



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

В. Б. Попов

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХ- НИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ И ПРОЦЕССОВ

ПРАКТИКУМ

**по выполнению лабораторных работ
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2017

УДК 631.3:519.8(075.8)
ББК 40.72+22.18я73
П58

*Рекомендовано научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 5 от 24.05.2016 г.)*

Рецензент: гл. конструктор по кормоубороч. технике науч.-техн. центра комбайностроения
ОАО «Гомсельмаш» *И. В. Волков*

Попов, В. Б.
П58 Математическое моделирование технических объектов и процессов : практикум по выполнению лаборатор. работ для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2017. – 52 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит теоретический материал для освоения методики математического моделирования, необходимый при проектировании сельскохозяйственной техники.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

УДК 631.3:519.8(075.8)
ББК 40.72+22.18я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. АНАЛИЗ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ МИНИЭНЕРГОСРЕДСТВА.....	6
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИЖИМНОГО УСТРОЙСТВА ПЛЮЩИЛЬНОГО АППАРАТА КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ.....	17
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМА ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА	20
4. РАСЧЕТ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА МОСТА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЁС УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГОСРЕДСТВА.....	25
5. РАСЧЕТ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА СИЛОСОПРОВОДА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА.....	36
6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА АДАПТЕРА.....	43
ЛИТЕРАТУРА.....	52

ВВЕДЕНИЕ

Автоматизированное проектирование узлов и агрегатов машин является одним из основных направлений научно-технического прогресса, повсеместно используемым при конструировании современной сельскохозяйственной техники. При этом главным препятствием на пути к новой информационной технологии проектирования является отсутствие наработок по теории проектирования отдельных машин и недостаток функциональных математических моделей (ФММ), адекватно имитирующих поведение разрабатываемых объектов и процессов. Математическое моделирование технических объектов сегодня широко используется при их проектировании и позволяет существенно сократить затраты на этапах испытаний и доводки изделий.

Разработка отдельных этапов математического моделирования требует знаний, навыков и практической подготовки от инженеров, математиков и программистов. С одной стороны необходимы знания о конкретных технических объектах, с другой предполагается наличие математической подготовки и, наконец, требуются навыки по разработке и отладке программ на одном из языков высокого уровня. Подготовка специалистов, профессионально сочетающих упомянутые качества, составляет одну из ключевых проблем, от успешного решения которой зависит эффективное использование математического моделирования при проектировании машин. В особенности это затрагивает проектирование мобильных сельскохозяйственных машин, время натурных испытаний которых сравнительно невелико, и как правило, ограничивается уборочным сезоном.

Цель настоящего практикума по выполнению лабораторных работ состоит в иллюстрировании процесса постановки задачи и формирования теоретических ФММ как на объектах достаточно часто встречающихся в практике инженерного проектирования, так и на специфических агрегатах сельскохозяйственных машин. В лабораторном практикуме в аналитической форме представлены задачи расчета выходных характеристик и параметров машин и агрегатов. Кратко рассматриваются структурная схема и режим работы машины, определяются интересующие разработчика внешние, внутренние и выходные параметры, оцениваются связи между ними. Использование ПЭВМ при конструировании бывает особенно эффективно, когда на основе поставленной задачи и привлечении “дружелюбного” по

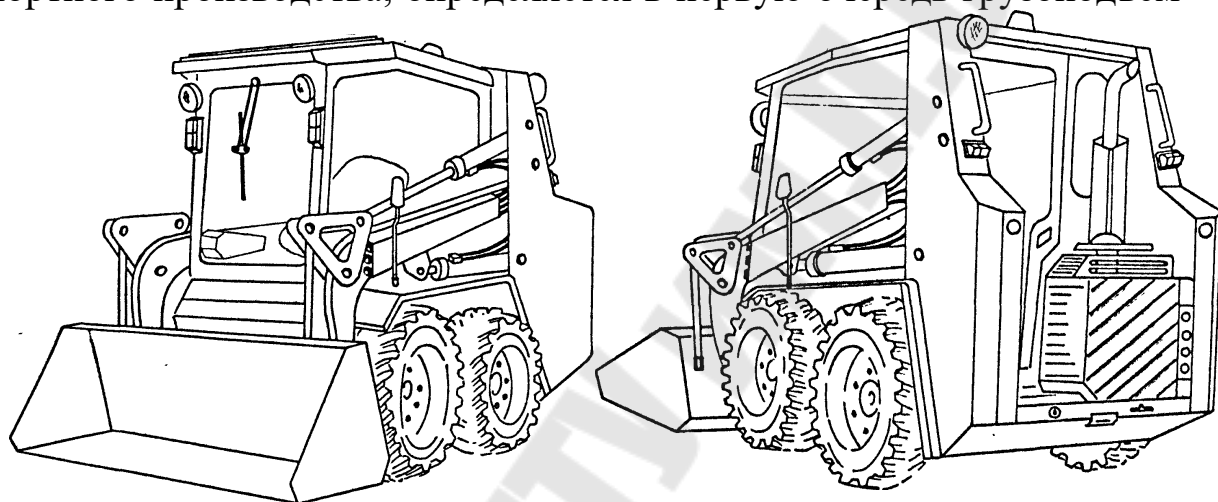
отношению к пользователю программного обеспечения путем вычислительного эксперимента исследуются специфические процессы, имеющие место в с/х машинах. В практикуме учитываются знания, приобретенные студентами в курсе “Информатика”, поставленные задачи решаются в программной среде постоянно совершенствуемого универсального инженерного пакета “MathCAD”.

Такой подход к решению задачи формирования ФММ и её исследования при помощи ПЭВМ позволяет привить студентам навыки самостоятельного принятия решений при формализованном описании функционирования технических объектов. Кроме того, возможность выполнения многовариантного анализа выходных параметров и выбора критериев оптимальности на базе сформированной ФММ готовит студентов к формированию задач оптимального проектирования машин, рассматриваемого в курсе “Системы автоматизированного проектирования”.

1. АНАЛИЗ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ МИНИЭНЕРГОСРЕДСТВА

Навеска на мини-УЭС новой машины или орудия всякий раз требует анализировать процесс её подъема в энергетическом аспекте, а также оценивать управляемость дорожно-строительного агрегата.

Возможность эффективного агрегатирования мини-УЭС (рис.1.1) с различными рабочими машинами, как отечественного, так и импортного производства, определяется в первую очередь грузоподъем-



ностью его подъемно- навесного устройства (ПНУ).

Рисунок 1.1 Малогабаритное универсальное энергетическое средство "Полесье-30" с ковшом.

ПНУ это необходимый компонент строительно-дорожного или землеройного комплекса, предназначенный для связи мобильного энергоносителя (трактора, мини-энергосредства) с навесной машиной или орудием. ПНУ мини-УЭС состоит из нерегулируемого объемного гидропривода, гидроцилиндры которого движут, расположенные симметрично относительно продольной плоскости симметрии мини-УЭС механизмы подъема стрелы (МПС) и поворота траверсы (МПТ), на которой жестко крепится рабочая машина или орудие. На рисунке 1.2 представлен схема общего вида мини-УЭС и движения его ПНУ с рабочим адаптером в виде ковша.

МПС сконструирован следующим образом: на раме мини-УЭС шарнирно закреплена стрела, поворачивающаяся при помощи гидроцилиндра в продольной плоскости на угол 75-80°. Структурный анализ, выполненный по известной методике в показывает, что в проек-

ции на продольную плоскость симметрии погрузчика МПС представляет собой одноподвижный четырехзвенник со средней поступательной парой. Справа и слева на стреле шарнирно закреплены два МПТ, включающие два гидроцилиндра, соединенные одним концом со стрелой, а другим через рычаги и тяги с траверсой. Таким образом, на плоскости МПТ идентифицируется одноподвижным шестизвенником. Гидропривод (ГП) ПНУ, связанный с МПС или МПТ через силовые гидроцилиндры, состоит из: шестеренного гидронасоса, трехпозиционных гидрораспределителей, гидроцилиндров одностороннего действия, фильтра, бака, предохранительного клапана, регулируемого дросселя и гидромагистрали. Регулируемый дроссель на сливе обеспечивает ограничение скорости движения поршня относительно гильзы в гидроцилиндре, что важно в режиме опускания рабочего орудия. В установившемся режиме подъема стрелы грузоподъемность ПНУ пропорциональна величине установившегося давления в гидроцилиндре МПС со стороны нагнетающей магистрали ГП. Это давление определяется нагрузкой, а его максимальный уровень ограничивается настройкой предохранительного клапана ($p_{нк}$), а также потерями давления на дросселе ($\Delta p_{др}$) и в магистрали ($\Delta p_{зм}$):

$$p_{ци}^{max} = p_{нк} - (\Delta p_{др} + \Delta p_{зм}) \quad (1)$$

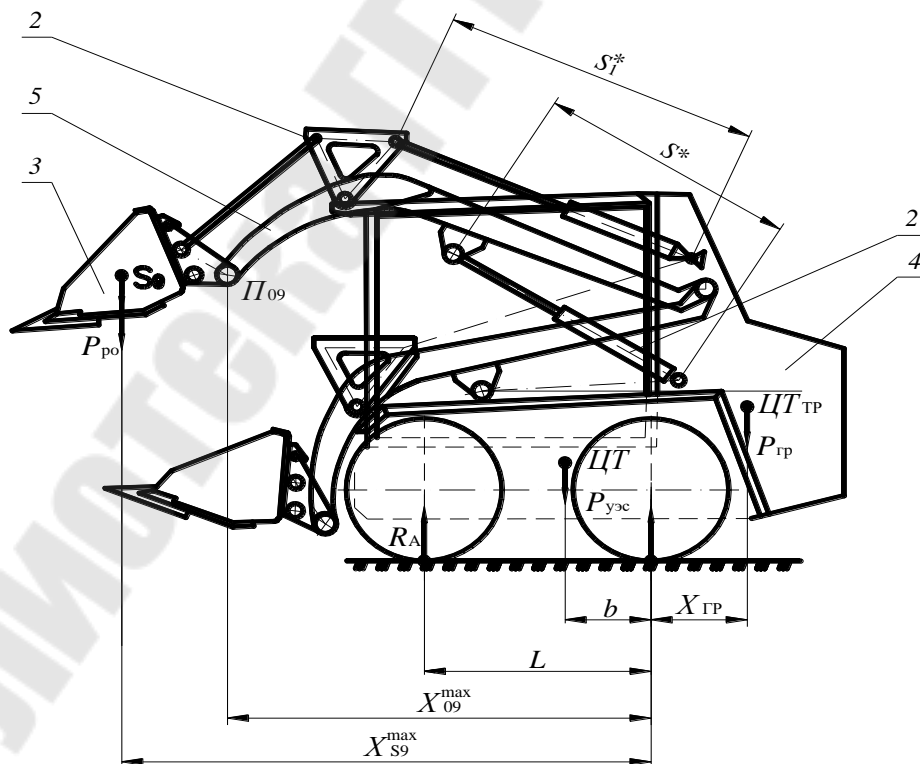


Рисунок 1.2 Схема движения ПНУ с ковшом для мини-УЭС «Полесье-30».

