются соответствующие передаточные функции – $W_{Z1}(S)$ и $W_{Z2}(S)$.

Для заднего ведущего моста передаточная функция принимает вид:

$$W_{Z1}(S) = \frac{2h_1S + \omega_{c1}^2}{S^2 + 2h_1S + \omega_{c1}^2} = \frac{b_1S + 1}{a_1^2S^2 + b_1S + 1}, \quad (4.19)$$

где $a_1 = 1/\omega_{c1}$; $b_1 = 2h_1/\omega_{c1}^2$.

Передаточная функция для переднего ведущего моста имеет аналогичный структурный вид:

$$W_{Z2}(S) = \frac{2h_2S + \omega_{c2}^2}{S^2 + 2h_2S + \omega_{c2}^2} = \frac{b_2S + 1}{a_2^2S^2 + b_2S + 1}. \quad (4.20)$$

Наиболее распространенным тестовым воздействием на динамические звенья является единичное ступенчатое воздействие. В качестве такового нами принята максимальная высота неровностей (4.11):

$$q_{\max} \approx 3\sigma_q.$$

Из табл. 4.3 для стерни кукурузы имеем $q_{\max} \approx 0,096$ м. На рис. 4.20 и 4.21 представлены нормированные переходные характеристики колебаний соответственно заднего и переднего мостов, как компонент собственно УЭС (сплошная линия) и МСХА (пунктир).

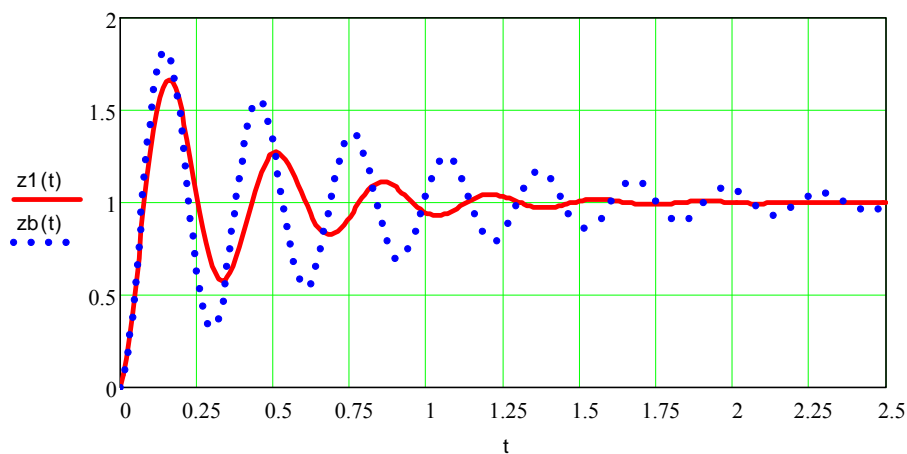


Рис. 4.20. Нормированная переходная характеристика колебаний заднего моста УЭС-290/450 и МСХА

Для колебаний заднего моста переход от УЭС к МСХА сопровождается небольшим ростом перерегулирования (на 10,45 %) и существенным ростом колебательности переходного процесса, что более чем в два раза увеличивает время регулирования.

Для колебаний переднего моста при переходе от УЭС к МСХА характерен обратный процесс – уменьшение перерегулирования (на 26,6 %) и существенного демпфирования переходного процесса, что более чем в полтора раза сокращает время регулирования.

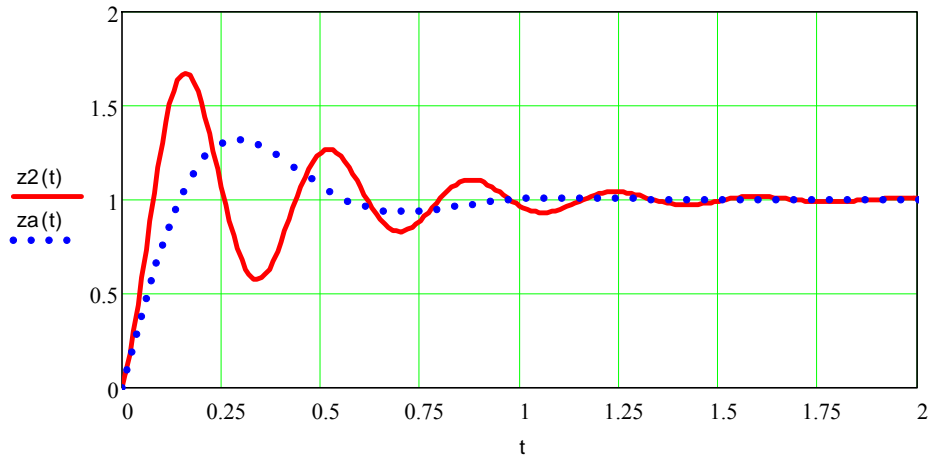


Рис. 4.21. Нормированная переходная характеристика колебаний переднего моста УЭС-290/450 и МСХА

В реальности, как уже ранее отмечалось, источником низкочастотных колебаний МТА в основном являются неровности опорной поверхности (сельхозфона), имеющие случайный характер.

Характеристики вынужденных колебаний УЭС и МСХА определяются сочетанием свойств динамической модели и закона изменения внешних воздействий. Такую комбинацию удобнее исследовать, если в качестве характеристики динамической модели принять ее амплитудно-частотную характеристику (АЧХ), а воздействие задавать спектральной плотностью случайной функции сельхозфона.

Таким образом, посредством АЧХ связываются спектральные плотности характеристик неровностей сельхозфона и параметры вибрации корпуса УЭС:

$$S_{z_1}(\omega) = A_{z_1}(\omega)^2 S_{q_1}(\omega); S_{z_2}(\omega) = A_{z_2}(\omega)^2 S_{q_2}(\omega); \quad (4.21)$$

$$S_{\ddot{z}_1}(\omega) = A_{\ddot{z}_1}(\omega)^2 S_{\ddot{q}_1}(\omega); S_{\ddot{z}_2}(\omega) = A_{\ddot{z}_2}(\omega)^2 S_{\ddot{q}_2}(\omega), \quad (4.22)$$

где $S_q(\omega), S_{\ddot{q}}(\omega)$ – спектральные плотности характеристик неровностей сельхозфона; $A_{z_1}(\omega), A_{z_2}(\omega)$ – АЧХ перемещений для заднего и переднего мостов от неровностей; $S_{\ddot{z}_1}(\omega), S_{\ddot{z}_2}(\omega), A_{\ddot{z}_1}(\omega), A_{\ddot{z}_2}(\omega)$ – спектральные плотности и АЧХ ускорений от неровностей.

Из теории автоматического управления [71] известно, что АЧХ динамического звена равна модулю его передаточной функции, т. е.

$$A_{Zi}(\omega) = |W_{Zi}(j\omega)|; \quad A_{\dot{Z}i}(\omega) = |W_{\dot{Z}i}(j\omega)|,$$

где $j = \sqrt{-1}$.

Необходимо получить соответствующие АЧХ $|W_{Zi}(j\omega)|$, $|W_{\dot{Z}i}(j\omega)|$ для передней и задней частей корпуса УЭС. В качестве примера выполним эту операцию для заднего моста и в выражении его передаточной функции (4.19) заменим S на $j\omega$.

$$W_{Z1}(j\omega) = \frac{b_1 j\omega + 1}{a_1^2 j^2 \omega^2 + b_1 j\omega + 1}. \quad (4.23)$$

Для определения АЧХ $|W_{Z1}(j\omega)|$ необходимо выделить действительную и мнимую части в числителе и знаменателе правой части выражения (4.23), а затем избавиться от j в знаменателе полученной дробно-рациональной функции:

$$W_{Z1}(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega);$$

$$W_{Z1}(j\omega) = \frac{U_1 + jV_1}{U_2 + jV_2} \cdot \frac{(U_2 - jV_2)}{(U_2 - jV_2)} = \frac{U_1 U_2 + V_1 V_2}{U_2^2 + V_2^2} + j \frac{U_2 V_1 - U_1 V_2}{U_2^2 + V_2^2}.$$

Определим значения для компонент полученного выражения:

$$U_1(\omega) = 1; \quad V_1(\omega) = b_1 \omega;$$

$$U_2(\omega) = 1 - a_1^2 \omega^2; \quad V_2(\omega) = b_1 \omega;$$

$$U_1 U_2 = 1 - a_1^2 \omega^2; \quad V_1 V_2 = b_1^2 \omega^2;$$

$$U_2 V_1 = b_1 \omega - b_1 a_1^2 \omega^3 = b_1 \omega (1 - a_1^2 \omega^2); \quad U_1 V_2 = b_1 \omega;$$

$$U_2^2 = 1 - 2a_1^2 \omega^2 + a_1^4 \omega^4; \quad V_2^2 = b_1^2 \omega^2;$$

$$U(\omega) = \frac{U_1 U_2 + V_1 V_2}{U_2^2 + V_2^2} = \frac{1 - a_1^2 \omega^2 + b_1^2 \omega^2}{1 - 2a_1^2 \omega^2 + a_1^4 \omega^4 + b_1^2 \omega^2} = \frac{1 + (b_1^2 - a_1^2) \omega^2}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2) \omega^2 + a_1^4 \omega^4};$$

$$V(\omega) = \frac{U_2 V_1 - U_1 V_2}{U_2^2 + V_2^2} = -\frac{a_1^2 \omega^3}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2) \omega^2 + a_1^4 \omega^4}.$$

В результате определим модуль передаточной функции заднего ведущего моста, т. е. найдем его АЧХ:

$$|W_{Z1}(j\omega)| = \sqrt{U(\omega)^2 + jV(\omega)^2};$$

$$A_{Z1}(\omega) = |W_{Z1}(j\omega)| =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{1 + (b_1^2 - a_1^2)\omega^2}{1 + (b_1^2 - 2a_1^1)\omega^2 + a_1^4\omega^4}\right)^2 + \left(\frac{a_1^2\omega^3}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2)\omega^2 + a_1^4\omega^4}\right)^2}. \quad (4.24)$$

Модуль передаточной функции для переднего моста определяется аналогично. АЧХ колебаний заднего (сплошная) и переднего (пунктир) мостов УЭС-290/450 представлены на рис. 4.22.

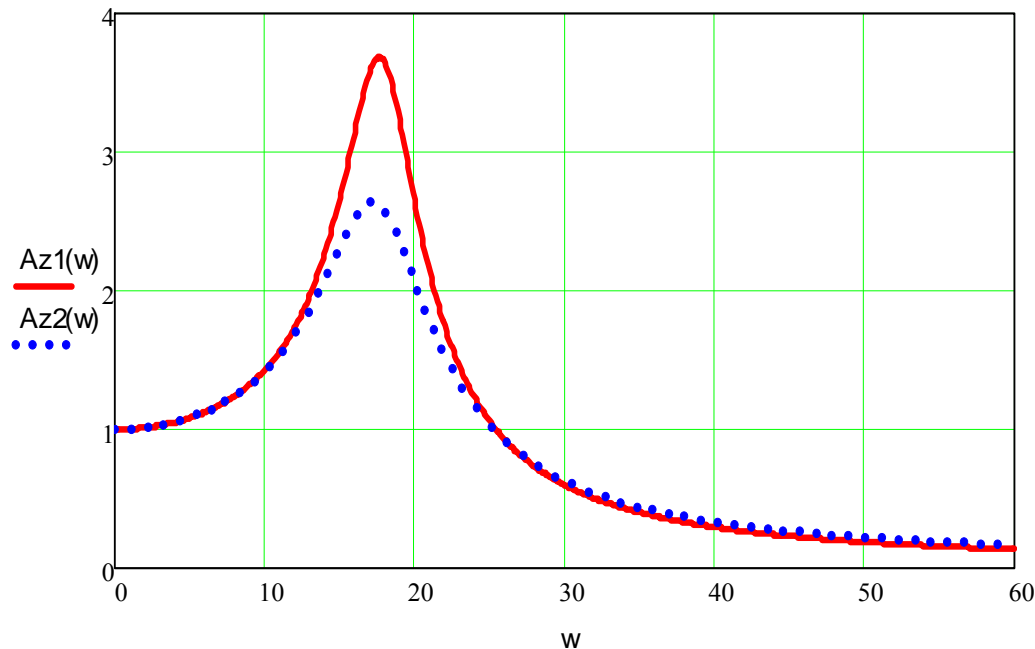


Рис. 4.22. АЧХ колебаний (перемещений) заднего и переднего ведущих мостов УЭС-290/450

У сформированного из УЭС-290/450 и КНК-500 мобильного сельскохозяйственного агрегата изменяются соотношения у части внутренних (массово-упругих) параметров. В конечном итоге это влечет за собой изменение значений коэффициентов в уравнениях (4.17) и (4.18), а следовательно, и в передаточной функции (4.19). В результате учета изменений коэффициентов получим АЧХ колебаний (перемещений) заднего и переднего мостов МСХА, представленных на рис. 4.23.

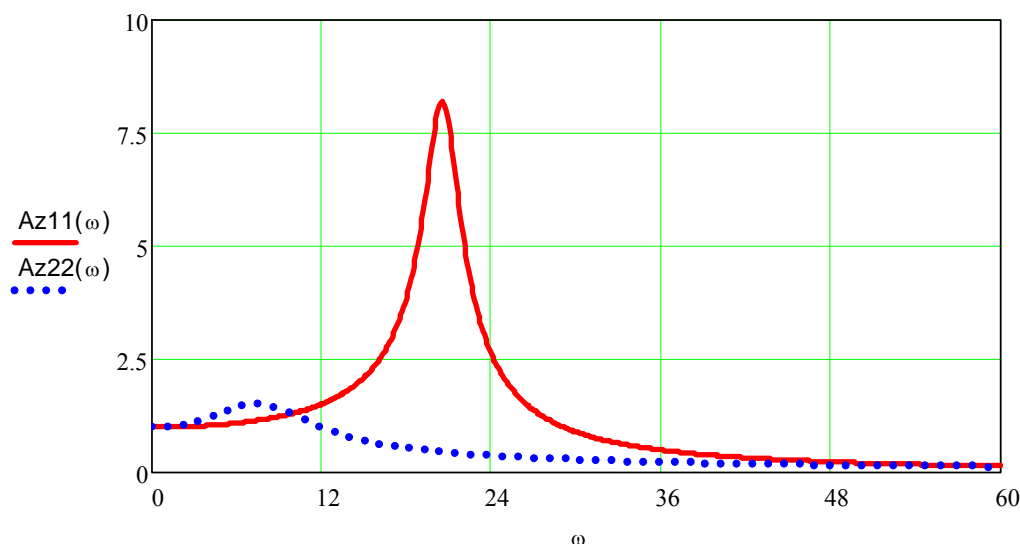


Рис. 4.23. АЧХ колебаний (перемещений) заднего и переднего ведущих мостов МСХА, состоящего из УЭС-290/450 и КНК-500

Сравнение изменений, возникающих при переходе от УЭС к МСХА, свидетельствует о росте максимума АЧХ у заднего моста (рис. 4.24, а) и его уменьшении у переднего (рис. 4.24, б), при этом частота собственных колебаний переднего моста существенно уменьшается, а заднего – немного увеличивается.

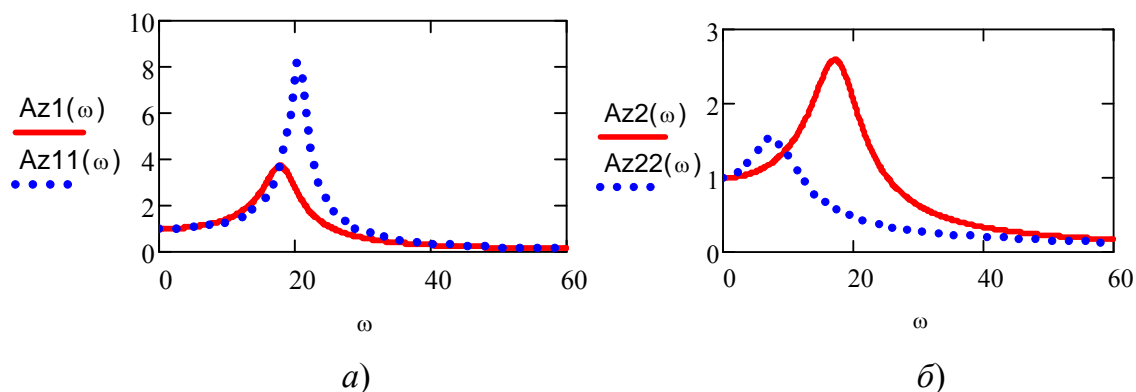


Рис. 4.24. АЧХ колебаний (перемещений) заднего (а) и переднего (б) ведущих мостов УЭС-290/450 и МСХА

Все это согласуется с характером изменений, возникающих в соответствующих нормированных переходных характеристиках (см. рис. 4.20, 4.21).

Модули передаточных функций $|W_{\ddot{z}_1}(j\omega)|$, $|W_{\ddot{z}_2}(j\omega)|$ ускорений находим, умножая соответствующие модули передаточных функций перемещений на ω^2 [65]. В результате получим АЧХ ускорений зад-

него и переднего мостов в составе УЭС и в составе МСХА, которые представлены на рис. 4.25 и 4.26.

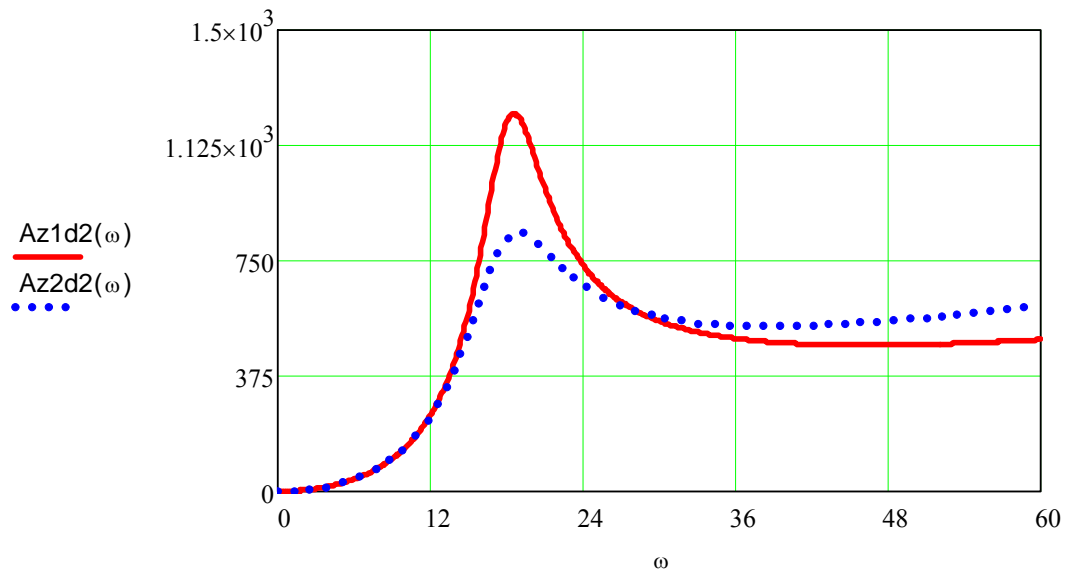


Рис. 4.25. АЧХ колебаний (ускорений) заднего и переднего ведущих мостов УЭС-290/450

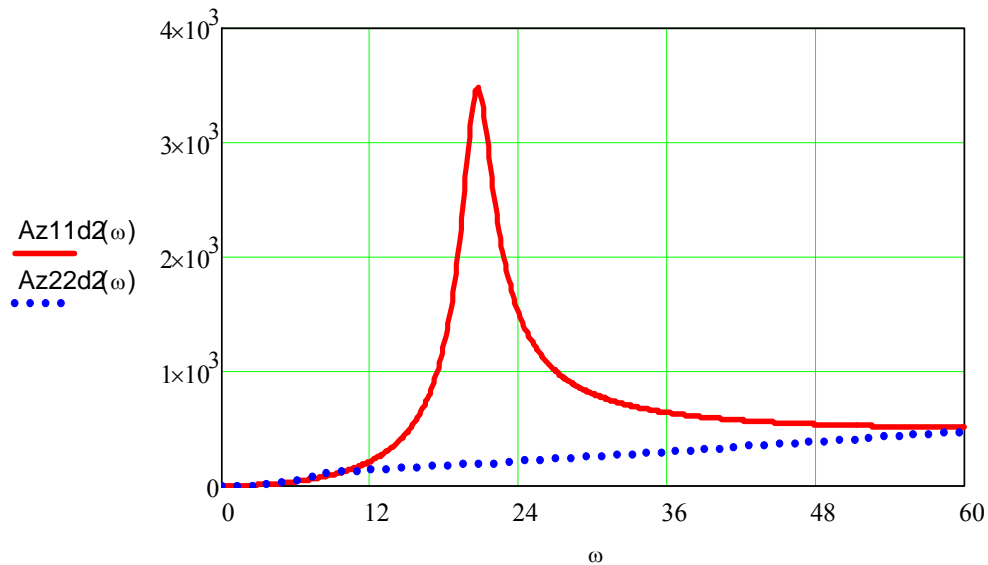


Рис. 4.26. АЧХ колебаний (ускорений) заднего и переднего ведущих мостов МСХА, состоящего из УЭС-290/450 и КНК-500

Рассчитав спектральные плотности параметров колебаний заднего и переднего мостов УЭС по известным из [65] выражениям, можно определить дисперсии (и соответствующие среднеквадратичные отклонения) вертикальных перемещений для заднего и переднего мостов в составе УЭС и МСХА:

$$\sigma_{z_i}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{z_i}(\omega) d\omega, \quad (4.25)$$

где σ_{z_i} – среднеквадратичное вертикальное перемещение заднего (или переднего) моста УЭС.

Дисперсии вертикальных ускорений характерных точек УЭС и МСХА по аналогии с (4.25) определяются по известному из [65] выражению

$$\sigma_{\ddot{z}_i}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\ddot{z}_i}(\omega) d\omega, \quad (4.26)$$

где $\sigma_{\ddot{z}_i}$ – среднеквадратичное ускорение характерной точки.

Среднеквадратичные вертикальные перемещения заднего и переднего мостов УЭС в соответствии с выражениями (4.13) можно заменить среднеквадратичным вертикальным перемещением центра тяжести УЭС и его угловыми колебаниями относительно центра упругости в продольной плоскости. Центр тяжести у МСХА – S' смещен относительно центра тяжести УЭС – S , вертикальное расположение которого совпадает с общим для УЭС и МСХА центром упругости (рис. 4.27), поэтому:

$$z_0 = \frac{z_1 l_{22} + z_2 l_{11}}{L_6}; \quad \alpha = (z_2 - z_1) / L_6.$$

Среднеквадратичные линейная скорость центра тяжести МСХА и угловая скорость его колебаний относительно центра упругости определяются как результат дифференцирования вышеприведенных выражений по независимой переменной t :

$$\dot{z}_0 = \frac{\dot{z}_1 l_{22} + \dot{z}_2 l_{11}}{L_6}; \quad \dot{\alpha} = (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) / L_6. \quad (4.27)$$

Повторное дифференцирование по независимой переменной исходных параметров колебаний, описывающих плоское движение центра тяжести МСХА, дает нам выражения для его среднеквадратичных линейного и углового ускорений:

$$\ddot{z}_0 = \frac{\ddot{z}_1 l_{22} + \ddot{z}_2 l_{11}}{L_6}; \quad \ddot{\alpha} = (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1) / L_6. \quad (4.28)$$

Колебания мостов УЭС жестко связаны с колебаниями его центра тяжести и центра тяжести МСХА и далее через механизм навески с колебаниями центра тяжести навесной машины – КНК-500 и грузов балласта. Таким образом, среднеквадратичные ускорения совершающих плоское движение характерных точек МСХА определяются по известному из теоретической механики [72] выражению

$$\ddot{Z}_{Si} = \vec{a}_{ц.т} + \vec{a}_{Si}^n + \vec{a}_{Si}^\tau, \quad (4.29)$$

где $\vec{a}_{ц.т}$ – среднеквадратичное ускорение центра тяжести МСХА; \vec{a}_{Si}^n , \vec{a}_{Si}^τ – соответственно нормальное и тангенциальное среднеквадратичные ускорения характерной точки.

Среднеквадратичные линейное и угловое ускорения центра тяжести МСХА определяются по выражениям (4.28). Нормальные и тангенциальные среднеквадратичные ускорения характерных точек определяются по известным из [72] выражениям:

$$\vec{a}_{Si}^n = \dot{\alpha}_{Si}^2 L_{Si} \sin \beta_{Si}; \quad \vec{a}_{Si}^\tau = \ddot{\alpha}_{Si} L_{Si} \sin \beta_{Si}, \quad (4.30)$$

где $\dot{\alpha}_{Si}$ и $\ddot{\alpha}_{Si}$ – соответственно среднеквадратичные угловые скорость и ускорения характерных точек; L_{Si} – расстояние от центра упругости до характерной точки; β_{Si} – угол, образуемый L_{Si} с горизонтом.

Среднеквадратичные угловые скорость и ускорение характерных точек определяются по выражениям:

$$\dot{\alpha}_{Srp} = \dot{\alpha} \frac{L_{Srp}}{L_{S'}}; \quad \dot{\alpha}_{S6} = \dot{\alpha} \frac{L_{S6}}{L_{S'}}; \quad \ddot{\alpha}_{Srp} = \ddot{\alpha} \frac{L_{Srp}}{L_{S'}}; \quad \ddot{\alpha}_{S6} = \ddot{\alpha} \frac{L_{S6}}{L_{S'}}.$$

В процессе движения МСХА формируются динамические нагрузки, которые, помимо прочего, воздействуют на звенья механизма навески ПНУ, а также перераспределяют нагрузку на передний управляемый и задний мосты УЭС.

С целью оценки влияния кинематического возбуждения со стороны опорной поверхности на динамику процесса транспортного переезда на базе сформированной ФММ был выполнен вычислительный эксперимент, результаты которого приведены в табл. 4.5 и 4.6.

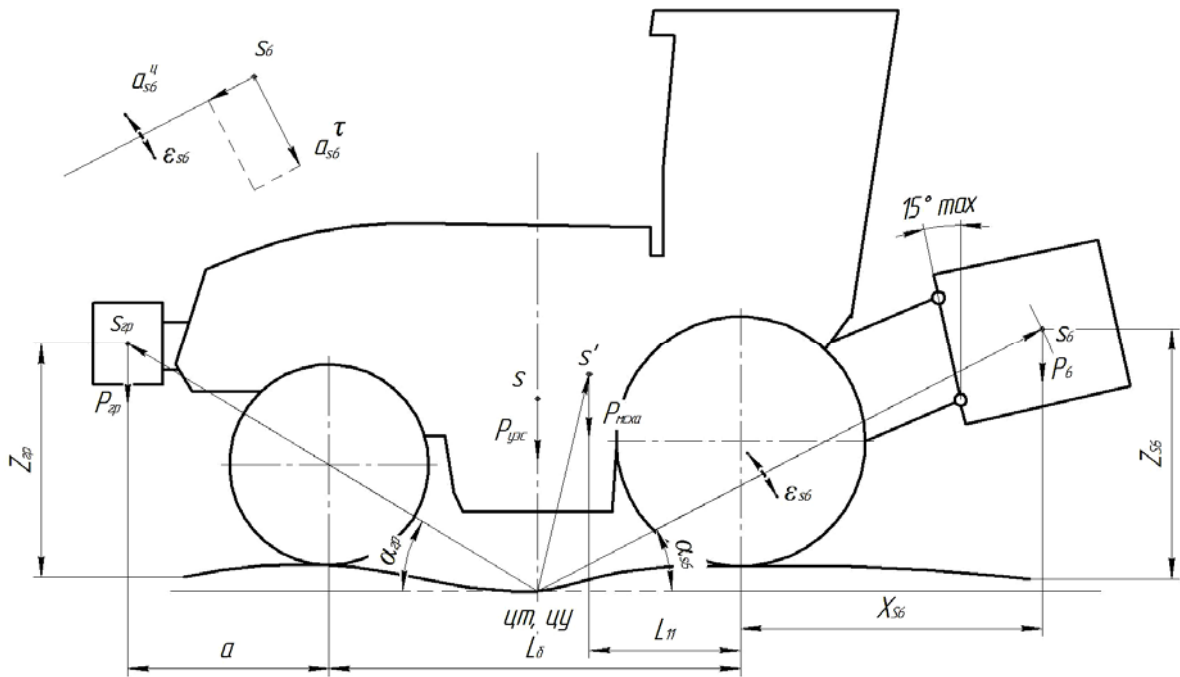


Рис. 4.27. Схема для определения параметров плоских колебаний характерных точек МСХА

В табл. 4.6 представлены результаты расчета основных силовых параметров МСХА, отражающие размах их колебаний при движении с соответствующей установившейся скоростью.

Таблица 4.5

Результаты вычислительного эксперимента (параметры колебаний)

ТО	V , [$\frac{\text{км}}{\text{ч}}$]	σ_{z1} , [см]	σ_{z2} , [см]	σ_{z0} , [см]	$\sigma_{z_{s6}}$, [см]	α_0 , [рад]	α_{s6} , [рад]	$\ddot{\sigma}_{z1}$, [м/с ²]	$\ddot{\sigma}_{z2}$, [м/с ²]	$\ddot{\sigma}_{z0}$, [м/с ²]	$\ddot{\alpha}_0$, [рад/с ²]	$\ddot{\alpha}_{s6}$, [рад/с ²]	Ω_1 , [рад/с]	Ω_2 , [рад/с]	$\frac{m_1}{m}$, [-]	$\frac{m_2}{m}$, [-]	$\frac{M_1}{M}$, [-]	$\frac{M_2}{M}$, [-]	\ddot{Z}_s/g , [-]	\ddot{Z}_{rp}/g , [-]	\ddot{Z}_{s6}/g , [-]	ΔR , [%]
УЭС	7,2	3,18	3,18	3,18	–	0	–	0,332	0,333	0,332	0	–	18,16	17,89	0,597	0,397	–	–	–	–	–	$\ddot{\sigma}_{z2}$
МСХА	7,2	3,16	3,46	3,23	3,23	0,0011	0,0029	0,332	0,408	0,349	0,0257	0,0688	20,59	8,47	–	–	0,806	0,260	0,053	0,039	0,059	27,82
УЭС	10,8	3,29	3,29	3,29	–	0	–	0,678	0,679	0,679	0	–	18,16	17,89	0,597	0,397	–	–	–	–	–	$\ddot{\sigma}_{z2}$
МСХА	10,8	3,24	3,86	3,38	3,381	0,0021	0,0057	0,663	0,839	0,703	0,0569	0,1523	20,59	8,47	–	–	0,806	0,260	0,072	0,105	0,117	27,41
УЭС	14,4	3,50	3,50	3,50	–	0	–	1,404	1,395	1,396	0,094	–	18,16	17,89	0,597	0,397	–	–	–	–	–	$\ddot{\sigma}_{z2}$
МСХА	14,4	3,39	4,12	3,56	3,564	0,0025	0,0066	1,281	1,035	1,225	0,0758	0,203	20,59	8,47	–	–	0,806	0,260	0,1249	0,1308	0,1857	28,0
УЭС	18,0	3,87	3,83	3,85	–	0	–	3,233	2,911	3,102	0	–	18,16	17,89	0,597	0,397	–	–	–	–	–	$\ddot{\sigma}_{z2}$
МСХА	18,0	3,64	4,10	3,75	3,751	0,0018	0,0048	2,582	1,053	2,232	0,446	1,194	20,59	8,47	–	–	0,806	0,260	0,2273	0,2561	0,5821	14,19

Примечание. ТО – технический объект; V – скорость движения ТО; σ_{z1} , σ_{z2} , σ_{z0} , $\sigma_{z_{s6}}$ – среднеквадратичные вертикальные колебания (перемещения) соответственно заднего и переднего мостов УЭС, центров тяжести МСХА и навесной машины – КНК-500; α_0 , α_{s6} – продольные угловые колебания центров тяжести МСХА и КНК-500; $\ddot{\sigma}_{z1}$, $\ddot{\sigma}_{z2}$, $\ddot{\sigma}_{z0}$, $\ddot{\alpha}_{s6}$ – среднеквадратичные вертикальные ускорения заднего и переднего мостов УЭС, центров тяжести МСХА и КНК-500; Ω_1 , Ω_2 – собственные частоты заднего и переднего мостов УЭС и МСХА; $\frac{m_1}{m}$, $\frac{m_2}{m}$ – доля массы УЭС, приходящаяся на его задний и передний мосты; $\frac{M_1}{M}$, $\frac{M_2}{M}$ – доля массы МСХА, приходящаяся на задний и передний мосты УЭС; \ddot{Z}_s/g , \ddot{Z}_{rp}/g , \ddot{Z}_{s6}/g – среднеквадратичные вертикальные ускорения характерных точек МСХА в долях от ускорения свободного падения; ΔR – управляемость УЭС и МСХА.

Следует отметить, что сложное движение МСХА, связанное с постоянным изменением положения друг относительно друга точек контакта движителей с опорной поверхностью, по-разному влияет на формирование вертикальных ускорений характерных точек. Так, при движении МСХА «в гору» ($Z_B \geq Z_A$) вертикальные ускорения точек S' и S_6 уменьшаются, а точки $S_{гр}$ растет и наоборот, что однозначно отражается на изменении силовых параметров (см. табл. 4.6).

Таблица 4.6

**Результаты вычислительного эксперимента
(колебания силовых параметров)**

V , [$\frac{км}{ч}$]	$P_{МСХА}^{дин}$, [кН]	% от $P_{МСХА}^{стат}$	$R_A^{дин}$, [кН]	% от $R_A^{стат}$	$R_B^{дин}$, [кН]	% от $R_B^{стат}$	ΔR , [%]	$P_{гр}^{дин}$, [кН]	% от $P_{гр}^{стат}$	$P_{УЭС}^{дин}$, [кН]	% от $P_{УЭС}^{стат}$	$P_6^{дин}$, [кН]	% от $P_6^{стат}$
0^*	187,0	100	35,0	100	152,0	100	28	14,0	100	125,0	100	48,0	100
7,2 $Z_B \leq Z_A$	194,12	103,81	34,78	99,39	159,34	104,82	27,82	14,03	100,24	129,42	103,54	50,66	105,55
7,2 $Z_B \geq Z_A$	184,27	98,54	34,14	97,58	150,12	98,76	27,32	14,95	106,83	120,58	96,46	48,73	101,52
10,8 $Z_B \leq Z_A$	201,11	107,54	34,27	97,93	166,84	109,76	27,41	13,96	99,78	133,7	106,96	53,44	111,34
10,8 $Z_B \geq Z_A$	181,52	97,07	33,63	96,11	147,89	97,29	26,9	15,98	114,13	116,31	93,04	49,23	102,57
14,4 $Z_B \leq Z_A$	211,36	113,04	35,0	100	176,36	116,02	28,0	14,36	102,6	140,31	112,25	56,71	118,15
14,4 $Z_B \geq Z_A$	177,8	95,08	31,28	89,4	146,52	96,39	25,02	17,07	121,9	109,69	87,75	51,05	106,35
18,0 $Z_B \leq Z_A$	237,43	126,77	17,74	50,7	219,69	144,52	14,19	9,16	65,43	152,87	122,29	75,40	157,09
18,0 $Z_B \geq Z_A$	164,21	87,81	45,55	130,17	118,67	78,07	36,44	25,08	179,15	97,73	77,87	42,01	87,51

Примечание. 0^* – в первой строке таблицы представлены выходные параметры для неподвижного МСХА (статика). $P_{МСХА}^{дин}$ – вес (сила тяжести) МСХА; $R_A^{дин}$, $R_B^{дин}$ – силы реакции на движителях соответственно переднего и заднего мостов УЭС; $P_{гр}^{дин}$, $P_{УЭС}^{дин}$, $P_6^{дин}$ – силы тяжести, действующие в соответствующих характерных точках МСХА (центров тяжести балласта, УЭС, навесной машины); процент от $P_{МСХА}^{стат}$ – доля динамического значения силового параметра в процентах от его значения в статике.

Из полученных результатов математического моделирования транспортного переезда МСХА можно сделать следующие выводы:

1. Переход от УЭС 290/450 к МСХА, т. е. навеска КНК-500 и грузов балласта, сопровождается существенным перераспределением статической нагрузки (массы) на переднем и заднем мостах УЭС. При этом управляемость МСХА в статике равна 28 %, т. е. превышает нормативную (16 % от эксплуатационной массы) и запас по управляемости составляет 12 %.

2. Перераспределение массы по опорам при переходе от УЭС к МСХА изменяет частоты их собственных колебаний: так собственная частота колебаний заднего ведущего моста возрастает от 18,16 до 20,59 рад/с, а переднего ведущего моста уменьшается с 17,89 до 8,47 рад/с. Даже при движении со скоростью 18 км/ч при длине волны опорной поверхности 2 м частота ее возбуждающих колебаний равна 15,7 рад/с, из чего следует, что опасность возникновения резонанса наиболее вероятна для переднего ведущего моста (8,47 рад/с).

3. С возрастанием скорости транспортного переезда растет и амплитуда (размах) колебаний силовых параметров. На скорости 18 км/ч это влечет за собой возможность возникновения потери управляемости МСХА, так как она может оказаться ниже нормы (14,19 %).

4. При транспортной скорости 18 км/ч нагрузка на звенья МН колеблется в диапазоне от 87,5 до 157 % от веса навесной машины, что необходимо учитывать в качестве весьма вероятных циклических нагрузок при выборе параметров звеньев МН.

5. Задний мост ведущих колес, воспринимающий в статике 152 кН, что составляет 81,28 % от веса МСХА, остается наиболее уязвимым и в динамике, когда при движении со скоростью от 7,2 до 18 км/ч колебания нагрузки составят от 118,6 до 219,6 кН.

6. Между положением навесной машины и уровнем ее угловых колебаний существует взаимосвязь. Некоторое снижение уровня вертикальных колебаний ускорения центра тяжести навесной машины возможно за счет регулирования параметров МН, обеспечивающих минимизацию L_{S6} в том числе и путем организации максимально допустимого угла завала стойки ($\Delta\phi_6^{\max}$).

Формализованное описание рабочих режимов МТА (МСХА) должно выполняться с учетом стохастического характера как опорной поверхности, так и внешних нагрузок, действующих на рабочие органы сельхозмашин, например силы сопротивления плуга [66].

Для расчета колебаний характерных точек МСХА во время выполнения МЭС технологического процесса, например, вспашки, ис-

пользуем динамическую модель, представленную частично на рис. 4.19. Помимо этого воспользуемся системой ДУ, правые части которых дополним соответствующими обобщенными силами, действующими на крюке МЭС:

$$\dot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 + \eta_2 \ddot{z}_{2_1} = 2h_1\dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 + F_1(t);$$

$$\ddot{z}_2 + 2h_2\dot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 + \eta_1 \ddot{z}_1 = 2h_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2 + F_2(t),$$

где $F_1(t)$, $F_2(t)$ – обобщенные силы.

$$F_1(t) = \frac{F_{крз} L_2 - M_{кр}}{m_1 L_6}; \quad F_2(t) = \frac{F_{крз} L_1 - M_{кр}}{m_2 L_6}.$$

Далее расчет выходных параметров (z_i , \ddot{z}_i) выполняется в соответствии с методикой определения параметров колебаний характерных точек технического объекта, которая была рассмотрена выше для режима транспортного переезда МСХА в составе УЭС-290/450 и КНК-500.

4.3. Формирование функциональных математических моделей ПНУ шасси погрузочного многофункционального «АМКОДОР-332С»

4.3.1. Общие сведения о механизмах ПНУ шасси погрузочного многофункционального «АМКОДОР-332С»

Возможность эффективного агрегатирования шасси погрузочного многофункционального (ШПМ) с различными рабочими машинами и орудиями, как отечественного, так и импортного производства [73], определяется в первую очередь грузоподъемностью его ПНУ. ПНУ – это необходимый компонент строительно-дорожного или землеройного комплекса, предназначенный для связи мобильного энергоносителя (трактора, универсального энергосредства, шасси) с навесной машиной или орудием.

ПНУ шасси погрузочного многофункционального состоит из нерегулируемого объемного гидропривода, гидроцилиндры которого движут, расположенные симметрично относительно продольной плоскости симметрии ШПМ механизмы подъема стрелы (МПС) и поворота траверсы (МПТ), на которой жестко крепится рабочий орган

или машина [73]. На рис. 4.28 представлен общий вид ШПМ «АМКОДОР-332С», а на рис. 4.29 схема механизмов ПНУ шасси «АМКОДОР-332С» с рабочим орудием в виде ковша [74].

Механизм подъема стрелы устроен следующим образом: на раме шасси (Π_{03}) шарнирно закреплена стрела, поворачивающаяся при помощи гидроцилиндра (Π_{01} – Π_{23}) в продольной плоскости (см. рис. 4.29). Для определения подвижности плоских аналогов МПС и МПТ используется формула Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5.$$

В результате для МПС имеем $W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$.

Структурный анализ МПС, выполненный по методике, изложенной в [31], показывает, что в проекции на продольную плоскость симметрии ШПМ его МПС представляет собой одноподвижный четырехзвенник со средней поступательной парой.