1 – механизм подъема стрелы; 2 – механизм поворота траверсы; 3 – рабочее орудие (ковш); 4 – мини-УЭС; 5 – стрела.

Аналитическое исследование механизмов ПНУ выполнено на основе метода векторных контуров, разработанного В.А.Зиновьевым (см. рисунок 1.3). 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 :

$$X_{S_3}(S) = X_{03} + L_{S_3} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi] \quad (2)$$

$$Y_{S_3}(S) = Y_{03} + L_{S_3} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi] \quad (3)$$

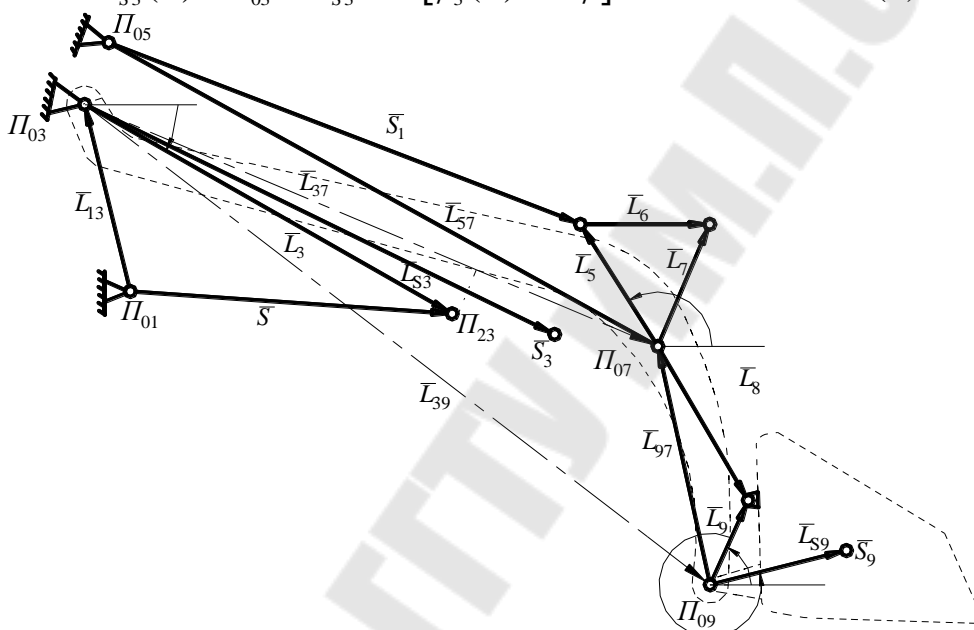


Рисунок 1.3 Векторная интерпретация механизмов подъема стрелы и поворота траверсы.

$$X_{09}(S) = X_{03} + L_{39} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1] \quad (4)$$

$$Y_{09}(S) = Y_{03} + L_{39} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1], \quad (5)$$

где $\Delta\varphi$, $\Delta\varphi_1$ - углы между векторами \vec{L}_3 и \vec{L}_{S_3} ; и \vec{L}_3 и \vec{L}_{39} соответственно.

Затем, по результатам анализа МПТ, были определены координаты центра тяжести рабочего орудия (точка S_9) в зависимости от обобщенных координат S , S_1 :

$$X_{S_9}(S, S_1) = X_{09}(S) + L_{S_9} \cdot \cos[\varphi_9(S_1) + \varphi_{S_9}] \quad (6)$$

$$Y_{S_9}(S, S_1) = Y_{09}(S) + L_{S_9} \cdot \sin[\varphi_9(S_1) + \varphi_{S_9}] \quad (7)$$

где φ_9 - угол, образуемый вектором \vec{L}_9 (геометрическая модель траверсы) в правой декартовой системе координат; φ_{S_9} - угол между векто-

рами \vec{L}_9 и \vec{L}_{S9} в момент начала движения закрепленного на траверсе рабочего орудия.

Влияние МПС и МПТ на изменение координат центра тяжести рабочего орудия (6,7) аналитически связано с изменением независимых друг от друга обобщенных координат S и S_1 . Причем первая изменяет положение оси подвеса стрелы (P_{09}) относительно мини-УЭС, а вторая - положение траверсы (L_9) относительно оси подвеса.

Понятие грузоподъемности ПНУ мини-УЭС здесь вводится по аналогии с грузоподъемностью ПНУ трактора или другого мобильного энергоносителя [11]. Грузоподъемность ПНУ трактора определяется массой поднимаемого груза (m) при максимальной величине усилия на штоке гидроцилиндра механизма навески F_{um}^{\max} :

$$m = \frac{F_{um}^{\max} \cdot \eta_{MH}}{g \cdot I_s}, \quad (8)$$

где g - ускорение свободного падения; I_s - передаточное число механизма навески; η_{MH} - к.п.д. механизма навески.

Передаточное число механизма навески представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести навесной машины или кинематическую передаточную функцию 1-го порядка [6], зависящую только от внутренних параметров механизма навески. Максимально возможная сила на штоке гидроцилиндра МПС определяется по выражению:

$$F_{um}^{\max} = p_{гц}^{\max} \cdot F_n, \quad (9)$$

где F_n - площадь поршня со стороны напорной магистрали.

В выражении (9) верхняя граница $p_{гц}^{\max}$ определяется по формуле (1).

В приведенной к штоку гидроцилиндра нагрузке - $m \cdot g \cdot I_s$, которая получена из выражения (8) не учитываются, возникающие в момент начала подъема силы инерции и масса звеньев механизма навески. Практика эксплуатации показывает, что для мини-УЭС, с одной стороны невозможно пренебречь массой стрелы, а с другой можно не учитывать силы инерции звеньев вследствие относительной краткости переходного процесса в нагруженном гидроприводе и тихоходности МПС.

С учетом принятых допущений из выражения (8) получим уравнение установившегося движения двух одинаково нагруженных поршней силовых гидроцилиндров:

$$m_{po} \cdot g \cdot I_{S9} + m_{cmp} \cdot g \cdot I_{S3} = 2 \cdot F_{um}^{max} \cdot \eta_{MPC}, \quad (10)$$

где I_{S9}, I_{S3} - аналоги вертикальной скорости характерных точек - центров тяжести рабочего орудия и стрелы ПНУ. К.п.д. МПС при этом считается заданным.

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 (3,5,7), разделив затем результаты на независимые друг от друга \dot{S}, \dot{S}_1 соответственно:

$$I_{S3}(S) = \varphi'_3(S) \cdot L_{S3} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1], \quad (11)$$

$$I_{09}(S) = \varphi'_3(S) \cdot L_{39} \cdot \cos(\varphi_{39}(S)), \quad (12)$$

$$I_{S9}(S, S_1) = I_{09}(S) + \varphi'_5(S_1) \cdot U_{97}(S_1) \cdot L_{S9} \cdot \cos(\varphi_9(S_1)), \quad (13)$$

где $\varphi'_3(S)$ и $\varphi'_5(S)$ - аналоги угловой скорости звеньев L_3 и L_5 [5]; $I_{09}(S)$ – аналог вертикальной скорости оси подвеса стрелы; $U_{97}(S)$ – 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 (10), будет величиной переменной:

$$G(S, S_1) = \frac{2 \cdot p_{зи}^{max} \cdot F_n \cdot \eta_{MPC}}{g \cdot \left[I_{S9}(S, S_1) + I_{S3}(S) \cdot \frac{m_{cmp}}{m_{po}} \right]}, \quad (14)$$

Конструктора интересует, как правило, минимальное значение грузоподъемности, 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 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 орудия – их масс, кинематических передаточных функций 1-го порядка и к.п.д.

Проанализируем связь между грузоподъемностью ПНУ и управляемостью мобильного агрегата, когда центр тяжести рабочего орудия максимально удален от центра тяжести мини - УЭС, т.е., когда МПС и МПТ одновременно обеспечивают X_{09}^{\max} и X_{S9}^{\max} (см. рисунок 1.2). В этом положении грузоподъемность ПНУ однозначно определяется из выражения:

$$G(S^*, S_1^*) = \frac{2 \cdot p_{zu}^{\max} \cdot F_n \cdot \eta_{МПС}}{g \cdot \left[I_{S9}(S^*, S_1^*) + I_{S3}(S^*) \cdot \frac{m_{cmp}}{m_{po}} \right]} \quad (14a)$$

Значения S^*, S_1^* здесь соответствуют максимальному удалению шарнира Π_{09} и центра тяжести рабочего орудия от точек контакта (А, В) колес мини-УЭС с горизонтальной опорной поверхностью.

В этом положении опрокидывающий момент относительно точки А, создаваемый весом рабочего орудия приобретает максимальное значение. Из практики эксплуатации «Полесье-30М» и по аналогии с с/х агрегатами было принято, что для устойчивого управления движением мобильного агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (точка В) должна составлять не менее 20%. Составив уравнение моментов сил, действующих относительно опорного колеса, и разрешив его относительно реакции на управляемом колесе (см. рисунок 1.2) вместе с упомянутым выше ограничением получим систему, состоящую из уравнения и неравенства:

$$\begin{cases} R_B = \frac{P_{УЭС} \cdot (L - b) - P_{po} \cdot (X_{S9}^{\max} - L)}{L} \\ R_B \geq 0.2 \cdot (P_{УЭС} + P_{po}) \end{cases} \quad (15)$$

В результате её решения получим условие управляемости агрегата, налагающее ограничение на массу навешиваемого рабочего орудия (14а):

$$m_{po} \leq \frac{P_{УЭС} \cdot (4L - 5b)}{g \cdot (5X_{S9}^{\max} - 4L)} \quad (16)$$

Использование противовеса (например, дополнительного бака с топливом), расположенного со стороны наиболее удаленного от оси подвеса стрелы колеса повышает управляемость агрегата. Повторив операцию составления и решения системы уравнений, модифицированной с учетом противовеса в виде бака с топливом, получим:

$$\begin{cases} R_B = \frac{P_{УЭС} \cdot (L - b) - P_{po} \cdot (X_{S9}^{\max} - L) + P_{ep} \cdot (L + X_{ep})}{L} \\ R_B \geq 0.2 \cdot (P_{УЭС} + P_{po} + P_{ep}) \end{cases} \quad (17)$$

В результате решения системы (17) получаем условие обеспечения управляемости дорожно-строительного агрегата (ДСА), несколько увеличивающее массу (m_{po}^*), агрегируемого с мини-УЭС рабочего орудия:

$$m_{po}^* \leq \frac{P_{УЭС} \cdot (4L - 5b) + P_{ep} \cdot (4L + 5X_{ep})}{g \cdot (5X_{S9}^{\max} - 4L)} \quad (18)$$

В качестве примера рассмотрим агрегирование мини-УЭС с траншеекопателем ТК-200, обладающим массой в 500 кг, расположенной на расстоянии 1.1м от оси подвеса. Выполненный на основе сформированной выше ФММ расчет (см. рис. 1.6) утверждает, что ТК-200 может быть переведен в транспортное положение с точки зрения достаточной грузоподъемности ПНУ. Однако в процессе подъема могут быть нарушены требования по управляемости ДСА. Грузоподъемность ДСА 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 ДСА. Итак, грузоподъемность мини-УЭС, как показатель качества его агрегирования 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 мини-УЭС определяется грузоподъемностью ПНУ, а ограничивается управляемостью ДСА.