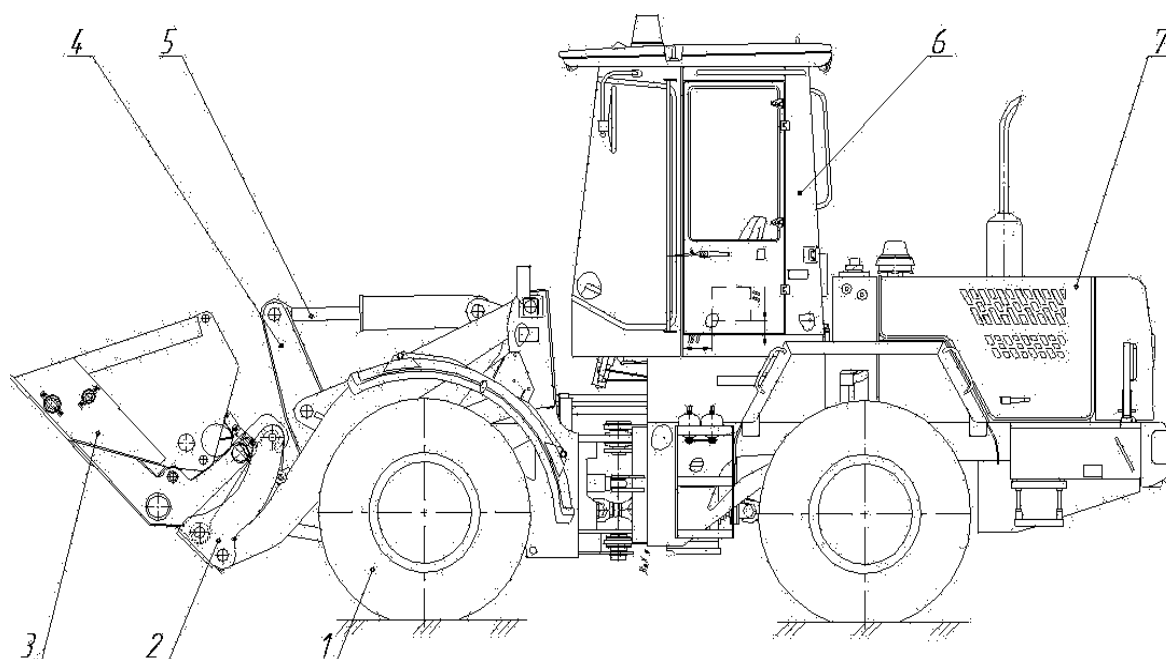


Рис. 4.28. Общий вид шасси погрузочного многофункционального «АМКОДОР-332С»: 1 – передний мост; 2 – траверса; 3 – рабочий орган (ковш); 4 – рычаг механизма поворота траверсы; 5 – шток гидроцилиндра механизма поворота траверсы; 6 – кабина; 7 – моторная установка

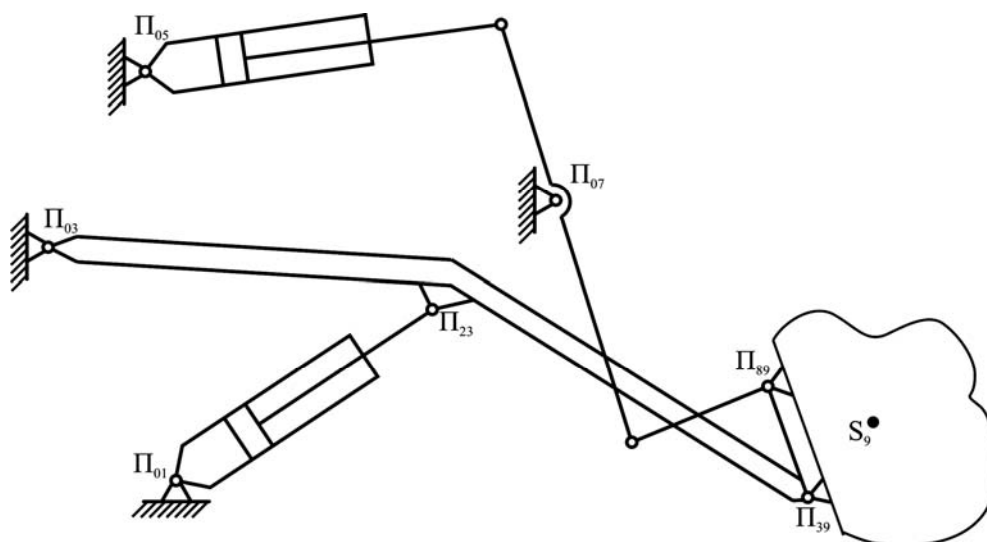


Рис. 4.29. Схема механизмов ПНУ шасси «АМКОДОР-332С»

На раме шасси (П₀₅) и стреле (П₀₇), в продольной плоскости симметрии шасси шарнирно закреплен механизм поворота траверсы (рис. 4.29), включающий гидроцилиндр, гильза которого шарнирно закреплена на раме шасси, а штоком через рычаги и тяги он связан с траверсой. На плоскости МПТ идентифицируется одноподвижным шестишвенником, так как для МПТ $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

4.3.2. Гидропривод шасси погрузочного многофункционального

Гидроприводы ПНУ погрузчиков и мобильных сельскохозяйственных машин структурно идентичны. Проектирование такого гидропривода, как правило, носит автоматизированный характер и базируется на математическом моделировании выполняемых им функций, в том числе в режиме подъема и опускания рабочей машины или орудия. Гидроприводы МПС и МПТ выполняют аналогичные в функциональном аспекте задачи – подъема стрелы и поворота траверсы. Поэтому далее будем рассматривать общую для обоих механизмов схему гидропривода.

Обобщенная схема гидропривода ПНУ ШПМ (рис. 4.30) включает: шестеренный гидронасос (ГН), гидрораспределитель (ГР), односторонний гидроцилиндр (ГЦ), фильтр, бак, предохранительный и возвратный клапаны, а также регулируемый дроссель, соединенные гидромагистралями. Регулируемый дроссель в сливной магистрали обеспечивает ограничение скорости опускания стрелы и закрепленно-

го на траверсе рабочего орудия. При этом движущая сила на штоке ГЦ определяется как

$$F_{\text{дв}} = p_2 F_{\text{Н}}.$$

Величина приведенной к поршню ГЦ силы зависит от веса орудия, передаточного числа механизма (подъема стрелы, поворота траверсы) и потерь на трение в неподвижных и движущихся парах шарниров, а также от приведенной силы инерции. Передаточное число механизма зависит от аналога угловой скорости рычага, связанного с ГЦ, передаточных отношений между звеньями механизма и положения центра тяжести орудия относительно выходного звена. В результате приведенная нагрузка на ГЦ рассчитывается по выражению

$$F_{\text{ГЦ}} = p_{\text{сл}} (F_{\text{Н}} - F_{\text{шт}}) + F(S) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S) + F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S). \quad (4.31)$$

Давление в напорной и сливной магистралях определяется по выражениям:

$$p_2 = p_1 - \Delta p; \quad p_{\text{сл}} = \Delta p_{\text{сл}} + \Delta p_{\text{др}},$$

где p_2 , $p_{\text{сл}}$ – давление в рабочем гидроцилиндре со стороны напорной и сливной магистрали соответственно.

Потери давления в гидроприводе в режиме подъема рабочего орудия на этапе неустановившегося движения складываются из трех компонент:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ин}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}. \quad (4.32)$$

Потери давления на трение рабочей жидкости о стенки участка магистрали определяются по выражению, автоматически учитывающему режим течения жидкости:

$$\Delta p_{\text{тр}} = 27,5 \frac{\rho \nu l}{f} \dot{x} + 0,443 k_g \frac{\rho \nu l}{\sqrt{f}} \dot{x}^2, \quad (4.33)$$

где ρ , ν – плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости; l , f – длина и площадь сечения гидромагистрали; \dot{x} – скорость течения рабочей жидкости на участке магистрали; k_g – коэффициент аппроксимации, учитывающий шероховатость внутренней поверхности гидромагистрали.

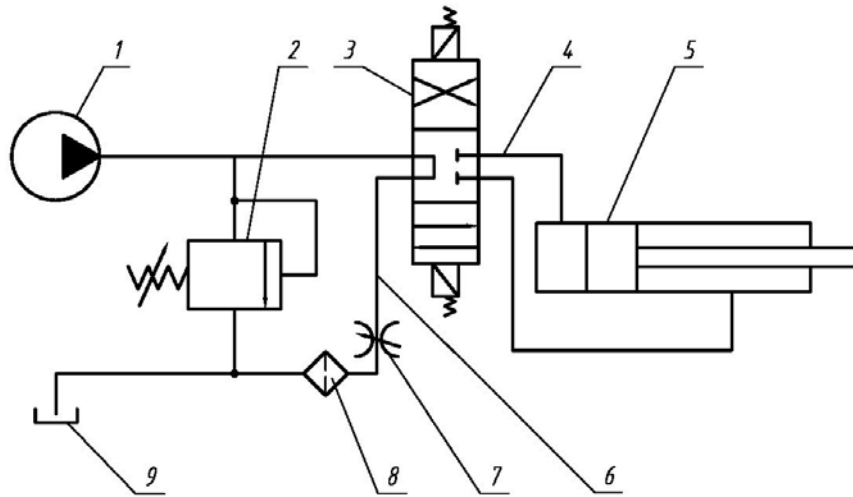


Рис. 4.30. Обобщенная схема гидропривода ШПМ открытого типа:
 1 – насос шестеренный; 2 – предохранительный клапан; 3 – гидрораспределитель;
 4 – напорная магистраль гидропривода; 5 – гидроцилиндр;
 6 – сливная магистраль; 7 – регулируемый дроссель; 8 – фильтр; 9 – бак

Инерционные и местные потери (включающие потери на дросселе) давления принимались соответственно пропорциональными ускорению и квадрату скорости обобщенной координаты:

$$\Delta p_{ин} = a_1 \ddot{X}; \quad \Delta p_m = a_2 \dot{X}^2. \quad (4.34)$$

Максимальная движущая сила на штоке ГЦ, преодолевающая соответствующую приведенную нагрузку, определяется в соответствии с выражениями:

$$F_{шт}^{max} = p_{гц}^{max} F_1; \quad p_{гц}^{max} = p_{п.к} - (\Delta p + \Delta p_{сл}), \quad (4.35)$$

где F_1 – площадь поршня силового ГЦ со стороны напорной магистрали; $p_{п.к}$ – давление настройки предохранительного клапана.

В режиме подъема гидропривод работает следующим образом: шестеренный насос 1 нагнетает рабочую жидкость через напорную магистраль к гидрораспределителю 3 и, при его включенной правой секции, далее в поршневую полость гидроцилиндра 5. Шток ГЦ начинает выдвигаться, причем давление в этой полости пропорционально приведенной к штоку ГЦ нагрузке, включающей полезную и сопутствующие (силы инерции и трения) составляющие.

При анализе динамического процесса рабочая жидкость в гидроприводе, из-за наличия в ней пузырьков нерастворенного воздуха, считается сжимаемой. Принимается, что структурные элементы гидропривода (ГН, ГР, ПК) работают безынерционно.

Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости, количество нерастворенного в ней воздуха и приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости $E_{\text{пр}}$ за время подъема (опускания) навесной машины принимаются постоянными.

В неустановившемся режиме по аналогии с гидроприводами ПНУ УЭС и тракторов здесь анализируется динамическая схема с гидровоздушной смесью, сосредоточенной в узле у ГЦ. Объемный расход рабочей жидкости ($Q = qn\eta_0$), поступающий в магистраль, затрачивается на перемещение поршня ГЦ – $Q_{\text{пер}}$, а также деформацию рабочей жидкости и самой гидромагистрали $Q_{\text{сж}}$:

$$Q = F_1 \dot{S} + \dot{p}_1 \frac{V_{\text{ж}}}{E_{\text{пр}}}, \quad (4.36)$$

где F_1 – площадь поршня ГЦ со стороны напорной магистрали; \dot{p}_1 – скорость изменения давления в ГЦ; $V_{\text{ж}}$ – сосредоточенный объем жидкости; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль объемной упругости гидроцепи; q , n , η_0 – соответственно объемная подача за оборот вала гидронасоса, а также его частота вращения и объемный КПД.

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов, преобразованное относительно скорости перемещения поршня ГЦ, имеет вид:

$$\dot{S} = \frac{Q}{F_1} - \frac{V_0 + F_1(S - S_0)}{F_1 E_{\text{пр}}} \dot{p}_1.$$

Уравнение баланса давлений для гидропривода имеет вид:

$$p_1 = p_2 + (a_1 \ddot{S} + a_2 \dot{S} + a_3 \dot{S}^2), \quad (4.37)$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий инерционные свойства рабочей жидкости; a_2 – коэффициент, учитывающий ламинарный характер течения рабочей жидкости; a_3 – коэффициент, учитывающий турбулентный характер течения рабочей жидкости и местные гидравлические сопротивления.

Подставляя в уравнение Лагранжа выражение для кинетической энергии движущегося рабочего органа, считая при этом, что обобщенная сила равна разности между силой движущей поршень и силами сопротивления движению, после некоторых преобразований получим:

$$m(S)\ddot{S} + \frac{1}{2}m'(S)\dot{S}^2 = F_{\text{дв}} - [F(S) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S) + F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S) + p_{\text{сл}}(F_{\text{H}} - F_{\text{шт}})], \quad (4.38)$$

где $m(S)$ – приведенная масса; $F_{\text{дв}}$ – движущая сила, равная произведению давления в ГЦ на площадь его поршня.

Таким образом, обобщенная схема гидропривода ШПМ заменяется эквивалентной динамической схемой гидропривода с переменной нагрузкой на штоке гидроцилиндра (рис. 4.31).

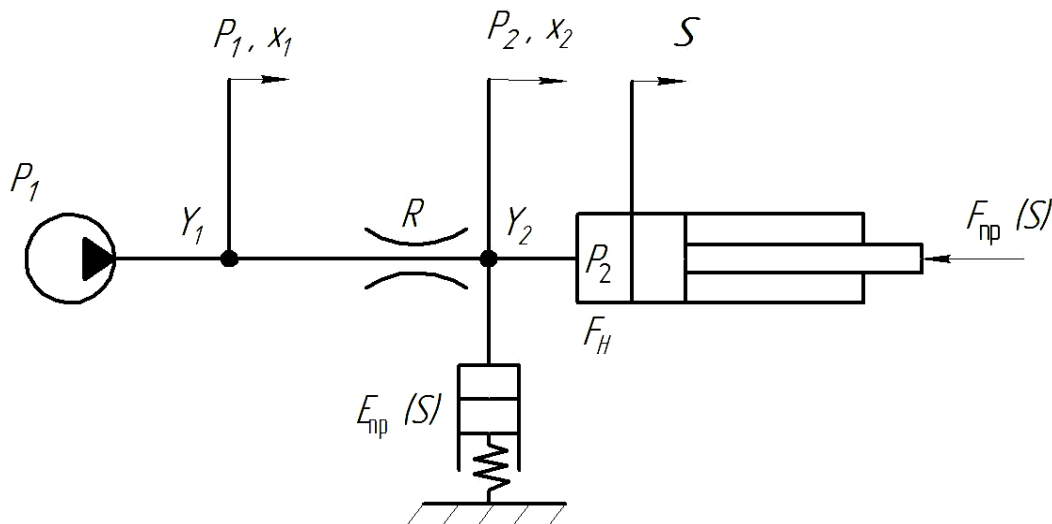


Рис. 4.31. Динамическая схема гидропривода ШПМ с переменной нагрузкой на штоке гидроцилиндра

Левая часть уравнения (4.38) представляет выражение для приведенной к штоку ГЦ силы инерции. Приведенную массу, ее производную по обобщенной координате и другие, необходимые для расчета промежуточные величины определяют на основе закона сохранения кинетической энергии.

В частности, величина приведенной массы определяется по закону сохранения энергии, интерпретированному для замкнутой кинематической цепи. Если весом звеньев механизма по сравнению с весом рабочего орудия (машины) можно пренебречь, имеем выражение вида

$$m(S) = m_{\text{р.о}} I_v^2(S) + J_{\text{р.о}} \phi_3'^2(S), \quad (4.39)$$

где $m_{\text{р.о}}$ и $J_{\text{р.о}}$ – масса и момент инерции рабочего орудия; I_v , ϕ_3' – соответственно аналоги линейной скорости центра тяжести и угловой скорости рабочего орудия.

Если весом звеньев механизма, например, стрелы пренебречь нельзя, то он должен быть учтен, а выражение (4.39) дополнено по аналогии.

Приведенная сила инерции определяется суммой выражений, учет каждого из которых для мобильных агрегатов указанного типа необходим:

$$m(S)\ddot{S} + \frac{1}{2}m'(S)\dot{S}^2 = F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S).$$

В частности, производная от приведенной массы по обобщенной координате определяется по выражению

$$m'(S) = 2[(m_{\text{p.o.}}I_v(S)I'_v(S) + J_{\text{p.o.}}\varphi_3'(S)\varphi_3''(S)], \quad (4.40)$$

где $I_v(S)$ – аналог линейной скорости центра тяжести рабочего орудия (машины); $I'_v(S)$ – производная от $I_v(S)$ по обобщенной координате; $\varphi_3''(S)$ – аналог углового ускорения стрелы, получаемый дифференцированием по обобщенной координате аналога ее угловой скорости.

Закон движения поршня и потери давления в гидромагистрале в режиме неустановившегося и установившегося движения определяются в результате решения системы нелинейных дифференциальных уравнений одним из известных численных методов:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{\text{пр}}}{V_0 + F_{\text{H}}(S - S_0)}Q - \frac{E_{\text{пр}}F_{\text{H}}}{V_0 + F_{\text{H}}(S - S_0)}\dot{S}; \\ p_2 = p_1 - (a_1\ddot{S} + a_2\dot{S} + a_3\dot{S}^2); \\ m(S)\ddot{S} + \frac{1}{2}m'(S)\dot{S}^2 = p_2F_{\text{H}} - F_{\text{гц}}(S), \end{cases} \quad (4.41)$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль объемной упругости; Q – подача рабочей жидкости гидронасосом; V_0 – начальный объем рабочей жидкости; S, S_0 – текущее и начальное значения обобщенной координаты; $a_1 - a_3$ – коэффициенты, пропорциональные инерционным, ламинарным и турбулентным потерям давления в гидроприводе; $m(S)$ – приведенная масса; $m'(S)$ – производная от приведенной массы по обобщенной координате; p_1, p_2 – давления у гидронасоса и ГЦ; F_{H} – площадь поршня ГЦ; $F_{\text{гц}}(S)$ – приведенная к ГЦ нагрузка.

В результате решения системы нелинейных ДУ численным методом (Рунге–Кутта 4-го порядка) определяются: закон движения поршня ГЦ – $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$, потери давления в гидроприводе, давление в ГЦ, а также изменение приведенной нагрузки.

В режиме подъема рабочего орудия (машины) в случае превышения давления настройки ПК, вызванной ростом нагрузки на ГЦ, переходный процесс описывается модифицированной системой ДУ.

Регулируемый дроссель в сливной магистрали обеспечивает ограничение скорости движения поршня относительно гильзы в гидроцилиндре, что особенно важно в режиме опускания рабочего орудия. Математическая модель гидропривода ПНУ с переменной нагрузкой на силовом гидроцилиндре подробно изложена в работе [75]. Следует отметить, что в установившемся режиме подъема стрелы грузоподъемность ПНУ пропорциональна величине установившегося давления в гидроцилиндре МПС со стороны нагнетающей магистрали. Это давление определяется внешней нагрузкой, причем его максимум ограничивается настройкой предохранительного клапана ($p_{п.к}$), а также потерями давления на дросселе ($\Delta p_{др}$) и в гидромагистрали ($\Delta p_{гм}$):

$$p_{гц}^{\max} = p_{п.к} - (\Delta p_{др} + \Delta p_{гм}). \quad (4.42)$$

4.3.3. Анализ механизмов ПНУ шасси погрузочного многофункционального

Аналитическое исследование механизмов ПНУ было выполнено на основе метода векторных контуров [35], разработанного В. А. Зиновьевым (рис. 4.32). Так, в результате геометрического анализа МПС были получены аналитические выражения для координат центра тяжести стрелы S_3 и оси подвеса стрелы (центр шарнира Π_{09}) в зависимости от обобщенной координаты S :

$$X_{S3}(S) = X_{03} + L_{S3} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi]; \quad (4.43)$$

$$Y_{S3}(S) = Y_{03} + L_{S3} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi]; \quad (4.44)$$

$$X_{09}(S) = X_{03} + L_{39} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1]; \quad (4.45)$$

$$Y_{09}(S) = Y_{03} + L_{39} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1], \quad (4.46)$$

где $\Delta\varphi$ – угол между векторами \vec{L}_3 и \vec{L}_{S3} ; $\Delta\varphi_1$ – угол между векторами \vec{L}_3 и \vec{L}_{39} .

Затем по результатам анализа МПТ были определены координаты центра тяжести рабочего орудия (точка S_9) в зависимости от обобщенных координат S, S_1 :

$$X_{S_9}(S, S_1) = X_{09}(S) + L_{S_9} \cdot \cos[\varphi_9(S_1) + \varphi_{S_9}]; \quad (4.47)$$

$$Y_{S_9}(S, S_1) = Y_{09}(S) + L_{S_9} \cdot \sin[\varphi_9(S_1) + \varphi_{S_9}], \quad (4.48)$$

где φ_9 – угол, образуемый вектором \vec{L}_9 (геометрическая модель траверсы) в правой декартовой системе координат; φ_{S_9} – угол между векторами \vec{L}_9 и \vec{L}_{S_9} в момент начала движения закрепленного на траверсе рабочего орудия.

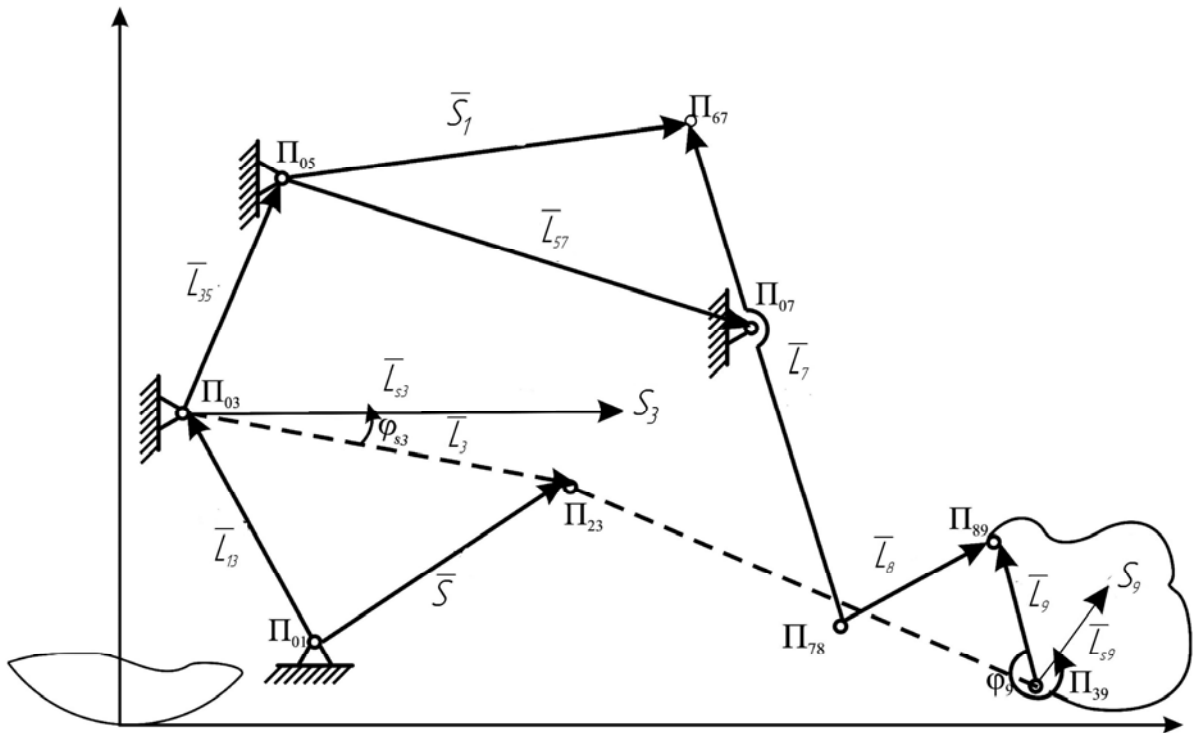


Рис. 4.32. Векторная интерпретация плоских аналогов механизмов подъема стрелы и поворота траверсы ПНУ «АМКОДОР-332С»

Влияние МПС и МПТ на изменение координат центра тяжести рабочего орудия (4.47), (4.48) аналитически связано с изменением независимых друг от друга обобщенных координат S и S_1 . Причем первая изменяет положение оси подвеса стрелы (Π_{09}) относительно ШПМ, а вторая – положение траверсы (L_9) относительно оси подвеса.

4.3.4. Определение грузоподъемности ПНУ и управляемости шасси погрузочного многофункционального

Понятие грузоподъемности ПНУ ШПМ здесь вводится по аналогии с грузоподъемностью ПНУ трактора или другого мобильного энергоносителя [1]. Грузоподъемность ПНУ трактора определяется массой поднимаемого груза (m) при максимальной величине усилия на штоке гидроцилиндра механизма навески $F_{шт}^{\max}$:

$$m = \frac{F_{шт}^{\max} \eta_{м.н.}}{gI_S}, \quad (4.49)$$

где g – ускорение свободного падения; I_S – передаточное число механизма навески; $\eta_{м.н.}$ – КПД механизма навески.

Передаточное число МПС и МПТ представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести навесной машины (рабочего орудия) или кинематическую передаточную функцию 1-го порядка [36], зависящую только от внутренних параметров механизмов ПНУ ШПМ.

Максимально возможная сила на штоке гидроцилиндра МПС определяется по выражению

$$F_{шт}^{\max} = p_{гц}^{\max} F_H, \quad (4.50)$$

где F_H – площадь поршня со стороны напорной магистрали.

В приведенной к штоку гидроцилиндра нагрузке – mgI_S , которая получена из выражения (4.49), не учитываются возникающие в момент начала подъема силы инерции и масса звеньев механизмов навески [1]. Практика эксплуатации показывает, что для ШПМ, с одной стороны, невозможно пренебречь массой стрелы, а с другой – можно не учитывать силы инерции других звеньев вследствие относительной краткости переходного процесса в нагруженном гидроприводе и тихоходности МПС.

С учетом принятых допущений получим уравнение установившегося движения двух одновременно нагруженных поршней силовых гидроцилиндров МПС и МПТ:

$$m_{п.о} gI_{S9} + m_{стр} gI_{S3} = F_{шт}^{\max} - F_{гц}(S), \quad (4.51)$$

где I_{S9}, I_{S3} – аналоги вертикальной скорости характерных точек – центров тяжести рабочего орудия и стрелы ПНУ.

Передаточное число МПС (I_{S9}) и аналог вертикальной скорости центра тяжести, закрепленного на траверсе рабочего орудия, – синонимы. Аналоги вертикальных скоростей характерных точек МПС и МПТ получают дифференцированием по независимой переменной t выражений функций положения соответствующих характерных точек, разделив затем результаты на независимые друг от друга обобщенные координаты – \dot{S} , \dot{S}_1 , соответственно:

$$I_{S3}(S) = \varphi'_3(S)L_{S3} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1]; \quad (4.52)$$

$$I_{09}(S) = \varphi'_3(S)L_{39} \cdot \cos(\varphi_{39}(S)); \quad (4.53)$$

$$I_{S9}(S, S_1) = I_{09}(S) + \varphi'_5(S_1)U_{97}(S_1)L_{S9} \cdot \cos(\varphi_9(S_1)), \quad (4.54)$$

где $\varphi'_3(S)$ и $\varphi'_5(S_1)$ – аналоги угловой скорости звеньев L_3 и L_5 [35]; $I_{09}(S)$ – аналог вертикальной скорости оси подвеса стрелы; $U_{97}(S_1)$ – передаточное отношение угловых скоростей звеньев L_9 и L_7 МПТ.

Поскольку аналоги вертикальных скоростей характерных точек изменяются в зависимости от текущего положения звеньев МПС и МПТ, постольку и грузоподъемность ПНУ – $G(S, S_1)$ в диапазоне изменения обобщенных координат (S, S_1) , как это следует из уравнения (4.50), будет величиной переменной [76]:

$$G(S, S_1) = \frac{p_{\text{гц}}^{\text{max}} F_{\text{H}} - F_{\text{гц}}(S)}{\left[I_{S9}(S, S_1) + I_{S3}(S) \frac{m_{\text{стр}}}{m_{\text{п.о}}} \right] g}. \quad (4.55)$$

На практике конструктора интересует, как правило, минимальное значение грузоподъемности в диапазоне изменения обобщенной координаты, поскольку рабочее орудие с таким весом устойчиво перемещается ПНУ во всем диапазоне изменения (S, S_1) . В этом положении аналог вертикальной скорости центра тяжести рабочего орудия – наиболее влиятельный выходной параметр МПС и всего ПНУ – становится максимальным. Грузоподъемность можно рассматривать как обобщенный критерий оптимальности ПНУ, зависящий, с одной стороны, от параметров гидропривода – давления в гидроцилиндре и площади его поршня со стороны напорной магистрали, а с другой – от параметров механизмов ПНУ и рабочего органа – их масс, кинематических передаточных функций 1-го порядка и КПД.

Интересно проанализировать связь между грузоподъемностью ПНУ, продольной устойчивостью и управляемостью мобильного агрегата, когда центр тяжести рабочего орудия максимально удален от центра тяжести ШПМ, т. е. когда МПС и МПТ одновременно обеспечивают (или близки к) X_{09}^{\max} и X_{S9}^{\max} . В этом положении грузоподъемность ПНУ однозначно определяется из выражения

$$G(S^*, S_1^*) = \frac{p_{\text{гц}}^{\max} F_{\text{H}} - F_{\text{гц}}(S)}{\left[I_{S9}(S^*, S_1^*) + I_{S3}(S^*) \frac{m_{\text{стр}}}{m_{\text{п.о}}} \right]}. \quad (4.56)$$

Значения S^*, S_1^* здесь соответствуют максимальному удалению шарнира Π_{09} и центра тяжести рабочего орудия от точек контакта (A, B) колес ШПМ с горизонтальной опорной поверхностью.

В этом положении опрокидывающий момент относительно точки A , создаваемый весом рабочего органа, приобретает максимальное значение. Из практики эксплуатации и по аналогии с сельхозагрегатами было принято, что для устойчивого управления движением мобильного агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (точка B), должна составлять не менее 20 %. Составив уравнение моментов сил, действующих относительно опорного колеса, и разрешив его относительно реакции на управляемом колесе вместе с упомянутым выше ограничением, получим систему, состоящую из уравнения и неравенства:

$$\begin{cases} R_{\text{B}} = \frac{P_{\text{ш}}(L - b) - P_{\text{п.о}}(X_{S9}^{\max} - L)}{L}; \\ R_{\text{B}} \geq 0, 2(P_{\text{ш}} + P_{\text{п.о}}). \end{cases} \quad (4.57)$$

В результате ее решения получим условие управляемости агрегата, налагающее ограничение на массу навешиваемого рабочего органа с полезной нагрузкой:

$$m_{\text{п.о}} \leq \frac{P_{\text{ш}}(4L - 5b)}{g(5X_{S9}^{\max} - 4L)}. \quad (4.58)$$

Использование противовеса, расположенного со стороны наиболее удаленного от оси подвеса стрелы колеса, повышает продольную устойчивость агрегата. Повторив операцию составления и решения, модифицированной с учетом противовеса системы, получим:

$$\begin{cases} R_b = \frac{P_{ш}(L-b) - P_{p.o.}(X_{S9}^{\max} - L) + P_{гр}(L + X_{гр})}{L}, \\ R_b \geq 0, 2(P_{ш} + P_{p.o.} + P_{гр}). \end{cases} \quad (4.59)$$

В результате решения системы (4.59) получаем условие управляемости мобильного агрегата с увеличенной благодаря использованному противовесу (балласту) массой ($m_{p.o.}^*$), агрегатируемого с ШПМ рабочего органа:

$$m_{p.o.}^* \leq \frac{P_{ш}(4L - 5b) + P_{гр}(4L + 5X_{гр})}{g(5X_{S9}^{\max} - 4L)}. \quad (4.60)$$

Рабочий орган, имеющий с позиций грузоподъемности ПНУ допустимую массу, в процессе подъема может нарушить управляемость мобильного агрегата. Грузоподъемность мобильного агрегата всегда меньше грузоподъемности ПНУ, поскольку она ограничивается требованием его управляемости. В самом деле, установив в МПС гидроцилиндры с большей площадью сечения поршня, можно увеличить грузоподъемность ПНУ, но это не изменит соотношение параметров, определяющих управляемость мобильного агрегата. Итак, грузоподъемность ШПМ, как показатель качества его агрегатирования с рабочим орудием, определяется одновременно:

- параметрами гидропривода ПНУ;
- величинами аналогов вертикальных скоростей характерных точек МПС и МПТ;
- массово-геометрическими параметрами мобильного агрегата и его развесовкой.

Таким образом, навесоспособность ШПМ определяется грузоподъемностью ПНУ, а ограничивается параметром управляемости мобильного агрегата и грузоподъемностью шин ШПМ.

Разработанная здесь методика математического моделирования использована для определения выходных параметров аналогичных по структуре подъемно-навесных устройств [77], [78] миниэнергосредств.

ГЛАВА 5. МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

В данной главе рассмотрены пути и методы формирования алгоритма и оптимизационной математической модели ПНУ мобильного энергетического средства. В качестве примеров параметрической оптимизации предлагаются переднее и заднее подъемно-навесные устройства УЭС, агрегируемые с разными навесными машинами. На основе разработанной функциональной математической модели оптимизации можно проводить исследования, связанные с оптимизацией ПНУ других МЭС.

Для разработки алгоритма и соответствующей оптимизационной математической модели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать постановку задачи оптимизации ПНУ.
2. Проанализировать насколько известные методы оптимизации подходят для решения задачи выбора оптимальных внутренних параметров ПНУ.
3. Проанализировать режимы работы подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС-290/450.
4. На основе разработанного программного комплекса по оптимизации параметров ПНУ (и разработанной в главе 2 программы анализа свойств ПНУ) произвести тестирование ее функциональной математической модели в зависимости от различного сочетания внутренних параметров и действующих извне сил.
5. Оптимизировать параметры механизма навески мобильного энергетического средства по совокупности критериев.
6. В качестве инструментариев для реализации поставленных задач разрабатываются следующие программы:
 - программа Opt;
 - программа-связка (C#).

Типичный подход к решению задачи математического моделирования и оптимизации ПНУ МЭС рассмотрим на примере переднего ПНУ универсального энергетического средства УЭС-2-280А.

5.1. Формирование функциональной математической модели анализа для переднего ПНУ УЭС-2-280А

Переднее ПНУ (рис. 5.1) служит для навески сельскохозяйственных машин (орудий) и обеспечения их правильной ориентации в рабочем и транспортном положениях.

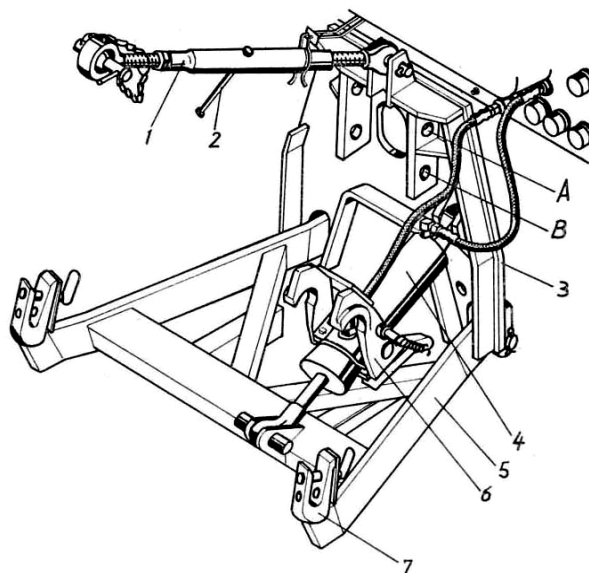


Рис. 5.1. МН переднего ПНУ: 1 – верхняя тяга; 2 – рукоятка; 3 – плита; 4 – гидроцилиндр; 5 – нижние рычаги; 6 – фиксатор; 7 – крюки

Появление новых и модернизация серийных навесных машин, агрегируемых с УЭС посредством переднего ПНУ, изменяет требования на выходные параметры механизма навески. Срочное решение этой проблемы возможно в режиме автоматизированного проектирования ПНУ, опирающегося на функциональное математическое моделирование. Следует отметить, что при подъеме навесная машина выполняет относительно энергоносителя сложное движение. Это учитывается при выполнении динамического анализа, для которого получено подробное описание кинематики МН переднего ПНУ. Вес навесной машины и удаление ее центра тяжести от оси подвеса МН имеют тенденцию к росту, поэтому заданная траектория подъема навесной машины может быть воспроизведена, если обеспечена достаточная грузоподъемность ПНУ.

Пространственную геометрическую модель МН преобразуем в плоский аналог, полагая оси, проходящие через центры шарниров, параллельными [79]. В результате получим плоский рычажный меха-

низм, структура которого (звенья МН и жидкость в гидроцилиндре считаются несжимаемыми) идентифицируется одноподвижным шестизвенником (рис. 5.2). Навесная машина присоединяется к МН в трех точках посредством верхней тяги и нижних рычагов, образующих треугольник, который на плоскости преобразуется в звено, моделирующее высоту соединительного треугольника. В результате, положение центра тяжести навесной машины однозначно связано с изменением обобщенной координаты (S) – расстоянием между центрами шарниров гильзы и штока гидроцилиндра (ГЦ).

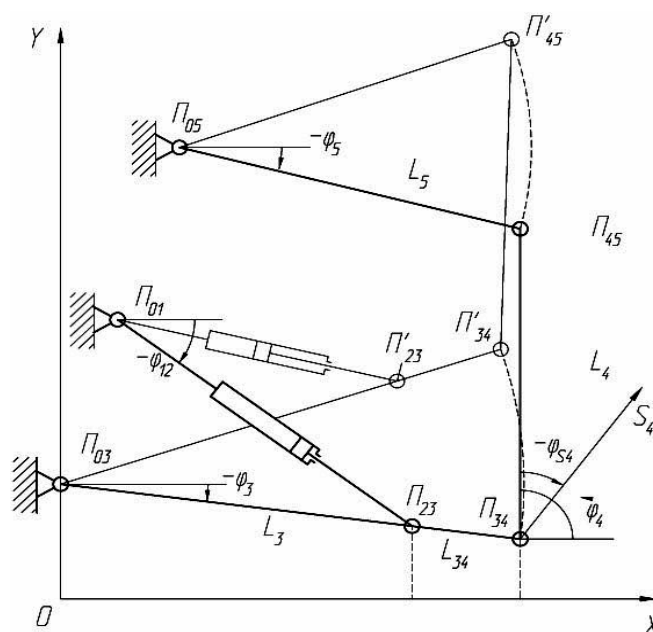


Рис. 5.2. Плоский аналог механизма навески переднего ПНУ

Для определения положения подвижных шарниров, аналогов угловых скоростей звеньев и линейных скоростей характерных точек последовательно выполняется геометрический и кинематический анализ полученной кинематической цепи. В его основе лежит метод замкнутого векторного контура, предложенный Зиновьевым. В результате анализа определяются аналитические выражения для координат центра тяжести навесной машины (НМ) и передаточного числа МН – $I_{S4}(S)$:

$$I_{S4}(S) = \varphi'_3(S) \{ L_{34} \cos[\varphi_3(S)] + U_{43}(S) L_{S4} \cos[\varphi_4(S) + \varphi_{S4}] \}, \quad (5.1)$$

где $\varphi'_3(S)$ – аналог угловой скорости звена L_{34} ; $U_{43}(S)$ – передаточное отношение; L_{34}, L_{S4} – длина нижней тяги и расстояние от оси подвеса до центра тяжести НМ; $\varphi_3(S), \varphi_4(S)$ – углы, образуемые L_{34}, L_4 в правой декартовой системе координат.

Аналитическое выражение для передаточного числа МН позволяет определить пропорциональную ему полезную нагрузку $F(S)$ на гидроцилиндре, а также соответствующую заданным L_{S4} и φ_{S4} грузоподъемность G_{S4} переднего ПНУ:

$$G_{S4} = \frac{p_{\text{ГЦ}}^{\text{max}} F_c - [F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S^*) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S^*)]}{I_{S4}(S^*)_{\text{max}}}, \quad (5.2)$$

где $p_{\text{ГЦ}}^{\text{max}}$ – максимальное давление в ГЦ; F_c – площадь поршня ГЦ; $F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S^*)$ – приведенная сила инерции и $F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S^*)$ – приведенная сила трения, определенные для значения обобщенной координаты, соответствующей максимуму передаточного числа.

Приведенная к штоку ГЦ сила инерции может быть определена по выражению

$$F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S) = m_4 a_{S4}(S) I_{S4}(S) + J_4 \varepsilon_4(S) \varphi'_4(S), \quad (5.3)$$

где $a_{S4}(S)$, $\varepsilon_4(S)$ – соответственно линейное и угловое ускорение НМ; m_4 , J_4 – соответственно масса и момент инерции НМ; $\varphi'_4(S)$ – аналог угловой скорости НМ.

Силовой анализ выполняется по группам Ассур по известной методике, причем определенная в результате реакция в кинематической паре $\Pi_{23}-R_{23}(S)$ равна полезной нагрузке – $F(S)$ на штоке поршня гидроцилиндра. Приведенная сила трения определяется по результатам кинематического и силового анализа:

$$F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S) = F_{\text{тр.ц}} + r f_{\text{тр}} \left\{ \sum_{i=1}^5 R_{0i}(S) \varphi''_i(S) + \sum R_{ij}(S) [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (5.4)$$

где r – радиус шарниров; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; $R_{0i}(S)$, $R_{ij}(S)$ – силы реакций, соответственно, в неподвижных и подвижных шарнирах МН; φ'_i , φ'_{i+1} – аналоги угловых скоростей звеньев МН; $F_{\text{тр.ц}}$ – сила трения манжеты ГЦ.

$$F_{\text{тр.ц}} = \pi D l f_c p_m,$$

где D – диаметр поршня ГЦ; l – ширина манжеты; f_c – коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_m – среднее давление в напорной полости ГЦ.

Аналитические выражения (5.1) и (5.2) могут быть использованы для анализа функционирования ПНУ идентичной структуры других мобильных энергетических средств, в том числе и анализируемых в данной работе.

5.2. Параметрический синтез механизма навески переднего ПНУ универсального энергосредства

Проектируя переднее ПНУ, инженер исходит из назначения мобильного сельхозагрегата (УЭС и навесная машина), стремясь удовлетворить ряд противоречивых условий: скомпоновать МН так, чтобы в процессе движения НМ занимала желаемое положение, не нарушая требования стандартов; при ограниченной мощности гидропривода обеспечить грузоподъемность ПНУ; снизить нагрузки (и потери) в элементах МН, а также силовое воздействие на раму УЭС и т. д. Традиционный способ проектирования при относительно большом числе параметров, описывающих ПНУ, в достаточно широком диапазоне их изменения и наличии функциональных ограничений не позволяют всесторонне исследовать ресурсы возможностей создаваемого МН в реальные сроки.

Практика показывает, что модернизацию переднего ПНУ целесообразно начинать путем модификации части внутренних параметров МН [79]. Полученное на основе функциональной математической модели (ФММ), проектное решение оценивают на соответствие техническим требованиям по различным выходным параметрам МН. При этом для каждого синтезированного варианта МН характерна многокритериальная оценка. Процедура параметрического синтеза базируется на постановке задачи нелинейного программирования, которая включает: назначение управляемых параметров; выбор (из выходных параметров) показателей качества МН и описание функциональных ограничений. В качестве управляемых параметров МН, определяющих вариант его геометрической модели, предлагаются: координаты шарниров основания гидроцилиндра – X_{01}, Y_{01} , центральной и нижней тяг – X_{05}, Y_{05} ; X_{03}, Y_{03} , расположенные на раме УЭС, а также длина поворотного рычага нижней тяги L_3 . Каждой комбинации вектора управляемых параметров $\vec{X} = \{X_{01}, Y_{01}; X_{03}, Y_{03}; X_{05}, Y_{05}; L_3\}$ соответствуют определяемые по ФММ значения показателей качества $Y(X)$.

$$\vec{Y} = \{I_M^{\max}, \bar{I}_M, F_{\text{тр}}^{\max}, \bar{F}_{\text{тр}}, R_{05}^{\max}, \bar{R}_{05}, F_g^{\max}, \bar{F}_g\}, \quad (5.5)$$

где \bar{I}_M, I_M^{\max} – среднее и максимальное значения передаточного числа (ПЧ) МН на оси подвеса на интервале изменения S ; $\bar{F}_{\text{тр}}, \bar{F}_g, F_{\text{тр}}^{\max}, F_g^{\max}$ – средние и максимальные значения приведенной силы трения и полезной нагрузки на гидроцилиндре; $\bar{R}_{05}, R_{05}^{\max}$ – среднее и максимальное значения реакции в шарнире центральной тяги.

ПЧ МН на оси подвеса представляет вертикальную составляющую аналога линейной скорости оси подвеса и определяется по выражению

$$I_M(S) = \varphi_3'(S)L_{34} \cos[\varphi_3(S)].$$

КПД механизма навески переднего ПНУ определяется как

$$\eta(S) = \frac{F_g(S)}{F_g(S) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S)}.$$

Искомые значения оптимизируемых параметров ПНУ должны удовлетворять ряду конструктивных, технологических и эксплуатационных ограничений, которые делятся на прямые и функциональные. Прямые ограничения касаются предельных значений управляемых параметров, т. е.

$$\vec{X}_{\min} \leq \vec{X} \leq \vec{X}_{\max}.$$

К функциональным ограничениям относятся, например: величина хода оси подвеса – ΔY_M и максимальное отклонение высоты присоединительного треугольника – φ_4^{\max} от вертикали.

$$\begin{aligned} \Delta Y_M &= Y_{34}(S^{\max}) - Y_{34}(S_p) \geq \Delta Y_M^{\text{доп}}; \\ \varphi_4^{\max} &= \varphi_4(S^{\max}) - \varphi_4(S_p) \leq \varphi_4^{\text{доп}}, \end{aligned} \quad (5.6)$$

где S_p – значение обобщенной координаты в рабочем положении оси подвеса.

Если ограничения на приведенные выше выходные параметры МН не удовлетворяются, то рассчитанный при помощи ФММ анализ вариант отбраковывается.

Минимизируемая скалярная целевая функция представляет свертку векторных критериев оптимальности, включающую три пока-

зателя качества: передаточное число на оси подвеса МН, силу реакции в шарнире P_{05} и КПД МН – η .

$$\text{ЦФ} = k_1 I_M + k_2 R_{05} + k_3 \eta, \quad (5.7)$$

где k_1, k_2, k_3 – весовые коэффициенты, назначаемые при условии, что $\sum k_i = 1$.

Цель оптимизационного проектирования – выбор совокупности управляемых параметров МН, которые вместе с постоянными составляют вектор \vec{X} , определяющий модернизированный вариант МН, который удовлетворяет функциональным ограничениям и минимизирует целевую функцию. Проверить принятый вариант МН можно по интегральному показателю качества ПНУ – его грузоподъемности на оси подвеса МН, зависящей одновременно от параметров гидропривода и МН:

$$G_M = \frac{p_2^{\max} F_c - [F_{\text{ин}}^{\text{пп}}(S^*) + F_{\text{тр}}^{\text{пп}}(S^*)]}{I_M^{\max}(S^*)}, \quad (5.8)$$

где S^* – значение обобщенной координаты, соответствующее $I_M^{\max}(S^*)$; $p_{\text{гц}}^{\max}$ – максимальное давление в ГЦ.

Для численного решения задачи следует предварительно пронормировать соответствующие критерии оптимальности. Они нормируются путем деления максимального значения показателя качества на его среднее значение в диапазоне изменения обобщенной координаты:

$$I = \frac{I_M^{\max}}{I_M^m}; \quad \rho = \frac{R_{05}^{\max}}{R_{05}^m}; \quad \eta = \frac{\eta_{\max}}{\eta_m}.$$

Оптимизация параметров переднего ПНУ, таким образом, сводится к задаче нелинейного программирования. Основной недостаток представленной постановки задачи оптимизации состоит в субъективном назначении весовых коэффициентов показателей качества. При этом использование известных методов оптимизации может оказаться недостаточно эффективным, так как они предназначены для решения однокритериальных задач.

Рационально выбранные точки крепления МН к раме и геометрические размеры его звеньев должны обеспечивать его устойчивое функционирование на основных режимах эксплуатации: подъем навесной машины, транспортный переезд МСХА с полностью поднятой навесной машиной, технологический рабочий процесс.

5.3. Выбор методов параметрической оптимизации ПНУ мобильных энергетических средств

В наиболее общем смысле теория оптимизации представляет собой совокупность фундаментальных математических результатов и численных методов, ориентированных на нахождение и идентификацию наилучших вариантов из множества альтернатив и позволяющих избежать полного перебора и оценивания возможных вариантов.

Задачи поиска оптимального решения называются задачами оптимизации. Оптимальный результат, как правило, находится не сразу, а в результате процесса, называемого процессом оптимизации. Применяемые в процессе оптимизации методы получили название методов оптимизации. Чтобы решить практическую задачу, надо перевести ее на математический язык, т. е. составить ее математическую модель [80].

В подавляющем большинстве случаев достижение некоторого результата может быть осуществлено не единственным способом. В таких случаях приходится отыскивать наилучший способ, однако в различных ситуациях наилучшими могут быть совершенно разные решения. Все зависит от выбранного или заданного критерия. На практике оказывается, что в большинстве случаев понятие «наилучший» может быть выражено количественными критериями – минимум затрат, минимум времени, максимум прибыли и т. п. Поэтому возможна постановка математических задач отыскания оптимального результата, так как принципиальных различий в отыскании наименьшего или наибольшего значения нет [81].

Задачей оптимизации в математике называется задача о нахождении экстремума (минимума или максимума) вещественной функции в некоторой области. Как правило, рассматриваются области, принадлежащие многомерному множеству вещественных чисел, заданные набором равенств и неравенств.

При решении конкретной задачи оптимизации исследователь прежде всего должен выбрать математический метод, который привел бы к конечным результатам с наименьшими затратами на вычисления или же давал возможность получить наибольший объем информации об искомом решении. Выбор того или иного метода в значительной степени определяется постановкой оптимальной задачи, а также используемой математической моделью объекта оптимизации.

В настоящее время для решения оптимальных задач применяют в основном следующие группы методов [82]–[87]:

- методы исследования функций классического анализа;
- метод, основанный на использовании неопределенных множителей Лагранжа;
- методы вариационного исчисления;
- методы динамического программирования;
- принцип максимума;
- методы линейного программирования;
- методы нелинейного программирования.

Эффективность оптимизационных методов, позволяющих осуществить выбор наилучшего варианта без непосредственной проверки всех возможных вариантов, тесно связана с широким использованием достижений в области математики путем реализации итеративных вычислительных схем, опирающихся на строго обоснованные логические процедуры и алгоритмы, на базе применения вычислительной техники.

Как правило, нельзя рекомендовать какой-либо один метод, который можно использовать для решения всех без исключения задач, возникающих на практике. Одни методы в этом отношении являются более общими, другие – менее общими. Наконец, целую группу методов (методы исследования функций классического анализа, метод множителей Лагранжа, методы нелинейного программирования) на определенных этапах решения оптимальной задачи можно применять в сочетании с другими методами, например динамическим программированием или принципом максимума [80].

Некоторые методы специально разработаны или наилучшим образом подходят для решения оптимальных задач с математическими моделями определенного вида. Так, математический аппарат линейного программирования, специально создан для решения задач с линейными критериями оптимальности и линейными ограничениями на переменные и позволяет решать большинство задач, сформулированных в такой постановке [82].

Пожалуй, наилучшим путем при выборе метода оптимизации, наиболее пригодного для решения соответствующей задачи, следует признать исследование возможностей и опыта применения различных методов оптимизации.

Одно лишь знание алгоритмов является только необходимым, но отнюдь не достаточным условием успешного проведения оптимизационного исследования. При решении задачи такого рода приходится привлекать дополнительные соображения и проводить дополнительные исследования. Прежде всего, необходимо сформулировать

оптимизационную задачу и подготовить ее к решению, выбрать подходящий алгоритм, выбрать или написать эффективную программную реализацию этого алгоритма, провести ряд оптимизационных расчетов, включающих различные корректировки задачи и алгоритма, и, наконец, получив надежное решение, проинтерпретировать его в терминах реальной системы и использовать на практике.

Учитывая, что оптимизационные алгоритмы используются в виде готовой программы, при проведении оптимизационного исследования больше всего времени занимает правильная постановка задачи, подготовка ее к решению и предварительные расчеты для выявления ошибок и отладки программ. К сожалению, для решения таких задач нужна профессиональная подготовка, которая трудно поддается анализу и классификации. Получить такие знания весьма непросто. Они приобретаются не в результате формального обучения, а в процессе практической работы и тщательного анализа наблюдавшихся успехов и неудач.

При рассмотрении приложений методов оптимизации при проектировании и анализе функционирования систем следует иметь в виду, что оптимизация – всего лишь один этап в процессе формирования оптимального проекта или условий эффективного функционирования системы. Вообще говоря, указанный процесс, как показано на рис. 5.3, является циклическим и включает синтез (определение) структуры системы, построение модели, оптимизацию параметров модели и анализ полученного решения. При этом оптимальный проект или новый план функционирования системы строится на основе решения серии оптимизационных задач, способствующего дальнейшему совершенствованию структуры системы.

Для применения теории оптимизации к решению конкретной задачи нужно выполнить определенную последовательность действий, которая называется постановкой задачи оптимизации. Она включает этапы:

- установление границ подлежащей оптимизации системы;
- выбор количественного критерия, позволяющего выявить наилучший вариант (характеристического критерия);
- определение внутрисистемных переменных, через которые выражается характеристический критерий;
- построение модели, которая описывает взаимосвязь внутрисистемных переменных.

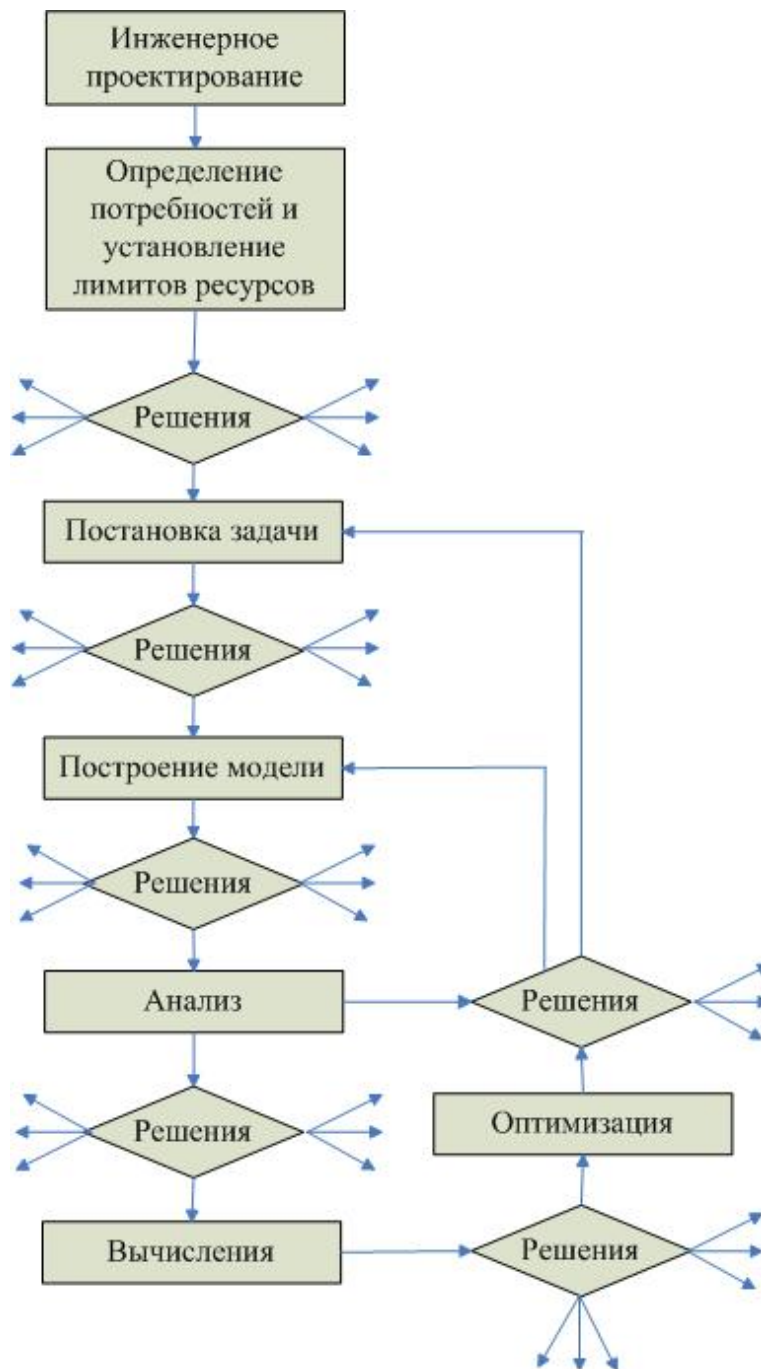


Рис. 5.3. Этапы процесса оптимального проектирования

Задача, к которой можно применить оптимизационные методы, должна включать критерий эффективности, ряд независимых переменных, а также ограничения в виде равенств и неравенств, которые и образуют модель рассматриваемой системы. Описание и построение модели реальной системы – важнейший этап оптимизационного исследования, так как он определяет практическую ценность получаемого решения и возможность его реализации.

Процесс оптимизации с использованием модели можно рассматривать как метод отыскания оптимального решения для реальной системы без непосредственного экспериментирования с самой системой. Как показано на рис. 5.4, «прямой» путь, ведущий к оптимальному решению, заменяется «обходным», включающим построение и оптимизацию модели, а также преобразование полученных результатов в практически реализуемую форму. Очевидно, что такой подход к оптимизации системы обязательно требует использования некоторого упрощенного представления реальной системы. При формировании такого приближенного представления или модели следует учитывать только важнейшие характеристики системы, которые должны быть отражены в модели, а менее существенные особенности в модель можно не включать. Необходимо также сформулировать логически обоснованные допущения, выбрать форму представления модели, уровень ее детализации и метод реализации на ЭВМ.



Рис. 5.4. Схема оптимизации модели

Общим для задач принятия оптимальных решений, которые возникают на этапе проектирования, является то, что они математически могут быть сформулированы как задачи поисковой оптимизации. Задачи оптимального проектирования обладают рядом специфических особенностей, к которым относят: многоэкстремальность функций качества, наличие ограничений на выходные параметры и характеристики проектируемой схемы, большая размерность вектора варьируемых параметров, технологические ограничения на варьируемые параметры. Для решения подобных задач разработано большое количество методов. Уже само многообразие методов решения экстремальных задач свидетельствует о том, что не существует универсального метода, который позволял бы получать оптимальное решение для любой задачи оптимизации. Поэтому для решения экстремальных задач одного и того же класса используют библиотеку алгоритмов

поиска. В связи с этим возникают вопросы: какие же методы использовать для решения конкретных задач оптимизации, как выбирать при этом наилучшие параметры методов поиска.

Качество любого численного метода оптимизации (МО) характеризуется некоторой совокупностью факторов, важнейшими из которых являются: область сходимости метода, скорость сходимости, время и трудоемкость выполнения одной итерации, объем памяти ЭВМ, требуемый для реализации метода, класс решаемых задач и т. д. Решаемые задачи также обладают большим многообразием. Среди них встречаются гладкие и негладкие задачи, высокой и малой размерности, овражного типа, унимодальные и многоэкстремальные, с функциональными ограничениями и без ограничений и т. д.

Поэтому один и тот же метод может оказаться эффективным для одного типа задач и совершенно неприемлемым для другого. Очевидно, что не поиск универсального метода, а разумное сочетание разнообразных методов позволит с максимальной эффективностью решать поставленные задачи.

Учитывая, что алгоритмы оптимизации существенно отличаются друг от друга по ряду показателей: области и скорости сходимости, трудоемкости поиска и т. д., то применение того или иного метода зависит от того, многоэкстремальна или унимодальна функция качества, насколько начальная точка далеко отстоит от оптимальной, а также от рельефа функции качества. Некоторые МО хорошо сходятся вблизи оптимальной точки и плохо вдали, а некоторые, наоборот, быстро сходятся вдали от окрестности оптимальной точки и медленно в самой окрестности. Все вышеизложенное приводит к выводу о необходимости комплексного применения МО при решении задач оптимального проектирования и выбора стратегии поиска, позволяющей надежно получать качественное проектное решение с минимальными затратами вычислительных ресурсов.

Первая стратегия решения задач в подсистеме оптимального проектирования предусматривает на начальных этапах поиска применение глобальных процедур оптимизации для получения оценки глобального экстремума, а уточнение решения – быстросходящимися в окрестности оптимума локальными алгоритмами. Такая стратегия позволяет, во-первых, с достаточной надежностью и точностью определить значение глобального экстремума, а во-вторых, снизить затраты на поиск. Снижение затрат обусловлено тем, что этапы глобального поиска могут выполняться с невысокой точностью и требовать поэтому минимального числа вычислений функции качества, а этапы

локального уточнения производятся из области притяжения глобального экстремума, что также требует значительно меньшего числа вычислений по сравнению с поиском из стартовой точки.

Второй стратегией решения задач оптимизации является параллельное решение сформулированной задачи одновременно двумя и более алгоритмами оптимизации. Такая стратегия является особенно актуальной при использовании оптимизационных моделей, разработанных с помощью пакетов САЕ, в силу значительной трудоемкости проверки технических ограничений и определения значений функции качества. В этом случае управляющая программа подсистемы осуществляет одновременный запуск программ, реализующих выбранные МО и контролирующего блока. МО решают поставленную пользователем задачу оптимизации, в функции же контролирующего блока входит наблюдение за ходом отдельных процессов и корректировка их траекторий на основе оценки складывающейся в процессе поиска ситуации.

Обе стратегии предполагается использовать комплексно. В частности, локальный поиск в областях, подозрительных на глобальный экстремум, на втором этапе первой стратегии целесообразно проводить по второй стратегии.

Таким образом, с учетом вышеизложенного, в рамках данной работы стоит следующая задача: повышение эффективности процесса поиска оптимального решения на этапе оптимизации.

Для этого необходимо решить ряд задач:

1. Создать систему – препроцессор, обладающую следующими возможностями:

- Настройка алгоритмов оптимизации.
- Настройка стартовых параметров.
- Диалоговый выбор варианта дальнейшего поиска на каждом этапе.
- Отчет о работе в табличном виде.
- Графики работы алгоритмов.

2. Создать систему «черного ящика» для оптимизационной модели.

3. Создать процессор для расчета, который позволял бы руководить процессом расчета и распараллеливал методы расчета.

4. Создать модуль распределенных вычислений.

5.4. Выбор алгоритма параметрической оптимизации

В настоящее время существует ряд основных алгоритмов, позволяющих получить решение задачи оптимизации в некотором приближении за конечное число шагов. Естественно, эффективность их применения зависит от характеристик пространства параметров и самой целевой функции. Ниже рассмотрены некоторые из них.

Метод случайного поиска с нелинейной тактикой моделирует метод проб и ошибок и строится из двух операторов. Первый оператор случайного шага. Второй оператор – возврат.

Суть метода: используются только те случайные шаги, которые привели к успеху, т. е. к улучшению целевой функции (рис. 5.5). Неудачные шаги исправляются с помощью оператора возврата. Случайность является поощрением.

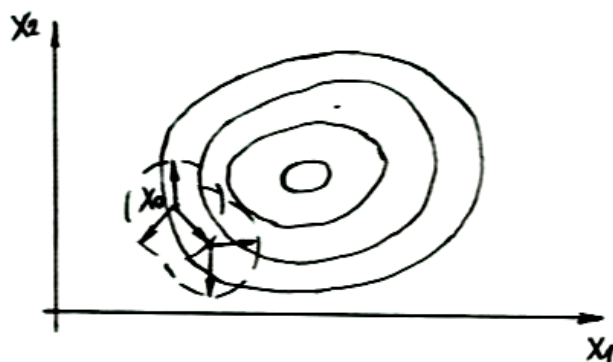


Рис. 5.5. Случайный поиск с нелинейной тактикой

Алгоритм выгодно применять в ситуации со значительной нелинейностью, когда вероятность повтора успешного шага в том же направлении невелика (в области экстремума или при сильной овражности целевой функции).

Метод случайного поиска с линейной тактикой строится с помощью двух операторов. Первый оператор случайного шага, второй – оператор повторения предыдущего шага.

Суть метода: вероятность удачи в ранее удачном шаге больше, чем в случайном, т. е. целесообразно повторять удачные шаги, а при неудаче делать новый случайный шаг. Линейность такого алгоритма заключается в линейном повторении удачного шага (рис. 5.6).

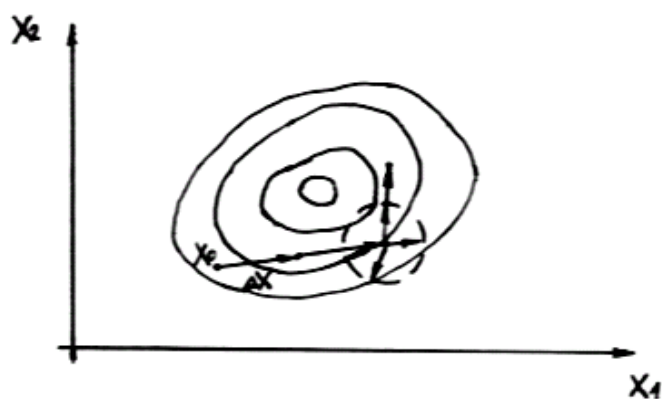


Рис. 5.6. Случайный поиск с линейной тактикой

Метод случайного поиска с линейной тактикой с предпочтением по расстоянию является адаптацией метода случайного поиска с линейной тактикой. Адаптация величины рабочего шага связана с необходимостью его уменьшения или увеличения в зависимости от результатов предыдущего шага. Наиболее часто применяется эвристика: при неудачном случайном шаге его величину уменьшают и увеличивают при удачном. Неудачный шаг свидетельствует о возможном приближении к экстремуму, а удачный показывает, что до цели еще далеко.

Поиск глобального экстремума минимизируемой функции, имеющей несколько локальных экстремумов, является одной из труднейших задач оптимизации. Дело здесь в том, что в процессе глобального поиска должны решаться одновременно две противоречивые задачи: нужно искать каждый конкретный минимум и одновременно уклоняться от него, чтобы найти глобальный минимум. Эта двойственность глобального поиска отражается и на затратах, которые значительно выше затрат на поиск локального экстремума.

Другой специфической чертой глобального поиска является отсутствие полной уверенности, что найденный за конечное время экстремум является глобальным. Действительно, ввиду того, что глобальный экстремум может, вообще говоря, оказаться в любой точке области поиска, всегда существует риск утери этого экстремума в процессе поиска. И лишь при неограниченном увеличении времени поиска вероятность такой утери будет сколь угодно малой.

Эволюционный бионический метод базируется на том, что на начальном этапе имеем N произвольных точек, моделирующих отдельные особи. Среди N точек выбираем лучшую точку N^* . Степень приспособленности каждой из точек определяется значением функции $Y(x)$: чем меньше значение функции, тем больше приспособлена

особь и имеет больше шансов на выживание. N^* лучших точек дают потомство, т. е. генерируются точки, отличающиеся от родителя случайным образом:

$$X_{ij} = X_j + \xi_{ij}, i = 1 \dots N, j = 1 \dots K_j,$$

где K_j – количество точек, сгенерированных вокруг j -й точки; ξ_{ij} – случайные отклонения, моделирующие отличие i -го потомка от j -го родителя в силу случайных мутаций (скачкообразное изменение или появления нового признака у потомка).

Среди потомков вступает в действие естественный отбор, при котором с большей вероятностью выживает потомок с минимальным значением функции (т. е. среди полученных потомков выбираем N^{**} – лучших).

Процедура повторяется до тех пор, пока не будет достигнуто заданное фиксированное число реализованных поколений.

Алгоритм моделирует механизм естественного отбора и позволяет хорошо оптимизировать многоэкстремальные функции при наличии ограничений. Алгоритм позволяет эффективно применять параметрическую адаптацию.

Генетический алгоритм (ГА) – самый известный на данный момент представитель эволюционных алгоритмов и по своей сути является алгоритмом для нахождения глобального экстремума многоэкстремальной функции.

Основная идея ГА состоит в создании популяции особей (индивидов), каждая из которых представляется в виде хромосомы. Любая хромосома есть возможное решение рассматриваемой оптимизационной задачи. Для поиска лучших решений необходимо только значение целевой функции, или функции приспособленности. Значение функции приспособленности особи показывает, насколько хорошо подходит особь, описанная данной хромосомой, для решения задачи. Хромосома состоит из конечного числа генов, представляя генотип объекта, т. е. совокупность его наследственных признаков. Процесс эволюционного поиска ведется только на уровне генотипа. К популяции применяются основные биологические операторы. В процессе эволюции действует известный принцип «выживает сильнейший». Популяция постоянно обновляется при помощи генерации новых особей и уничтожения старых, и каждая новая популяция становится лучше и зависит только от предыдущей (рис. 5.7).

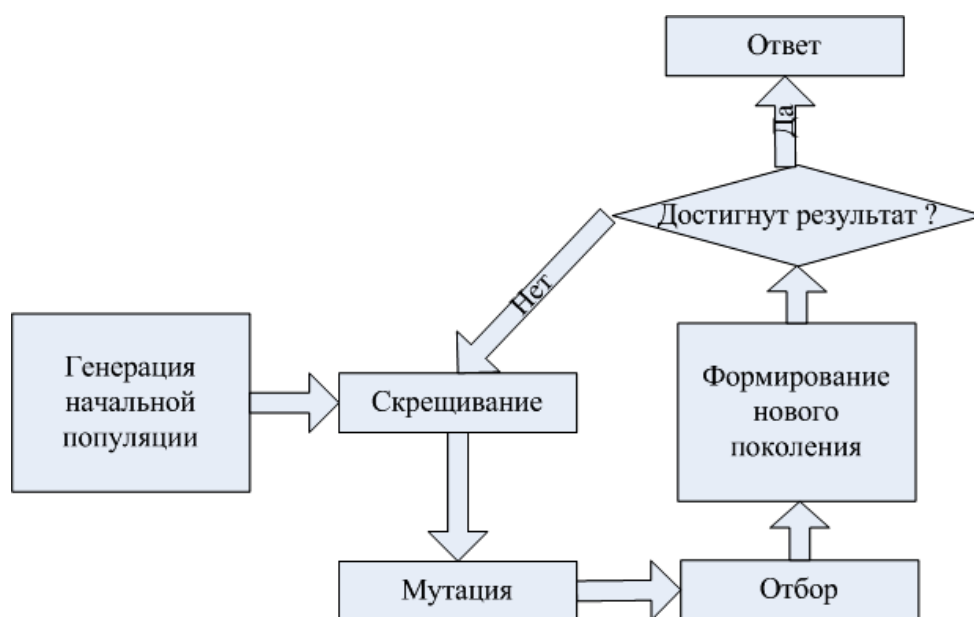


Рис. 5.7. Схема работы генетического алгоритма

В общем, генетический алгоритм работает следующим образом. В первом поколении все хромосомы генерируются случайно. Определяется их «полезность». Начиная с этой точки, генетический алгоритм может начинать генерировать новую популяцию. Обычно размер популяции постоянен.

Репродукция состоит из четырех шагов:

- селекция;
- скрещивание;
- мутация;
- инверсия.

Скрещивание является наиболее важным генетическим оператором. Оно генерирует новую хромосому, объединяя генетический материал двух родительских. Существует несколько вариантов скрещивания. Наиболее простым является одноточечное скрещивание. В этом варианте просто берутся две хромосомы и «перерезаются» в случайно выбранной точке (рис. 5.8). Результирующая хромосома получается из начала одной и конца другой родительских хромосом.

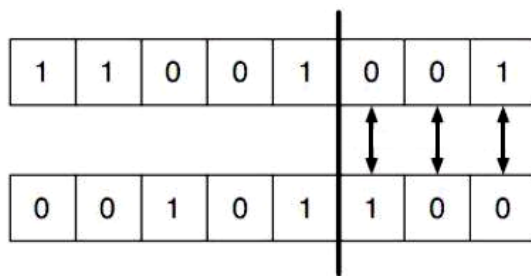


Рис. 5.8. Одноточечное скрещивание

Мутация представляет собой случайное изменение хромосомы (обычно простым изменением состояния одного из битов на противоположное). Данный оператор позволяет более быстро находить ГА локальные экстремумы с одной стороны, и позволяет «перескочить» на другой локальный экстремум с другой.

Инверсия инвертирует (изменяет) порядок бит в хромосоме путем циклической перестановки (случайное количество раз). Многие модификации ГА обходятся без данного генетического оператора.

При обмене генетическим материалом часто может встретиться ситуация, когда от каждого из родителей берутся гены, соответствующие наиболее удачному варианту определенной подсистемы. ГА позволяет накапливать удачные решения для систем, состоящих из относительно независимых подсистем (большинство современных сложных технических систем, и все известные живые организмы).

Алгоритм имитации отжига (англ. *Simulated annealing*) – общий алгоритмический метод решения задачи глобальной оптимизации, особенно дискретной и комбинаторной оптимизации. Это один из примеров метода Монте-Карло.

Алгоритм основывается на имитации физического процесса, который происходит при кристаллизации вещества из жидкого состояния в твердое, в том числе при отжиге металлов. Предполагается, что атомы уже выстроились в кристаллическую решетку, но еще допустимы переходы отдельных атомов из одной ячейки в другую. Предполагается, что процесс протекает при постепенно понижающейся температуре. Переход атома из одной ячейки в другую происходит с некоторой вероятностью, причем вероятность уменьшается с понижением температуры. Устойчивая кристаллическая решетка соответствует минимуму энергии атомов, поэтому атом либо переходит в состояние с меньшим уровнем энергии, либо остается на месте. (Этот алгоритм также называется алгоритмом Н. Метрополиса, по имени его автора.)

Дифференциальная эволюция (англ. *Differential evolution*) – метод многомерной математической оптимизации, относящийся к классу стохастических алгоритмов оптимизации (т. е. работает с использованием случайных чисел) и использующий некоторые идеи генетических алгоритмов.

Это прямой метод оптимизации, т. е. он требует только возможности вычислять значения целевой функций, но не ее производных. Метод дифференциальной эволюции предназначен для нахождения глобального минимума или максимума, недифференцируемых, нелинейных, мультимодальных (имеющих, возможно, большое число локальных экстремумов) функций от многих переменных. Метод прост в реализации и использовании, содержит мало управляющих параметров, требующих подбора, легко распараллеливается.

Изначально генерируется некоторое множество векторов, называемых поколением. Под векторами понимаются точки n -мерного пространства, в котором определена целевая функция, которую требуется минимизировать. На каждой итерации алгоритм генерирует новое поколение векторов, случайным образом комбинируя векторы из предыдущего поколения. Число векторов в каждом поколении одно и то же и является одним из параметров метода.

Новое поколение векторов генерируется следующим образом. Для каждого вектора x_i из старого поколения выбираются три различных случайных вектора v_1, v_2, v_3 среди векторов старого поколения, за исключением самого вектора x_i , и генерируется так называемый мутантный вектор (англ. *Mutant vector*).

Над мутантным вектором v выполняется операция скрещивания (англ. *crossover*), состоящая в том, что некоторые его координаты замещаются соответствующими координатами из исходного вектора x_i (каждая координата замещается с некоторой вероятностью, которая также является еще одним из параметров этого метода). Полученный после скрещивания вектор называется пробным вектором (англ. *trial vector*). Если он оказывается лучше вектора x_i (т. е. значение целевой функции стало меньше), то в новом поколении вектор x_i заменяется пробным вектором, а в противном случае – остается x_i .

5.5. Алгоритм решения задачи многокритериальной оптимизации ПНУ мобильных энергетических средств

5.5.1. Некоторые соображения относительно задачи многокритериальной оптимизации

Рассмотрим процесс многокритериальной оптимизации на примере механизма навески заднего ПНУ. Механизм навески, как объект проектирования, характеризуется большим количеством критериев оптимальности (качества) проектных вариантов, неопределенностью и большим объемом исходной информации, описывающей область допустимых значений внутренних параметров. В такой ситуации лицу, принимающему решение, часто затруднительно сформулировать свои предпочтения и выбрать окончательное решение, так как для достижения нужного эффекта необходимо учитывать сразу всю эту информацию [88].

Задачи, решение которых оценивается вектором из локальных критериев $Y = \{Y_1, \dots, Y_n\}$, называются многокритериальными (векторными) задачами. При их решении возникают следующие три основные проблемы:

- определение области компромиссов;
- нормализация критериев (приведение их к единому масштабу);
- определение схемы компромиссов и учет приоритета критериев.

Решая задачи такого рода, на первом этапе необходимо провести сужение области возможных решений. В отличие от области согласия (т. е. в которой нет противоречий между критериями) существует область компромиссов – область Парето, или область, в которой улучшение качества одних критериев вызывает ухудшение качества других. Поэтому окончательное решение будет находиться именно в области компромиссов. Однако для практических целей получение только множества Парето часто бывает недостаточно, так как нам необходимо получить не несколько конфликтующих вариантов, а единственное решение.

Проблема нормализации критериев вызвана тем, что в многокритериальных задачах оптимизации критерии измеряются в различных единицах и имеют несоизмеримые масштабы. Таким образом, нормализация критериев – это приведение критериев к единому масштабу, чаще всего к безразмерному виду:

$$\bar{Q}_j = \frac{Q_j}{Q_j^n} \in [0, 1], \quad (5.9)$$

где Q_j^n – идеальное качество решения.

Проблемы выбора схемы компромиссов и учета приоритета критериев необходимы для выбора окончательного решения из паретовского множества.

Для решения многокритериальной задачи проектирования технической системы предлагается использовать метод исследования пространства оптимизируемых параметров [89].

Отличительная черта метода – систематический просмотр многомерной области проектных решений и принятие решения в режиме диалога проектировщика с ЭВМ, что позволяет оперировать привычными для проектировщика величинами, четко осознавая, какой выигрыш по одним критериям могут дать уступки по другим.

5.5.2. Алгоритм многокритериальной оптимизации

Все известные методы многокритериальной оптимизации непосредственно (см. § 5.2) или косвенно сводят решаемые задачи к задачам однокритериальной оптимизации, т. е. частные критерии тем или иным способом объединяются в составной критерий, для которого ищут и находят экстремум. Если составной критерий получается в результате проникновения в физическую суть системы и вскрывается объективно существующая связь между частными критериями и обобщенным критерием, то полученное решение является объективным. Однако такая ситуация возникает не часто. Отсюда следует, что простое объединение частных критериев приводит к субъективности полученного решения. Существует также ряд задач, где просто невозможно свести множество частных критериев к интегральному критерию. В этом случае используются методы многокритериальной оптимизации. Они позволяют не только получить более точные решения, но и при определенном участии человека выделить из множества критериев основной и решить задачу оптимизации с его учетом.

При решении многокритериальных задач используется диалоговый подход, который заключается в выполнении следующих этапов:

Генерация проектных решений и составление таблиц испытаний. Применяется метод Монте-Карло с использованием датчика случайных чисел с повышенной равномерностью, основанный на LP_τ -последовательности [89]. Для этого выбираются N пробных точек x_1, x_2, \dots, x_N , равномерно расположенных в области поиска, ог-

раниченной параметрическими ограничениями. Координаты каждой точки определяются по формуле

$$x_{ij} = x_{i \min} \xi_{ij} (x_{i \max} - x_{i \min}), j = 1 \dots N, i = 1 \dots n, \quad (5.10)$$

где n – число параметров (≥ 2); ξ_{ij} – случайное число в диапазоне $[0, 1]$; N – число испытаний; $x_{i \min}$, $x_{i \max}$ – минимальное и максимальное значения варьируемых параметров.

В каждой из точек вычисляются значения частных критериев, а также проверяются функциональные ограничения. В случае невыполнения хотя бы одного из функциональных ограничений данная точка отмечается как неактивная и в поиске окончательного решения не участвует.

Далее по каждому критерию составляется таблица испытаний, в которой значения $Y_1(x_1), \dots, Y_k(x_N)$ расположены в порядке возрастания с указанием номеров, соответствующих N пробных точек (своих для каждого Y_k).

Построение упорядоченных таблиц испытаний по каждому критерию. Этап выполняется автоматически на основании информации о типе каждого критерия (минимизируется или максимизируется критерий). Конечная таблица содержит упорядоченные по каждому из частных критериев испытания, причем лучшее по данному критерию испытание располагается вверху таблицы, а худшее – внизу.

Определение допустимого множества, на основе которого система строит паретовское множество. Проектировщику предлагается назначить критериальные ограничения, для чего ему нужно ввести номера граничных по каждому из критериев опытов. Граничной точкой считается та, в которой критерий принимает предельное значение. Построение паретовского множества происходит автоматически. Сначала определяются все точки, удовлетворяющие всем критериальным ограничениям. При этом возможна ситуация, что в силу назначения проектировщиком жестких критериальных ограничений такие точки не обнаружатся. В этом случае необходимо вернуться назад, изменить исходные данные и решить задачу повторно. При получении допустимых точек из них выбрасываются те, для которых возможно одновременное улучшение всех критериев при переходе к какой-либо точке. Оставшиеся точки (паретооптимальные) предъявляются проектировщику для анализа и выбора окончательного решения. Некоторые методы поиска окончательного решения не требуют выделения паретовского множества.

Выбор окончательного решения многокритериальной задачи. Для этого в программном комплексе реализована возможность учета мнения проектировщика для построения аддитивного критерия [90] с использованием функции полезности и следующие формальные методы:

– поиск точки с максимальной мощностью (мощность решения оценивается количеством вариантов, худших по отношению к рассматриваемому одновременно по всем критериям);

– метод бинарных отношений между паретовскими решениями;

– поиск точки, ближайшей к идеальной.

Также реализован метод главного критерия.

Укрупненная схема алгоритма диалогового метода многокритериальной оптимизации приведена на рис. 5.9.

Программный модуль пользователя содержит аналог проверочного расчета проектируемого объекта при известных его параметрах. Он может быть составлен на любом языке программирования и в дальнейшем стыковаться с головной системой с помощью механизма параметров командной строки.