Расчетная грузоподъемность ПНУ для «Полесья-30М» на оси подвеса составила около 11,5кН, т.е., при закреплении на опорной поверхности наиболее удаленных от оси подвеса колес, развиваемое на оси подвеса усилие, например, при корчевании пней, может достигать величины порядка 11,5кН. С учетом развесовки мини - УЭС и при условии обеспечения давления не менее 20% от веса агрегата на наиболее удаленные колеса, грузоподъемность мини-УЭС (условно, полагая вес рабочего орудия сосредоточенной на оси подвеса) соста-

вила около 800 кг. Практика эксплуатации подтверждает рекомендации, полученные при помощи математического моделирования. В результате, мини-УЭС устойчиво манипулирует самым тяжелым из агрегируемых с ним рабочих орудий – мусороуборочной машиной (масса 650 кг).

Поскольку максимальный вес траншеекопателя равен 5.0 кН, а удаление его центра тяжести от оси подвеса стрелы превышает этот параметр для мусороуборочной машины, постольку для обеспечения возможности манипуляций траншеекопателем стрелой и траверсой ПНУ необходим расчет грузоподъемности и управляемости УЭС по сформированной выше функциональной математической модели. Основные результаты расчета представлены ниже в виде диаграмм.

Ниже представлены результаты расчета параметров грузоподъемности ПНУ и управляемости мини – УЭС при агрегировании с траншеекопателем ТК-200.

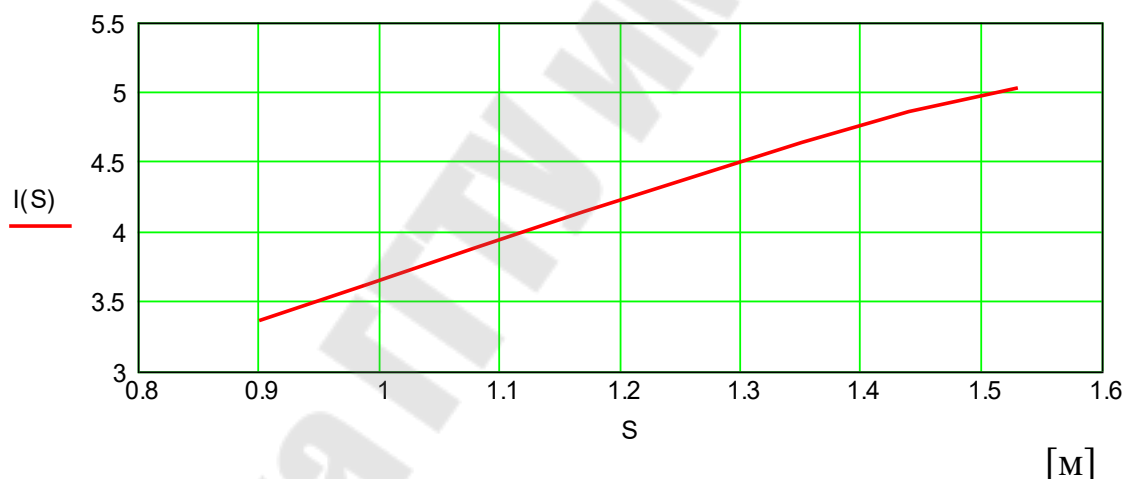


Рисунок.1.4 Характер изменения передаточного числа на оси подвеса механизма подъема стрелы

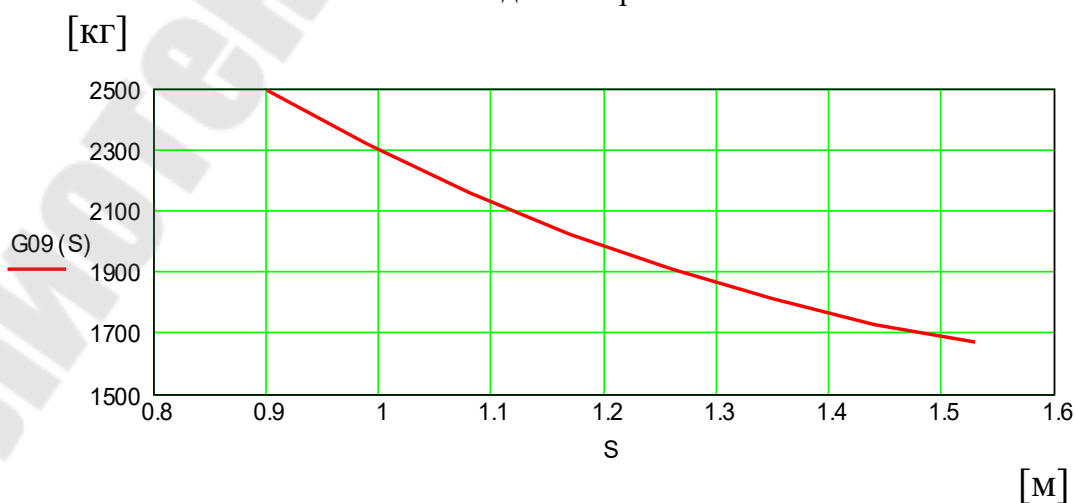


Рисунок 1.5 Характер изменения грузоподъемности ПНУ на оси подвеса

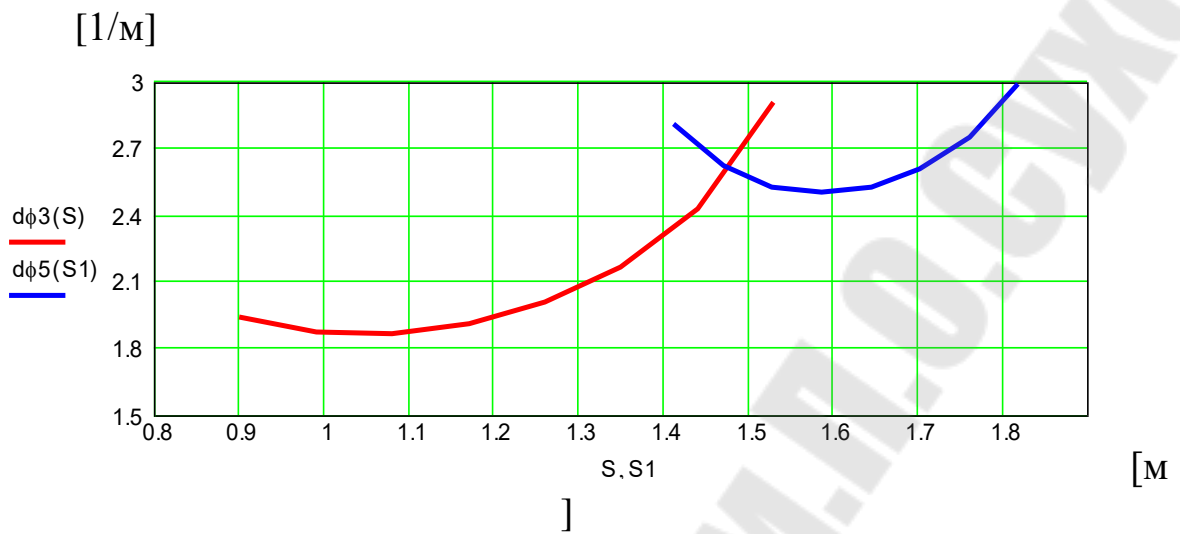


Рисунок.1.6 Характер изменения аналогов угловой скорости звеньев (поворотных рычагов) МПС и МПТ

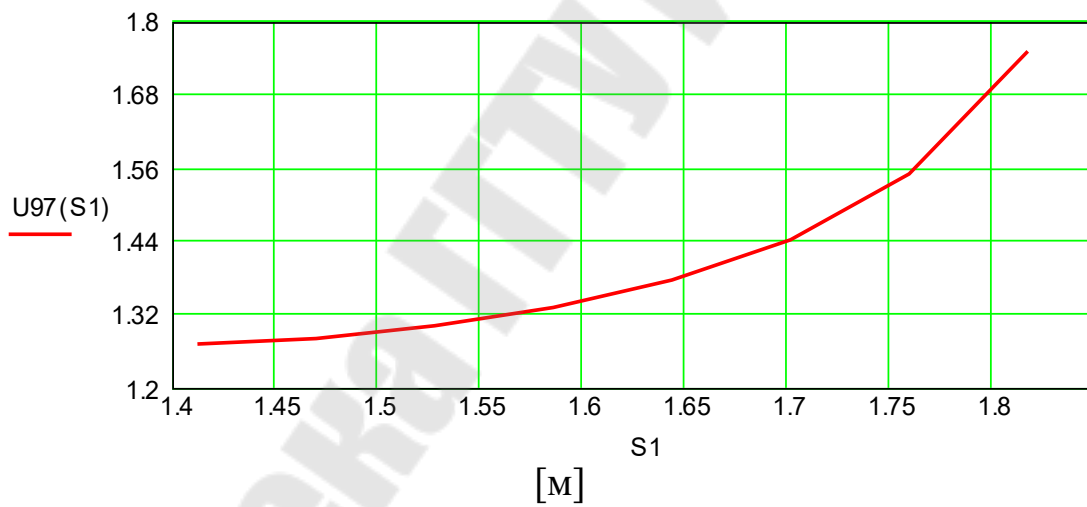


Рисунок.1.7 Характер изменения передаточного отношения звеньев L_7, L_9 МПТ

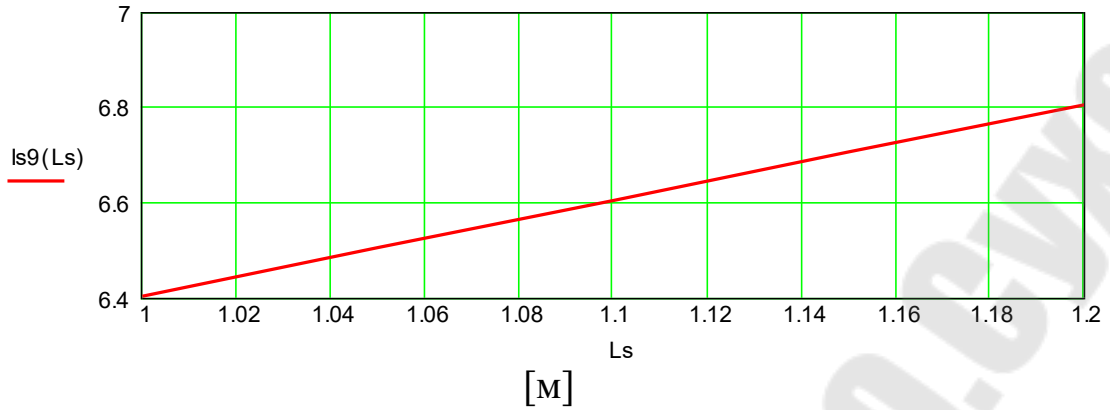


Рисунок. 1.8 Характер изменения передаточного числа ПНУ для ТК-200 в случае его максимального удаления от начала координат