Стыковка производится на основе передачи данных между модулем и системой посредством файла, указанного пользователем. Расчетной программе в качестве аргумента командной строки передается абсолютный путь к нему. В этот файл в формате XML записывается информация о матрице решений (списки оптимизируемых параметров, критериев оптимальности и функциональных ограничений; значения оптимизируемых параметров для всех опытов). Расчетная программа должна считать этот файл, произвести расчет и записать в этот же файл рассчитанные значения.

В качестве примера была рассмотрена задача оптимизации параметров заднего МН УЭС-290/450, агрегируемого с косилкой-плющилкой ротационной КПР-9, выполненная на основе расчета выходных параметров ПНУ [91]. В процессе поиска оптимального МН было сгенерировано 300 проектных решений, 97 из которых были расположены в области допустимых решений (табл. 5.1).

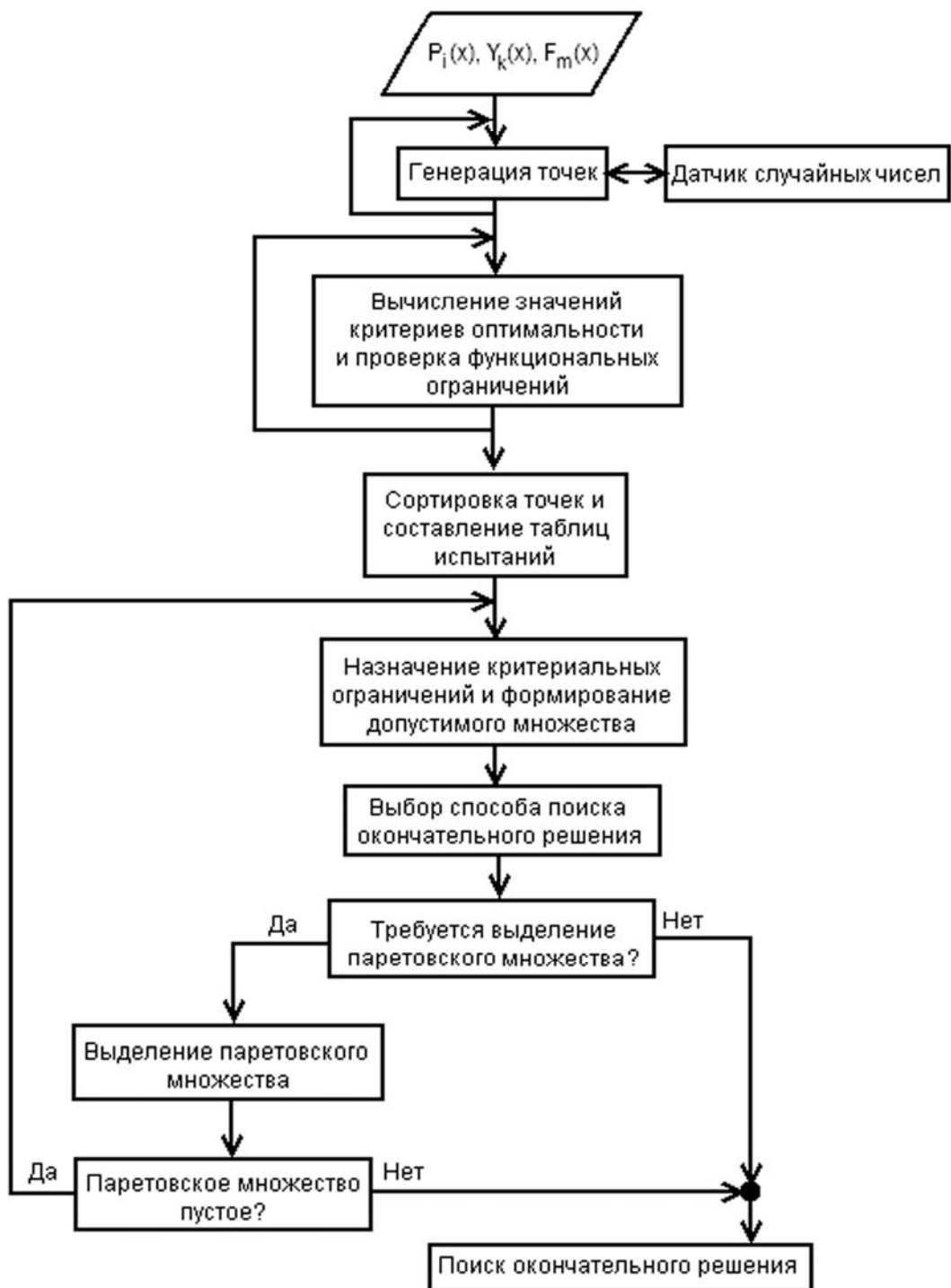


Рис. 5.9. Укрупненная схема алгоритма диалогового метода многокритериальной оптимизации

Структура программы пользователя и схема ее взаимодействия с ОПТ приведена на рис. 5.10.

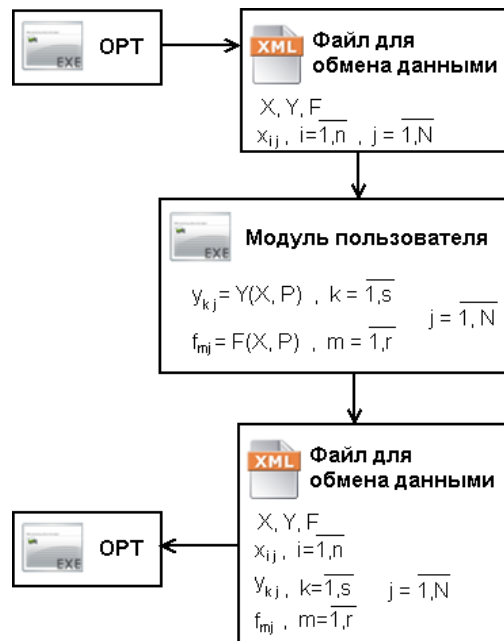


Рис. 5.10. Структура программы пользователя и схема ее взаимодействия с ОПТ: n – число оптимизируемых параметров; N – число опытов; s – число критериев оптимальности; r – число функциональных ограничений

Таблица 5.1

Сводная таблица результатов поиска решений (критериев оптимальности) механизма навески ПНУ УЭС-290/450, агрегатируемого с КПП-9

Схема компромисса	Номер эксперимента	Среднее основное передаточное число, [-]	Средняя реакция на поворотном рычаге, [кН]	Средняя реакция на верхней тяге, [кН]
Поиск точки с минимальным удалением от идеальной	179	2,715	90,51	67,44
Метод бинарных отношений	283	2,051	86,07	69,24
Поиск точки с максимальной мощностью	82	2,610	106,29	56,16
Методы с весовыми коэффициентами	82	2,610	106,29	56,16
Метод минимакса	82	2,610	106,29	56,16
Метод главного критерия	283	2,051	86,07	69,24
Метод последовательных уступок	82	2,610	106,29	56,16

Полученные результаты позволяют сделать следующий вывод: наилучший результат при поиске решения на основе различных схем компромисса был установлен при эксперименте под номером 82. В результате имеем нижеприведенные средние (в диапазоне изменения обобщенной координаты) значения критериев оптимальности: основное передаточное число $I_S = 2,61$; реакция на поворотном рычаге $R_{03} = 106,29$ кН; реакция на центральной тяге $56,16$ кН.

5.6. Многокритериальная оптимизация параметров механизма навески УЭС-290/450, агрегируемого с комбайном навесным кормоуборочным КНК-500

5.6.1. Постановка задачи многокритериальной оптимизации механизма навески УЭС-290/450

Постановка и решение задачи многокритериальной оптимизации параметров механизма навески УЭС-290/450 [56] было выполнено на основе алгоритма и программы анализа выходных параметров заднего ПНУ УЭС-290/450, агрегируемого с комбайном навесным кормоуборочным КНК-500 [92].

Компоненты задачи оптимизации параметров МН УЭС-290/450

Управляемые параметры

Координаты центров неподвижных шарниров на раме МЭС:

X_{01}	X_{03}	X_{05}	X_{07}
Y_{01}	Y_{03}	Y_{05}	Y_{07}

Линейные размеры (длины) звеньев:

L_3	L_{34}	L_5
-------	----------	-------

Управляемые параметры варьировались в диапазоне $\pm 5\%$ от номинальных (исходных) значений.

Функциональные ограничения

1. Соблюдение правила существования треугольников (одна сторона меньше двух других сторон), образуемых на базе параллелограммов, сформированных из подвижных звеньев МН.

2. Требуемое (необходимое) перемещение оси подвеса:

$$\Delta Y_{56}(S) = Y_{56}(S_{\max}) - Y_{56}(S_{\text{раб}}) \geq \Delta Y_{56}^{\text{зад}}(S) = 0,5 \text{ м.}$$

3. Необходимое (требуемое) изменение угла вектора, моделирующего высоту присоединительного треугольника.

$$\Delta\varphi_6(S) = \varphi_6(S_{\max}) - \varphi_6(S_{\text{раб}}) \leq \varphi_6^{\text{зад}}(S) = 15^\circ.$$

4. Расположение мгновенного центра вращения навесной машины для оптимального варианта МН должно быть не хуже, чем у базового.

5. Грузоподъемность оптимального варианта ПНУ УЭС-290/450 при агрегатировании с КНК-500 должна быть не меньше чем у базового варианта.

Критерии оптимальности

1. Передаточное число механизма навески МН $I_s(S)$.
2. Передаточное число МН на оси подвеса $I_m(S)$.
3. Реакция на неподвижном шарнире поворотного рычага $R_{03}(S)$.
4. Реакция на неподвижном шарнире верхней (центральной) тяги $R_{07}(S)$.

Каждый из критериев оптимальности ($I_s(S)$, $I_m(S)$, $R_{03}(S)$, $R_{07}(S)$) минимизируется как по среднему, так и по максимальному значениям (за диапазон изменения обобщенной координаты S).

При этом получающиеся максимальные значения каждого из критериев не должны превышать максимальные значения у исходных вариантов. Это требование целесообразно перенести в блок функциональных ограничений, чтобы уже на этапе их проверки отбраковывать несоответствующие варианты механизма навески.

Точки, полученные бионическим алгоритмом (§ 5.4), присоединяются к точкам, сгенерированным с помощью LP_τ датчика.

5.6.2. Решение задачи многокритериальной оптимизации для механизма навески ПНУ УЭС-290/450, агрегируемого с комбайном навесным кормоуборочным КНК-500

Решение задачи с использованием бионического алгоритма

Задаемся следующими параметрами бионического алгоритма:

- количество родительских точек: 10;
- количество потомков: 10;
- количество поколений до остановки счета: 10;
- шаг: 0,35.

Определение среднего передаточного числа I_s

Таблица 5.2

**Параметрические ограничения, использованные при поиске решения
с помощью бионического алгоритма**

	$X_{01},$ [м]	$X_{03},$ [м]	$X_{05},$ [м]	$X_{07},$ [м]	$Y_{01},$ [м]	$Y_{03},$ [м]	$Y_{05},$ [м]	$Y_{07},$ [м]	$L_3,$ [м]	$L_{34},$ [м]	$L_5,$ [м]
Min	0,220	0,078	0,153	0,248	0,388	1,148	0,562	0,979	0,246	0,369	0,589
Max	0,241	0,084	0,163	0,267	0,412	1,229	0,593	1,034	0,270	0,404	0,651

Таблица 5.3

Результаты определение среднего передаточное числа I_s

I_s сред, [-]	$X_{01},$ [м]	$X_{03},$ [м]	$X_{05},$ [м]	$X_{07},$ [м]	$Y_{01},$ [м]	$Y_{03},$ [м]	$Y_{05},$ [м]	$Y_{07},$ [м]	$L_3,$ [м]	$L_{34},$ [м]	$L_5,$ [м]
2,110	0,241	0,078	0,153	0,252	0,389	1,206	0,593	1,034	0,262	0,404	0,613
2,125	0,220	0,084	0,153	0,248	0,388	1,218	0,562	0,995	0,270	0,404	0,623
2,175	0,240	0,084	0,163	0,248	0,397	1,198	0,562	1,001	0,246	0,404	0,635
2,300	0,232	0,084	0,153	0,257	0,412	1,229	0,562	1,002	0,260	0,404	0,651
2,330	0,241	0,084	0,163	0,248	0,388	1,189	0,562	1,002	0,246	0,370	0,651
2,501	0,241	0,084	0,153	0,267	0,412	1,213	0,562	1,034	0,246	0,397	0,651
2,522	0,224	0,078	0,159	0,262	0,400	1,208	0,591	1,000	0,251	0,370	0,630
2,536	0,230	0,078	0,163	0,267	0,388	1,199	0,562	1,034	0,255	0,398	0,643
2,642	0,241	0,084	0,163	0,267	0,388	1,189	0,593	1,034	0,246	0,390	0,651
2,679	0,241	0,078	0,163	0,248	0,388	1,188	0,562	1,027	0,246	0,404	0,636

Определение максимального передаточного числа I_s

Таблица 5.4

**Параметрические ограничения, использованные при поиске решения
с помощью бионического алгоритма**

	$X_{01},$ [м]	$X_{03},$ [м]	$X_{05},$ [м]	$X_{07},$ [м]	$Y_{01},$ [м]	$Y_{03},$ [м]	$Y_{05},$ [м]	$Y_{07},$ [м]	$L_3,$ [м]	$L_{34},$ [м]	$L_5,$ [м]
Min	0,220	0,076	0,153	0,248	0,388	1,123	0,537	0,958	0,245	0,376	0,617
Max	0,241	0,082	0,166	0,273	0,423	1,229	0,564	1,034	0,270	0,407	0,651

Таблица 5.5

Результаты определения максимального передаточного числа I_s

I_s макс, [-]	$X_{01},$ [м]	$X_{03},$ [м]	$X_{05},$ [м]	$X_{07},$ [м]	$Y_{01},$ [м]	$Y_{03},$ [м]	$Y_{05},$ [м]	$Y_{07},$ [м]	$L_3,$ [м]	$L_{34},$ [м]	$L_5,$ [м]
3,554	0,241	0,082	0,166	0,248	0,405	1,229	0,537	1,034	0,270	0,407	0,617
3,558	0,232	0,076	0,166	0,248	0,423	1,215	0,541	1,034	0,261	0,395	0,643
3,572	0,241	0,076	0,153	0,248	0,388	1,193	0,537	1,034	0,270	0,407	0,632
3,583	0,241	0,076	0,153	0,248	0,407	1,229	0,539	1,034	0,270	0,407	0,622
3,584	0,241	0,076	0,153	0,248	0,403	1,226	0,537	1,034	0,270	0,406	0,617
3,613	0,220	0,082	0,166	0,252	0,396	1,164	0,537	1,034	0,270	0,407	0,651
3,625	0,220	0,082	0,166	0,248	0,410	1,193	0,539	1,034	0,245	0,376	0,651
3,631	0,241	0,076	0,166	0,273	0,405	1,182	0,539	1,034	0,270	0,407	0,651
3,639	0,241	0,076	0,154	0,248	0,423	1,146	0,537	1,034	0,268	0,376	0,639
3,644	0,220	0,076	0,166	0,273	0,388	1,187	0,537	1,034	0,270	0,407	0,631

Определение средней реакции на поворотном рычаге R_{03}

Таблица 5.6

Параметрические ограничения, использованные при поиске

	$X_{01},$ [м]	$X_{03},$ [м]	$X_{05},$ [м]	$X_{07},$ [м]	$Y_{01},$ [м]	$Y_{03},$ [м]	$Y_{05},$ [м]	$Y_{07},$ [м]	$L_3,$ [м]	$L_{34},$ [м]	$L_5,$ [м]
Min	0,220	0,076	0,153	0,248	0,388	1,123	0,537	0,958	0,245	0,376	0,617
Max	0,241	0,082	0,166	0,273	0,423	1,229	0,564	1,034	0,270	0,407	0,651

Таблица 5.7

Результаты определения средней реакции R_{03}

R_{03} сред, [кН]	$X_{01},$ [м]	$X_{03},$ [м]	$X_{05},$ [м]	$X_{07},$ [м]	$Y_{01},$ [м]	$Y_{03},$ [м]	$Y_{05},$ [м]	$Y_{07},$ [м]	$L_3,$ [м]	$L_{34},$ [м]	$L_5,$ [м]
198,61	0,220	0,076	0,153	0,259	0,388	1,189	0,543	1,034	0,245	0,378	0,651
206,08	0,220	0,076	0,153	0,259	0,423	1,224	0,564	1,034	0,245	0,376	0,651
208,43	0,229	0,082	0,166	0,248	0,388	1,123	0,537	1,034	0,268	0,385	0,650
208,68	0,220	0,079	0,153	0,248	0,388	1,188	0,537	1,004	0,245	0,376	0,644
208,89	0,220	0,076	0,164	0,270	0,388	1,188	0,537	1,019	0,245	0,376	0,628
209,16	0,234	0,082	0,166	0,248	0,402	1,123	0,537	1,034	0,266	0,376	0,649

Окончание табл. 5.7

R_{03} сред, [кН]	X_{01} , [м]	X_{03} , [м]	X_{05} , [м]	X_{07} , [м]	Y_{01} , [м]	Y_{03} , [м]	Y_{05} , [м]	Y_{07} , [м]	L_3 , [м]	L_{34} , [м]	L_5 , [м]
209,72	0,220	0,076	0,165	0,252	0,423	1,123	0,537	1,034	0,270	0,376	0,651
210,99	0,220	0,082	0,153	0,257	0,403	1,149	0,537	1,030	0,270	0,397	0,651
211,05	0,220	0,081	0,153	0,273	0,423	1,176	0,537	1,034	0,270	0,400	0,651
217,72	0,228	0,077	0,160	0,253	0,422	1,177	0,552	1,030	0,268	0,397	0,649

Максимальная реакция на поворотном рычаге R_{03}

Таблица 5.8

Параметрические ограничения, использованные при поиске решения с помощью бионического алгоритма

	X_{01} , [м]	X_{03} , [м]	X_{05} , [м]	X_{07} , [м]	Y_{01} , [м]	Y_{03} , [м]	Y_{05} , [м]	Y_{07} , [м]	L_3 , [м]	L_{34} , [м]	L_5 , [м]
Min	0,220	0,076	0,153	0,248	0,388	1,123	0,537	0,958	0,245	0,376	0,617
Max	0,241	0,082	0,166	0,273	0,423	1,229	0,564	1,034	0,270	0,407	0,651

Таблица 5.9

Результаты работы бионического алгоритма

$R_{03\text{макс}}$, [кН]	X_{01} , [м]	X_{03} , [м]	X_{05} , [м]	X_{07} , [м]	Y_{01} , [м]	Y_{03} , [м]	Y_{05} , [м]	Y_{07} , [м]	L_3 , [м]	L_{34} , [м]	L_5 , [м]
215,84	0,225	0,082	0,166	0,255	0,388	1,182	0,537	1,034	0,259	0,385	0,627
217,44	0,220	0,082	0,153	0,248	0,413	1,163	0,537	1,031	0,270	0,399	0,651
217,72	0,220	0,082	0,166	0,248	0,423	1,225	0,537	1,021	0,260	0,407	0,651
219,09	0,241	0,082	0,166	0,254	0,417	1,123	0,537	1,031	0,270	0,376	0,651
220,199	0,220	0,076	0,153	0,251	0,412	1,229	0,537	1,034	0,270	0,407	0,617
220,824	0,220	0,076	0,153	0,248	0,388	1,139	0,537	1,034	0,270	0,407	0,651
220,91	0,220	0,082	0,166	0,248	0,420	1,172	0,537	1,034	0,252	0,376	0,651
221,10	0,233	0,082	0,154	0,254	0,422	1,219	0,539	1,028	0,252	0,377	0,635
221,60	0,241	0,078	0,166	0,248	0,423	1,123	0,537	1,025	0,270	0,376	0,651
222,13	0,220	0,076	0,166	0,261	0,423	1,170	0,537	1,034	0,252	0,376	0,651

Средняя реакция на центральной тяге R_{07}

Таблица 5.10

Параметрические ограничения, использованные при поиске решения с помощью бионического алгоритма

	X_{01} , [м]	X_{03} , [м]	X_{05} , [м]	X_{07} , [м]	Y_{01} , [м]	Y_{03} , [м]	Y_{05} , [м]	Y_{07} , [м]	L_3 , [м]	L_{34} , [м]	L_5 , [м]
Min	0,220	0,078	0,153	0,248	0,388	1,148	0,562	0,979	0,246	0,369	0,589
Max	0,241	0,084	0,163	0,267	0,412	1,229	0,593	1,034	0,270	0,404	0,651

Таблица 5.11

Результаты работы бионического алгоритма

$R_{07\text{сред}}$ [кН]	X_{01} [м]	X_{03} [м]	X_{05} [м]	X_{07} [м]	Y_{01} [м]	Y_{03} [м]	Y_{05} [м]	Y_{07} [м]	L_3 [м]	L_{34} [м]	L_5 [м]
83,441	0,220	0,084	0,163	0,252	0,388	1,206	0,593	1,021	0,262	0,402	0,651
83,455	0,220	0,078	0,163	0,267	0,412	1,229	0,593	1,016	0,260	0,404	0,651
83,490	0,220	0,078	0,163	0,261	0,388	1,198	0,593	1,006	0,261	0,400	0,651
83,503	0,232	0,084	0,153	0,260	0,388	1,205	0,593	1,014	0,261	0,404	0,637
83,505	0,220	0,082	0,163	0,267	0,388	1,216	0,593	1,020	0,270	0,404	0,606
83,506	0,220	0,084	0,153	0,267	0,412	1,213	0,593	1,012	0,246	0,369	0,651
83,514	0,225	0,084	0,153	0,253	0,388	1,181	0,593	1,005	0,246	0,369	0,651
83,519	0,220	0,078	0,153	0,248	0,411	1,214	0,593	1,034	0,246	0,380	0,651
83,522	0,220	0,084	0,163	0,267	0,412	1,211	0,593	1,019	0,246	0,369	0,651
83,537	0,220	0,084	0,153	0,248	0,412	1,217	0,593	1,018	0,249	0,404	0,651

Максимальная реакция на центральной тяге R_{07}

Таблица 5.12

Параметрические ограничения, использованные при поиске решения с помощью бионического алгоритма

	X_{01} [м]	X_{03} [м]	X_{05} [м]	X_{07} [м]	Y_{01} [м]	Y_{03} [м]	Y_{05} [м]	Y_{07} [м]	L_3 [м]	L_{34} [м]	L_5 [м]
Min	0,223	0,076	0,156	0,248	0,388	1,112	0,548	0,958	0,251	0,369	0,597
Max	0,244	0,082	0,169	0,268	0,408	1,193	0,593	1,034	0,270	0,397	0,651

Таблица 5.13

Результаты работы бионического алгоритма

$R_{07\text{макс}}$ [кН]	X_{01} [м]	X_{03} [м]	X_{05} [м]	X_{07} [м]	Y_{01} [м]	Y_{03} [м]	Y_{05} [м]	Y_{07} [м]	L_3 [м]	L_{34} [м]	L_5 [м]
84,572	0,244	0,082	0,169	0,248	0,388	1,193	0,579	1,012	0,251	0,397	0,651
84,593	0,244	0,082	0,156	0,248	0,388	1,192	0,593	1,003	0,251	0,369	0,636
84,611	0,244	0,082	0,169	0,248	0,388	1,193	0,569	0,991	0,263	0,397	0,631
84,616	0,229	0,079	0,159	0,259	0,403	1,161	0,563	0,993	0,260	0,370	0,632
84,621	0,223	0,078	0,156	0,266	0,388	1,173	0,568	0,999	0,251	0,369	0,634
84,622	0,228	0,081	0,165	0,253	0,399	1,180	0,573	0,991	0,267	0,386	0,632
84,623	0,229	0,077	0,156	0,248	0,388	1,193	0,574	0,990	0,270	0,397	0,624
84,624	0,223	0,078	0,156	0,252	0,392	1,167	0,566	0,990	0,258	0,395	0,648
84,634	0,223	0,076	0,168	0,268	0,388	1,119	0,574	0,995	0,270	0,386	0,651
84,639	0,225	0,082	0,164	0,258	0,394	1,188	0,567	1,002	0,266	0,387	0,614

Анализ полученных результатов показывает, что нет какой-то одной точки (представляющей собой комбинации внутренних параметров МН), которая была бы лучшей по всем критериям сразу, поэтому надо переходить к многокритериальной постановке задачи.

5.6.3. Сравнение выходных параметров базового и оптимального вариантов механизма навески

Результаты проведенного вычислительного эксперимента представлены в табл. 5.14. В качестве оптимума выбираем точку № 125, управляемые параметры которой выделены в соответствующих таблицах (табл. А3–А9) Приложения к отчету по НИР «Разработка ФММ для обеспечения проектирования ПНУ МЭС с заданными свойствами» [41] как наилучшие по достижению 6 критериев оптимальности с одной стороны и рекомендаций 5 из 7 методов поиска окончательного решения с другой.

Таблица 5.14

Наилучшие результаты, полученные в процессе поиска окончательного решения

Метод поиска окончательного решения	Номер лучшей точки	$I_{\text{сред}}$ [–]	$I_{\text{макс}}$ [–]	$R_{03\text{сред}}$ [кН]	$R_{03\text{макс}}$ [кН]	$R_{07\text{сред}}$ [кН]	$R_{07\text{макс}}$ [кН]
Поиска точки с минимальным удалением от идеальной	125	2,904	3,665	198,613	219,177	84,274	85,933
Бинарных отношений	125	2,904	3,665	198,613	219,177	84,274	85,933
Поиска точки с максимальной мощностью	144	3,316	3,843	217,232	233,918	83,441	84,635
Аддитивного критерия (с заданием весовых коэффициентов)	125	2,904	3,665	198,613	219,177	84,274	85,933
Минимакса	125	2,904	3,665	198,613	219,177	84,274	85,933
Главного критерия	111	3,082	3,554	201,798	223,385	84,481	86,491
Последовательных уступок	125	2,904	3,665	198,613	219,177	84,274	85,933

Результаты сравнения выходных параметров (критериев оптимальности) базового и модернизированного варианта механизма навески ПНУ УЭС-290/450, агрегатируемого с КНК-500, приведены ниже на рис. 5.11–5.18 и в табл. 5.15.

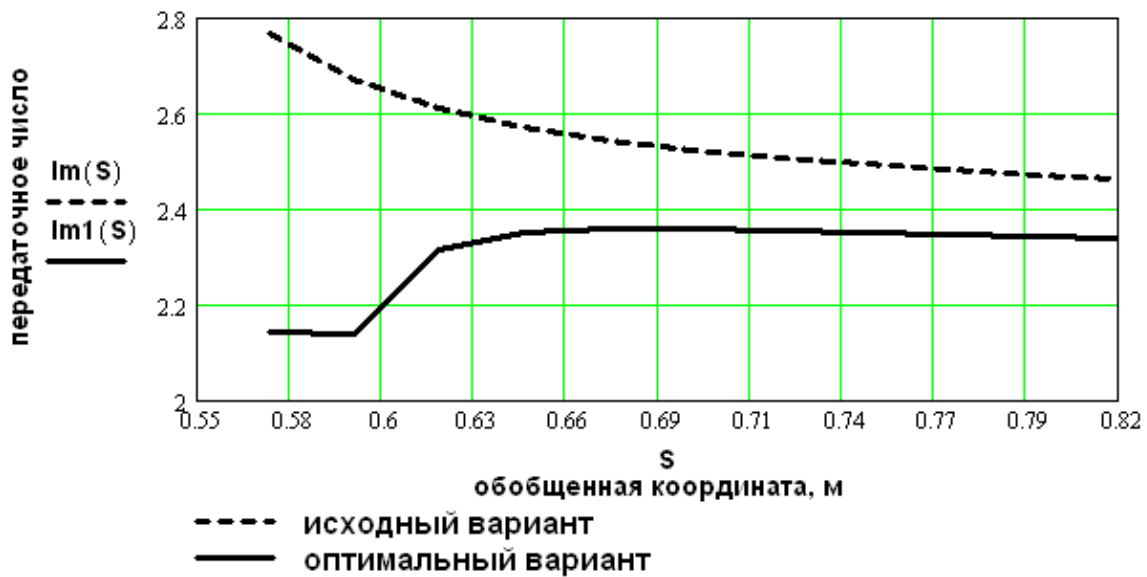


Рис. 5.11. Передаточное число заднего МН на оси подвеса

Оптимальный вариант (см. рис. 5.11) характеризуется с одной стороны большей стабильностью передаточного числа (ПЧ) механизма навески (МН) на оси подвеса, а с другой тем, что максимальное значение ПЧ у оптимального варианта на 5 % ниже, чем у исходного (базового). Это обеспечит соответствующий запас по грузоподъемности ПНУ на оси подвеса.

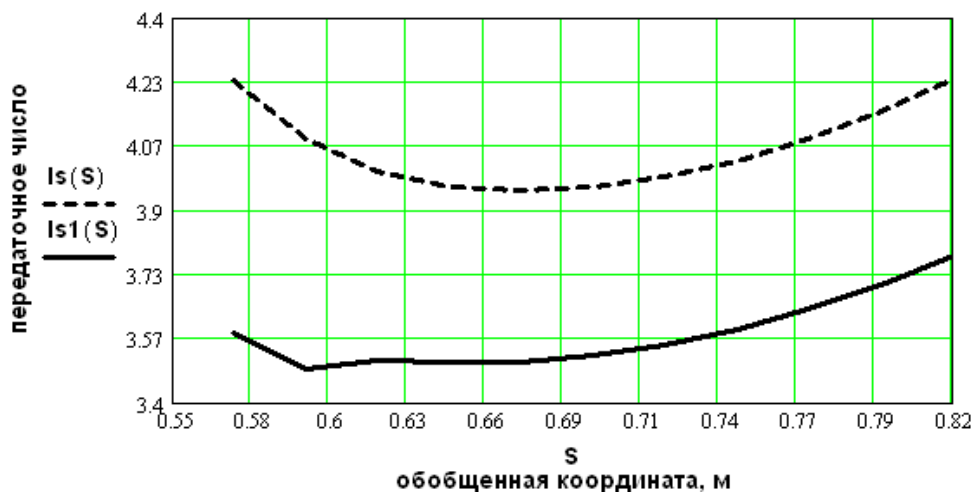


Рис. 5.12. Основное передаточное число МН

Основное ПЧ, характеризующее кинематическую связь между механизмом навески УЭС-290/450 и навесной машиной – навесным кормоуборочным комбайном КНК 500, у оптимального варианта МН в среднем на 11–12 % ниже, чем у базового. Следует отметить, что ба-

зовый вариант был получен в результате проработки геометрии и кинематики заднего МН, выполненной опытным специалистом. Тем не менее результаты проведенного на базе сформированной программы Opt вычислительного эксперимента дали положительный результат.

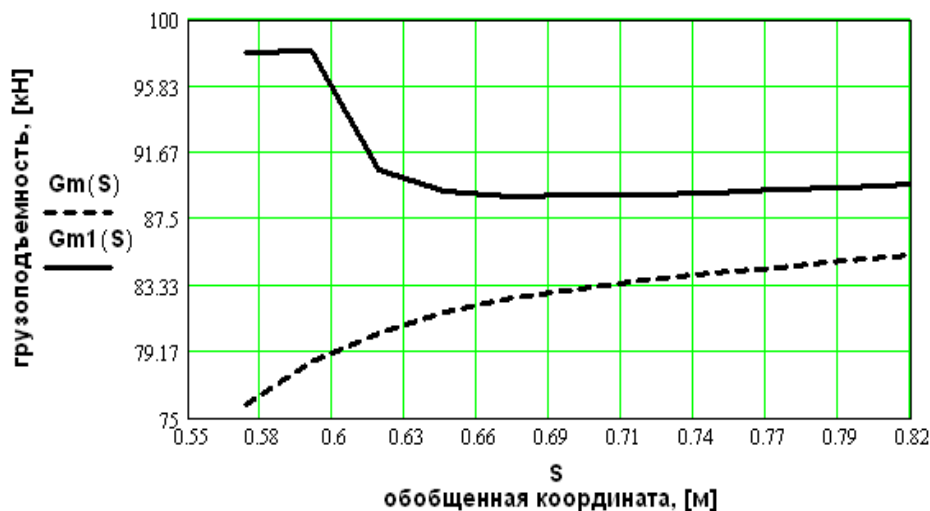


Рис. 5.13. Грузоподъемность ПНУ на оси подвеса

Грузоподъемность на оси подвеса (рис. 5.13) у оптимального варианта МН на 5 % выше (см. табл. 5.15), чем у базового и составляет 90,23 кН. Кроме того, в момент начала подъема навесной машины она еще выше (около 96 кН), что может быть существенно для преодоления влияния сил трения покоя в кинематических парах звеньев (шарниров) МН УЭС-290/450.

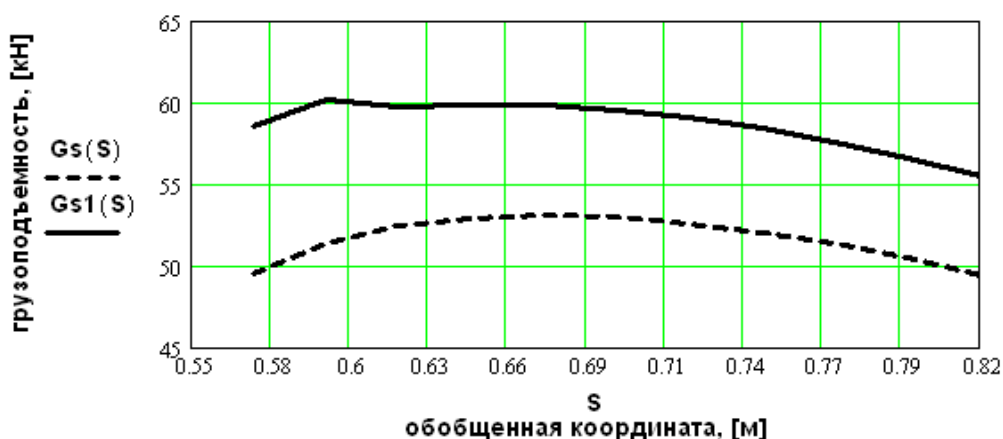


Рис. 5.14. Грузоподъемность ПНУ для КНК-500

Грузоподъемность оптимального варианта ПНУ (рис. 5.14) при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 выше базового на 12,1 %

(см. табл. 5.15). Это увеличивает необходимый запас по грузоподъемности [55], что весьма важно, поскольку перевод навесной машины из рабочего положения в транспортное в течение смены выполняется многократно, а параметры ПНУ в процессе эксплуатации могут изменяться, снижая расчетную грузоподъемность ПНУ.

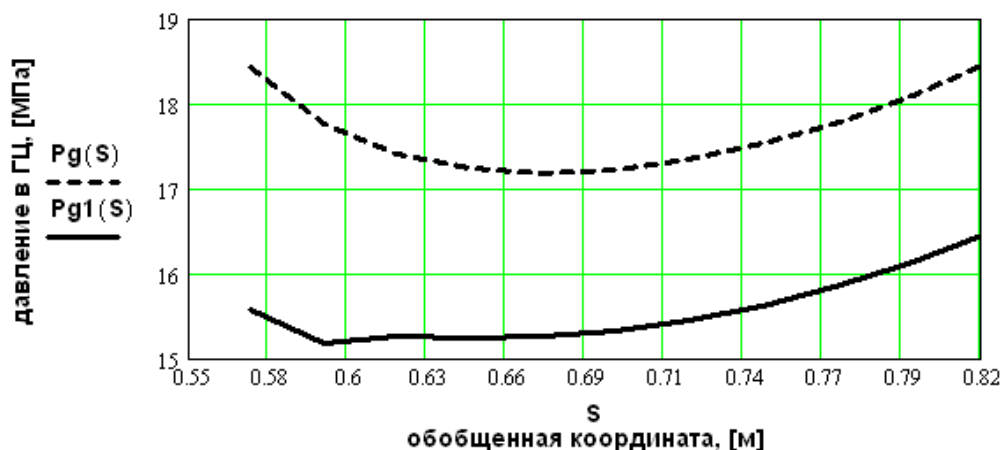


Рис. 5.15. Давление в гидроцилиндрах гидропривода ПНУ

Характер изменения давления в рабочем гидроцилиндре оптимизированного ПНУ при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 в целом соответствует базовому варианту (рис. 5.15), но в среднем на 11 % ниже (см. табл. 5.15). Это способствует повышению эксплуатационной надежности как гидроцилиндра в отдельности, так и гидропривода ПНУ в целом.

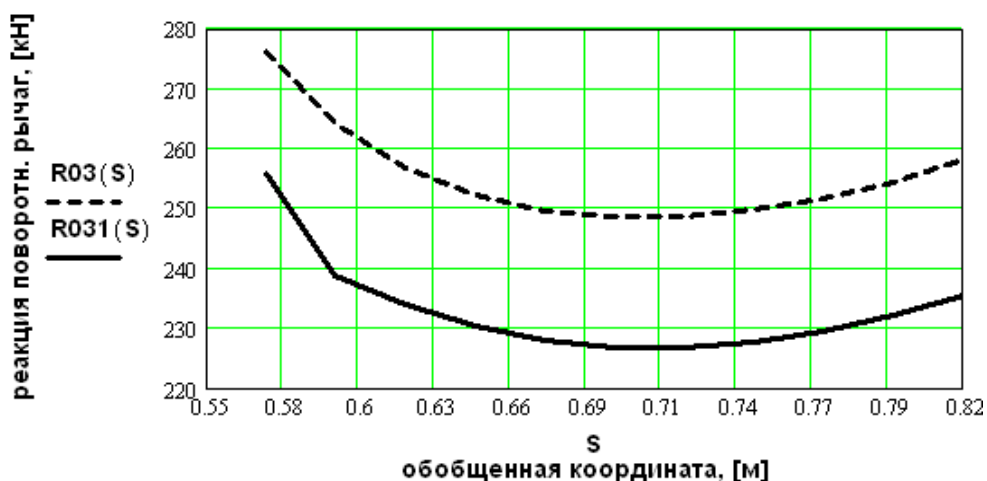


Рис. 5.16. Реакция на поворотном рычаге заднего МН

Характер изменения реакции на поворотном рычаге оптимизированного МН при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 в целом соответствует базовому варианту (рис. 5.16), но в среднем на 8,8 % ниже (см. табл. 5.15). Это способствует повышению эксплуатационной надежности как звена в отдельности, так и МН в целом.

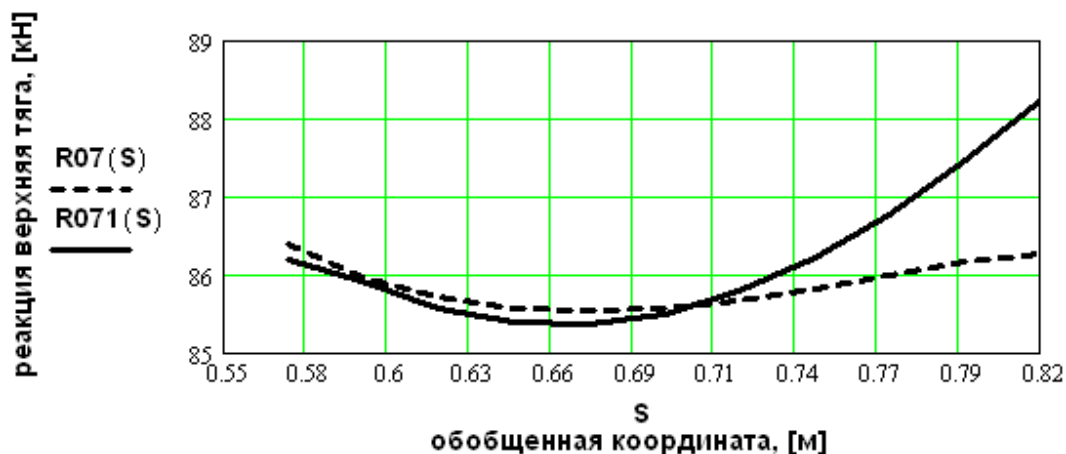


Рис. 5.17. Реакция на верхней тяге заднего МН

Характер изменения реакции в верхней тяге оптимизированного МН при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 сначала более чем наполовину практически повторяет базовый вариант (рис. 5.17), а затем плавно возрастает на 2,3 % (см. табл. 5.15). Это «нормальная плата» за рост грузоподъемности ПНУ и повышение эксплуатационной надежности МН в целом.

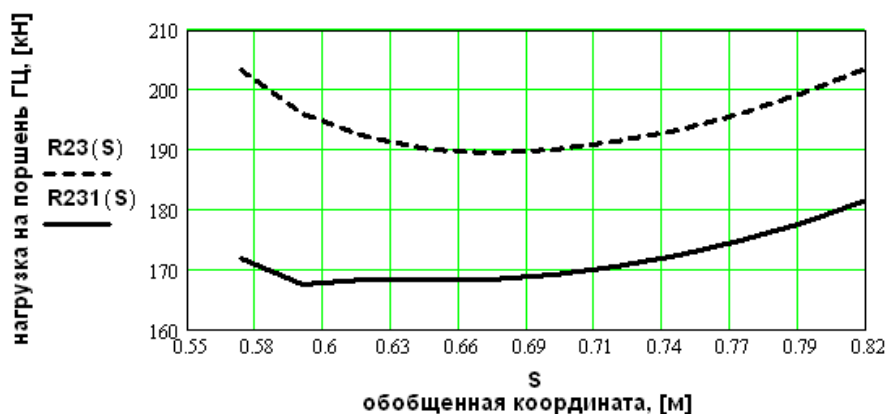


Рис. 5.18. Нагрузка на поршень гидроцилиндра МН

Характер изменения приведенной к поршню нагрузки на оптимизированном МН при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 в целом соответствует базовому варианту (рис. 5.18), но в среднем на 10,9 %

ниже (см. табл. 5.15). Это способствует повышению эксплуатационной надежности как звена в отдельности, так и ПНУ в целом.