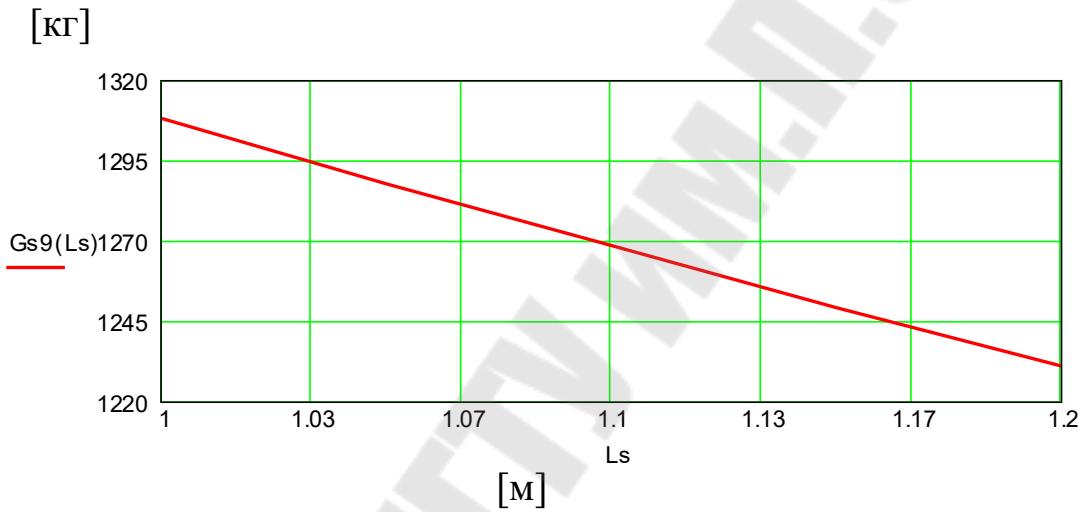


Рисунок. 1.9 Характер изменения грузоподъемности ПНУ для ТК-200 в случае его максимального удаления от начала координат

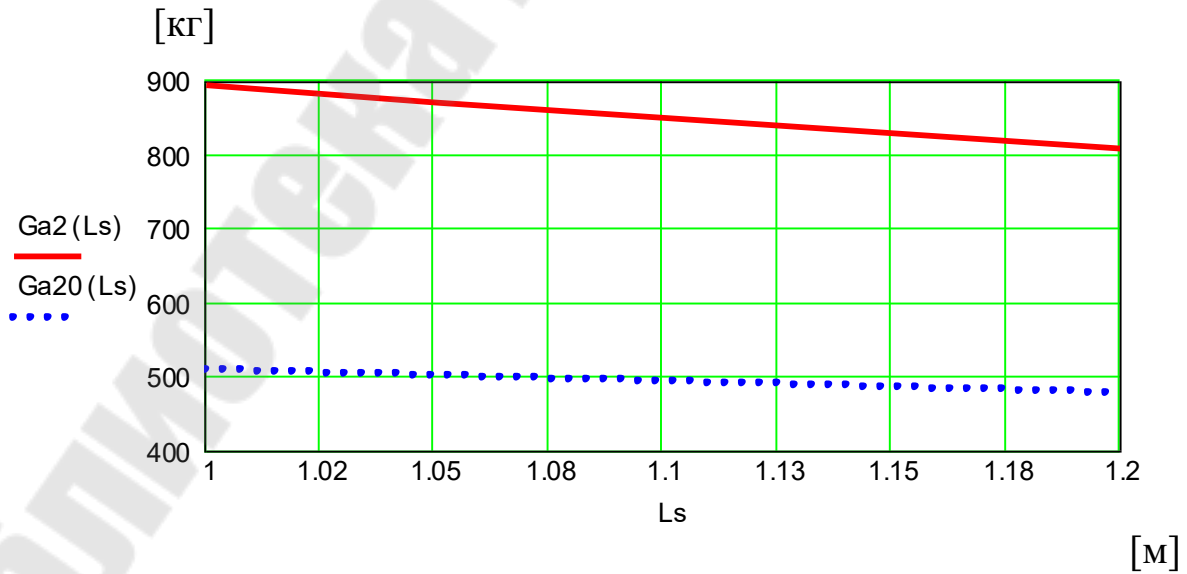


Рисунок. 1.10 Характер изменения грузоподъемности ПНУ для ТК-200 с учетом обеспечения требований по управляемости.

Анализ результатов расчета грузоподъемности и управляемости ПНУ и ДСА показывает, что при работе с навесным адаптером (траншеекопателем) изменение этих параметров носит удовлетворительный характер.

Задания для самостоятельной работы.

1. Определить грузоподъемность ПНУ мини-УЭС на оси подвеса.
2. Построить характеристику передаточного числа МПС для его оси подвеса.
3. Определить управляемость ДСА в составе мини-УЭС машины для уборки мусора, не учитывая вес баков с горючим.
4. Построить характеристику изменения давления в гидроцилиндре МПС в зависимости от изменения обобщенной координаты S . Определить насколько может быть уменьшен диаметры рабочих гидроцилиндров МПС, если грузоподъемность мини-УЭС (с учетом управляемости ДСА) составляет не более 600 кг.
5. Получить аналитическое выражение для передаточного числа, характеризующего центр тяжести рабочего органа и учитывающего параметры МПС и МПТ.
6. Определить максимальный вылет (горизонтальную координату) центра тяжести: ковша, мусороуборочной машины, траншеекопателя, корчевателя пней.
7. Построить характеристику изменения давления в гидроцилиндре МПТ в зависимости от изменения обобщенной координаты S_1 .
8. Построить характеристику передаточного отношения звеньев L_7, L_9 МПС.
9. Рассчитать и построить характеристику изменения грузоподъемности ПНУ мини-УЭС при его агрегатировании с траншеекопателем ТК-200 с учетом обеспечения требований по управляемости.
10. Определить максимальную высоту подъема рабочего орудия, используя для этого вертикальную координату оси подвеса.

**2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ПРИЖИМНОГО УСТРОЙСТВА ПЛЮЩИЛЬНОГО АППАРАТА
КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ**

Плющильный аппарат косилки-плющилки предназначен для расплющивания растительной массы, подаваемой шнеком жатки к вальцам. В настоящее время основной задачей для улучшения работы плющильного аппарата является достижение стабильности поджатия растительной массы вальцами. Для выполнения захвата и протягивания массы необходимо правильно подобранные диаметры вальцов и скорости их вращения.

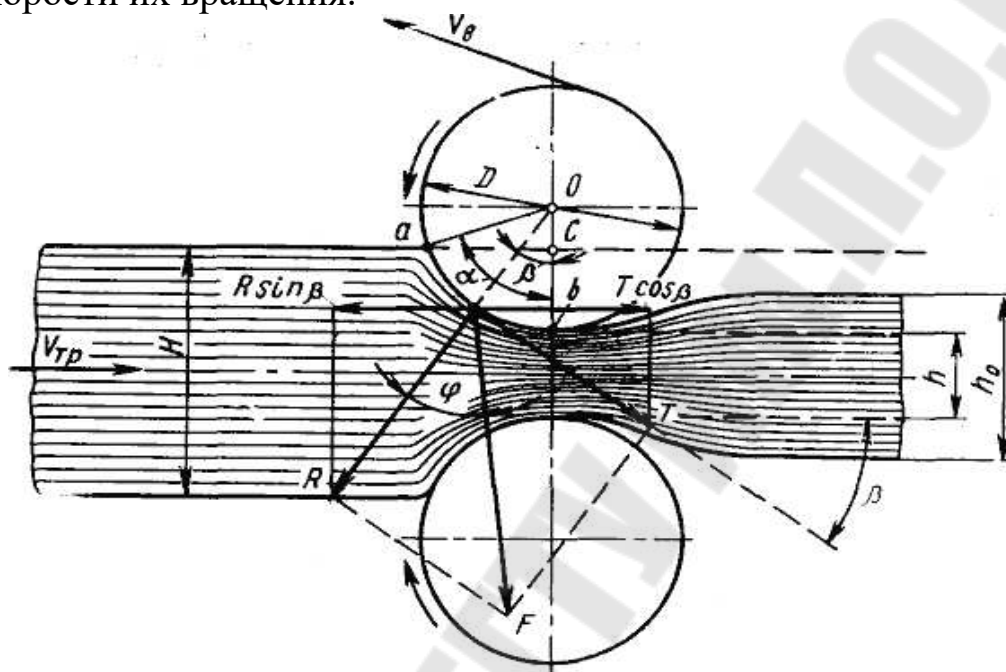


Рисунок 2.1. Схема для расчета диаметра питающих вальцов.

Исходя из схемы (рис. 2.1) условие захвата определяется неравенством (1), диаметр вальцов – неравенством (2).

Условие захвата:

$$\varphi > \beta \quad (1)$$

где φ - угол трения растительной массы о поверхность вальца; β - угол клина.

Неравенство для расчета диаметров вальцов:

$$D > \frac{H - h}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}}} \quad (2), \quad \frac{V_B}{V_T} = \frac{D}{D + H + h} \quad (3)$$

где H - толщина слоя растительной массы;
 h - зазор между вальцами.

Окружная скорость V_B питающего вальца должна обеспечивать

беспрепятственное затягивание массы, поступающей с транспортера жатки со скоростью V_T . От соотношения (3) скоростей V_B и V_T и толщины слоя растительной массы H зависит, будет ли слой массы, особенно в крайней точке контакта, отталкиваться или затягиваться.

Экспериментально установлено, что соотношение скоростей $V_B/V_T = 1.25 \dots 1.35$, определенное по выражению (3), обеспечивает устойчивую передачу растительной массы в питающие вальцы и предотвращает затягивание массы в щель между транспортером жатки и вальцом.