Таблица 5.15

**Соотношения между оптимальными
и исходными выходными параметрами ПНУ**

$S,$ [м]	$\frac{I_{S1}}{I_S}$	$\frac{I_{m1}}{I_m}$	$\frac{R_{231}}{R_{23}}$	$\frac{p_{g1}}{p_g}$	$\frac{G_{S1}}{G_S}$	$\frac{G_{m1}}{G_m}$	$\frac{R_{031}}{R_{03}}$	$\frac{R_{071}}{R_{07}}$
0,571	0,845	0,774	0,845	0,845	1,183	1,292	0,926	0,998
0,596	0,854	0,801	0,854	0,854	1,171	1,249	0,904	0,999
0,621	0,877	0,888	0,877	0,877	1,141	1,127	0,912	0,998
0,646	0,884	0,915	0,884	0,884	1,131	1,093	0,913	0,998
0,671	0,888	0,927	0,888	0,888	1,126	1,078	0,913	0,998
0,696	0,890	0,935	0,890	0,890	1,124	1,070	0,913	0,999
0,721	0,891	0,939	0,891	0,891	1,123	1,065	0,912	1,001
0,746	0,891	0,943	0,891	0,891	1,122	1,061	0,912	1,005
0,771	0,891	0,946	0,891	0,891	1,122	1,058	0,912	1,009
0,796	0,892	0,948	0,892	0,892	1,122	1,055	0,912	1,015
0,821	0,892	0,950	0,892	0,892	1,121	1,053	0,912	1,023

Анализ ограничений и целевых функций оптимизационной модели ПНУ МЭС показывает, что большинство из них выражено нелинейными зависимостями, а такая задача оптимизации является общей задачей нелинейного программирования. Свести данную задачу без потери адекватности математической модели к задачам линейного, квадратичного или даже выпуклого программирования не представляется возможным.

Другими словами, при оптимизации параметров ПНУ МЭС ничего нельзя сказать заранее о расположении точки, в которой целевая функция принимает экстремальное значение. Эта точка может находиться как на поверхности гиперсферы, образованной поверхностями ограничений, так и внутри ее. Задача осложняется тем, что в области допустимых значений оптимизируемая функция может иметь несколько экстремальных точек, в то время как необходимо определить абсолютный экстремум.

Решаемая задача относится к классу детерминированных, то есть оптимизируемые функции являются неслучайными функциями искомых параметров, так как мы имеем алгоритм вычисления при фиксированных значениях параметров значения целевой функции с наперед заданной точностью.

Ни один из существующих методов не позволяет решать задачу оптимизации нелинейной многоэкстремальной многопараметрической системы с высокой точностью за приемлемое число шагов. С целью преодоления этого недостатка используются сведения о характере задачи, ограничениях и оптимизируемой функции и для каждого случая разрабатывается собственная стратегия или выбирается метод оптимизации.

Несмотря на множественность критериев оптимальности, задачу оптимизации ПНУ на начальном этапе можно рассматривать как однокритериальную с целью исследования поведения каждой из частных целевых функций, выраженных алгоритмически. Учитывая свойства функциональной математической модели, представляется целесообразным для поиска предварительного решения задачи использовать бионический эволюционный алгоритм, обладающий простотой применения и высокой робастностью (способностью решать широкий круг задач).

Затем была поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации (с учетом результатов однокритериальной оптимизации с использованием бионического эволюционного алгоритма) на основе программного комплекса Opt. Оптимизационная модель ПНУ УЭС-290/450 имеет 11 управляемых параметров (8 – координаты центров шарниров и 3 – длины звеньев). Все они имеют непрерывный характер в пределах параметрических ограничений.

Результаты многокритериальной оптимизации позволяют сделать следующие выводы: наилучший результат в процессе вычислительного эксперимента при использовании метода исследования пространства внутренних параметров [89] и различных схем компромисса был установлен под номером 125, имеющий улучшение показателей как по большинству (пять из шести) критериев оптимальности, так и других выходных параметров.

5.7. Совершенствование методики автоматизированного проектирования ПНУ универсальных энергетических средств

Мобильное энергетическое средство работает с широким шлейфом сменных рабочих адаптеров: с различными видами навесных машин и орудий, что позволяет успешно решать проблемы механизации труда в случаях, когда использование специализированных ма-

шин нецелесообразно. Агрегатирование УЭС с адаптерами в составе многофункциональных технологических агрегатов (МТА) осуществляется двумя ПНУ: передним (рис. 5.19, а) – со стороны моста управляемых колес и задним (рис. 5.19, б) – со стороны кабины. Эффективность агрегатирования УЭС с адаптерами зависит, в том числе, от выбора на ранних стадиях проектирования ПНУ его параметров [79] и их регулировки во время работы [93].

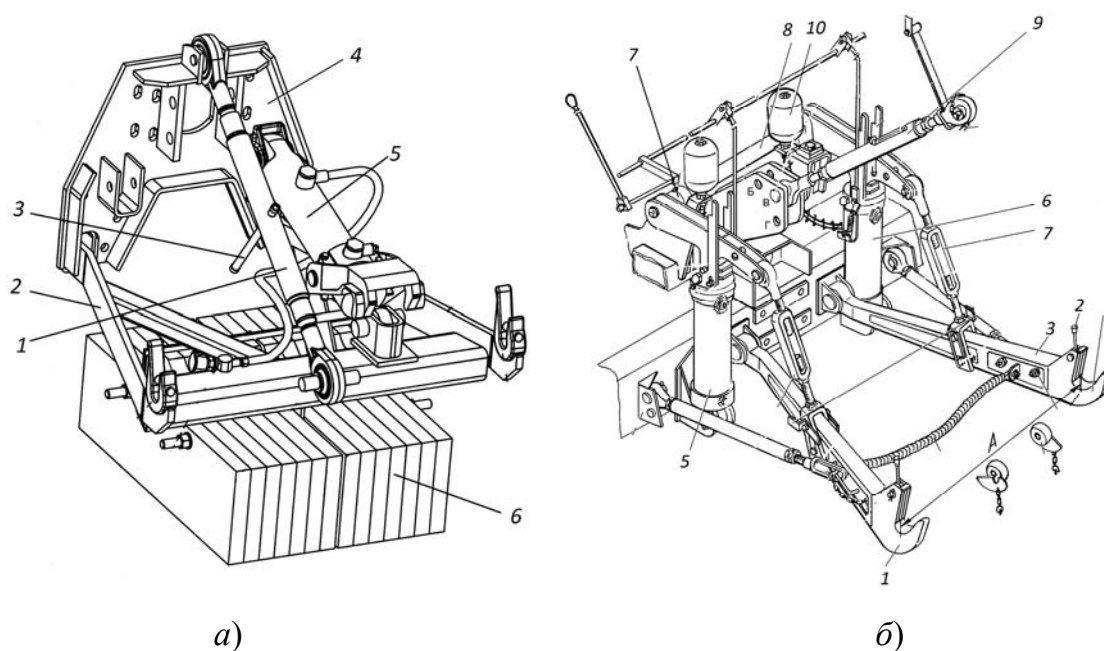


Рис. 5.19. Структурная схема ПНУ УЭС-2-280А:
 а – переднее ПНУ: 1 – тяга верхняя; 2 – рычаги нижние; 3 – рукоятка;
 4 – плита; 5 – гидроцилиндр; 6 – блок дополнительных грузов;
 б – заднее ПНУ: 1 – захваты; 2 – ручка фиксатора; 3 – нижние тяги;
 4 – раскосы; 5, 6 – гидроцилиндры; 7 – опоры; 8 – поворотный вал;
 9 – тяга верхняя; 10 – пневмогидроаккумуляторы;
 Б, В, Г – отверстия установки тяги верхней 9

Известны три основных режима эксплуатации ПНУ в составе МТА: рабочий, транспортный и режим перевода навесной машины из рабочего положения в транспортное. Использование известных методов [1] при проектировании ПНУ не может обеспечить комплексную увязку параметров ПНУ, определяющих показатели качества работы современных МТА, а также параметров, определяющих грузоподъемность ПНУ и управляемость МЭС. Эти методы не обеспечивают поиск оптимальных вариантов ПНУ, увеличивая время и стоимость их экспериментальной доводки [94].

Функциональное проектирование ПНУ должно базироваться на соответствующих математических моделях анализа [39] и синтеза [92], [94], [95]. В данном параграфе сделана попытка применения принципов системного подхода к разработке методики функционального проектирования ПНУ, учитывающего опыт математического моделирования и оптимизации подъемно-навесных устройств для трех поколений УЭС [96].

Цель работы – усовершенствование методики расчета выходных и выбора оптимальных внутренних параметров ПНУ, обеспечивающих уточнение расчетов и рациональный выбор показателей качества ПНУ для основных режимов работы МТА.

Условно можно выделить несколько стадий разработки ПНУ УЭС: предпроектных исследований, функционального проектирования, уточнения внешних и внутренних параметров ПНУ по результатам стендовых и лабораторно-полевых испытаний, наконец, проектирования с уточненными исходными данными и окончательного выбора структуры и параметров для основных компонентов ПНУ.

Стадия предпроектных исследований включает в себя анализ конструкций ПНУ таких ведущих фирм, как, например, CLAAS, Walter-scheid, John Deere; анализ накопленного опыта конструирования ПНУ для трех поколений УЭС в «НТЦ комбайностроения» [96] и технико-экономическое обоснование рекомендуемого к разработке варианта.

Характерными особенностями ПНУ современных МЭС (энерго-насыщенных тракторов и универсальных энергетических средств) являются:

- усложнение структуры механизма навески переднего и гидропривода заднего подъемно-навесных устройств;
- наращивание функций, выполняемых гидроприводом ПНУ;
- рост грузоподъемности переднего и заднего ПНУ, в том числе за счет параметрической оптимизации.

На стадии функционального проектирования ПНУ разрабатывают в автоматизированном режиме, что предполагает регулярное обращение к ФММ, имитирующим режимы работы ПНУ в составе МТА. При этом ФММ это основные компоненты математического обеспечения, обеспечивающие на завершающей стадии разработки ПНУ рациональный выбор его параметров.

Структурно ПНУ состоят из ГП открытого типа и переднего или заднего МН, представленных на рис. 5.19 механизм навески это ос-

новой структурный компонент гидромеханического устройства, определяющий характер взаимодействия УЭС с адаптерами.

Структура процесса функционального проектирования ПНУ УЭС состоит из последовательности чередующихся проектных процедур: анализ – принятие решения – синтез – принятие решения – анализ и т. д. Повторяющийся цикл из трех проектных процедур: анализ – принятие решения – синтез, призван обеспечить итерационное решение задач проектирования ПНУ.

Исходя из функционального назначения УЭС и навешиваемых адаптеров, инженер, решая задачи функционального проектирования ПНУ, одновременно стремится удовлетворить ряд противоречивых условий и требований, например:

- выбрать внутренние параметры МН таким образом, чтобы в момент начала и окончания движения навесная машина занимала желаемое положение, которое одновременно соответствовало и требованиям стандарта [2];

- обеспечить необходимый запас грузоподъемности ПНУ для навески разных адаптеров при заданной ограниченной мощности гидропривода;

- обеспечить управляемость МТА с поднятой в транспортное положение НМ, а также нормативную нагрузку на передний и задний мосты УЭС;

- минимизировать нагрузку в элементах ПНУ и величину силового воздействия, передаваемого со стороны навесной машины через МН на раму УЭС.

Поиск и анализ способов и вариантов агрегатирования мобильных энергетических средств с навесными машинами и орудиями [5], [6], [58] позволил выделить и сформировать требования, предъявляемые к подъемно-навесным устройствам УЭС, характерные для основных режимов эксплуатации многофункциональных технологических агрегатов.

Режим I – перевод навесной машины из одного рабочего режима в другой

1. Обеспечить возможность плавного перевода (подъема) навешиваемого оборудования в транспортное положение.

2. Обеспечить возможность плавного перевода (опускания) НМ из транспортного в рабочее положение.

3. Обеспечить ограничения по общей массе МТА, нагрузкам на оси и нагрузочной способности шин УЭС при навешивании адаптеров (балластов) на передний и задний трехточечный механизмы навески.

4. Обеспечить наименьшие из возможных величины нагрузок, действующие в элементах ПНУ УЭС.

5. Обеспечить управляемость и продольную устойчивость УЭС с НМ в транспортном положении.

Режим II – выполнение различными МТА соответствующих технологических операций

1. Обеспечить возможность копирования адаптером опорной поверхности.

2. Обеспечить быстрое самозаглубление рабочих органов навесного орудия.

3. Обеспечить стабильность хода по глубине рабочих органов навесного орудия.

4. Обеспечить догрузку задних колес УЭС с целью увеличения сцепного веса и его тягово-сцепных качеств.

5. Обеспечить продольную управляемость и устойчивость УЭС с адаптером в рабочем положении.

6. Обеспечить наименьшие из возможных величины нагрузок, действующие в элементах ПНУ УЭС при выполнении технологических операций.

Режим III – транспортный перегруз МТА

1. Обеспечить достаточный транспортный просвет под адаптером (орудием) во время движения МТА.

2. Обеспечить безопасность движения при навешивании адаптеров (балластов) на передний и задний трехточечный механизмы навески.

3. Ограничить возможность возникновения резонанса во время движения МТА по пересеченной местности с НМ в транспортном положении.

4. Обеспечить управляемость и продольную устойчивость УЭС с адаптером в транспортном положении во время движения.

5. Обеспечить наименьшие из возможных величины нагрузок, действующие в элементах ПНУ УЭС во время движения.

В энергетическом аспекте для ПНУ третьего поколения (рис. 5.20, а) переход от рабочего режима к транспортному, сопровождающийся подъемом НМ, является наиболее ответственным. Кроме того, большая часть рассчитываемых здесь выходных параметров используется и в других режимах эксплуатации ПНУ [61]. Например, рабочее и транспортное положения оси подвеса – П₆, завал стойки

присоединительного треугольника – $\Delta\varphi_6$, высота подъема Y_{S_6} и вылет навесной машины X_{S_6} (рис. 5.20, б). В замкнутой кинематической цепи (рис. 5.20, б), состоящей из рамы УЭС, гидроцилиндра, звеньев МН и навесной машины, ход поршня (ΔS) принимается за изменение обобщенной координаты, а изменение положения центра тяжести НМ (S_6) – за изменение выходной координаты. Передаточное число механизма навески и грузоподъемность ПНУ, максимальная высота и вылет навесной машины, а также время ее подъема и максимальное давление в гидроприводе влияют на режимы работы агрегатов. Они относятся к основным показателям качества ПНУ и определяются параметрами механизма навески, гидропривода и навесного оборудования, поэтому в условиях автоматизированного проектирования ПНУ должны закладываться на стадии проектирования [97].

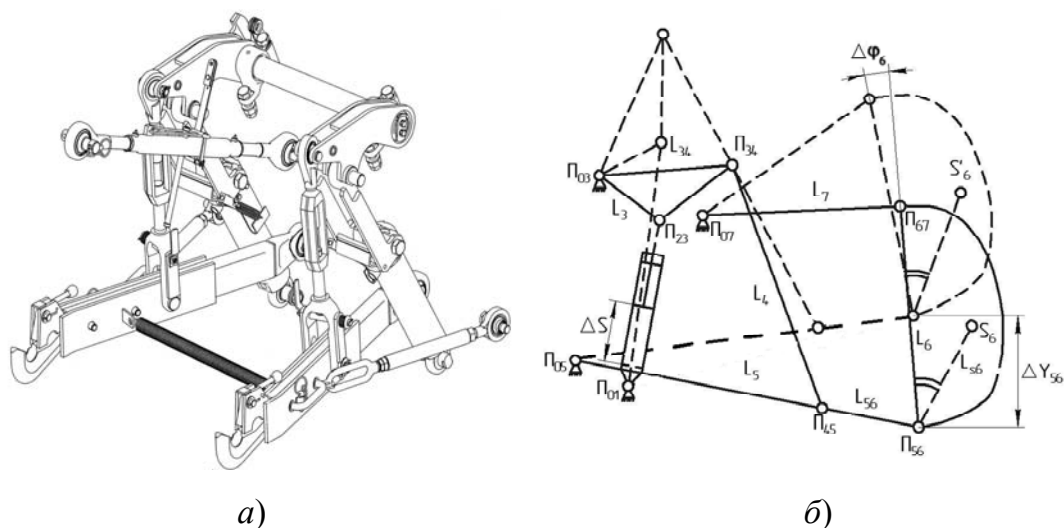


Рис. 5.20. Заднее ПНУ (а) и плоский аналог кинематической цепи, включающий МН УЭС и навесную машину (б)

Для решения этой проблемы были разработаны математические модели, формализующие процедуры геометрического, кинематического, силового и динамического анализа. По результатам силового анализа на стадии эскизного проектирования может быть выполнен анализ прочности рамы УЭС и звеньев механизма навески. Динамический анализ нагруженного ГП уточняет результаты силового анализа звеньев МН и одновременно расчет параметров гидропривода, а также время подъема и опускания навесной машины.

Постановка задачи параметрической оптимизации

В качестве управляемых параметров, определяющих конструктивный вариант ПНУ предлагаются: расположенные на раме УЭС координаты центров шарниров основания гидроцилиндра и поворотного рычага – $X_{01}, Y_{01}, X_{03}, Y_{03}$, верхней и нижних тяг – $X_{07}, Y_{07}, X_{05}, Y_{05}$, а также длины звеньев поворотного рычага и части нижней тяги – L_3, L_{34}, L_5 (см. рис. 5.20, б).

Каждому фиксированному набору вектора управляемых параметров задачи оптимизации $\vec{X} = \{X_{01}, Y_{01}, X_{03}, Y_{03}, X_{05}, Y_{05}, X_{07}, Y_{07}, L_3, L_{34}, L_5\}$ соответствуют определенные значения вектора критериев оптимальности $Y_i(X)$:

$$\vec{Y} = \{I_m^{\max}, \bar{I}_m I_S^{\max}, \bar{I}_S, \bar{R}_{07}, R_{07}^{\max}, \bar{R}_{03}, R_{03}^{\max}\}, \quad (5.11)$$

где \bar{I}_m, I_m^{\max} – среднее и максимальное значения передаточного числа МН на оси его подвеса (рис. 5.20, б – П₅₆); \bar{I}_S, I_S^{\max} – среднее и максимальное значения передаточного числа МН, соответствующие расположению центра тяжести навесной машины, например, КСН-6-2); $\bar{R}_{07}, \bar{R}_{03}$ – средние значения сил реакции в шарнирах оснований центральной тяги и поворотного рычага; $R_{07}^{\max}, R_{03}^{\max}$ – максимальные значения сил реакции в шарнирах оснований центральной тяги и поворотного рычага. Все критерии определяются на интервале изменения обобщенной координаты S .

Для всех перечисленных критериев поиск экстремума (минимума) выполняется по методу Монте-Карло, с выбором начальной точки \vec{X}^0 , представляющей набор исходных данных и характеризующих базовый вариант ПНУ. Последовательно, с помощью датчика случайных чисел, построенного на основе ЛП_τ последовательности [89], выбирались N пробных точек X_1, X_2, \dots, X_N , расположенных равномерно в области поиска, ограниченной параметрическими ограничениями. Координаты каждой точки определялись по формуле

$$x_{ij} = x_{i\min} + \xi_{ij} (x_{i\max} - x_{i\min}), i = 1 \dots n, j = 1 \dots N, \quad (5.12)$$

где n – число параметров; ξ_{ij} – случайное число в диапазоне $[0,1]$; N – число испытаний; $x_{i\min}/x_{i\max}$ – минимальные/максимальные значения варьируемых параметров.

Искомые значения оптимизируемых параметров должны удовлетворять ряду ограничений, которые делятся на прямые и функциональные. Прямые ограничения касаются предельных значений управляемых параметров $\vec{X}_{\min} \leq \vec{X} \leq \vec{X}_{\max}$, в решаемой задаче их варьирование выполнялось в диапазоне $\pm 5\%$ от их номинального значения.

К функциональным ограничениям были отнесены: ход оси подвеса $-\Delta Y_{56}(S)$ (рис. 5.20, б), угол наклона высоты присоединительного треугольника $-\Delta\varphi_6(S)$ и координата мгновенного полюса вращения навесной машины $-X_p$ [95]:

$$\Delta Y_{56}(S) = Y_{56}(S_{\max}) - Y_{56}(S_{\text{раб}}) \geq \Delta Y_{56}^{\text{доп}}(S); \quad (5.13)$$

$$\Delta\varphi_6(S) = \varphi_6(S_{\max}) - \varphi_6(S_{\text{раб}}) \leq \varphi_6^{\text{доп}}(S); \quad (5.14)$$

$$X_p = \frac{(y_{56}(S)x_{05} - y_{05}x_{56}(S))(x_{07} - x_{67}(S)) - (x_{05} - x_{56}(S))(y_{67}(S)x_{07} - y_{07}x_{67}(S))}{(y_{07} - y_{67}(S))(x_{05} - x_{56}(S)) - (x_{07} - x_{67}(S))(y_{05} - y_{56}(S))} \leq X_p^{\text{доп}}, \quad (5.15)$$

где $S_{\text{раб}}$, S_{\max} – значение обобщенной координаты, соответствующее рабочему и транспортному положению оси подвеса МН; x_{0i} , y_{0i} – координаты центров неподвижных шарниров МН; $x_{ij}(S)$, $y_{ij}(S)$ – координаты центров подвижных шарниров МН.

Общим функциональным ограничением для большинства синтезируемых механизмов является соблюдение правила «существования треугольников» (одна сторона треугольника всегда меньше двух других), формирующихся из четырехзвенников замкнутой кинематической цепи [98].

К функциональным ограничениям, кроме того, был отнесен максимально допустимый вес навесной машины (например, комбайн навесной свеклоуборочный КСН-6-2), влияющий на управляемость мобильного сельхозагрегата. В практике эксплуатации мобильных сельхозагрегатов, сформированных на базе УЭС, принято, что для управления его движением нагрузка, приходящаяся на мост управляемых колес, должна составлять не менее 16% от веса всего агрегата.

В этом случае условие управляемости мобильного сельхозагрегата (рис. 5.21), ограничивающее вес КСН-6-2, переводимого в транспортное положение, имеет вид:

$$P_6 = \frac{P_{\text{УЭС}}(b - 0,16L_{\text{УЭС}}) + P_{\text{гр}}(0,84L_{\text{УЭС}} + a)}{X_{S_6}^{\max} + 0,16L_{\text{УЭС}}} \leq P_6^{\text{доп}}, \quad (5.16)$$

где $P_{УЭС}$ – вес УЭС-2-280А; P_6 – вес навесной машины; $P_{гр}$ – вес грузов (противовеса); $L_{УЭС}$ – база УЭС; b – расстояние по горизонтали от центра тяжести УЭС до оси моста ведущих колес; a – расстояние по горизонтали от центра тяжести грузов до оси моста управляемых колес; X_{S6}^{max} – максимальное удаление центра тяжести навесной машины от оси моста ведущих колес.

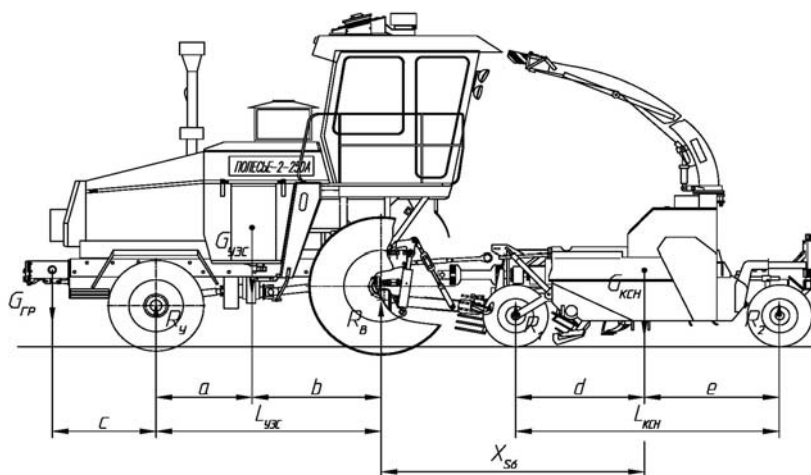


Рис. 5.21. УЭС-2-280, агрегируемый с навесным свеклоуборочным комбайном КСН-6-2

Так, допустимые значения вышеупомянутых функциональных ограничений: $\Delta Y_{S6}^{доп}(S)$, $\Delta \varphi_6^{доп}(S)$ и т. д. были рассчитаны по исходным данным для базового варианта ПНУ УЭС-2-280А, агрегируемого с КСН-6-2.

Алгоритм многокритериальной оптимизации реализуется в форме диалога между конструктором и ПЭВМ (рис. 5.22). В каждой из исследуемых пробных точек (II этап) сначала проверяются функциональные ограничения и при выполнении всех вычисляются критерии оптимальности.

По каждому критерию составляется таблица испытаний, в которой значения $Y_1(x_1), \dots, Y_k(x_N)$ располагались в порядке возрастания с указанием номеров, соответствующих N пробных точек (своих для каждого Y_k). Построение упорядоченных таблиц испытаний по каждому критерию выполнялось автоматически на основании информации о типе каждого критерия. При этом конечная таблица содержит допустимое множество упорядоченных по каждому из критериев оптимальности испытаний, причем лучшее по данному критерию испытание располагается вверху таблицы, а худшее – внизу.

На основе полученного допустимого множества определяется паретовское множество неулучшаемых вариантов [89]. Критериальные ограничения назначались для ввода номера граничных по каждому из критериев опытов. Граничной точкой считалась та, в которой критерий принял предельное (минимальное) значение. В программе построение паретовского множества происходит автоматически. Сначала определяются все точки, удовлетворяющие всем критериальным ограничениям. При этом возможна ситуация, что в силу назначения жестких критериальных ограничений такие точки не обнаружатся. В этом случае необходимо вернуться назад, изменить исходные данные и решить задачу повторно. Паретооптимальные варианты остаются конструктору для анализа и выбора окончательного решения.

С целью выбора окончательного варианта решения многокритериальной задачи реализована возможность учета мнения конструктора для построения аддитивного критерия с использованием функции полезности и следующие формальные методы:

- поиск точки с максимальной мощностью, оцениваемой количеством вариантов худших по отношению к рассматриваемому одновременно по всем критериям;
- метод бинарных отношений между паретовскими решениями;
- поиск точки, ближайшей к идеальной;
- метод главного критерия.

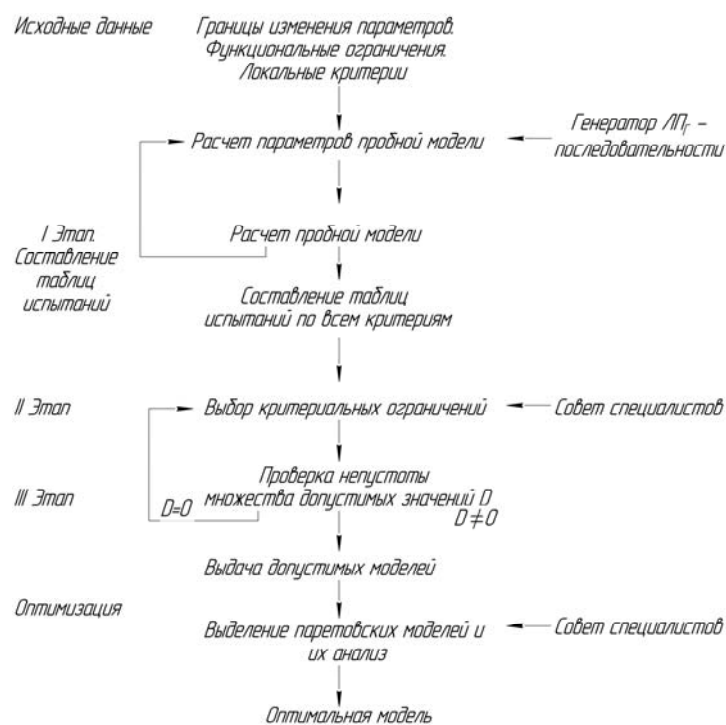


Рис. 5.22. Схема алгоритма диалогового метода многокритериальной оптимизации

Результаты многокритериальной оптимизации позволяют сделать следующие выводы: наилучший результат в процессе вычислительного эксперимента при использовании метода исследования пространства внутренних параметров [89], а также различных схем компромисса [99] устанавливается за номером, имеющим улучшение показателей по большинству критериев оптимальности.

Методика функционального проектирования ПНУ УЭС представляет собой комплекс мероприятий, суть которых представлена в перечисленных ниже положениях-рекомендациях.

1. Проектировать параллельно оба ПНУ УЭС на основе ФММ анализа и оптимизационного синтеза, корректируемых с учетом влияния режимов эксплуатации.

2. В ФММ учитывать влияние окружающей среды, структуру и параметры гидропривода, механизма навески, а также параметры навешиваемых адаптеров.

3. Разрабатывать проекты ПНУ с учетом требований всех режимов эксплуатации.

4. Расчет выходных параметров ПНУ в составе МТА для режимов эксплуатации вести в следующей последовательности:

- подъем НМ из рабочего положения в транспортное;
- опускание навесной машины;
- рабочие режимы, в том числе одновременная эксплуатация УЭС с одним [62] и с двумя работающими ПНУ [100];
- транспортный переезд с навесным оборудованием в транспортном положении [69].

5. Как в рабочем, так и в транспортном режимах эксплуатации обеспечить щадящее воздействие со стороны ходовой системы на опорную поверхность [101], [102], учитывая новейшие достижения в этой области [103].

6. Параметры (коэффициенты) в уравнениях, представленные в задачах анализа, должны идентифицироваться по результатам стендовых и лабораторно-полевых испытаний ПНУ.

7. Использовать в процессе проектирования анализ современных конструкций ПНУ и результаты патентного поиска.

8. В целом процесс функционального проектирования ПНУ организовать как последовательность итераций, циклов-триад: анализ – принятие решения – синтез, выполняемых специалистом в диалоге с ПЭВМ.

Усовершенствованная методика функционального проектирования ПНУ УЭС [104] может быть использована в качестве базы для модернизации проектирования идентичных по структуре ПНУ колесных тракторов, в том числе марки «Беларус».

ГЛАВА 6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАКЕТА ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДЪЕМА НАВЕСНОЙ МАШИНЫ

6.1. Разработка макета ПНУ универсального энергетического средства

6.1.1. Обоснование потребности в макете ПНУ, поиск работоспособной конструкции

Функциональные математические модели механизма навески и гидропривода ПНУ описывают процесс подъема НМ приближенно. Так, при определении координат подвижных шарниров не учитываются зазоры в кинематических парах звеньев, предполагается, что звенья МН абсолютно жесткие, а РЖ в гидроцилиндре, представляющая собой газоздушную смесь, несжимаема, не говоря уже о деформации шин движителей МЭС. В результате точный расчет координат центра тяжести навесной машины всегда немного расходится с результатом замеров. В процедуре динамического анализа для определения закона движения поршня гидроцилиндра рассчитываются: расход и приведенный модуль объемной упругости РЖ, начальный объем РЖ и потери давления в напорной магистрали. Какому закону на самом деле подчинено движение поршня гидроцилиндра ПНУ, определить непросто, но реальное время подъема навесной машины, как правило, больше расчетного. В процедуре силового анализа результаты расчета действующих в шарнирах сил обычно несколько расходится с результатами тензометрирования и в основном из-за неопределенности коэффициента трения в шарнирах.

Поэтому нужна проверка результатов математического моделирования или проверка ФММ на адекватность [80]. Лучше провести лабораторно-полевые испытания, но для вуза это и затратно, и сложно в организационном плане. В вузе целесообразно спроектировать и собрать макет ПНУ, который может имитировать его работу во время подъема навесной машины круглогодично, одновременно это хорошее наглядное пособие для студентов.

По источникам технической информации был проведен поиск и анализ конструкций стендов ПНУ и выбран прототип для разрабатываемого макета [105].

Им оказался испытательный стенд, предназначенный для обкатки и проведения испытаний механических передач и гидропривода силовых цилиндров ПНУ УЭС-2-250А, осуществления проверки эффективности новых конструкторско-технологических решений, направленных на повышение надежности, снижение металлоемкости и определение ресурса деталей.

Стенд испытания заднего подъемно-навесного устройства УЭС-2-250А [106] состоит из следующих составных частей:

- приводной станции ПНУ УЭС для навески испытываемого объекта (рис. 6.1);
- опорных площадок, на которые опираются колеса комбайна;
- гидростанции.

Приводная станция предназначена для управления гидроцилиндрами МН, что позволяет поднимать и опускать навешенную машину – кормоуборочный комбайн и подбирать нужное давление в гидроприводе.

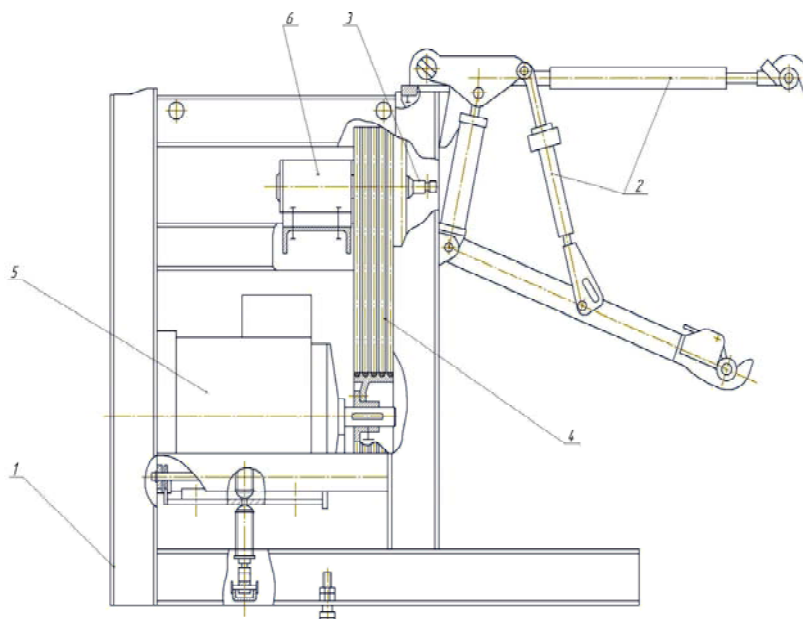


Рис. 6.1. Приводная станция: 1 – рама; 2 – навесное устройство; 3 – вал отбора мощности; 4 – клиноременная передача; 5 – электродвигатель; 6 – контрпривод

Опорные площадки стенда (рис. 6.2) предназначены для имитации продольного профиля опорной поверхности. Управление ими производится при помощи преобразователя частоты двигателя. Ими-

татор неровностей используется для проверки работы ПНУ в рабочем режиме, при этом имитируется воздействие на навесную машину рельефа опорной поверхности.

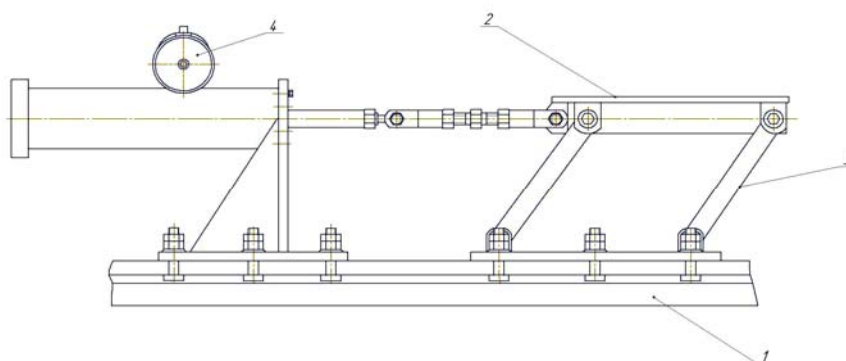


Рис. 6.2. Имитатор неровностей опорной поверхности:
1 – опора; 2 – площадка для колес; 3 – стойка; 4 – манометр

Гидростанция (рис. 6.3) является важнейшим компонентом испытательного стенда. Она применяется для подачи рабочей жидкости под давлением в гидропривод ПНУ.

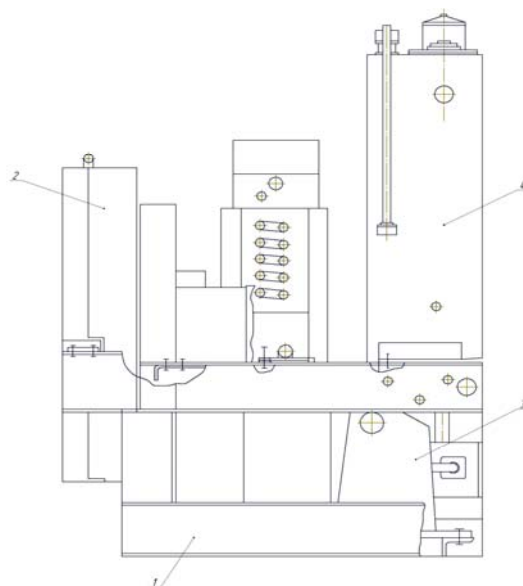


Рис. 6.3. Гидростанция:
1 – рама; 2 – радиатор масляный; 3 – насос; 4 – бак масляный

Стенд работает следующим образом (рис. 6.4): насос питает через блок гидрораспределителей гидроцилиндры механизма навески, а также гидроцилиндры испытываемого объекта. При включении электромагнитов гидрораспределитель соединяет нагнетательную магист-

раль насоса с поршневыми полостями цилиндров механизма навески, а их штоковые полости со сливом. Происходит подъем испытываемого объекта. При выключении электромагнитов происходит опускание испытываемого объекта.

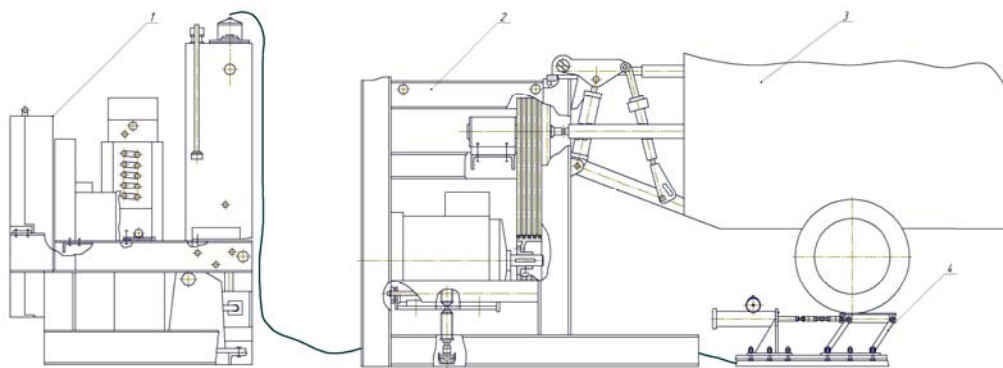


Рис. 6.4. Схема испытательного стенда:
1 – гидростанция; 2 – приводная станция; 3 – испытываемый объект;
4 – имитатор неровностей

Спроектированный стенд для испытаний ПНУ позволяет подобрать нужное давление в гидроприводе, параметры гидроцилиндров, рациональные геометрические размеры механизма навески и способствует наращиванию грузоподъемности ПНУ [107]. Он обеспечивает испытания отдельных узлов энергосредства с навесными машинами, имитируя неровности опорной поверхности. Испытания можно проводить в течение всего года, тогда как соответствующие лабораторно-полевые испытания только в летне-осенний период.

6.1.2. Расчет нагрузки и выбор электродвигателя

Проанализировав работу прототипа, было решено использовать ПНУ, расположенное на раме шасси УЭС-350, приобретенного в «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике». Дело в том, что ПНУ УЭС-350, с одной стороны, доступно и его работа описывается аналогичными ФММ, а с другой, по грузоподъемности оно не только не уступает, но и превосходит ПНУ УЭС-290/450 [108].

ПНУ УЭС-350 состоит из гидропривода и механизма навески. Грузоподъемность ПНУ прямо пропорциональна максимальному давлению в гидроцилиндре и обратно пропорциональна максимальному передаточному числу. В составе ПНУ энергетического средства УЭС-350 используется трехточечный механизм навески с симметричным расположением навешиваемой машины относительно продольной оси,

с двумя гидроцилиндрами, с диаметром поршня 90 мм. Для привода гидронасоса необходим источник энергии, лучший вариант в стационарных условиях – электродвигатель.

Чтобы выбрать электродвигатель, необходимо, задавшись весом поднимаемого агрегата, выполнить расчет ПНУ, определив максимальное давление на поршень гидроцилиндра и сравнить его с давлением, которое может создать гидронасос. Далее, используя установленные параметры гидронасоса, необходимо определить крутящий момент на его валу. По вычисленному крутящему моменту определяется мощность электродвигателя, вал которого будет соединен с валом гидронасоса через клиноременную передачу.