При этом качество механической обработки поступающей в питающий аппарат скошенной массы все же определяется стабильностью ее поджатия, выполняемое двумя плющильными вальцами с помощью пружин посредством рычагов прижимного устройства. Существуют достаточно много конструктивных исполнений механизма поджатия. Хорошая стабильность поджатия достигается в шестизвенном механизме. Последний, будучи спроецированным на продольную плоскость симметрии плющильного аппарата, преобразуется в плоский аналог исходного механизма.

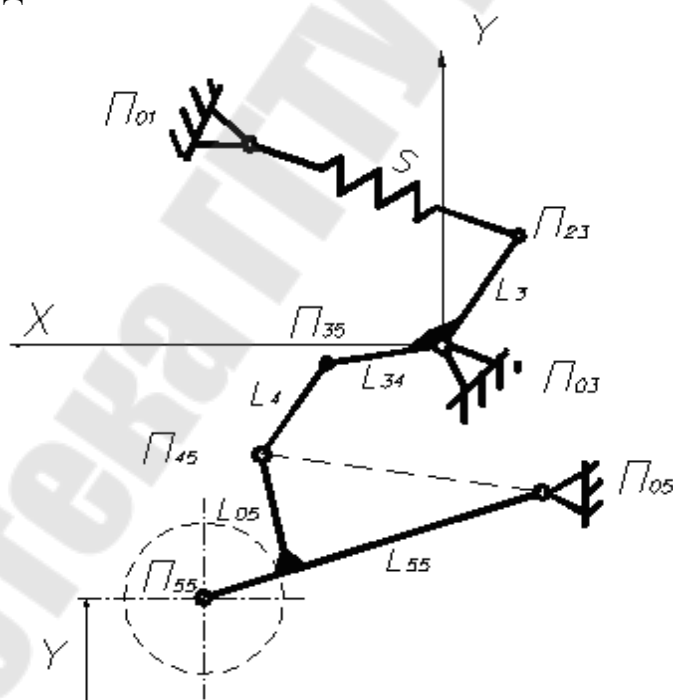


Рисунок.2.2 Структурная схема плоского механизма-аналога.

Функциональная математическая модель силового поджатия растительной массы прижимным устройством формируется на основе формального описания процедур геометрического, кинематического и

силового анализа плоского механизма, формируемых при помощи известных теоретических методов. В результате для прижимного устройства аналитически определяются выходные параметры: координаты подвижных шарниров, аналоги угловых скоростей звеньев, передаточные отношения угловых скоростей, передаточное число (ПЧ) механизма и реакции в шарнирах. При этом выходные параметры плоского механизма, моделирующего прижимное устройство, однозначно связаны с обобщенной координатой - расстоянием между центрами сечений плющильных вальцов - Y . По результатам кинематического и силового анализа определяются потери на трение в шарнирах механизма, а также аналитическое выражение приведенной к пружине нагрузки, что обеспечивает ее рациональный подбор.

Анализ показал, что равномерно распределенная сила давления верхнего вальца на нижний - $p_c(Y)$, обратно пропорционально передаточному числу - $I(Y)$ плоского механизма:

$$p_c(Y) = \frac{k \cdot F_c(Y)}{I(Y) \cdot L} \quad (4)$$

где: $F_c(Y)$ - сила растяжения пружины; k - количество пружин; L - длина вальцов.

$$I(Y) = \varphi_3'(Y) \cdot U_{53}(Y) \cdot L_{55} \cdot \cos(\varphi_5(Y)), \quad (5)$$

где $\varphi_3'(Y)$ - аналог угловой скорости поворотного рычага; $U_{53}(Y)$ - передаточное отношение угловых скоростей рычагов механизма; L_{55}, φ_5 - длина звена и угол, образуемый звеном с осью абсцисс в правой системе координат.

Из выражения (3) следует, что передаточное число механизма полностью зависит от его внутренних параметров. Расстояние между центрами сечений вальцов, определяющее толщину слоя поступающей массы Y , изменяется из-за перманентного колебания подачи растительной массы, что приводит к изменению натяжения заранее подтянутой пружины а, следовательно, и к изменению силы поджимающей верхний валец к нижнему.

Задача проектирования прижимного устройства заключается в выборе комбинации его внутренних параметров, соответствующих заданной структуре и одновременно удовлетворяющих компоновочным ограничениям. Рациональный выбор параметров стабилизирует давление со стороны верхнего вальца, несмотря на колебания подачи. В данной задаче давление верхнего вальца на нижний представляет показатель качества функционирования прижимного устройства.

В качестве управляемых параметров в задаче параметрического синтеза были приняты координаты крепления звеньев, длины рычагов механизма и угол между ними, имеющие отклонения в заданных диапазонах. В качестве функциональных ограничений были приняты - крайнее расположение (координаты) верхнего шарнира пружины и ее максимальное удлинение. Выдержены соотношение размеров размеров и скорость.

Для выбранной структуры и внутренних параметров плоского аналога прижимного устройства, с учетом заданных функциональных ограничений и технических требований к выходным параметрам на функциональной ММ параметрического синтеза был проведен вычислительный эксперимент. В результате были исследованы величина и характер изменения показателя качества функционирования прижимного устройства, обеспечивающие минимальные колебания давления поджатия растительной массы в заданном диапазоне изменения расстояния между центрами сечений вальцов.

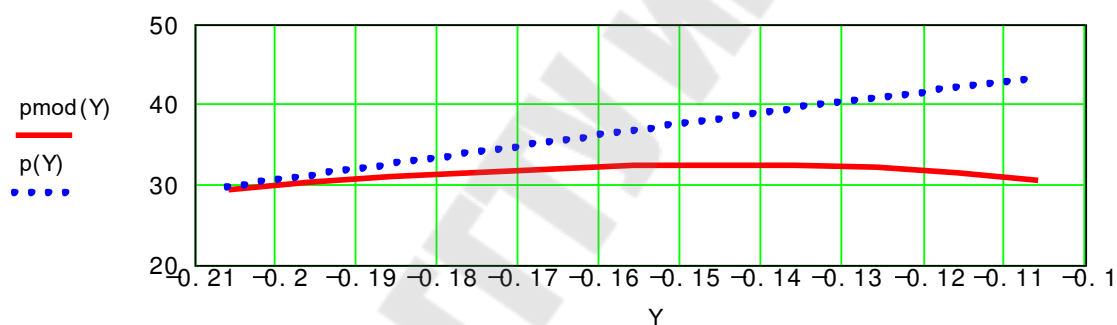


Рисунок.2.3 Характер изменения удельного давления подпрессовки между вальцами питающего аппарата.

$p_{mod}(Y)$ - удельное давление между вальцами шестизвенного механизма;

$p(Y)$ - удельное давление между вальцами четырехзвенного механизма.

Исходя из расчетов и экспериментов в шестизвенном механизме достигается наилучшая стабильность поджатия растительной массы, а следовательно качество обработки.

Степень уплотнения слоя зависит от физико-механических свойств растительной массы. Зная эти свойства можно составить таблицу, из которых соответственно выбиралось бы необходимое усилие для уплотнения подаваемой массы.

Задание для самостоятельной работы.

1. Построить характеристику изменения передаточного числа механизма поджатия (МП) в зависимости от изменения обобщенной координаты Y , если известны его внутренние параметры.
2. Получить аналитическое выражение для $U_{53}(Y)$ - передаточного отношения угловых скоростей рычагов механизма поджатия.
3. Определить диапазон растяжения пружины ΔS и величины силы поджатия при минимальном и максимальном слое растительной массы, если известны внутренние параметры МП.
4. Рассчитать как должна изменяться жесткость рабочей пружины, чтобы обеспечить постоянство поджатия растительной массы во всем диапазоне изменения обобщенной координаты Y .
5. Рассчитать величину удельного давления верхнего вальца на нижний валец, если известны характеристика пружины и передаточного числа МП.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМА ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА.

Используемый в самоходном зерноуборочном комбайне механизм очистки (МО) состоит из: маховика, шатунов, двуплечих рычагов, штанг, подвесок, и рабочих органов - стрясной доски, верхнего и нижнего решетчатого станков, шарнирно закрепленных на раме (рисунок 3.1). Для всех известных систем очистки характерна неуравновешенность движущихся в противофазе звеньев МО. При этом основное влияние на раму комбайна со стороны МО оказывают его рабочие органы - верхний и нижний решетчатые станки, стрясная доска, масса которых более чем на порядок выше массы остальных звеньев. Вибрация рамы МО, возникающая в результате действия инерционных сил, передается на корпус зерноуборочного комбайна, что отрицательно сказывается на несущей конструкции и снижает эксплуатационную надежность разъемных соединений.

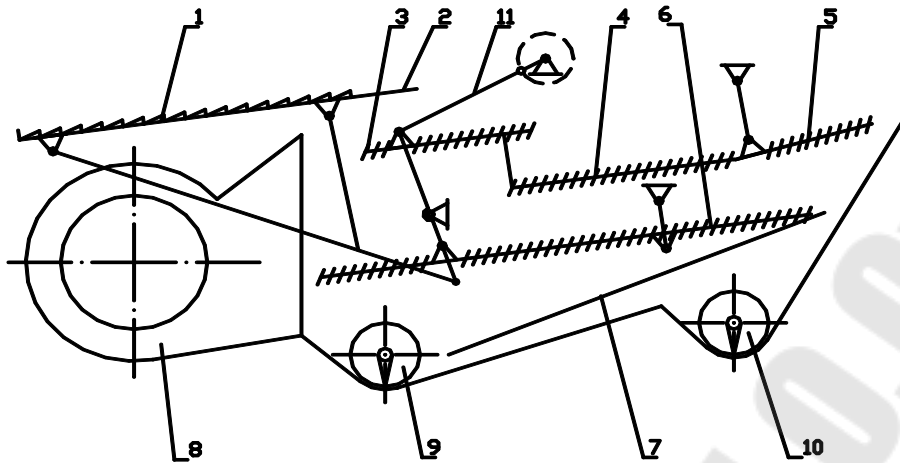


Рисунок 3.1 Схема очистки зерноуборочного комбайна КЗС-7

1 – стрясная доска; 2 – пальцевая решетка; 3 – дополнительное решето; 4 – верхний решетный стан; 5 – удлинитель верхнего решета; 6 – нижний решетный стан; 7 – скатная доска; 8 – вентилятор; 9 – зерновой шнек; 10 – колосовой шнек; 11 – кривошипно-шатунный механизм.

Формирование геометрической модели в соответствии с исходной пространственной реализацией МО существенно усложняет математическое описание. Проблема упрощается при замене 3D-модели МО её плоским аналогом, сохраняя по основным выходным параметрам эквивалентность полученной геометрической модели исходной. Если учесть симметричное расположение звеньев 3D-модели МО в продольной плоскости, а также предположить параллельность между собой осей, проходящих через центры шарниров и несжимаемость звеньев, то её структура идентифицируется плоским, десятизвенным, одноподвижным шарнирно-рычажным механизмом (рисунок 3.2). Структура МО по классификации Ассура-Артоболевского следующая: механизм 1-го класса (звено L_1) к которому последовательно присоединена группа Ассура 2-го класса, 1-го вида (звенья $L_2 - L_3$) к которой в свою очередь параллельно присоединены три группы Ассура 2-го класса 1-го вида (звенья $L_4 - L_5$, $L_6 - L_7$, $L_8 - L_9$).