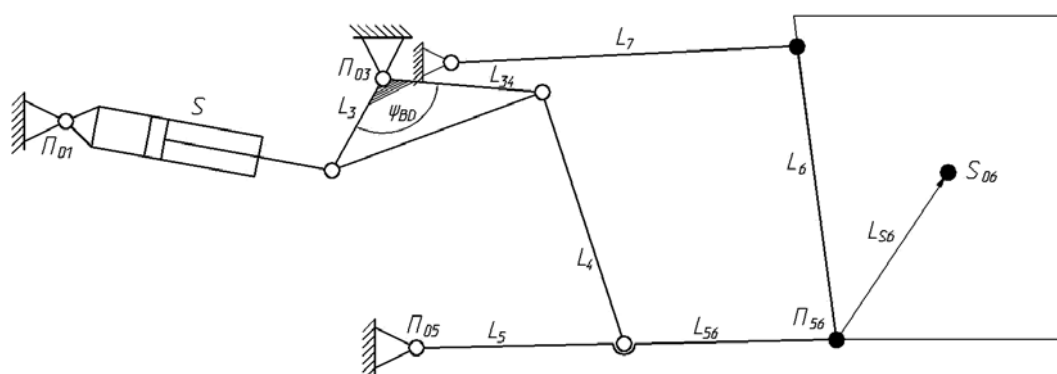


Рис. 6.5. Схема кинематическая МН УЭС-350

Для определения нагрузки электродвигателя был выполнен расчет выходных параметров ПНУ УЭС-350, агрегируемого с комбайном навесным кормоуборочным КНК-500, создающим наибольшую нагрузку со стороны оси подвеса механизма навески [108].

Величина приведенной к поршню гидроцилиндра (ГЦ) нагрузки $F_{пр}(S)$ состоит из полезной составляющей $F(S)$, а также приведенных сил трения ($F_{тр}^{пр}$) и инерции ($F_{ин}^{пр}$):

$$F_{пр}(S) = F(S) + F_{ин}^{пр}(S) + F_{тр}^{пр}(S), \quad (6.1)$$

где S – обобщенная координата МН.

Полезная нагрузка пропорциональна передаточному числу МН – $I_{S6}(S)$:

$$F(S) = P_6 I_{S6}(S), \quad (6.2)$$

где P_6 – вес комбайна КНК-500.

Максимальная движущая сила, развиваемая на штоке ГЦ для преодоления приведенной к ГЦ нагрузки, определяется по выражению

$$F_{шт}^{\max} = p_{гц}^{\max} F_c, \quad (6.3)$$

где F_c – площадь поршня ГЦ; $p_{гц}^{\max}$ – максимальное давление в ГЦ.

Максимальное давление в ГЦ ограничено настройкой предохранительного клапана и потерями давления в гидроприводе:

$$p_{гц}^{\max} = p_{п.к} - (\Delta p_{др} + \Delta p_{гм}), \quad (6.4)$$

где $p_{п.к}$ – давление настройки предохранительного клапана гидропривода; $\Delta p_{др}$ – потери давления на дросселе в магистрали слива; $\Delta p_{гм}$ – потери давления в магистрали.

Изменение грузоподъемности ПНУ при переводе КНК-500 из рабочего положения в транспортное обусловлено главным образом изменением передаточного числа МН, тогда как выходные параметры гидропривода, инерционные и диссипативные потери изменяются в меньшей степени. Грузоподъемность ПНУ определяется по формулам:

$$G_m = \frac{p_2^{\max} F_H - [F_{ин}^{пр} + F_{тр}^{пр}]}{I_m^{\max}}; \quad G_{S_6} = \frac{p_2^{\max} F_H - [F_{ин}^{пр} + F_{тр}^{пр}]}{I_S^{\max}}, \quad (6.5)$$

где $G_m(S)$ – грузоподъемность ПНУ на оси подвеса; $G_{S_6}(S)$ – грузоподъемность ПНУ, соответствующая расположению центра тяжести КНК-500; p_2^{\max} – максимально возможное давление в гидроцилиндре МН; $F_{ин}^{пр}$, $F_{тр}^{пр}$ – соответственно приведенные силы инерции и трения; F_H – суммарная площадь поршней рабочих гидроцилиндров.

Как следует из выражений (6.5), грузоподъемность ПНУ это интегральный показатель, зависящий одновременно от параметров гидропривода, механизма навески и массово-геометрических характеристик навесного комбайна.

В результате была определена грузоподъемность ПНУ УЭС-350 на оси подвеса и на расстоянии X_{S_6} – горизонтальная координата центра тяжести КНК-500. Расчет показал, что грузоподъемность ПНУ на расстоянии S_6 от оси подвеса составляет 62,02 кН. Запас грузоподъемности ПНУ равен 29,8 %, поэтому момент нагрузки со стороны P_6 относительно оси подвеса МН может быть увеличен почти на 30 % [109].

Результаты расчета выходных параметров ПНУ УЭС-350, агрегируемого с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500, выполненного на сформированной ФММ, представлены в табл. 6.1 и 6.2.

Таблица 6.1

**Геометрические и кинематические выходные параметры
механизма навески ПНУ УЭС-350**

Геометрические параметры					Кинематические параметры				
S , [м]	$Y_{56}(S)$, [м]	$X_{56}(S)$, [м]	$Y_{56}(S)$, [м]	$\varphi_6(S)$, [град]	$\varphi_3'(S)$, [1/м]	$U_{53}(S)$, [-]**	$\varphi_6'(S)$, [1/м]	$I_m(S)$, [-]	$I_s(S)$, [-]
0,571*	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,596	0,320	2,447	0,571	90,019	4,844	0,726	-0,131	3,454	3,291
0,621	0,404	2,468	0,652	89,869	4,425	0,747	-0,082	3,312	3,210
0,646	0,486	2,480	0,732	89,780	4,175	0,760	-0,044	3,218	3,164
0,671	0,566	2,486	0,810	89,741	4,022	0,768	-0,011	3,149	3,135
0,696	0,644	2,485	0,889	89,746	3,935	0,772	0,018	3,095	3,118
0,721	0,720	2,478	0,966	89,794	3,896	0,773	0,048	3,048	3,107
0,746	0,796	2,466	1,044	89,884	3,896	0,771	0,079	3,003	3,102
0,771	0,870	2,447	1,121	90,021	3,932	0,766	0,113	2,959	3,100
0,796	0,944	2,423	1,199	90,209	4,003	0,759	0,162	2,911	3,101
0,821	1,016	2,392	1,277	90,459	4,112	0,748	0,199	2,858	3,106

*Подсоединение навесного кормоуборочного комбайна КНК-500 выполняется, когда высота оси подвеса (Y_{56}) составляет 0,33 м, что соответствует $S = 0,599$ м.

**Безразмерная величина.

Таблица 6.2

Силовые параметры ПНУ УЭС-350

S , [м]	$G_m(S)$, [кН]	$G_{56}(S)$, [кН]	$R_{34}(S)$, [кН]	$R_{56}(S)$, [кН]	$R_{23}(S)$, [кН]	$F_g(S)$, [кН]	$p_2(S)$, [МПа]
0,571	—	—	—	—	—	—	—
0,596	59,101	62,05	52,798	44,217	157,931	157,931	14,313
0,621	61,635	63,597	52,019	45,446	154,092	154,092	13,963
0,646	63,440	64,536	51,349	46,890	151,849	151,849	13,760
0,671	64,824	65,118	50,754	48,508	150,490	150,490	13,637
0,696	65,967	65,480	50,214	50,288	149,658	149,658	13,561
0,721	66,989	65,699	49,720	52,237	149,159	149,159	13,516
0,746	67,977	65,821	49,270	54,372	148,884	148,884	13,491
0,771	69,003	65,867	48,866	56,724	148,779	148,779	13,482
0,796	70,136	65,843	48,518	59,337	148,833	148,833	13,487
0,821	71,445	65,732	48,245	62,271	149,086	149,086	13,509

Результаты силового воздействия со стороны КНК-500, передаваемые через МН на раму УЭС, приведены на рис. 6.6. Здесь $R_{03}(S)$ – реакция со стороны поворотного рычага; $R_{05}(S)$ – реакция со стороны нижней тяги; $R_{07}(S)$ – реакция со стороны верхней (центральной) тяги.

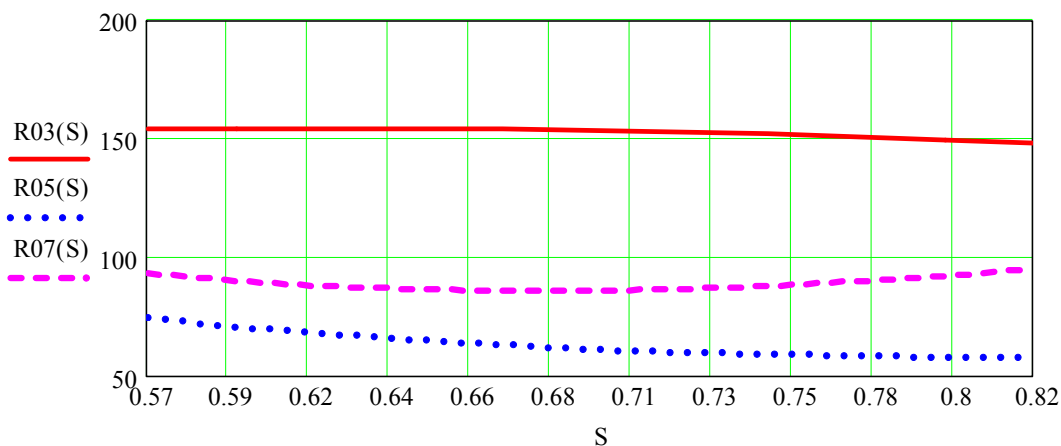


Рис. 6.6. Силовое воздействие со стороны звеньев МН на раму УЭС-350

Проведенные расчеты позволяют сделать вывод о том, что заложенные в конструкции макета параметры ПНУ УЭС-350 позволяют проводить исследования для всех навесных машин, агрегируемых с серийным и перспективным УЭС, включая наиболее энергоемкий процесс перевода из рабочего в транспортное положение комбайна КНК-500.

Представленная методика анализа процесса подъема НМ и определения грузоподъемности ПНУ УЭС-350 позволяет оценить характеристики агрегирования и других навесных машин с другими моделями УЭС, имеющими идентичные по структуре подъемно-навесные устройства.

Анализ результатов расчета показывает, что максимальное давление в гидроцилиндре, а следовательно, и в гидроприводе, возникает в момент начала подъема агрегата, т. е. при минимальном выдвигении штока гидроцилиндра. Такое давление (с запасом до 20 МПа) может создавать шестеренный насос НШ32М-4, которым укомплектовано шасси УЭС-350. Следовательно, гидропривод полностью обеспечит процесс подъема навешиваемой машины.

Крутящий момент на валу насоса

$$M = \frac{P_{g\max} V_0}{2\pi} = \frac{14,313 \cdot 10^6 \cdot 32 \cdot 10^6}{6,28} = 92,03 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мощность, потребляемая насосом,

$$N = \frac{Mn}{9550} = \frac{92,03 \cdot 1550}{9550} = 14,9 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателя определяем с учетом конструктивной особенности, имеющей вид двойной ременной передачи (рис. 6.7).

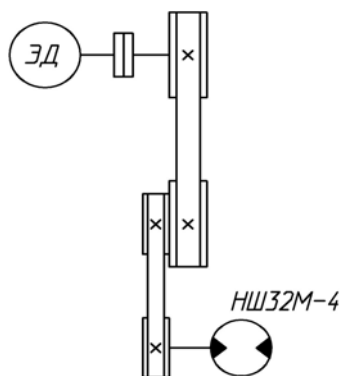


Рис. 6.7. Схема соединения электродвигателя с гидронасосом

$$N_{\text{ЭД}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}} \eta_{\text{пр}}} = \frac{14,9}{0,93 \cdot 0,93} = 17,27 \text{ кВт,}$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД клиноременной передачи, $\eta_{\text{пр}} = 0,93 - 0,95$.

В результате проведенных исследований, установлено, что для обеспечения оптимального навешивание агрегата с заданными параметрами затрачивается мощность в 17,3 кВт. Такую мощность может обеспечить наиболее простой из ряда электродвигателей – асинхронный электродвигатель 4А160М2У3 (рис. 6.8), $N_{\text{ЭД}} = 18,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{ЭД}} = 2930 \text{ об/мин}$ [110].

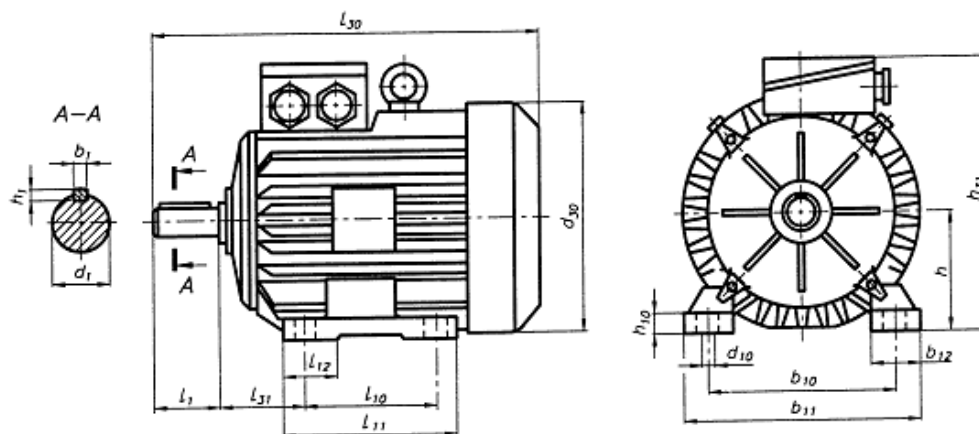


Рис. 6.8. Асинхронный электродвигатель 4А160М2У3

6.1.3. Назначение и предъявляемые к макету требования

Макет ПНУ – это лабораторное оборудование, которое предназначено для исследований процесса подъема разных навесных машин. При данных исследованиях объект (ПНУ) подвергается действию нагрузок, сопоставимых или превышающих нагрузки в реальных условиях. Целью подобных исследований является определение реакции объекта на специфические условия и предельных значений нагрузки.

Структурно испытательный макет представляет собой совокупность рабочего поля (плиты, станины или другого устройства для закрепления тестируемого устройства), подсистемы нагрузки образца (вибрационную, электрическую или прочую в зависимости от типа испытаний) и контрольно-измерительной аппаратуры, предназначенной для снятия показателей реакции образца на нагрузку.

Преимуществом испытаний на макете перед испытаниями в реальных условиях является возможность оценки реакции образца на определенный тип и величину нагрузки при прочих фиксированных параметрах, что позволяет выявить скрытые конструктивные недостатки и возможности.

Разрабатываемый макет предназначен для имитации работы ПНУ универсального энергетического средства УЭС-350.

Областью эффективного применения является использование данного макета при изучении динамики подъема навесных машин. Основные направления использования данного макета:

1. Проверка созданной функциональной математической модели.
2. Увеличение перечня навесных машин, изначально спроектированных для агрегатирования с другими МЭС, которые можно использовать в комплекте с данным универсальным энергосредством.
3. Увеличение грузоподъемности ПНУ только за счет подбора оптимальных параметров звеньев МН и высоты присоединительного треугольника, без увеличения мощности гидравлического привода.
4. Проверка возможности нарушения процесса подъема навесной машины при соответствующей комбинации размеров звеньев МН.
5. Увеличение надежности механизма навески вследствие более качественного моделирования процесса подъема навесных агрегатов и более точного подбора параметров звеньев.

Общий вид макета ПНУ представлен на рис. 6.9.

Срок службы макета – десять лет.

Коэффициент готовности макета ПНУ – 0,98.

Макет должен расчленяться на рациональное число составных частей.

Конструкция макета должна обеспечивать свободный доступ к местам, подлежащим регулировке и смазке, возможность замены вышедших из строя деталей без существенной разборки изделия.

Макет должен быть изготовлен с применением материалов, комплектующих изделий, сборочных единиц, деталей и приборов, имеющих применение в отрасли (см. рис. 6.9). Уровень унификации при этом должен составлять не менее 90 %.

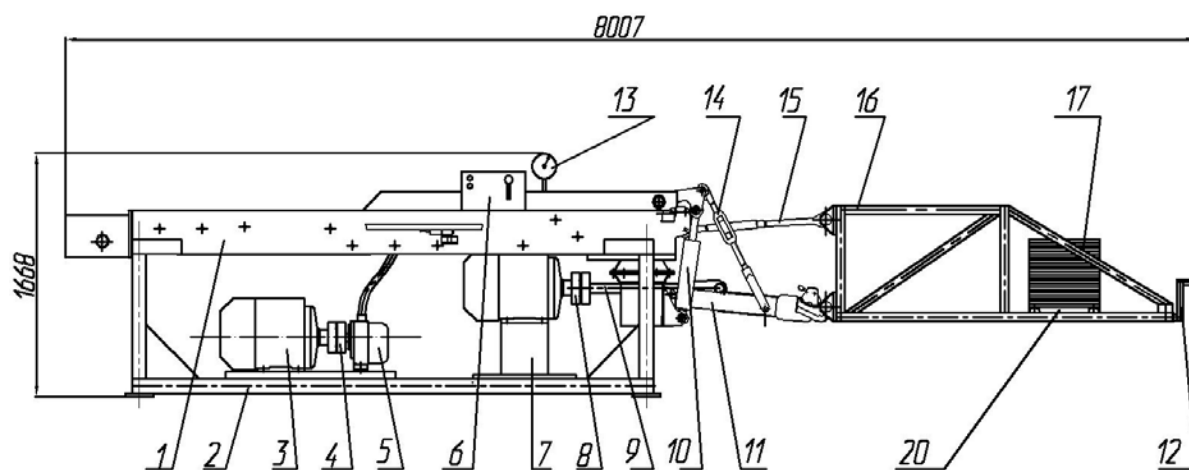


Рис. 6.9. Предварительный вид макета для имитации работы ПНУ УЭС-350:

- 1 – рама УЭС-350; 2 – рама опорная; 3 – электродвигатель; 4 – муфта предохранительная; 5 – насос шестеренчатый; 6 – пульт управления;
- 7 – подставка; 8 – муфта предохранительная; 9 – вал отбора мощности;
- 10 – гидроцилиндр; 11 – рычаг нижний; 12 – рукоять; 13 – измерительный прибор давления (манометр); 14 – раскос; 15 – тяга центральная;
- 16 – направляющая; 17 – груз; 18 – противовес; 19 – гидрораспределитель;
- 20 – тележка грузовая

6.1.4. Технические данные макета ПНУ

Основные технические данные макета приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

**Основные технические данные макета
для имитации работы ПНУ УЭС-350**

Наименование показателей	Значения
Тип макета	Стационарный
Управление макетом	Полуавтоматическое
Количество одновременных демонстраций, шт.	1
Мощность приводного двигателя, кВт	18,5
Тип приводного электродвигателя	Асинхронный, короткозамкнутый серии 4А
Питающее напряжение, В	380
Род тока	Переменный
Количество обслуживающего персонала, чел.	2
Габаритные размеры, мм:	
– длина	8007
– ширина	1016
– высота	1668

6.2. Проектирование и расчет элементов конструкции макета

6.2.1. Достоинства и недостатки объемного гидропривода

Объемным гидроприводом называется совокупность устройств – гидромашин объемного действия и гидроаппаратов, предназначенных для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости [4].

К достоинствам объемного гидропривода относят:

- возможность создания больших передаточных отношений и бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена и усилий в широком диапазоне;
- высокая удельная мощность;
- малая инерционность, что обеспечивает быстрый пуск, реверс, останов (момент инерции подвижных элементов гидропривода в 5–6 раз меньше, чем у электромашин той же мощности);

– возможность просто и надежно предохранять элементы гидропривода и рабочей машины от перегрузок.

Недостатки гидропривода:

– потери энергии значительно выше, чем в электроприводе (гидропривод имеет более низкий КПД);

– влияние условий эксплуатации (температуры) на характеристики гидропривода;

– постепенное снижение КПД в процессе эксплуатации и рост утечек жидкости по мере износа деталей привода.

Объемный гидропривод широко используется в строительных и дорожных машинах, станках, транспортных и мобильных сельскохозяйственных машинах.

6.2.2. Выбор схемы циркуляции рабочей жидкости и номинального рабочего давления

При решении этого вопроса надо учесть следующие обстоятельства. В открытой схеме всасывающая линия насоса и сливная гидроцилиндра разомкнуты между собой. Они сообщаются с гидробаком, давление на поверхности жидкости в котором атмосферное. Наличие гидробака, содержащего запас жидкости, обеспечивает лучшие условия для отвода тепла из системы. Эта схема позволяет питать одним насосом несколько гидроцилиндров. В целом, она проще закрытой. Однако реверсирование насосом в этом случае осуществить нельзя – необходима установка гидрораспределителя. Разряжение во всасывающей линии насоса способствует возникновению кавитации и подосу воздуха в систему.

В закрытой схеме рабочая жидкость после гидроцилиндра направляется непосредственно в насос. Таким образом, основной контур циркуляции не связан с атмосферой, что защищает систему от загрязнений, например, при работе в запыленной среде. Кроме того, наличие повышенного давления в низконапорной магистрали уменьшает возможность возникновения кавитации. В этой схеме реверсирование легко осуществляется регулируемым насосом. К недостаткам закрытой схемы следует отнести сложность охлаждения и необходимость установки дополнительного оборудования – системы подпитки – для компенсации утечки жидкости через неплотности во внешнюю среду.

Из-за сложности охлаждения и необходимости установки дополнительного оборудования для гидросистемы стенда выбирается

открытая схема циркуляции жидкости. Схема данного гидропривода представлена на рис. 6.10.

Давление в гидросистеме зависит от типа насоса и назначения данного гидропривода. Давление насоса должно быть тем больше, чем больше нагрузка или мощность приводимого в движение механизма. Малые давления приводят к возрастанию габаритов и веса, но способствуют плавной и устойчивой работе гидропривода; большие давления снижают вес, но усложняют конструкцию и эксплуатацию гидросистем, уменьшают долговечность гидрооборудования.

Данное давление соответствует давлению в гидросистеме универсального энергосредства УЭС-350.

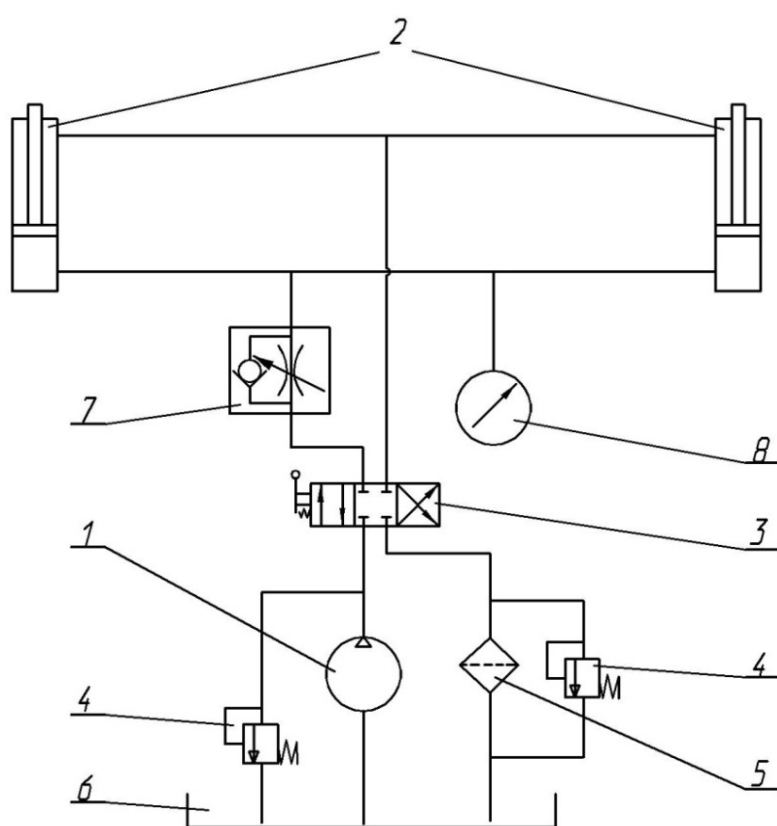


Рис. 6.10. Схема гидравлическая макета ПНУ: 1 – насос; 2 – гидроцилиндр; 3 – гидрораспределитель; 4 – переливной клапан; 5 – фильтр; 6 – бак; 7 – гидравлический замок; 8 – манометр

Чем выше давление, тем выше требования к качеству (класс точности, чистота обработки, материал) сопрягаемых деталей, к жесткости конструкции в целом. При давлениях свыше 23–25 МПа в жидкости могут возникать упругие колебания, вызывающие гидравлические удары в системе, вибрацию подвижных деталей, усложняется

Исходные данные:

$a = 0,262$ м; $b = 1,78$ м; $x = 3,73$ м; $L = 3,59$ м.

Реакция опоры в точке A имеет следующий вид:

$$R_a = \frac{P_{гр}(a + L) + P_r b - P_{арг} X}{L},$$

где P_r – вес рамы макета, принимаем 3,6 кН; $P_{гр}$ – вес противовесов, принимаем 60 кН; $P_{арг}$ – вес навесного агрегата.

$$R_a = \frac{60 \cdot (0,262 + 3,59) + 3,6 \cdot 1,78 - 50 \cdot 3,73}{3,59} = 15 \text{ кН.}$$

Выполним проверку по ограничению грузоподъемности:

$$15 \geq 0,12 \cdot (60 + 3,6 + 50);$$

$$15 > 13,6.$$

Условие выполняется.

6.2.4. Расчет направляющей рамы на прочность

Расчетная схема рамы представлена на рис. 6.12.

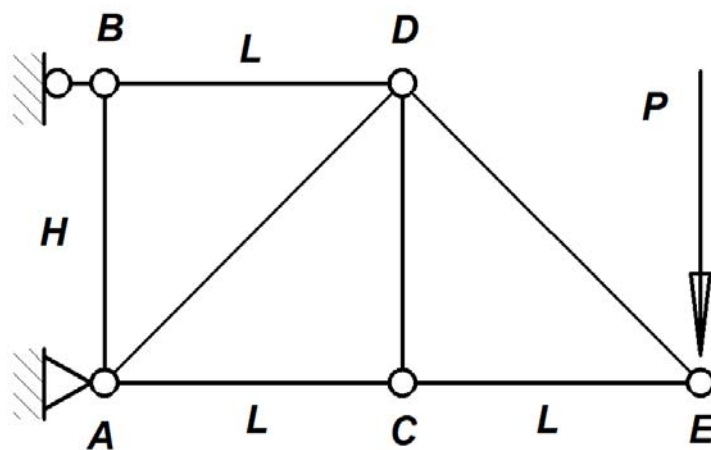


Рис. 6.12. Расчетная схема рамы

Нагрузка P создается грузом массой 50 кН. Поскольку направляющая рама состоит из двух симметричных ферм, следовательно, нагрузка будет делиться поровну между ними по 25 кН.

Исходные данные:

$P = 25$ кН; $L = H = 1,16$ м.

Найдем реакции в опорах.

Сумма моментов относительно точки B :

$$\sum M_b = 0; \quad R_{ax}H - PL = 0;$$

$$R_{ax} = \frac{25 \cdot 2 \cdot 1,16}{1,16} = 50 \text{ кН.}$$

Сумма сил, действующих по оси Y :

$$\sum Y = 0; \quad R_{ay} - P = 0;$$

$$R_{ay} = P = 25 \text{ кН.}$$

Сумма сил, действующих по оси X :

$$\sum X = 0; \quad -R_{bx} + R_{ax} = 0;$$

$$R_{bx} = R_{ax} = 50 \text{ кН.}$$

Для расчета сил, действующих в стержнях, используем метод вырезания узлов. Заменяем стержни действующими силами.

Вырежем узел A (рис. 6.13):

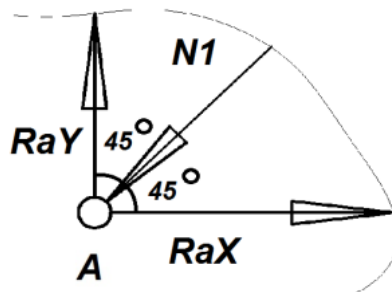


Рис. 6.13. Узел A

$$\sum X = 0; \quad -N_1 \cdot \cos \alpha + R_{ax} = 0;$$

$$\sum Y = 0; \quad R_{ay} - N_1 \cdot \sin \alpha = 0;$$

$$N_1 = \frac{R_{ay}}{\sin \alpha};$$

$$N_1 = \frac{25}{0,7} = 35,7 \text{ кН.}$$

Вырежем узел C (рис. 6.14).

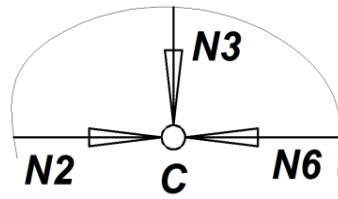


Рис. 6.14. Узел C

$$\sum X = 0; N_2 - N_6 = 0;$$

$$N_2 = N_6 = R_{ax} = 50 \text{ кН};$$

$$\sum Y = 0; N_3 = 0.$$

Вырежем узел D (рис. 6.15).

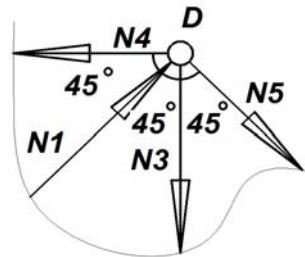


Рис. 6.15. Узел D

$$\sum X = 0; -N_4 + N_5 \cos b + N_1 \cdot \cos a = 0;$$

$$\sum Y = 0; N_1 \cdot \cos a - N_5 \cdot \sin b - N_3 = 0;$$

$$N_5 = \frac{N_1 \cdot \cos a - N_3}{\sin b};$$

$$N_5 = \frac{35,7 \cdot 0,7}{0,7} = 35,7 \text{ кН}.$$

Выполним проверку.

Вырежем узел D , составим два уравнения сил, сумма сил, действующих в узле, должна быть равна 0.

$$-N_4 + N_5 \cdot \cos b + N_1 \cdot \cos a = 0;$$

$$-50 + 35,7 \cdot 0,7 + 35,7 \cdot 0,7 = 0.$$

Равенство верно.

$$N_1 \cdot \cos a - N_5 \cdot \sin b - N_3 = 0;$$

$$35,7 \cdot 0,7 - 35,7 \cdot 0,7 - 0 = 0.$$

Равенство верно.

6.2.5. Расчет минимального сечения стержня

Расчет на прочность элементов, подверженных центральному растяжению или сжатию силой N , следует выполнять по формуле

$$\frac{N}{A_n} \leq R_y \gamma_c, \quad (6.6)$$

откуда минимальное значение площади поперечного сечения

$$A_{n \min} = \frac{N}{R_y \gamma_c}, \quad (6.7)$$

где γ_c – коэффициенты условий работы, принимаемый в соответствии с [111]. Значения γ_c :

– для сжатых стержней $\gamma_c = 0,9$;

– для растянутых стержней $\gamma_c = 0,8$.

R_y – расчетное сопротивление по пределу текучести.

$$R_y = \frac{R_{yn}}{\gamma_m}, \quad (6.8)$$

где γ_m – коэффициент надежности по материалу проката, принимаемый в соответствии с [111] и ГОСТ 27772–88, $\gamma_m = 1,025$.

Для материала Ст45 $R_{yn} = 245$ МПа [111], откуда

$$R_y = \frac{245}{1,025} = 239 \text{ МПа.}$$

Принимаем в соответствии с [111]: $R_y = 240$ МПа.

Подставив усилия в стержнях в формулу для нахождения площади поперечного сечения, получим:

– стержень AD :

$$AD_{\min} = \frac{N_1}{R_y \gamma_c} = \frac{35,7 \cdot 10^3}{240 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 1,7 \text{ см}^2;$$

– стержень $AC = CE$:

$$AC = CE_{\min} = \frac{N_2}{R_y \gamma_c} = \frac{50 \cdot 10^3}{240 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 0,23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 2,3 \text{ см}^2;$$

– стержень BD :

$$BD_{\min} = \frac{N_4}{R_y \gamma_c} = \frac{50 \cdot 10^3}{240 \cdot 10^6 \cdot 0,8} = 0,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 2,6 \text{ см}^2;$$

– стержень DE :

$$DE_{\min} = \frac{N_5}{R_y \gamma_c} = \frac{35,7 \cdot 10^3}{240 \cdot 10^6 \cdot 0,8} = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 1,8 \text{ см}^2;$$

– стержень AB :

$$AB_{\min} = \frac{N_6}{R_y \gamma_c} = \frac{25 \cdot 10^3}{240 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 0,11 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 1,1 \text{ см}^2.$$

Стержень DC не нагружен при крайнем положении груза.

Конструктивно примем большую площадь сечения. Прокат для всех стержней берем одинаковый.

Характеристики трубы представлены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Характеристики трубы

Параметр	Значение
Труба	D32x3 ГОСТ 10704–91
Диаметр трубы	32 мм
Толщина стенки трубы	3 мм
Площадь поперечного сечения	2,73 см ²

6.2.6. Расчет опорной рамы на прочность

Расчетная схема представлена на рис. 6.16.

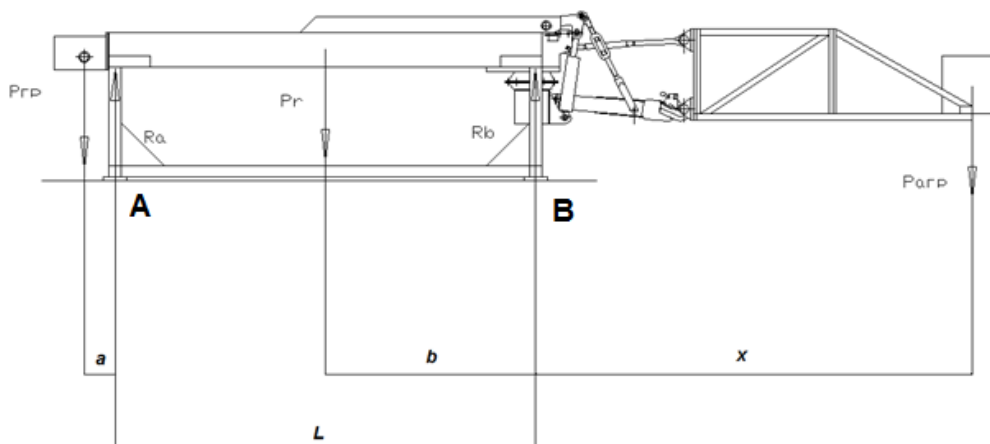


Рис. 6.16. Расчетная схема рамы

Расчет будем производить для материала Ст45, основной задачей данного расчета является подбор необходимой площади сечения опор рамы.

Определим реакции в опорах:

$$R_a = 15 \text{ кН.}$$

Реакцию в опоре B можно определить из суммы моментов относительно точки A :

$$\sum Ma = 0; P_{гр}a - P_r(L - b) + R_bL - P_{арп}(X + L) = 0.$$

Отсюда

$$R_b = \frac{-P_{гр}a + P_r(L - b) + P_{арп}(X + L)}{L};$$

$$R_b = \frac{-60 \cdot 0,262 + 3,6 \cdot 1,81 + 50 \cdot 7,32}{3,59} = 99,3 \text{ кН.}$$

Минимально допустимую площадь сечения определим по формуле (6.7).

Стержень A :

$$A_{\min} = \frac{N_1}{R_y \gamma_c} = \frac{15 \cdot 10^3}{240 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 0,7 \text{ см}^2.$$

Стержень B :

$$B_{\min} = \frac{N_1}{R_y \gamma_c} = \frac{99,3 \cdot 10^3}{240 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 4,5 \text{ см}^2.$$

Поскольку рама имеет симметричную форму, следовательно нагрузка будет равномерно разделена между двумя передними и двумя задними опорами, тогда

$$A_{\min} = 0,35 \text{ см}^2;$$

$$B_{\min} = 2,25 \text{ см}^2.$$

Конструктивно примем большую площадь сечения. Прокат для всех стержней берем одинаковый.

Характеристики трубы представлены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Характеристики трубы

Параметр	Значение
Труба	D50x3 ГОСТ 10704–91
Диаметр трубы	50 мм
Толщина стенки трубы	5 мм
Площадь поперечного сечения	3,5 см ²

Данная труба сможет обеспечить необходимый запас прочности при динамических нагрузках.

6.2.7. Измерительные приборы и датчики

Поскольку на величину грузоподъемности ПНУ влияют такие факторы как грузоподъемность шин и управляемость МТА [65], то при испытании навесных машин и орудий необходимо измерять нагрузку на ведущие и управляемые колеса.

Для этого под каждую опору макета устанавливаем тензометрический датчик. Общий вид датчика представлен на рис. 6.17.



Рис. 6.17. Общий вид тензометрического датчика

Технические характеристики данного датчика представлены в табл. 6.6.

Таблица 6.6

Технические характеристики тензометрического датчика

Название	MNTO
Тип деформации	Растяжение–сжатие
Класс защиты	IP 67
Материал	Нержавеющая сталь
Номинальная нагрузка, кН	50,0

Для контроля давления в гидравлической системе установим манометры марки МА100ВУ63.

Данный манометр имеет виброустойчивое исполнение и поставляется в комплекте с присоединительным адаптером.

Возможно встраивание в любом, удобном для использования, участке гидравлической системы.



Рис. 6.18. Манометр МА100ВУ63

Общий вид манометра представлен на рис. 6.18.

6.3. Техническое обеспечение исследований на макете ПНУ универсального энергетического средства

Для исследования режима подъема навесной машины при помощи подъемно-навесного устройства УЭС-350 были поставлены следующие задачи:

- определение времени подъема навешенной косилки-плющилки ротационной КПР-9;
- определение давления в гидроприводе: в гидроцилиндрах и перед предохранительным клапаном;

– определение усилий в шарнирах верхней тяги и раскосов, усилий на штоках гидроцилиндров.

Испытания проводились в ГГТУ им. П. О. Сухого при температуре окружающей среды $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Перед началом испытаний температура масла в гидросистеме была доведена до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Места размещения тензорезисторных измерительных преобразователей на макете подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства указаны на рис. 6.19. Датчики давления установлены в гидролинии поршневой полости гидроцилиндров, а также перед предохранительным клапаном. Датчик положения установлен на штоке гидроцилиндра.

К датчикам давления, положения и тензорезистивным преобразователям присоединялась контрольно-измерительная аппаратура. В качестве контрольно-измерительной аппаратуры при испытаниях использовались датчики давления НВМ Р8АР класса точности 0,3, имеющие диапазон измерения 0–50 МПа, тензорезисторы КФ5П–1–20–200, датчик положения и программно-аппаратный комплекс, включающий измерительный усилитель «Spider-8» [112] и портативную ЭВМ с программным обеспечением «Catman».

Тензорезисторы КФ5П–1–20–20 сопротивлением 200 Ом подключены по мостовой схеме. Для определения усилий на указанные элементы конструкции наклеены по два тензорезистора $R1$ и $R2$. Данные тензорезисторы наклеены на противоположных сторонах элементов конструкции симметрично их продольной оси и являются измерительными (рис. 6.20).

Измерительные тензорезисторы подключены в мостовой схеме оппозитно для компенсации деформации изгиба [113] (рис. 6.21). В качестве компенсационных сопротивлений $R3$, $R4$ в мостовой схеме используются также тензорезисторы КФ5П–1–20–20, наклеенные на элемент конструкции в поперечном направлении, нечувствительном к деформации. Это связано с высоким температурным коэффициентом сопротивления тензорезистора. Компенсационные тензорезисторы $R3$, $R4$ находятся в тех же условиях, что и измерительные тензорезисторы $R1$, $R2$, поэтому существенно упрощается термокомпенсация мостовой схемы. Для термокомпенсации использована шестипроводная схема измерения. Одна пара проводов служит для питания моста, другая – для измерения подаваемого напряжения, третья пара – для измерения разности потенциалов в мостовой схеме.

При использовании шестипроводной схемы подключения исключается погрешность падения напряжения на подводящих прово-

дах и изменения падения напряжения на подводящих проводах из-за температурной зависимости сопротивления.

Усилитель измерительный «Spider-8» предназначен для измерения унифицированных сигналов тензорезистивных датчиков, пассивных и активных преобразователей. Усилитель также предназначен для преобразования измеренных сигналов в цифровую форму и индикации измеренных значений. Область применения – прецизионные измерения, автоматизация исследовательских и технологических, статических и динамических процессов.

Измерительные усилители предназначены для измерения таких величин как деформация, перемещение, сила, давление. Все элементы, связанные с измерениями и обработкой сигналов, организацией питания датчиков, усилением, аналого-цифровым преобразованием, передачей данных во внешнюю вычислительную среду объединены в одном корпусе. Подключение к компьютеру осуществляется через USB-порт при наличии соответствующего адаптера.

Настройка параметров усилителя осуществляется при помощи компьютера. Конструктивно усилитель с модулями расширения SR-55 имеет 8 цифровых усилителей несущей частоты 4,8 кГц для тензорезистивных измерительных преобразователей. Каждый канал усилителя оснащен аналого-цифровым преобразователем (АЦП). АЦП всех каналов имеют синхронизацию для обеспечения одновременности измерений. Пассивные преобразователи и датчики подключаются к усилителю по 6- или 5-проводной схеме.

Программное обеспечение Catman позволяет проводить настройку измерительного усилителя, регистрацию и анализ измерительных данных. При настройке датчиков давления используется встроенная база данных датчиков, для калибровки тензорезистивных измерительных преобразователей и датчика положения применяют масштабирование значений. Анализ измерительных данных подразумевает использование статистических функций (вычисление среднего значения, максимума, минимума), а также представление данных в виде графиков и таблиц.