Если массами шатунов и подвесок пренебречь (или привести их к массам рабочих органов), то двухстанная очистка представляется эквивалентной трехмассовой механической системой. Задача уменьшения колебаний рамы комбайна решается путем уравнивания одной из совершающих сложное движение масс рабочих органов двумя другими. Следует отметить, что каждый из рабочих органов представляет собой отработанную конструкцию со сложившимся относительным положением рабочих элементов, а также оптимальной ам-

плитудой колебаний и траекториями движения характерных точек рабочих органов. Изменение вышеупомянутых параметров затруднительно, поскольку характер движения рабочих органов обусловлен требованиями качественного выполнения технологического процесса очистки.

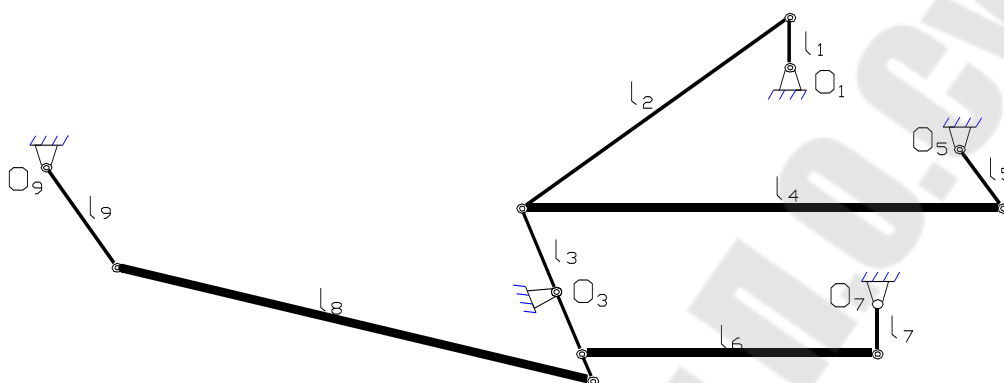


Рисунок 3.2 Геометрическая модель МО зерноуборочного комбайна.

Создание функциональной математической модели (ММ) и выполнение вычислительного эксперимента на ПЭВМ позволяет провести многовариантный кинестатический анализ МО за сравнительно короткое время. Это в значительной степени снижает материальные и временные затраты на его уравнивание и, при наличии адекватной функциональной ММ позволит получить достоверные результаты, избегнув при этом длительной доводки МО на стенде.

Статическое уравнивание МО реализуется только в том случае, когда центр масс остается неподвижным, или движется равномерно и прямолинейно. Выполнение этого условия весьма затруднительно, поскольку центр масс МО за цикл (один оборот ведущего звена) описывает криволинейную траекторию. С учетом вышеупомянутых ограничений полностью уравновесить МО невозможно, поэтому стремятся к частичному уравниванию, выражающемуся в сокращении площади фигуры, описываемой центром масс МО (рисунок 3.3).

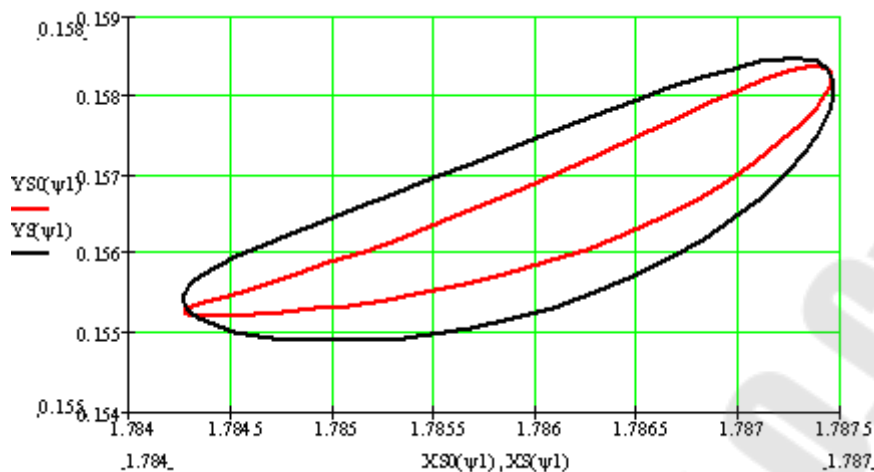


Рисунок 3.3 Перемещение общего центра масс механизма очистки.

Расчет показал, что максимальные значения амплитуды колебаний общего центра масс МО за оборот кривошипа составили: $A_x = 3,97$ мм.; $A_y = 3,85$ мм.

Геометрический и кинематический анализ МО выполнен на основе метода замкнутых векторных контуров. В результате геометрического анализа определяются углы, образуемые подвижными звеньями МО в правой декартовой системе координат и координаты центров подвижных шарниров в зависимости от обобщенной координаты - угла поворота кривошипа L_1 за один его оборот. Аналитические выражения для угловых скоростей и ускорений подвижных звеньев получаем на основе дифференцирования по обобщенной координате выражений для соответствующих углов и в свою очередь на их основе получаем выражения для линейных скоростей и ускорений центров масс звеньев.

Силовой анализ выполняется по группам Ассур (в обратном порядке), с учетом влияния сил и моментов инерции, действующих на звенья. В результате проведения силового анализа определяется приведенный момент инерции (момент, действующий на кривошип L_1) в зависимости от изменения обобщенной координаты.

Инерционные характеристики маховика оказывают существенное стабилизирующее влияние на колебание угловой скорости кривошипа за цикл. При известных параметрах маховика определяется коэффициент неравномерности движения кривошипа, после чего кинестатический анализ выполняется повторно и в результате определяется

характер изменения реакций в шарнирах МО (например, реакция R_{34} как функция от угла поворота кривошипа см. рисунок 3.4).

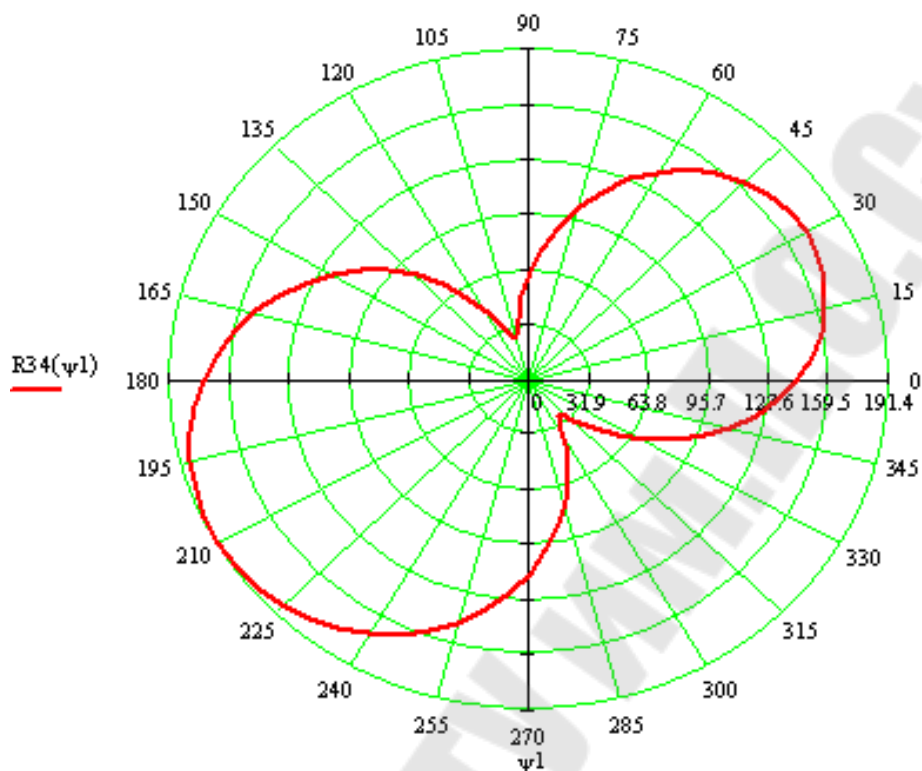


Рисунок 3.4 Годограф реакции в шарнире ПЗ4 [Н].

В результате сформирована функциональная ММ МО, представляющая собой формализованное описание работы его звеньев за цикл. Это обеспечило выполнение многовариантного анализа работы МО на ПЭВМ в среде MathCAD. Полученная ММ может быть использована для анализа МО идентичной структуры, а также в качестве основной составляющей в процедуре параметрического синтеза МО.

Задания для самостоятельной работы.

1. Определить выходные параметры (закон движения центра тяжести) нижнего решетного стана.
2. Рассчитать характеристику силы инерции верхнего решетного стана.
3. Построить характеристику движения общего центра масс МО за 1 оборот входного звена.

4. Рассчитать характеристику реакций в шарнирах стрясной доски R_{89} , R_{38} .
5. Получить аналитическое выражение для ускорения центра тяжести нижнего решетного стана.
6. Определить выходные параметры (закон движения центра тяжести) стрясной доски.
7. Получить аналитические выражения для угловых скоростей в шарнирах верхнего решетного стана.

4. РАСЧЕТ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА МОСТА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЁС УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГОСРЕДСТВА

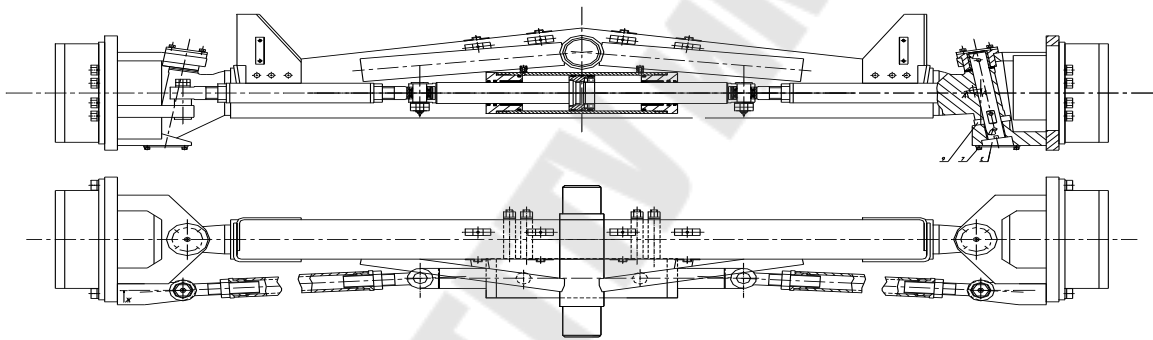


Рисунок. 4.1 Общий вид управляемого моста УЭС-2-250А и его механизма поворота

4.1 Структурный анализ базового механизма поворота

Споецировав трехмерную геометрическую модель механизма поворота моста управляемых колес на плоскость параллельную опорной поверхности, получим её плоский аналог (далее везде МП). Такое преобразование возможно при условии параллельности между собой осей, проходящих через центры шарниров МП.

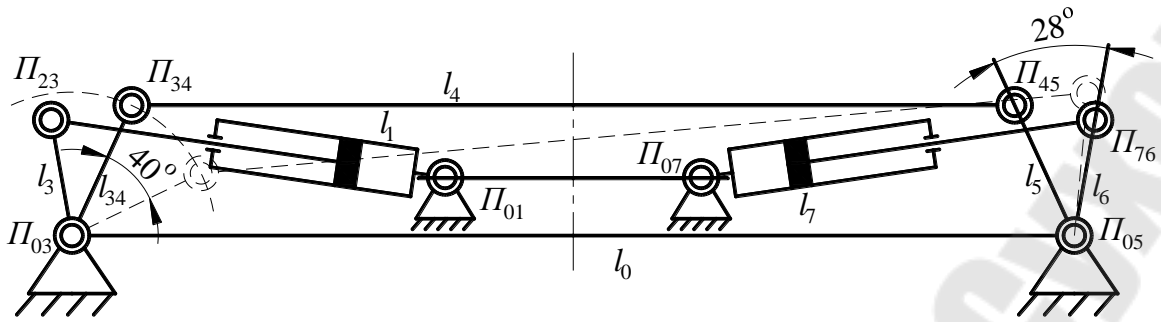


Рисунок 4.2 Структурная схема механизма поворота моста управляемых колес УЭС-250.

Подвижность МП (рис. 4.2) определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 \quad W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1,$$

где

W - степень свободы структурной схемы механизма,

n - число подвижных звеньев механизма (7),

p_5 - число кинематических пар 5-го класса (10).

В результате имеем одноподвижный плоский восьмизвенный шарнирно - рычажный механизм. При дальнейшем структурировании МП можно представить состоящим из трех групп соединенных последовательно:

Четырёхзвенник со средней поступательной парой, известный также как механизм с качающимся цилиндром $L_1 L_2 L_3 L_{13}$.

Двухповодковой группы вида $L_4 - L_5$.

Кулисного механизма $L_6 L_7 L_{75}$.

4.2 Геометрический анализ базового механизма поворота

Первая структурная группа (рис. 4.3) представлена четырёхзвенником со средней поступательной парой, известным также как механизм с качающимся цилиндром.

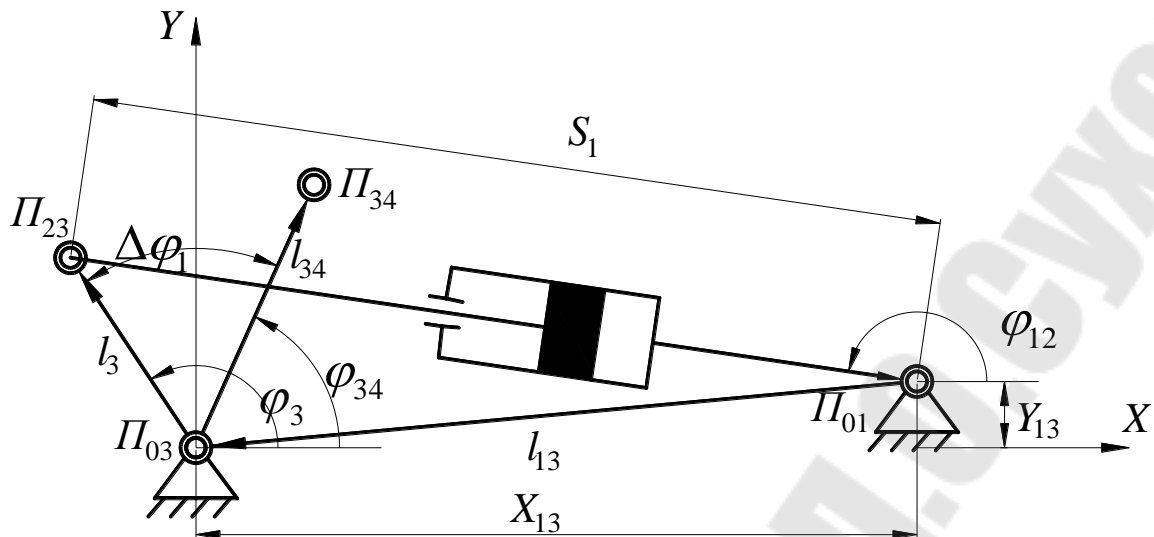


Рисунок. 4.3 Четырёхзвенник со средней поступательной парой.

В этом механизме обобщённой координатой будет переменное расстояние S_1 . Векторное уравнение замкнутого контура [5] будет:

$$\vec{S}_1 + \vec{L}_3 + \vec{L}_{13} \quad (1)$$

Спроектируем векторы уравнения на оси OX и OY . Имеем:

$$\left. \begin{aligned} S_1 \cos \varphi_1 &= L_3 \cos \varphi_3 + Y_{13} \\ S_1 \sin \varphi_1 &= L_3 \sin \varphi_3 - X_{13} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Возведём уравнения системы (2) в квадрат. Имеем:

$$\begin{aligned} S_1^2 &= L_3^2 + L_{13}^2 - 2L_3L_{13} \cos(\varphi_3 - \varphi_{13}), \\ \varphi_3 &= \arccos \left(\frac{L_{13}^2 + L_3^2 - S_1^2}{2L_3l_{13}} \right) - \varphi_{13} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\varphi_{34} = \varphi_3 - \Delta\varphi_1 \quad (4)$$

Проверка: геометрический анализ выполнен правильно если координата $X_{12} = X'_{12}$ и соответственно $Y_{12} = Y'_{12}$.

$$\begin{aligned} X_{23} &= X_{03} + l_3 \cos \varphi_3 & X'_{23} &= X_{01} + S_1 \cos \varphi_{12} \\ Y_{23} &= Y_{03} + l_3 \sin \varphi_3 & Y'_{23} &= Y_{01} + S_1 \sin \varphi_{12} \end{aligned}$$

Вторая группа (рис. 4.4), это группа Ассура второго порядка первого вида ($L_4 - L_5$).

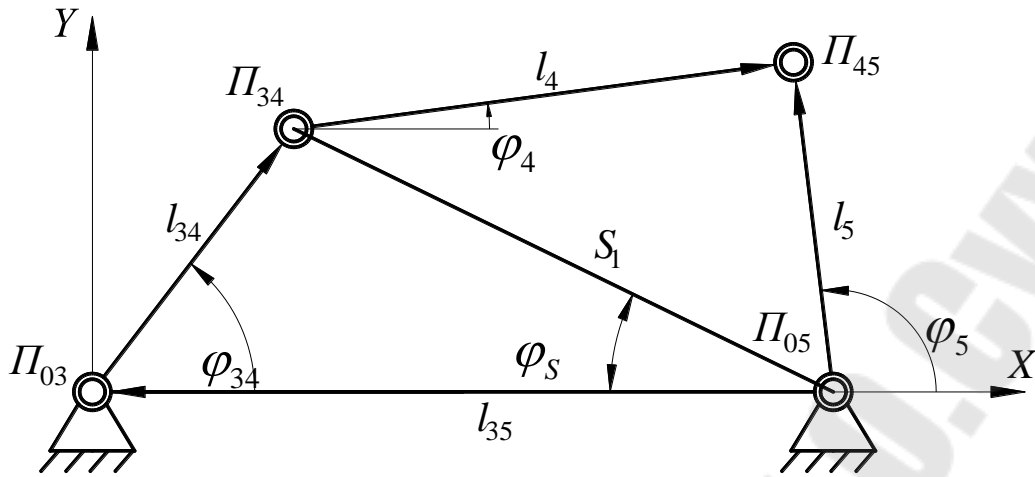


Рисунок. 4.4 Группа Ассура второго порядка первого вида.

Геометрический анализ четырехзвенника выполняем по методу замкнутых векторных контуров. Для данного случая при обходе контура по часовой стрелке имеет место следующий порядок шарниров в контуре: $\Pi_{03}\Pi_{34}\Pi_{45}\Pi_{05}$. Этот порядок в замкнутом контуре должен сохраняться за полный оборот звена (L_3) L_{34} .

По теореме косинусов найдём S_1 :

$$S_1 = \sqrt{L_{34}^2 + L_{35}^2 - 2 \cdot L_{34} \cdot L_{35} \cos(\varphi_{34})} \quad (5)$$

Определяем φ_s :

$$\varphi_s = \arccos \frac{S_1^2 + L_{35}^2 - L_{34}^2}{2S_1 \cdot L_{35}} \quad (6)$$

Тогда

$$\varphi_4 = \arccos \frac{L_4^2 + S_1^2 - L_5^2}{2L_4 S_1} - \varphi_s$$

$$\varphi_5 = \pi - \arccos \frac{L_5^2 + S_1^2 - L_4^2}{2L_5 S_1} - \varphi_s \quad (7)$$

Проверка проводится аналогично предыдущей, геометрический анализ группы выполнен правильно, если координаты определенные по разным ветвям совпадают (координата $X_{45} = X'_{45}$ и, соответственно, $Y_{45} = Y'_{45}$).

$$X_{45} = X_{03} + L_3 \cos \varphi_3 + L_4 \cos \varphi_4 \quad X'_{45} = X_{05} + L_5 \cos \varphi_5$$

$$Y_{45} = Y_{03} + L_3 \sin \varphi_3 + L_4 \sin \varphi_4 \quad Y'_{45} = Y_{05} + L_5 \sin \varphi_5$$

Последнюю группу (Рис. 4.5) можно представить четырёхзвенником со средней поступательной парой.