Для калибровки сигналов с тензорезистивных измерительных преобразователей в единицах силы использовались крановые весы Caston-III 10 THD, класс точности – средний (III), пределы взвешивания 1–100 кН, цена поверочного деления 50 Н.

Для определения массы косилки-плющилки ротационной КПР-9 использовались весы CASRW-15P, класс точности – обычный (IV), пределы взвешивания одной платформы 10–150 кН, цена поверочного деления 200 Н.

Для измерения длин верхней тяги и раскосов использовалась рулетка длиной 5 м с погрешностью 1 мм.

С помощью программно-аппаратного комплекса при частоте дискретизации равной $f = 1 \text{ кГц}$ одновременно регистрировалось давление в гидроцилиндрах и перед предохранительным клапаном, положение штока гидроцилиндра, усилия на штоке гидроцилиндра, в шарнирах верхней тяги и раскосов.

В процессе испытаний осуществлялся подъем косилки-плющилки ротационной КПР-9 массой 39 кН в верхнее положение в семикратной повторности.

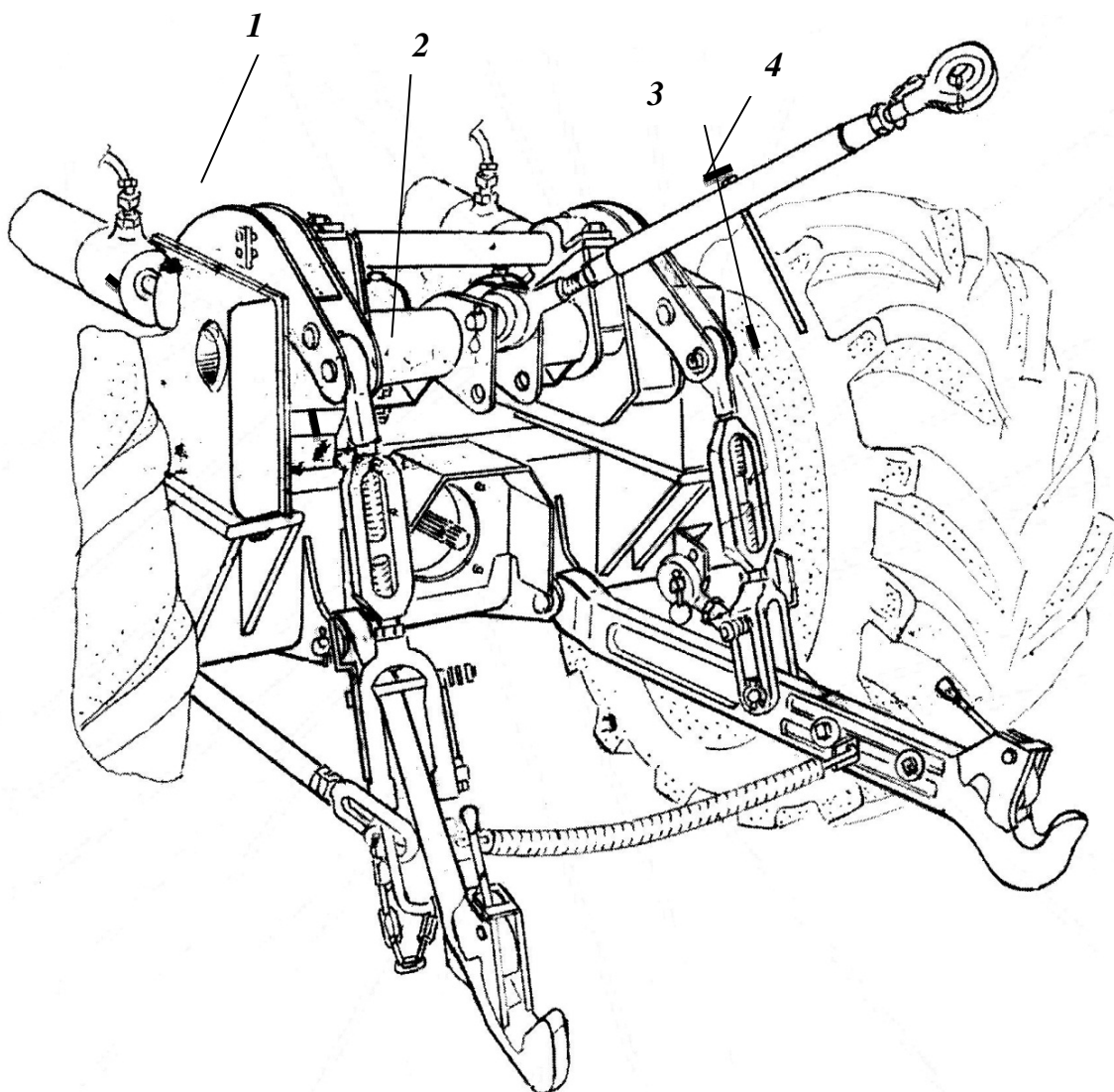


Рис. 6.19. Размещение тензорезисторных измерительных преобразователей на макете ПНУ УЭС: 1 – шток гидроцилиндра; 2, 3 – раскосы; 4 – верхняя тяга

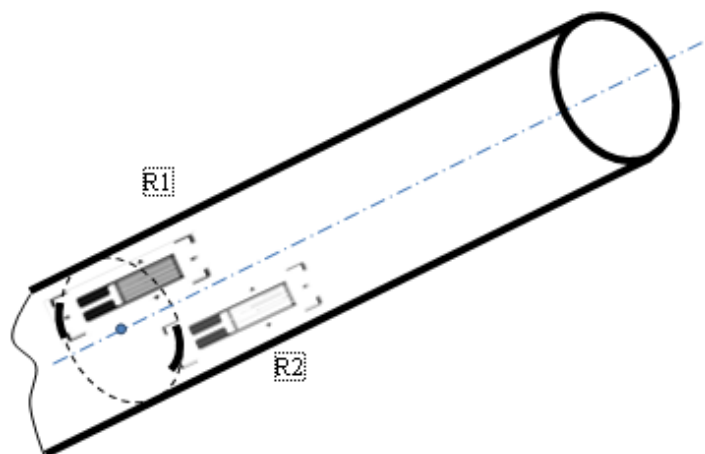


Рис. 6.20. Схема наклейки измерительных тензорезисторов $R1$ и $R2$ для определения усилий на элементах конструкции

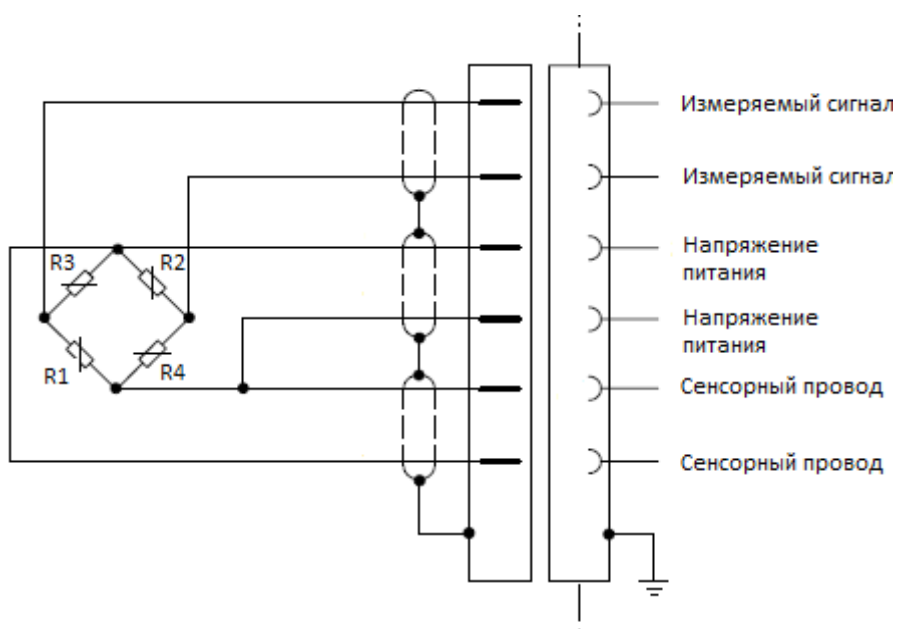


Рис. 6.21. Шестипроводная мостовая схема подключения тензорезисторов

При обработке полученных данных осуществлялся анализ осциллограмм колебаний давлений и усилий с выделением из них информативных составляющих, характеризующих значения указанных величин при заданных положениях хода поршня гидроцилиндра, а также с определением времени подъема косилки-плющилки. Полученные результаты статистически обрабатывались с получением эмпирических зависимостей.

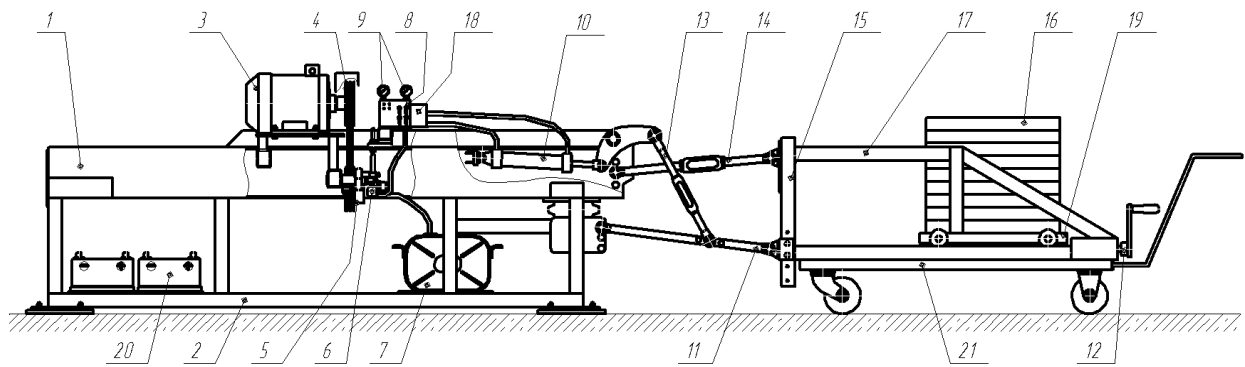


Рис. 6.22. Общий вид макета ПНУ на базе шасси УЭС-350:

- 1 – рама УЭС-350; 2 – рама опорная; 3 – электродвигатель;
 4 – клиноременная передача; 5 – ролик натяжной; 6 – насос шестеренный;
 7 – бак; 8 – пульт управления; 9 – манометры; 10 – гидроцилиндр;
 11 – рычаг нижний; 12 – рукоять; 13 – раскос; 14 – верхняя тяга; 15 – стойка;
 16 – груз; 17 – направляющая; 18 – гидрораспределитель;
 19 – тележка; 20 – тележка грузовая

В результате выполненных расчетно-проектировочных работ макет ПНУ приобрел общий вид, представленный на рис. 6.22.

6.4. Идентификация функциональной математической модели динамики подъема навесной машины

Функциональные математические модели механизма навески и гидропривода ПНУ отражают процесс подъема навесной машины до некоторой степени идеализированно. Так, например, в процедуре геометрического анализа принято, что координаты неподвижных шарниров и длины звеньев не имеют допуска, звенья МН абсолютно жесткие, а рабочая жидкость (РЖ), по сути – газоздушная смесь, несжимаема. В результате точный расчет координат центра тяжести навесной машины всегда немного расходится с результатом замеров. В процедуре динамического анализа для определения закона движения поршня гидроцилиндра рассчитываются: расход и приведенный модуль объемной упругости РЖ, начальный объем РЖ и потери давления в напорной магистрали. Какому закону на самом деле подчинено движение поршня гидроцилиндра, определить непросто, но реальное время подъема навесной машины больше расчетного [114]. В процедуре силового анализа расчет действующих в шарнирах сил несколько расходится с результатами тензометрирования и в основном из-за неопределенности коэффициента трения в шарнирах МН.

При решении задачи математического моделирования ПНУ в условиях автоматизированного проектирования целесообразным представляется подход, предполагающий построение функциональной математической модели процесса подъема НМ на основе предложенной методики с последующей ее идентификацией [115] на базе результатов эксперимента. Уточненная таким образом ФММ обеспечивает удовлетворительное решение задачи нелинейного математического программирования в процессе параметрического синтеза ПНУ.

ФММ процесса подъема навесной машины описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений (3.24)–(3.26):

$$\begin{cases} \frac{dS}{dt} = \frac{Q_1}{F_H} - \frac{V_0 + F_H(S - S_0)}{F_H E_{\text{пр}}} \frac{dp_2}{dt}, \\ p_1 = p_2 + \alpha_1 \frac{d^2 S}{dt^2} + \alpha_2 \frac{dS}{dt} + \alpha_3 \left(\frac{dS}{dt} \right)^2; \\ p_2 F_H = m(S) \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{m'(S)}{dS} \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 + \alpha_4 \frac{dS}{dt} + P(S). \end{cases} \quad (6.9)$$

В ходе эксперимента фиксировались такие выходные параметры ПНУ как движущая сила на штоке гидроцилиндра ($F_{\text{дв}} = p_2 F_H$), давление на выходе гидронасоса (p_1), высота оси подвеса, напряжения, действующие в центральной тяге R_{07} и поворотном рычаге R_{03} .

Затем по результатам анализа испытаний ПНУ, было выполнено сопоставление выходных параметров реального ПНУ с выходными параметрами его теоретической модели. Таким образом, была обеспечена проверка ФММ на адекватность. Корректировка полученных в результате расчета коэффициентов α_1 – α_4 (табл. 6.7) в ФММ осуществлялась путем минимизации рассогласования между теоретическими и экспериментальными значениями выходных параметров. Аналогично были откорректированы выражения для вертикальной координаты оси подвеса (α_0) и сил, действующих в центральной тяге (α_7) и поворотном рычаге (α_5).

Таблица 6.7

Значения управляемых коэффициентов до идентификации

n/n	α_0	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6
Размерность	[–]	[кг/м ²]	[кг/м ² с]	[кг/м ³]	[кг/с]	[–]	[–]
Параметр	Y_{56}	$\Delta p_{\text{ин}}$	$\Delta p_{\text{ГМ}}$	$\Delta p_{\text{М}}$	$F_{\text{тр}}^{\text{пр}}$	R_{03}	R_{07}
Значения	0,915	$3,3 \cdot 10^6$	$18,75 \cdot 10^6$	$3,0 \cdot 10^8$	$4,62 \cdot 10^5$	1,122	1,048

В кибернетическом плане это означает подачу на вход исследуемой системы (теоретического и экспериментального аналогов ПНУ) идентичного входного сигнала – вектора ОКП, затем сравниваются их выходные сигналы (параметры), при этом целенаправленно минимизируется величина сигнала рассогласования (рис. 6.23). Ее минимизация выполнялась с помощью ЛП_т поиска по критерию (F), составленному на основе метода наименьших квадратов [80].

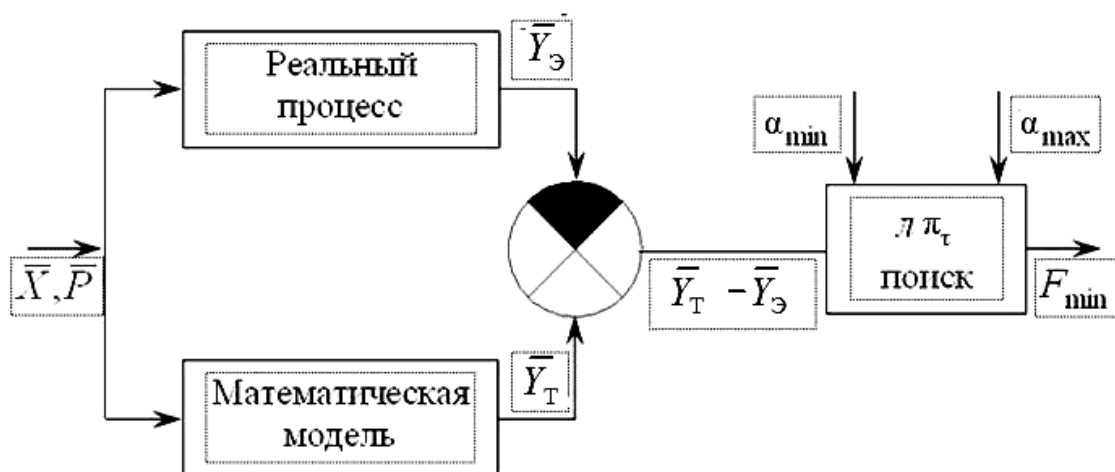


Рис. 6.23. Схема идентификации ФММ подъема навесной машины

$$F = \sum [Y_{T_i} - Y_{Э_i}]^2 \rightarrow \min,$$

где Y_{T_i} – теоретическое значение выходного параметра; $Y_{Э_i}$ – экспериментальное значение выходного параметра.

Диапазон изменения параметров $\alpha_i^{\min} \leq \alpha_i \leq \alpha_i^{\max}$ приведен ниже:

$$0,882 \leq \alpha_0 \leq 0,931; \quad 3,1 \cdot 10^6 \leq \alpha_1 \leq 3,5 \cdot 10^6;$$

$$15,75 \cdot 10^6 \leq \alpha_2 \leq 21,75 \cdot 10^6; \quad 2,5 \cdot 10^8 \leq \alpha_3 \leq 3,52 \cdot 10^8;$$

$$4,1 \cdot 10^5 \leq \alpha_4 \leq 5,05 \cdot 10^5; \quad 1,032 \leq \alpha_5 \leq 1,064;$$

$$1,149 \leq \alpha_6 \leq 1,167.$$

В процессе параметрической идентификации были получены уточненные значения коэффициентов, входящих в ФММ гидропривода и механизма навески, которые в основном отражают специфику потерь энергии в конкретном варианте ПНУ. Откорректированные значения α_0 – α_7 (табл. 6.8) были подставлены в модифицируемую теоретическую модель подъема НМ.

Таблица 6.8

Значения управляемых коэффициентов после идентификации

n/n	α_0	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6
Размерность	[-]	[кг/м ²]	[кг/м ² с]	[кг/м ³]	[кг/с]	[-]	[-]
Параметр	Y_{56}	$\Delta p_{ин}$	$\Delta p_{ГМ}$	Δp_M	$F_{тр}^{пп}$	R_{03}	R_{07}
Значения	0,921	$3,23 \cdot 10^6$	$19,55 \cdot 10^6$	$2,93 \cdot 10^8$	$4,48 \cdot 10^5$	1,056	1,105

Это позволило откорректировать выражение (6.9) и по выше-приведенной оптимизационной схеме с помощью разработанной ФММ получить уточненный вектор ОКП ПНУ.

Затем было выполнено сравнение выходных параметров у откорректированной ФММ и полученной на макете ПНУ УЭС-350.

Просмотр таблицы испытаний (табл. 6.9) позволил проектировщику принять решение, соответствующее многокритериальной постановке задачи, сформировав в результате уточненный вектор основных конструктивных параметров – \vec{X} , \vec{P} ПНУ, удовлетворяющий техническим ограничениям.

Таблица 6.9

Значения критериев оптимальности

n/n	$Y_1 = I_s^{\max}$	$Y_2 = I_s^{\text{cp}}$	$Y_3 = R_{07}^{\max}$	$Y_3 = R_{07}^{\text{cp}}$	$Y_5 = R_{03}^{\max}$	$Y_6 = R_{03}^{\text{cp}}$	F
1	3,573	3,441	77,042	67,680	125,425	119,954	$1,05 \cdot 10^{-2}$
2	3,572	3,447	76,491	67,572	126,017	120,716	$5,65 \cdot 10^{-3}$
3	3,538	3,424	74,569	66,017	124,028	119,728	$6,55 \cdot 10^{-3}$
4	3,569	3,455	75,351	67,082	126,609	121,956	$4,55 \cdot 10^{-3}$
5	3,557	3,440	75,448	66,701	125,635	120,449	$1,21 \cdot 10^{-2}$
6	3,648	3,447	74,883	66,530	124,685	120,348	$7,55 \cdot 10^{-3}$
7	3,523	3,504	75,781	66,972	124,794	121,514	$3,55 \cdot 10^{-3}$
Optim	3,427	3,401	73,069	65,530	122,425	118,528	$2,25 \cdot 10^{-3}$

Сравнение опытных и теоретических значений выходных параметров ПНУ подтвердило адекватность уточненной теоретической ФММ подъема навесной машины реальному процессу.

6.5. Исследование параметров ПНУ УЭС-2-280А при подъеме кормоуборочного комбайна КПК-3000

6.5.1. Лабораторные испытания ПНУ УЭС-2-280А

Лабораторные испытания кормоуборочного комплекса К-Г-6 «Полесье» в заводских условиях необходимы для исследования изменения выходных параметров ПНУ УЭС-2-280А в процессе подъема навесной машины. Мобильный сельскохозяйственный агрегат К-Г-6 «Полесье» (рис. 6.24) состоит из универсального энергетического средства УЭС-2-280А и полунавесного кормоуборочного комбайна КПК-3000 (с роторной жаткой для уборки высокостебельных культур).

Исследование выходных параметров гидропривода и механизма навески ПНУ [116] позволяет оценить адекватность и точность разработанной теоретической ФММ анализа его свойств.



Рис. 6.24. Общий вид мобильного сельскохозяйственного агрегата (К-Г-6), состоящего из УЭС-2-280А и КПК-3000

Цель лабораторных испытаний ПНУ УЭС-2-280А:

- записать давления на выходе гидронасоса, в нагнетательных полостях гидроцилиндров и зафиксировать продолжительность подъема ПНУ УЭС кормоуборочного комбайна;
- провести замеры механических напряжений в звеньях МН: центральной и нижних тягах, а также в раскосах;

- провести замеры перераспределения нагрузки на мосты управляемых и ведущих колес УЭС при подъеме КПК-3000;
- сравнить полученные экспериментально результаты замеров параметров ПНУ с результатами, полученными при помощи разработанной ФММ.

6.5.2. Характеристика объекта и условия проведения испытаний

Характеристика объекта: УЭС-2-280А № 1336, год изготовления 2015 [117] с навешенным кормоуборочным комбайном КПК-3000 № 0001, год изготовления 2015 [118]. Механизм навески подъемно-навесного устройства (рис. 6.25) отрегулирован для работы с указанным комбайном: длина центральной тяги – 980 мм. Длина раскосов 670 мм, нижние концы раскосов установлены в нижние отверстия нижних тяг.

Место и дата проведения испытаний: корпус № 108 – Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 02.03.2016 г. (см. рис. 6.24).

Условия измерений: тензометрические датчики установлены:

– датчик № 1 – на правом раскосе механизма навески УЭС (рис. 6.26);

– датчик № 2 – на левом раскосе МН УЭС (рис. 6.27);

– датчик № 3 – на центральной тяге МН УЭС (рис. 6.26);

– датчик № 4 – на правой тяге МН (сверху) УЭС (рис. 6.28);

– датчик № 5 – на правой тяге МН (снизу) УЭС;

– датчик № 6 – на левой тяге МН (сверху) УЭС;

– датчик № 7 – на левой тяге МН (снизу) УЭС.

Датчики № 1, 2 оттарированы в единицах кгс.

Датчики № 3–7 оттарированы в единицах кгс/см².

Датчики давления установлены в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндров, а также на выходе гидронасоса.

Комбайн КПК-3000 был навешен на механизм навески ПНУ УЭС, при этом его положение было отрегулировано для компенсации возникающих перекосов.

Измерения производились в режиме подъема-опускания ПНУ с навешенным КПК-3000 в семикратной повторности.



Рис. 6.25. Вид на звенья МН слева по ходу движения МСХА



Рис. 6.26. Вид на центральную тягу и раскосы МН справа по ходу движения МСХА



Рис. 6.27. Вид на раскос МН с тензодатчиком слева по ходу движения МСХА



Рис. 6.28. Вид на нижнюю тягу МН с верхним тензодатчиком слева по ходу движения МСХА

Использованные приборы и оборудование:

- тензорезисторы типа КФ 5Р-5-200-Б-12;
- многоканальная измерительная система «Spider-8»;

- ноутбук Panasonic CF-29 Toughbook с программным обеспечением «Catman»;
- датчики давления HDA 3744-A-600-031(70,0 МПа);
- датчик давления HDA 3744-A-100-031(5,0 МПа);
- весы вагонеточные РС-5Ш-13.

6.5.3. Результаты испытаний ПНУ УЭС-2-280А

Результаты измерений представлены в табл. 6.10 и на рис. 6.29–6.35 [119].

В состав гидропривода ПНУ входит гидронасос НШ-32, частота вращения входного вала которого составляет 1900 об/мин.

Таблица 6.10

Распределение нагрузки на опоры комплекса К-Г-6

Объект испытаний		Нагрузка на колесо УЭС, кН				Вес, кН
		ведущее		управляемое		
		левое	правое	левое	правое	
УЭС-2-280А + + КПК-3000	В верхнем положении	43,3	43,15	12,23	12,18	111,39
	В нижнем положении	44,32	43,89	11,69	11,49	
УЭС-2-280А		19,62	18,71	22,34	22,52	83,19
КПК-3000		–				28,20

*Вес УЭС-2-280А включает вес грузов (5,12 кН), обеспечивающих управляемость комплекса К-Г-6 определяется для верхнего (транспортного) положения КПК-3000 $R_{\text{exp}} = \frac{12,23 + 12,18}{111,39} 100 \% = 21,91 \%$.

Максимальные силы и напряжения, действующие в элементах конструкции механизма навески УЭС-2-280А в агрегате с комбайном КПК-300 при подъеме – опускании навески, знак (+) – растяжение, знак (–) – сжатие [119].

Датчик № 1 – правый раскос навески – (+) 68,4 кН;

Датчик № 2 – левый раскос навески – (+) 55,6 кН;

Датчик № 3 – центральная тяга навески – (+) 40,1 МПа;

Датчик № 4 – правая тяга навески (сверху) – (+) 44 МПа;

Датчик № 5 – правой тяге навески (снизу) – (–) 46 МПа;

Датчик № 6 – левой тяге навески (сверху) – (+) 48 МПа;

Датчик № 7 – левой тяге навески (снизу) – (–) 52 МПа.

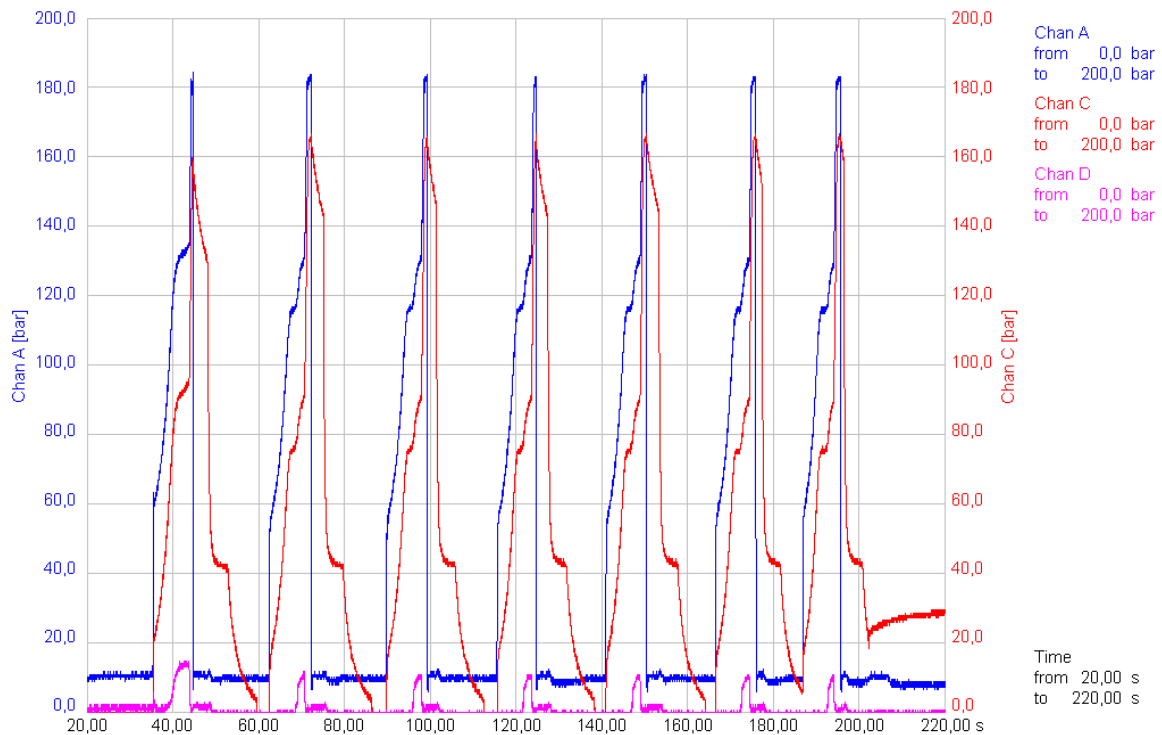


Рис. 6.29. Изменение давления в гидроприводе ПНУ
(семикратная повторность)

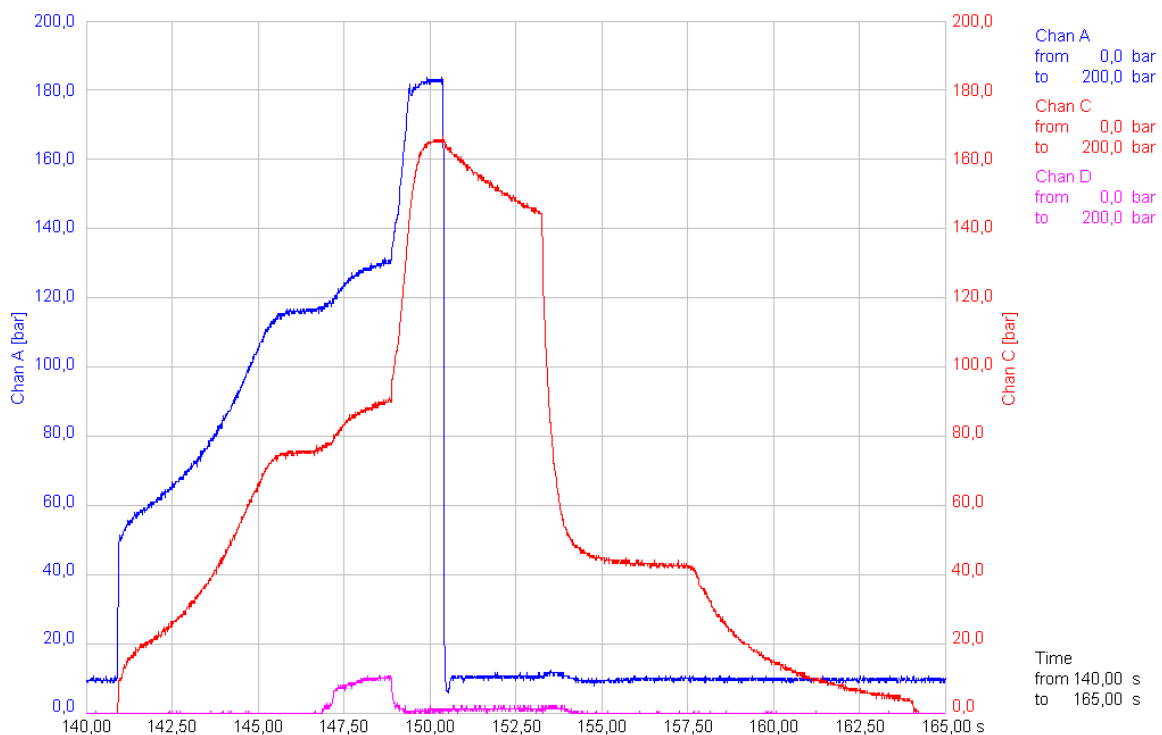


Рис. 6.30. Изменение давления у гидронасоса
и гидроцилиндра ПНУ за цикл «подъем–опускание»

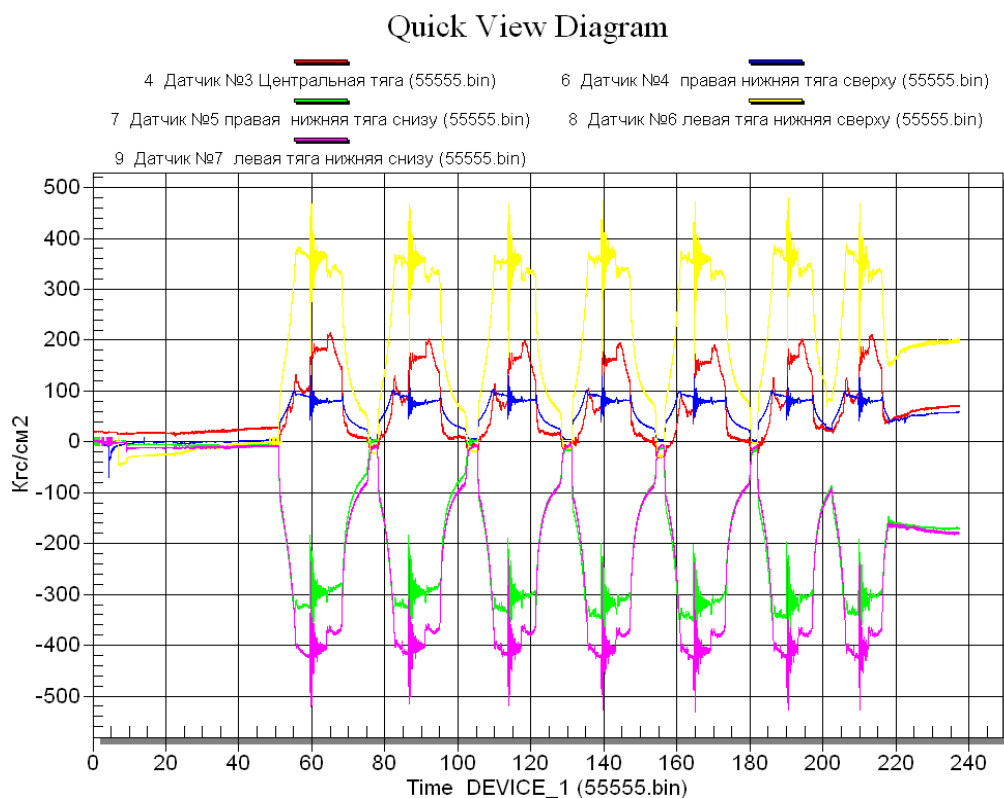


Рис. 6.31. Изменение напряжений в звеньях МН (семикратная повторность)

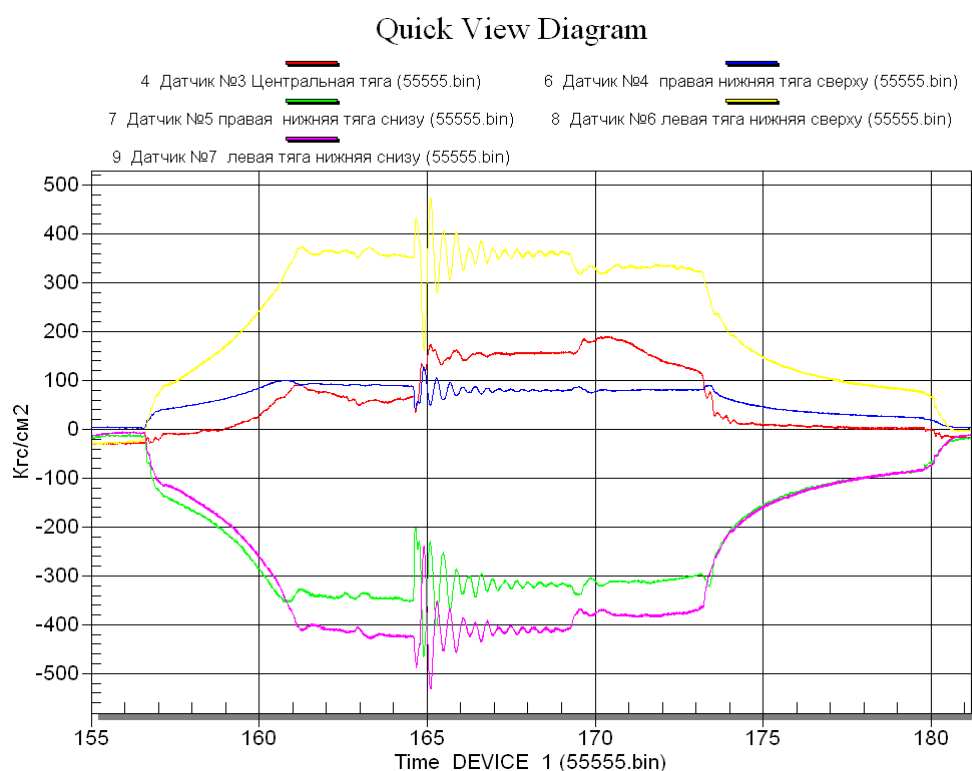


Рис. 6.32. Изменение напряжений в звеньях МН (центральная и нижняя тяги) за цикл «подъем–опускание»

Quick View Diagram

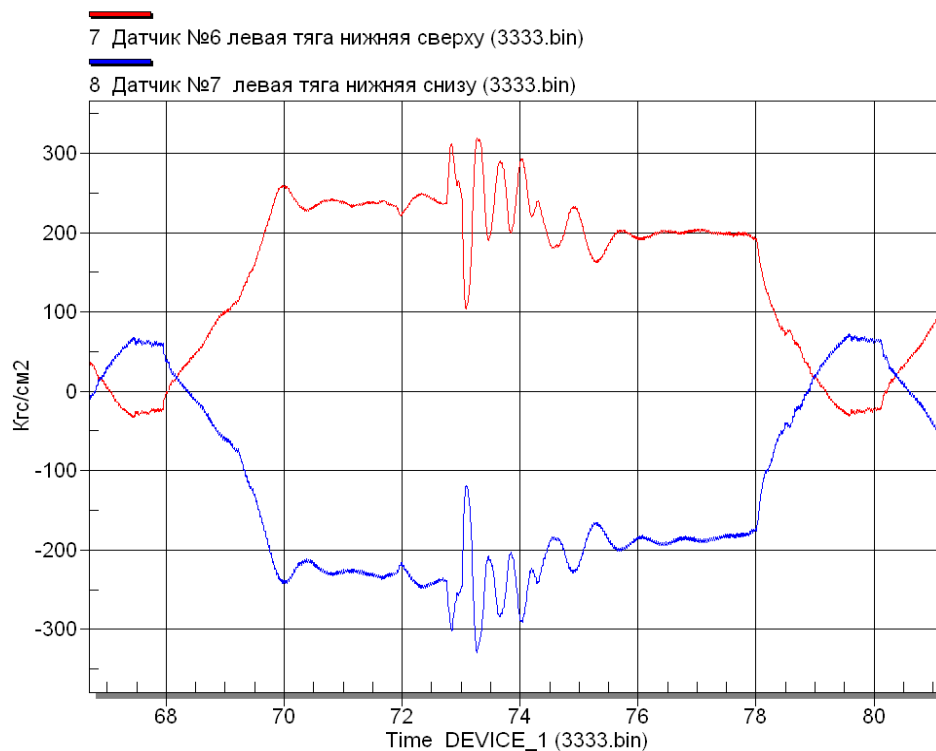


Рис. 6.33. Изменение напряжений в левой тяге (верхнего и нижнего тензодатчика) за цикл «подъем–опускание»

Quick View Diagram

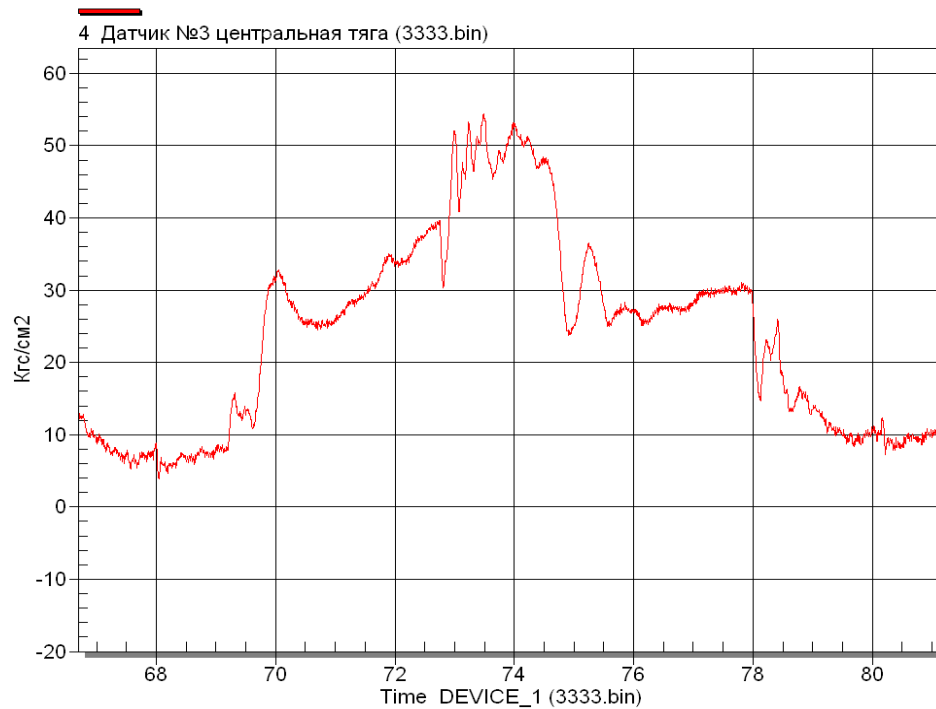


Рис. 6.34. Изменение напряжений в центральной тяге за цикл «подъем–опускание»

Quick View Diagram

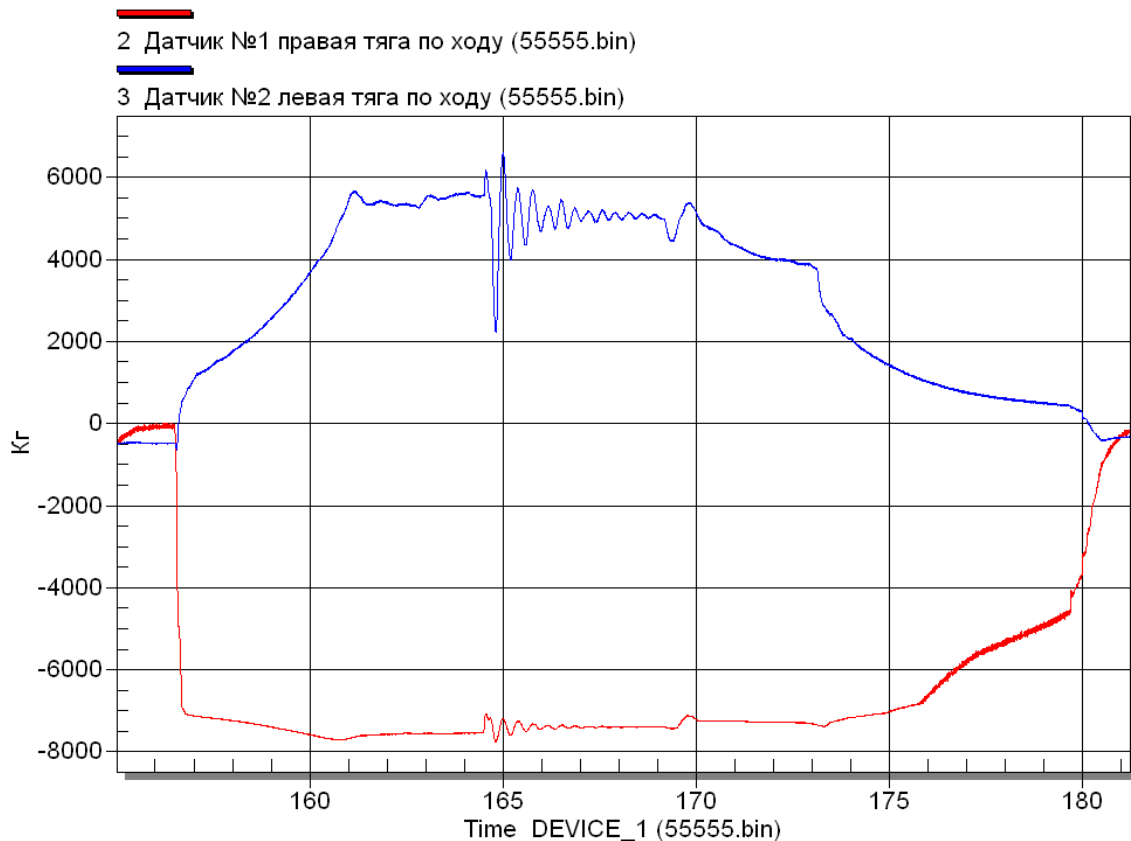


Рис. 6.35. Изменение силовой нагрузки в правом и левом раскосах за цикл «подъем–опускание»

6.5.4. Расчет сил, действующих в звеньях механизма навески

Определяем площадь сечения (рис. 6.36, а) центральной тяги по формуле

$$F = \frac{\pi}{4} [D^2 - d^2]; F = \frac{3,141}{4} [0,053^2 - 0,037^2] = 1,1307 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Максимальная, действующая в центральной тяге сила определяется как

$$R_{67}^{\max} = \sigma_{67} F; R_{67}^{\max} = 40,1 \cdot 10^6 \cdot 1,1307 \cdot 10^{-3} = 45,34 \text{ кН}.$$

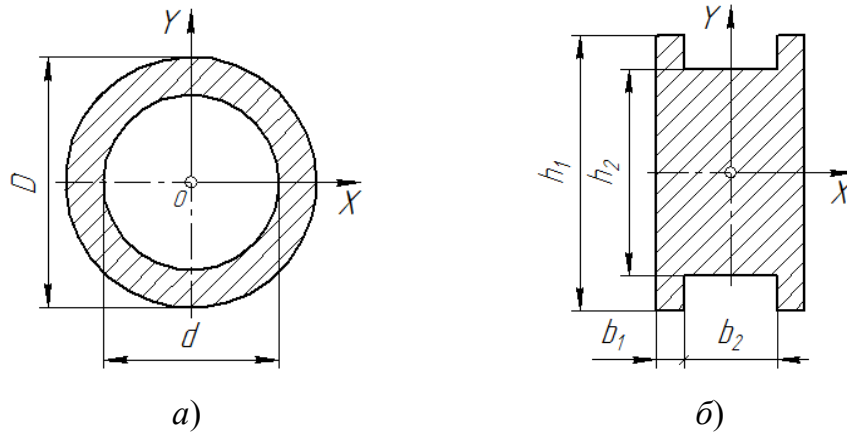


Рис. 6.36. Сечения центральной (а) и нижней тяги (б) МН в местах расположения тензодатчиков

Определяем момент инерции сечения нижней тяги (рис. 6.35, б) в зоне наклеенного тензодатчика по формуле

$$J_X = 2 \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12}; J_X = 2 \frac{0,012 \cdot (0,12)^3}{12} + \frac{0,04 \cdot (0,114)^3}{12} = 8,394 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Нормальное напряжение в зоне тензометрирования для левой тяги определяется по выражению

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{M_1}{J_X} y_T + \sigma_{\text{ср}},$$

отсюда

$$M_1 = \frac{(\sigma_{\text{ср}} - \sigma_{\text{сж}}) J_X}{y_T},$$

где $y_T = 0,5h_2$ – высота расположения тензодатчика; M_1 – изгибающий момент в зоне тензометрирования;

$$\sigma_{\text{ср}}^1 = \frac{\sigma_{\text{в}} + \sigma_{\text{н}}}{2} = 50 \text{ МПа}; \sigma_{\text{сж}}^1 = \frac{\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{н}}}{2}; \sigma_{\text{сж}}^1 = \frac{48 - 52}{2} = -2 \text{ МПа};$$

$$M_1 = \frac{(50 - 2) \cdot 8,394 \cdot 10^{-6}}{y_T} = 7068 \text{ Нм};$$

$$R = \frac{M_1}{l_f}; R = \frac{7068}{0,190} = 36,25 \text{ кН}.$$

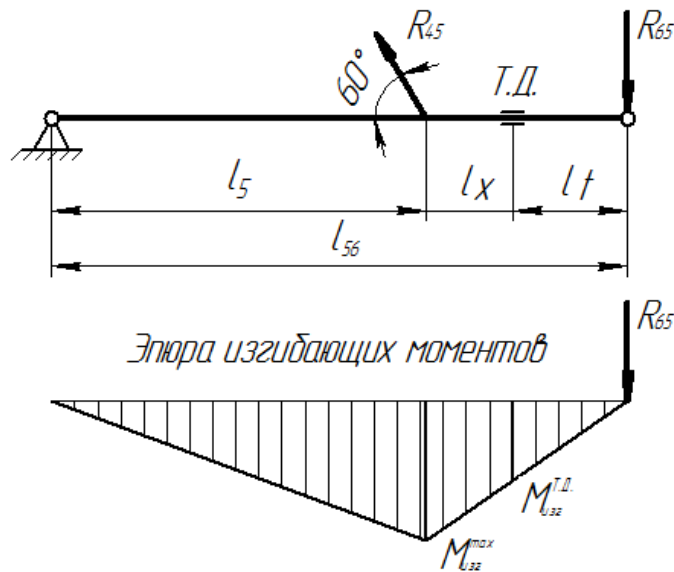


Рис. 6.37. Схема приложения сил, действующих на нижнюю тягу со стороны навесной машины (R_{65}) и раскоса (R_{45})

Нормальное напряжение в зоне тензометрирования для правой тяги определяется по выражению

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{M_1}{J_X} y_T + \sigma_{\text{ср}},$$

отсюда

$$M_1 = \frac{(\sigma_{\text{ср}} - \sigma_{\text{сж}}) J_X}{y_T},$$

где $y_T = 0,5h_2$ – высота расположения тензодатчика; M_1 – изгибающий момент в зоне тензометрирования;

$$\sigma_{\text{ср}}^1 = \frac{\sigma_{\text{в}} + \sigma_{\text{н}}}{2} = 45 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\text{сж}}^1 = \frac{\sigma_{\text{в}} - \sigma_{\text{н}}}{2}; \quad \sigma_{\text{сж}}^1 = \frac{46 - 44}{2} = 1 \text{ МПа};$$

$$M_1 = \frac{(45 - 1) \cdot 8,394 \cdot 10^{-6}}{y_T} = 6332 \text{ Нм.}$$

$$R = \frac{M_1}{l_f}; \quad R = \frac{6332}{0,195} = 32,47 \text{ кН}; \quad R_{45}^{\text{ср}} = \frac{R_{45}^{\text{п}} + R_{45}^{\text{пп}}}{2};$$

$$R_{45}^{\text{ср}} = \frac{36,25 + 32,47}{2} = 34,36 \text{ кН.}$$

6.5.5. Сравнение результатов, полученных в ходе испытаний ПНУ с расчетами, выполненными на ФММ

Полученные на основе ФММ анализа процесса подъема (перевода в транспортное положение) КПК-3000 при агрегатировании с УЭС-2-280А результаты расчета выходных параметров его ПНУ представлены в табл. 6.11.

Таблица 6.11

Выходные параметры ПНУ УЭС-2-280А

S , [м]	$Y_{56}(S)$, [м]	$\varphi_6(S)$, [град]	$\varphi_4(S)$, [град]	$X_{56}(S)$, [м]	$R_{45}(S)$, [кН]	$R_{65}(S)$, [кН]	$R_{76}(S)$, [кН]	$p_{II}(S)$, [МПа]	$p_{III}(S)$, [МПа]	ΔR , %
0,571*	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
0,596	0,364	89,37	61,27	2,23	36,15	26,01	45,05	8,369	11,93	20,65
0,621	0,427	90,47	61,25	2,25	36,70	26,80	44,9	8,322	11,87	21,33
0,646	0,489	91,59	61,25	2,30	33,60	27,56	44,84	8,314	11,86	21,31
0,671	0,551	92,75	61,26	2,20	32,76	28,36	44,86	8,340	11,89	21,33
0,696	0,612	93,96	61,28	2,04	32,11	29,15	44,9	8,348	11,97	21,39
0,721	0,674	95,23	61,31	2,80	31,61	29,96	45,17	8,475	12,09	21,51
0,746	0,735	96,59	61,35	2,65	31,18	30,77	45,43	8,580	12,24	21,65
0,771	0,795	98,04	61,40	2,57	30,86	31,60	45,75	8,711	12,42	21,85
0,796	0,856	99,61	61,47	2,56	30,63	32,42	46,12	8,867	12,65	22,10
0,821	0,916	101,32	61,54	2,48	60,96	33,23	46,53	9,054	12,91	21,69
**	0,887	102,83	60,33	2,42	62,20	34,36	45,34	9,21	13,12	21,91
ε %	3,27	1,47	1,98	3,51	1,99	3,29	2,62	1,69	1,60	1,03

*Примечание.** Подсоединение полунавесного кормоуборочного комбайна КПК-3000 выполняется, когда высота оси подвеса (Y_{56}) составляет 0,40 м, что соответствует $S = 0,6104$ м.

** Величина параметра, полученная опытным путем и соответствующая транспортному положению КПК-3000.

Ошибка определения управляемости (ΔR) рассчитывается по данным из табл. 6.10.

Величина относительной ошибки (расхождения между экспериментальными и опытными выходными параметрами ПНУ) рассчитывается по выражению

$$\varepsilon = \left| \frac{R_{\text{exp}} - R_{\text{fmm}}}{R_{\text{exp}}} \right| 100 \%,$$

где R_{exp} , R_{fmm} – значения параметра, полученные в ходе испытаний и рассчитанные на функциональной математической модели.

Результаты сравнения выходных параметров ПНУ представлены последней строкой в табл. 6.11.

Как следует из сравнения выходных силовых параметров, т. е. сил, действующих в звеньях МН и давлений на выходе гидронасоса и в поршневой полости гидроцилиндра гидропривода ПНУ, расхождения находятся в пределах допустимой инженерной ошибки (5 %) [120].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной монографии изложены результаты теоретического математического моделирования функционирования ПНУ МЭС:

1. Разработаны ФММ, являющиеся составной частью математического обеспечения для автоматизированного проектирования ПНУ МЭС, в том числе:

– ФММ анализа свойств МН ПНУ, для которой были получены выражения, определяющие положение его оси подвеса и стойки, а также центра тяжести навесной машины и мгновенного центра ее вращения; аналоги угловых скоростей, передаточных отношений звеньев, передаточных чисел МН; потерь на трение и нагрузки в звеньях и гидроцилиндре;

– все выходные параметры МН ПНУ определяются как для рабочего, так и для транспортного положения навесной машины, а при необходимости и для любого другого ее положения;

– представленная ФММ может быть использована для расчета выходных параметров как механизмов навески тракторов «Беларус» и универсальных энергетических средств «Полесье», так и для механизмов навески МЭС ближнего (тракторы марок Т-150К, ЛТЗ-155, ХТЗ-121, «Кировец-701») и дальнего зарубежья (МН тракторов фирм «CLAAS», «John Deere», «Fendt»);

– ФММ, описывающая динамику подъема навесной машины, для определения динамической нагруженности элементов ПНУ и выявления влияния параметров гидропривода на характер действующих в нем динамических нагрузок;

– ФММ мобильного сельскохозяйственного агрегата, включающего универсальное энергетическое средство и поднятую навесную машину, представляющая формализованное описание режима его транспортного переезда;

– ФММ пахотного агрегата, включающего универсальное энергетическое средство и плуг, описывающая его рабочий технологический режим;

– ФММ анализа свойств механизмов подъема стрелы и поворота траверсы с соответствующими аналитическими зависимостями, позволяющая рассчитать их геометрические, кинематические и силовые выходные параметры, а также взаимосвязи в звеньях в диапазоне изменения обобщенных координат для шасси погрузочных многоцелевых («АМКОДОР-332С»);

– сформулированы ограничения по обеспечению рационального агрегатирования МЭС с навесной техникой.

Использование ФММ дает возможность целенаправленно рассчитывать и выбирать рациональные параметры ПНУ мобильных энергетических средств на ранних этапах их проектирования.

2. В отличие от известных графоаналитических и аналитических способов расчета ПНУ вышеперечисленные ФММ обеспечивают возможность системного проектирования ПНУ, в том числе при агрегатировании МЭС и адаптеров нового типа навесных сельскохозяйственных машин – кормоуборочных, свеклоуборочных и картофелеуборочных комбайнов, а также адаптеров для многоцелевых шасси. Использование прикладных программ, разработанных на базе полученных ФММ и средств вычислительной техники, позволяет оперативно увязать конструктивные (внутренние) параметры с выходными параметрами и показателями качества функционирования ПНУ.

3. Полученные на основе разработанных ФММ значения выходных параметров ПНУ для трактора «Беларус-2522» и универсального энергетического средства УЭС-290/450, агрегируемых с косилкой-плющилкой ротационной (КПР-9), разработанной в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике», позволили сравнить эффективность использования серийных подъемно-навесных устройств.

4. Разработанные методики по определению передаточных чисел механизма навески, приведенной силы трения и силы инерции позволили уточнить аналитическое выражение для грузоподъемности ПНУ МЭС, что обеспечивает более точное определение запаса грузоподъемности для различных комбинаций агрегатирования МЭС с навесными машинами и орудиями. Уточненное выражение для грузоподъемности ПНУ эффективно используется для определения запаса по грузоподъемности ПНУ МЭС при решении задачи о возможности расширения шлейфа навесных машин и орудий.

5. Изменение конфигурации внешнего четырехзвенника МН способствует снижению силы сопротивления движению пахотного агрегата, а также перераспределению нагрузки на движители МЭС.

6. На основе разработанных ФММ создан и отработан алгоритм и программное обеспечение для использования на ПЭВМ, которые могут применяться при модернизации и проектировании ПНУ серийных и перспективных мобильных энергетических средств: колесных тракторов («Беларус-2522») как сельскохозяйственного, так и промышленного

назначения; универсальных энергетических средств (УЭС-290/450) и шасси погрузочных многоцелевых («АМКОДОР-332С»).

7. На основе выявленных аналитических зависимостей для функциональных ограничений и показателей качества, а также метода исследования пространства внутренних параметров была разработана ФММ оптимизационного синтеза ПНУ. Анализ функциональных ограничений и целевых функций в сформированной оптимизационной модели ПНУ МЭС показал, что большинство из них выражено нелинейными зависимостями, которые несводимы к задачам линейного, квадратичного или даже выпуклого программирования без потери адекватности ФММ оптимизационного синтеза.

8. Известные методы не позволяют решить задачу оптимизации нелинейной многоэкстремальной многопараметрической системы с высокой точностью за приемлемое число шагов. Для преодоления этого недостатка были использованы сведения о характере задачи, ограничениях и оптимизируемой функции, причем для данного случая разработана своя стратегия поиска оптимального результата.

9. На начальном этапе поиска предварительного решения был использован бионический эволюционный алгоритм, при этом для исследования поведения каждой из частных целевых функций задача оптимизации ПНУ рассматривалась как однокритериальная. Затем (с учетом полученных результатов) на основе разработанного алгоритма и программного комплекса *Opt* решалась задача многокритериальной оптимизации.

10. В результате выполнения вычислительного эксперимента при использовании метода исследования пространства внутренних параметров и различных схем компромисса был установлен вариант ПНУ УЭС-290/450, имеющий улучшение показателей по большинству (пять из шести) критериев оптимальности.

11. Усовершенствована методика функционального проектирования ПНУ УЭС, представляющая собой комплекс мероприятий, суть которых состоит в организации последовательности итераций, циклов-триад: анализ – принятие решения – синтез, выполняемых специалистом в диалоге с ПЭВМ.

12. Методика функционального проектирования ПНУ УЭС может быть использована в качестве основы для создания инструмента модернизации идентичных по структуре ПНУ колесных тракторов, в том числе марки «Беларус».

13. Проведены экспериментальные исследования работы ПНУ на базе серийного кормоуборочного комплекса К-Г-6 «Полесье», состоящего из универсального энергетического средства УЭС-2-280А и полунавесного кормоуборочного комбайна ПКК-3000.

14. Спроектирован макет ПНУ на базе шасси универсального энергетического средства УЭС-350, обеспечивающий возможность параметрической идентификация сформированных ФММ анализа свойств ПНУ.

Представленная книга является обобщением опыта исследования влияния внутренних параметров ПНУ на его выходные параметры и показатели качества, а также на характеристики режимов работы мобильных тракторных и сельскохозяйственных агрегатов.

В монографии разработаны методика и компоненты для функционального проектирования ПНУ мобильных энергетических средств с позиций системного подхода. Разработанная линейка ФММ может быть использована как для модернизации серийных ПНУ, так и для выбора рациональных внутренних параметров перспективных ПНУ МЭС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуськов, В. В. Тракторы. Часть III. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов, И. П. Ксенович. – Минск : Выш. шк., 1981. – 383 с.
2. ГОСТ 12.2.111–85. Система стандартов безопасности труда. Машины сельскохозяйственные навесные и прицепные. Общие требования безопасности (Межгосударственный стандарт). – Минск, 2006. – 10 с.
3. ГОСТ 10677–2001. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы, основные параметры и размеры (Межгосударственный стандарт). – Минск, 2002. – 8 с.
4. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
5. Чудаков, Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля : учеб. пособие / Д. А. Чудаков. – М. : Колос, 1975. – 384 с.
6. Синеоков, Г. Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков. – М. : Машиностроение, 1977. – 326 с. : ил.
7. Кальбус, Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов / Г. Л. Кальбус. – М. : Машиностроение, 1982. – 235 с.
8. Крохмаль, В. К. Исследование работы пахотного агрегата с трактором класса 1,4 тс при изменении положения мгновенного центра вращения в продольно-вертикальной плоскости : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В. К. Крохмаль. – К., 1972. – 18 с.
9. Мельник, Н. В. Исследование влияния значений параметров навесного устройства гусеничного трактора на эксплуатационные показатели пахотного агрегата : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н. В. Мельник. – М., 1973. – 17 с.
10. Negut, L. Consideratii cu privire la cinematica ridicatului hidraulic cu prindere in trei puncte ca mecanism de aggregate a plugulin de tractor. Constructia de Masini. 25 (1973), Nr.10.
11. Гребнев, В. П. Исследование равномерности глубины обработки почвы при позиционно-силовом регулировании / В. П. Гребнев // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – № 5. – С. 22–24.
12. Лурье, А. Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А. Б. Лурье. – М. : Колос, 1981. – 382 с.
13. Строк, Е. Я. Разработка и исследование средств автоматического регулирования положения навесных орудий колесных тракторов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Е. Я. Строк. – Минск, 1980. – 143 с.

14. Прицкер, П. Я. Основы теории корректирования силового воздействия навесных машин на сельскохозяйственный трактор : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / П. Я. Прицкер. – Минск, 1974. – 193 с.
15. Стародинский, Л. З. Агрегатирование тракторов с сельскохозяйственными машинами / Л. З. Стародинский, П. Л. Щупак. – М. : Машиностроение, 1973. – 144 с.
16. Управление навесным устройством трактора с использованием средств электрогидравлики и автоматики / Е. Я. Строк [и др.] // Приводная техника. – 2005. – № 4. – С. 42–47.
17. Ксенович, И. П. Современные проблемы прикладной механики наземных тягово-транспортных систем / И. П. Ксенович // Приводная техника. – 2002. – № 4 (38). – С. 2–38.
18. Строк, Е. Я. Разработка перспективных конструкций систем управления навесным устройством трактора / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчик // Машиностроение и техносфера XXI века : сб. науч. тр. XI Международ. науч.-техн. конф., Донецк, 2004 г. / ДонНТУ. – Донецк, 2004. – Т. 3. – С. 162–166.
19. Обоснование конструкционных параметров электрогидравлического регулятора навесного устройства / Е. Я. Строк [и др.] // Наука и техника. – 2013. – № 3. – С. 37–42.
20. Цуханова, Е. А. К исследованию гидросистем машин с учетом сжимаемости рабочей среды / Е. А. Цуханова // Теория пневмо- и гидропривода. – 1969. – С. 233–240.
21. Тарко, Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л. М. Тарко. – М. : Машиностроение, 1973. – 168 с.
22. Бобровничай, А. Л. Пути совершенствования гидросистемы тракторов класса 1, 4 и 2 : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / А. Л. Бобровничай. – Минск, 1987. – 241 с.
23. Система мобильного мониторинга гидропривода навесных устройств энергонасыщенных тракторов / В. Л. Басинюк [и др.] // Наука и техника. – 2013. – № 5. – С. 49–54.
24. Лебедев, А. Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / А. Т. Лебедев. – М. : Машиностроение, 1982. – 184 с.
25. Гийон, М. Исследование и расчет гидравлических систем : пер. с фр. / М. Гийон. – М. : Машиностроение, 1964. – 388 с.
26. Ливиу, С. Исследование динамики тракторного гидроподъемника : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / С. Ливиу. – М., 1961. – 24 с.
27. Поликутин, Н. Г. Исследование процесса подъема и заглубления навесного плуга : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Н. Г. Поликутин. – Челябинск, 1969. – 28 с.

28. Фойницкая, Ж. П. Исследования и оптимизация параметров навесной системы трактора : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Ж. П. Фойницкая. – Минск, 1980. – 192 с.
29. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория / В. П. Бойков [и др.]. – Минск : Новое знание, 2012. – 543 с.
30. Средство энергетическое универсальное УЭС-2-250А «ПАЛЕССЕ 2U250А» : инструкция по эксплуатации. – Корма : Поликолор, 2006. – 214 с.
31. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Машиностроение, 1988. – 687 с.
32. Попов, В. Б. Математическое обеспечение для проектирования подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестн. АПК Верхневолжья. – № 3. – 2014. – С. 67–71.
33. Попов, В. Б. Анализ навесных устройств универсального энергосредства «Полесье-250» / В. Б. Попов // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. – № 12. – С. 11–14.
34. Попов, В. Б. Анализ агрегатирования универсального энергетического средства УЭС 290/450 «Полесье» с навесным кормоуборочным комбайном КНК–500 / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2012. – № 4. – С. 29–36.
35. Зиновьев, В. А. Курс теории механизмов и машин / В. А. Зиновьев. – М. : Наука, 1975. – 384 с.
36. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
37. Озол, О. Г. Теория механизмов и машин / О. Г. Озол ; пер. с латыш. под ред. С. Н. Кожевникова. – М. : Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1984. – 432 с.
38. Попов, В. Б. Снижение диссипативных потерь в механизмах навески мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2009. – № 1. – С. 41–48.
39. Попов, В. Б. Функциональная математическая модель анализа подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Механика–2011 : сб. науч. тр. V Белорус. конгр. по теорет. и прикладной механике, Минск, 2011 г. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси ; редкол.: М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2011. – Т. 1. – С. 169–176.

40. Попов, В. Б. Влияние грузоподъемности тракторов «БЕЛАРУС» на формирование машинно-тракторных агрегатов / В. Б. Попов // Агропанорама. – 2009. – № 4 – С. 39–43.

41. Разработка функциональных математических моделей для обеспечения проектирования подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств с заданными свойствами : отчет о НИР, выполн. по ГПНИ «Механика, техническая диагностика, металлургия», подпрограмма «Механика». – Гомель, 2013. – С. 263. – № ГР 20111923.

42. Попов, В. Б. К вопросу о рациональном агрегатировании машин в составе МТА / В. Б. Попов // Проблемы безопасности на транспорте : материалы VII Междунар. науч.-практ. конф. / под общ. ред. В. И. Сенько. – Гомель : БелГУТ, 2015. – С. 64–65.

43. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.

44. Мрочек, В. И. Инженерная методика моделирования гидропривода / В. И. Мрочек // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 3. – С. 14–20.

45. Комплексный мониторинг параметров функционирования и технического состояния приводных систем / В. Л. Басинюк [и др.] // Механика–2011 : сб. науч. тр. V Белорус. конгр. по теорет. и прикладной механике, Минск, 2011 г. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси ; редкол.: М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2011. – Т. 2. – С. 237–243.

46. Попов, В. Б. Математическое моделирование гидропривода подъемно-навесного устройства мобильного агрегата / В. Б. Попов, В. А. Довгяло // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса : тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. / под общ. ред. В. И. Сенько. – Гомель : БелГУТ, 2003. – Ч. II. – С. 103–106.

47. Машиностроительный гидропривод / Л. А. Кондаков [и др.] ; под ред. В. Н. Прокофьева. – М. : Машиностроение, 1978. – 495 с.

48. Косилка-плющилка ротационная трехсекционная навесная КПР-9 «ПАЛЕССЕ СН90» : рук. по эксплуатации. – Корма : Поликолор, 2005. – 63 с.

49. Комбайн навесной кормоуборочный КНК-500 «ПАЛЕССЕ FH50» : инструкция по эксплуатации. – Гомель : РКУП «ГСКБ», 2010. – 118 с.

50. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В. Н. Прокофьев [и др.] ; под общ. ред. В. Н. Прокофьева // Изв. вузов. Машиностроение. – 1968. – № 2. – С. 87–93.

51. Лурье, З. Я. Математическое моделирование динамики гидро-агрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2008. – № 2/4 (32). – С. 36–41.

52. Попов, В. Б. Определение приведенного модуля объемной упругости участка напорной магистрали гидропривода / В. Б. Попов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. научн.-техн. конф., Могилев, Белорус.-Рос. ун-т. – Могилев, 2009. – С. 209–210.

53. Универсальное энергетическое средство УЭС-350 «ПОЛЕСЬЕ» : инструкция по эксплуатации / РКУП «ГСКБ», 2004. – 103 с.

54. Усс, И. Н. Мониторинг технического состояния приводных систем тракторов «Беларус» / И. Н. Усс, В. Л. Басинюк, Е. И. Мардосевич. – Гомель : Ин-т механики металлополимер. систем НАН Беларуси, 2008. – 278 с.

55. Попов, В. Б. Аналитическое определение грузоподъемности подъемно-навесного устройства мобильного энергосредства / В. Б. Попов // Машиностроение : сб. науч. тр. – Вып. 18 ; под ред. И. П. Филонова. – Минск : Технопринт, 2002. – С. 466–472.

56. Универсальное энергетическое средство УЭС-290/450 «ПОЛЕСЬЕ» : инструкция по эксплуатации // РКУП «ГСКБ», 2009. – 133 с.

57. Трактора «БЕЛАРУС-2522В/2522ДВ/2822ДЦ/3022В/3022ДВ» и их модификации : рук. по эксплуатации. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : РУП «Минский тракторный завод», 2008. – 396 с.

58. Амельченко, П. А. Агрегатирование тракторов «Беларусь» : учеб. пособие / П. А. Амельченко, Б. Я. Шнейсер, Н. Г. Шатуня. – Минск : Ураджай, 1993. – 302 с.

59. Агеев, Л. Е. Эксплуатация энергонасыщенных тракторов // Л. Е. Агеев, С. Х. Бахриев. – М. : Агропромиздат, 1991. – 270 с.

60. Шуринов, В. А. Основы агрегатирования универсального мобильного энергетического средства с адаптерами различного назначения / В. А. Шуринов. – Гомель : Ин-т механики металлополимер. систем НАН Беларуси, 1999. – 392 с. : ил.

61. Попов, В. Б. Анализ режимов работы подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС–290/450

«Полесье» / В. Б. Попов // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / Объед. ин-т машиностроения НАНБ ; редкол.: А. А. Дюжев [и др.]. – Минск, 2012. – Вып. 1. – С. 99–102.

62. Попов, В. Б. Влияние параметров механизма навески и плуга на тягово-энергетические показатели пахотного агрегата / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2013. – № 4. – С. 58–64.

63. Орда, А. Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / А. Н. Орда ; Белорус. аграр. техн. ун-т. – Минск, 1997. – 36 с.

64. Золотаревская, Д. И. Математическое моделирование колебаний колесного трактора / Д. И. Золотаревская // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 7. – С. 14–18.

65. Гуськов, В. В. Тракторы. Часть II. Теория / В. В. Гуськов. – Минск : Выш. шк., 1977. – 384 с. : ил.

66. Барский, И. Б. Динамика трактора / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.

67. Хачатуров, А. А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров. – М. : Машиностроение, 1976. – 536 с.

68. Попов, В. Б. Математическое моделирование мобильного сельскохозяйственного агрегата в режиме транспортного переезда / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2005. – № 3. – С. 13–18.

69. Попов, В. Б. Влияние параметров мобильного сельскохозяйственного агрегата на некоторые характеристики плавности его хода в режиме транспортного переезда / В. Б. Попов, С. Ф. Андреев // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2014. – № 1. – С. 39–44.

70. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства : учеб. для студентов высш. учеб. заведений / Г. М. Кутьков. – М. : КолосС, 2004. – 504 с. : ил.

71. Макаров, И. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал) / И. М. Макаров, Б. М. Менский – М. : Машиностроение, 1982. – 504 с.

72. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики. Динамика : учеб. для высш. техн. учеб. заведений / А. А. Яблонский. – 4-е изд., доп. – М. : Высш. шк., 1971. – 488 с. : ил.

73. Бояркина, И. В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков / И. В. Бояркина. – Омск : СибАДИ, 2011. – 336 с.

74. Руководство по эксплуатации 342В.00.00.000 РЭ / Л. А. Самущенко [и др.]. – Изд. четвертое, перераб. и доп. – Минск : ОАО «АМКОДОР» – управляющая компания холдинга», 2015. – 328 с.

75. Попов, В. Б. Математическое обеспечение автоматизированного проектирования подъемно-навесных устройств погрузчиков / В. Б. Попов, В. А. Довгяло // Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса : тр. Междунар. науч.-практ. конф. / под общ. ред. В. И. Сенько. – Гомель : БелГУТ, 2001. – С. 91–92.

76. Попов, В. Б. Определение грузоподъемности подъемно-навесного устройства шасси погрузочного многофункционального «АМКОДОР 332С» / В. Б. Попов // Проблемы безопасности на транспорте : сб. материалов VI Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 2012 г. / Бел. гос. ун-т транспорта ; под общ. ред. В. И. Сенько. – Гомель, 2012. – С. 99–101.

77. Попов, В. Б. Анализ грузоподъемности малогабаритного универсального энергетического средства «Полесье-30М» / В. Б. Попов // Вестн. БелГУТа. Наука и транспорт. – 2002. – № 1. – С. 17–21.

78. Попов, В. Б. Математическое моделирование подъемно-навесного устройства погрузчика с бортовым поворотом «Амкодор 208В» / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2009. – № 2. – С. 74–80.

79. Попов, В. Б. Автоматизированное проектирование механизма навески переднего подъемно-навесного устройства универсального энергосредства / В. Б. Попов // Механизация и электрификация сельского хозяйства / РУП «Научно-практический центр НАНБ по механизации сельского хозяйства». – Вып. 42. – Минск, 2008. – С. 3–12.

80. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем : учеб. для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 1997. – 640 с.

81. Кацыгин, В. В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. В. Кацыгин. – Минск, 1964. – 64 с.

82. Моцкус, И. Б. Многоэкстремальные задачи в проектировании / И. Б. Моцкус. – М. : Наука, 1967. – 214 с.

83. Диалоговые системы схемотехнического проектирования / В. И. Анисимов [и др.]; под ред. В. И. Анисимова. – М. : Радио и связь, 1988. – 288 с.

84. Черноруцкий, И. Г. Методы принятия решений / И. Г. Черноруцкий. – СПб. : БХВ–Петербург, 2005. – 416 с.
85. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике : в 2 т. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдейл. – М. : Мир, 1986. – Т. 1. – 384 с.
86. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике : в 2 т. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдейл. – М. : Мир, 1986. – Т. 2. – 402 с.
87. Price, K., Storn R., Lampinen J. Differential Evolution: A Practical Approach to Global Optimization. – Springer, 2005. – 512 p.
88. Statnikov, R. B. Multicriteria Design. Optimization and Identification, 1999. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.
89. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями : учеб. пособие для вузов / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Дрофа, 2006. – 175 с.
90. Придухо, В. Т. Принятие решений в условиях многокритериальности / В. Т. Придухо // Оптимизация проектных решений : ротопринт / Белорус. нац. техн. ун-т. – Минск, 2011. – С. 18.
91. Попов, В. Б. Моделирование и многокритериальная оптимизация подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС–290/450 «Полесье» / В. Б. Попов, В. Т. Придухо, Т. А. Мархель // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / Объед. ин-т машиностроения НАНБ ; редкол.: А. А. Дюжев [и др.]. – Минск, 2012. – Вып. 1. – С. 103–107.
92. Попов, В. Б. Параметрическая оптимизация подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС 290/450 «Полесье», агрегируемого с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500 / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2013. – № 1. – С. 35–43.
93. Навесное устройство мобильного энергетического средства : пат. 7496 Респ. Беларусь, МПК А 01 В 59/06 / В. Б. Попов ; заявитель Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – № U2101085 ; заявл. 31.12.2010 ; опубл. 2011 // Офиц. бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2011. – № 4. – С. 154.
94. Попов, В. Б. Моделирование и многокритериальная оптимизация гидронавесных систем сельскохозяйственных мобильных машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.13.12; 05.05.03 / В. Б. Попов. – Минск, 1994. – 212 с.
95. Попов, В. Б. К вопросу параметрической оптимизации подъемно-навесного устройства мобильного энергетического средства на

стадии проектирования / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2014. – № 2. – С. 35–42.

96. Попов, В. Б. Развитие подъемно-навесных устройств универсальных энергетических средств / В. Б. Попов // Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники : материалы Междунар. науч.-практ. конф. / Кубан. гос. аграр. ун-т. – Краснодар, 2013. – С. 171–174.

97. Попов, В. Б. Показатели качества функционирования подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2015. – № 2. – С. 11–17.

98. Пейсах, Э. Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э. Е. Пейсах, В. А. Нестеров. – М. : Машиностроение, 1988. – 232 с.

99. Попов, В. Б. Подсистема принятия решений при проектировании технических систем / В. Б. Попов, Т. В. Кадач // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2007. – № 4. – С. 20–29.

100. Гребнев, В. П. Эффективность корректирования вертикальных нагрузок на колеса тракторного транспортного агрегата / В. П. Гребнев, А. В. Бочаров // Тракторы и сельхозмашины. – 2001. – № 7. – С. 5–7.

101. Ксеневиц, И. П. Ходовая система – почва – урожай / И. П. Ксеневиц, В. А. Скотников, М. И. Ляско. – М. : Агропромиздат, 1985. – 304 с.

102. ГОСТ 26955–86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 7 с.

103. Закономерности уплотнения почвы под воздействием колес сельскохозяйственных машин / И. Н. Шило [и др.] // Агропанорама. – 2015. – № 5. – С. 10–15.

104. Попов, В. Б. Совершенствование методики проектирования подъемно-навесных устройств универсальных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2014. – № 4. – С. 29–36.

105. Шлотгауэр, В. А. Испытания кормоуборочных комплексов на этапе проектирования / В. А. Шлотгауэр // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. – № 8. – С. 7–11.

106. Паляница, М. П. Система стендовых испытаний машин в РУП «Гомсельмаш» / М. П. Паляница // Динамика, міцність і надійність сільськогосподарських машин : пр.1-ї МНТК (DSR AM-1), 4–7 жовтня

2004 р., Тернопіль (Україна) / видп. ред. В. П. Трощенко. – Тернопіль : Тернопіл. держав. техн. ун-т ім. Івана Палюя, 2004. – С. 254–257.

107. Попов, В. Б. Разработка стенда для исследования параметров подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства / В. Б. Попов, А. В. Голопятин // Актуальные вопросы машиноведения : материалы VI Белорус. конгр. по теорет. и прикладной механике «Механика–2013», Минск, 2013 г. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси. – Минск, 2013. – Т. 2. – С. 73–76.

108. Попов, В. Б. Анализ возможности агрегатирования средства энергетического универсального УЭС-350 с комбайном кормоуборочным навесным КНК-500 / В. Б. Попов // Перспективные технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 11 апр. 2013 г. / Белорус. гос. аграр. техн. ун-т ; под общ. ред. В. Б. Ловкиса, В. Н. Дашкова, Т. А. Непарко. – Минск, 2013. – С. 176–181.

109. Попов, В. Б. Исследование характеристик подъемно-навесного устройства в составе испытательного стенда / В. Б. Попов, О. В. Рехлицкий // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2013. – № 2. – С. 40–47.

110. Асинхронный двигатель серии 4А : справочник / А. Э. Кравчик [и др.]. – М. : Энергоиздат, 1982. – 504 с.

111. Николаев, Г. А. Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций / Г. А. Николаев, С. А. Куркин, В. А. Винокуров. – М., 1990. – 560 с. : ил.

112. Измерительный усилитель Spider8, Spider8-30, Spider8-01 : рук. по эксплуатации (фирма HBM). – 2003. – 127 с.

113. Upadhyaya, S. K. Accuracy of mounted implement draft prediction using strain gages mounted directly on three-point linkage system / S. K. Upadhyaya, L. J. Kemble, N. E. Collins, F. A. Camargo, // TRANSACTIONS of the ASAE, jan-feb 1985. – Vol. 28, № 1. – P. 40–46.

114. ГОСТ 30746–2001. Тракторы сельскохозяйственные. Определение мощности и грузоподъемности гидравлической навесной системы. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 11 с.

115. Севастьянов, П. В. Многокритериальная идентификация и оптимизация технологических процессов / П. В. Севастьянов, Н. В. Туманов. – Минск : Навука і тэхніка, 1990. – 224 с.

116. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля : учеб. и учеб. пособия для вузов / В. А. Скотников, А. А. Мещенский, А. С. Солонский ; под ред. В. А. Скотникова. – М. : Агропромиздат, 1986. – 383 с. : ил.

117. Средство энергетическое универсальное УЭС-2-280А «ПАЛЕССЕ 2U280А» : инструкция по эксплуатации. – Корма : Поликолор, 2012. – 127 с.

118. Комбайн кормоуборочный полунавесной КПК-3000 «ПАЛЕССЕ FH40» : инструкция по эксплуатации. – Минск : Польша, 1993. – 103 с.

119. Тензометрирование подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС-2-280А «Полесье» : экспресс-информ. № 29 ИЦ-16 от 15.03.2016 г.

120. Шушкевич, В. А. Основы электротензометрии / В. А. Шушкевич. – Минск : Выш. шк., 1975. – 352 с.

Научное издание

Попов Виктор Борисович

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ПОДЪЕМНО-НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ
МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
СРЕДСТВ**

Монография

Редакторы: *А. В. Власов*
Н. В. Гладкова
Компьютерная верстка *Е. Б. Ящук*

Подписано в печать 03.11.16.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Ризография. Усл. печ. л. 14,65. Уч.-изд. л. 15,49.
Тираж 100 экз. Заказ № 324/41.

Издатель и полиграфическое исполнение
Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого.
Свидетельство о гос. регистрации в качестве
издателя печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48