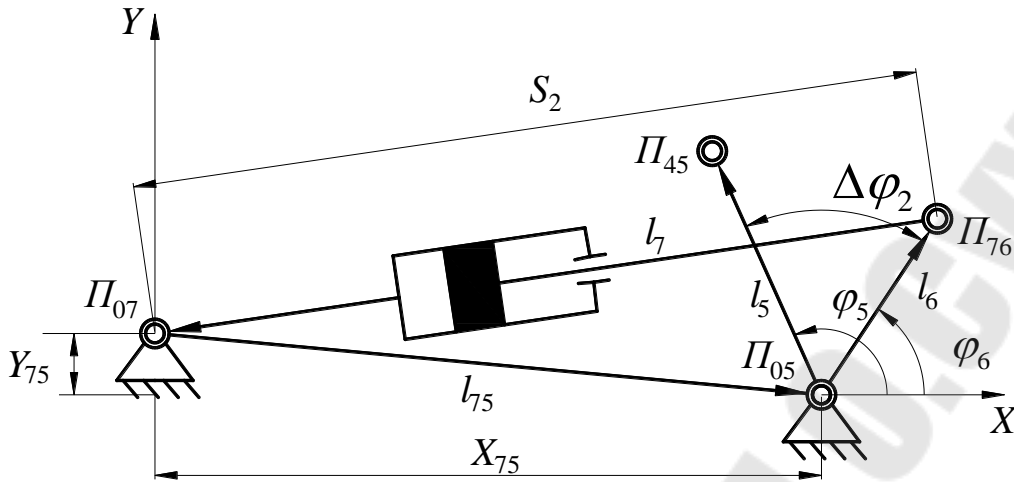


Рисунок 4.5 Четырёхзвенник со средней поступательной парой

Определим угол φ_6 : $\varphi_6 = \varphi_5 - \Delta\varphi_2$. (8)

Тогда координаты подвижного шарнира Π_{56} определим из выражений:

$$\begin{aligned} X_{76} &= X_{05} + L_6 \cdot \cos\varphi_6 \\ Y_{76} &= Y_{05} + L_6 \cdot \sin\varphi_6 \end{aligned} \quad (9)$$

Определим базу четырехзвенника L_{75} : $L_{75} = \sqrt{Y_{75}^2 + X_{75}^2}$

Тогда обобщенная координата S_2 может быть определена как:

$$S_2 = \sqrt{(X_{76} - X_{07})^2 + (Y_{76} - Y_{07})^2} \quad (10)$$

Геометрический анализ заключительной группы МП выполнен верно, если угол, образуемый базой (L_{75}) и звеном (L_{56}), определенный по приведенным ниже выражениям окажется одним и тем же:

$$\varphi_{S_2} = \arccos \left[\frac{L_{75}^2 + L_6^2 - S_2^2}{2 \cdot L_{75} \cdot L_6} \right] \quad \varphi'_{S_2} = \pi - \left[\varphi_6 + \arctan \frac{Y_{75}}{X_{75}} \right]$$

Таким образом, движение поршня относительно гильзы левого гидроцилиндра, характеризуемое обобщенной координатой S_1 , однозначно связано с движением поршня относительно гильзы правого гидроцилиндра, характеризуемое обобщенной координатой S_2 (и наоборот).

4.3 Кинематический и силовой анализ базового механизма поворота

МП предназначен для поддержания заданного направления движения УЭС и изменения его в случае необходимости. При этом он должен поддерживать определенное соотношение между углами поворота управляемых колес, обеспечивающее качение всех колес без бокового скольжения и без боковых деформаций шин. Для этого управляемые колеса отклоняются от нейтрального положения на разные углы (рис. 4.6), характеризующиеся следующими соотношениями:

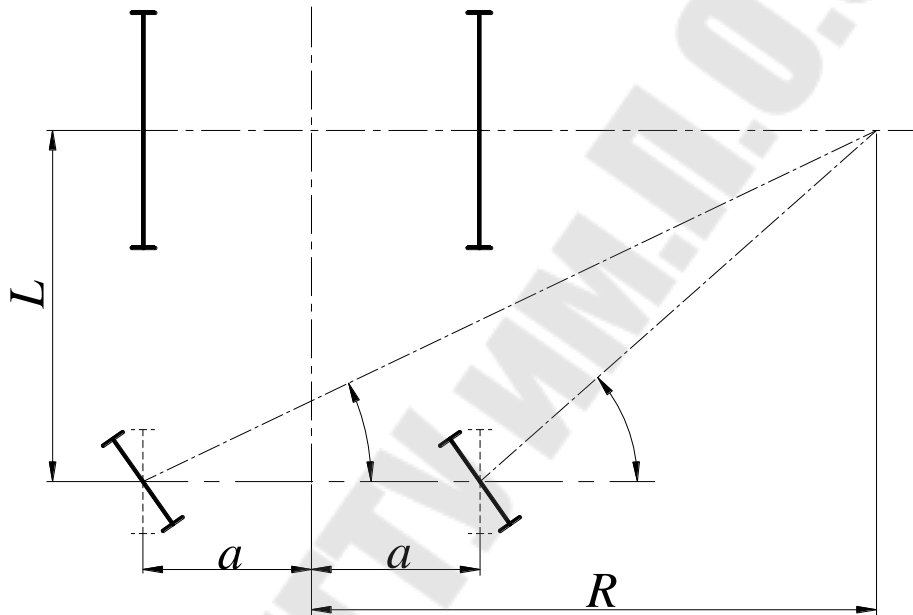


Рис.4.6 Схема поворота УЭС с задними управляемыми колесами

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} &= \frac{R-a}{L} & \operatorname{ctg} \alpha_n &= \frac{R+a}{L} \text{ т.е.,} \\ \operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} - \operatorname{ctg} \alpha_n &= \frac{2 \cdot a}{L} \quad (11) \end{aligned}$$

где, $\alpha_{\text{вн}}$ и α_n – углы отклонения от нейтрального положения, соответственно внутреннего и наружного по отношению к центру поворота колес; $2a$ – расстояние между осями шкворней поворотных цапф управляемых колес (шкворневая колея); L – база УЭС; R – радиус поворота.

Для максимального $\alpha_{\text{вн}}$ минимальный радиус поворота определяется как:

$$R_{\min} = L \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} + a \quad (12)$$

Формирование зависимости R_{\min} от задаваемого максимального значения $\alpha_{\text{вн}}$ при постоянных L и a с учетом (11) представляет задачу,

решаемую с учетом компоновочных ограничений на $\alpha_{\text{вн}}$ (для УЭС-250 не более 48°).

Соблюдение требуемого соотношения между внутренним и наружным углами (11) достигается путем применения для поворота цапф управляемых колес рулевой трапеции. Подбором размера и ориентации её звеньев можно получить соотношения между углами достаточно близкие к требуемым.

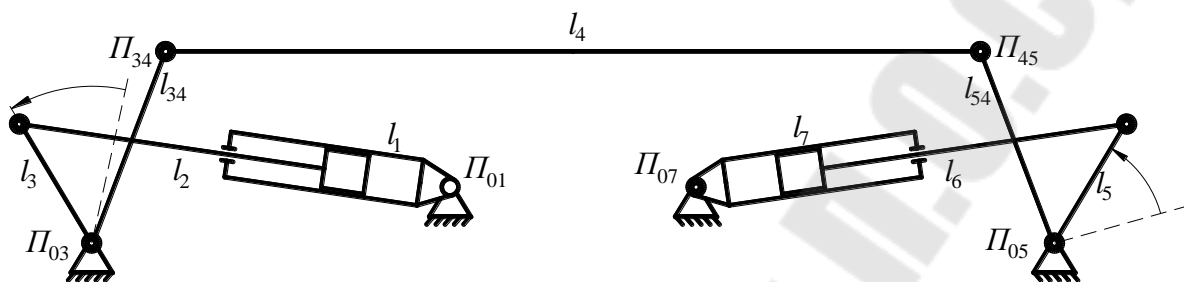


Рисунок. 4.7 Структурная схема МП управляемого моста УЭС-2-250А.

Считая моменты сопротивления (M_c) на колесах одинаковыми запишем выражения механической и гидравлической нагрузки, уравновешивающих штоки левого и правого гидроцилиндров (рис.4.7):

$$p_n \cdot \pi \cdot R^2 = M_c \cdot \varphi_3(S_1) \quad p_n \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) = M_c \cdot \varphi_5(S_7) \quad (13)$$

где, $\varphi_3(S_1)$ и $\varphi_5(S_7)$ – аналоги угловых скоростей поворотных рычагов; S_1, S_7 – обобщенные координаты ведущих звеньев ($L_1 - L_2, L_6 - L_7$); R, r – радиусы поршня и штока.

Аналог угловой скорости определяется дифференцированием по обобщенной координате аналитического выражения для соответствующего угла, например $\varphi_3(S_1)$:

$$\dot{\varphi}_3(S_1) = \frac{2 \cdot S_1}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S_1^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}} \quad (14)$$

где, L_{13} – база четырехзвенного механизма, расстояние между шарнирами Π_{01} и Π_{03} .

Учитывая, что рабочая жидкость $p_n(S_1, S_7)$ нагнетается одновременно в поршневую полость левого (L_1) и штоковую правого (L_7) гидроцилиндров замкнутого одноподвижного механизма, суммируем правые части выражений (4.13). Отсюда определяем установившееся давление в нагнетающей гидромагистрали :

$$p_H(S_1, S_7) = \frac{M_c \cdot [\dot{\varphi}_3(S_1) + \dot{\varphi}_5(S_7)]}{\pi \cdot (2 \cdot R^2 - r^2)} \quad (15)$$

При выполнении энергосредством поворота давление в гидрориводе рулевого управления не должно превышать настроечное давление его предохранительного клапана (16 МПа).

4.4 Структурный анализ модернизированного механизма поворота

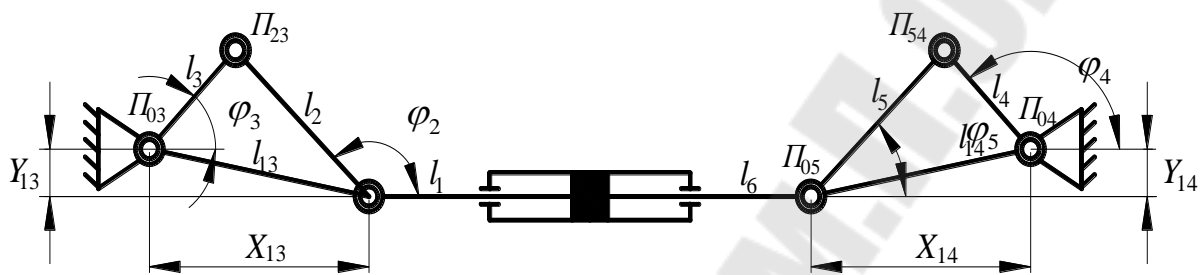


Рисунок. 4.8 Кинематическая схема МП управляемого моста УЭС-2-250А

По классификации Ассура-Артоболевского плоский аналог модернизированного механизма поворота относится к кривошипно-ползунным механизмам.

Подвижность модернизированного МП (рис. 4.8) определяется, как и для базового механизма, по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 \quad W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

где

W - степень свободы структурной схемы механизма,

n - число подвижных звеньев механизма (5),

p_5 - число кинематических пар 5-го класса (7).

После модернизации структура механизма упростилась: вместо двух гидроцилиндров – один, а количество подвижных звеньев уменьшилось на две единицы. В результате имеем одноподвижный плоский шестизвенный шарнирно - рычажный механизм. При дальнейшем структурировании МП можно представить состоящим из трех групп соединенных последовательно.

4.5 Геометрический анализ модернизированного механизма поворота

Определяем L_{13} :

$$L_{13} = \sqrt{X_{13}^2 + Y_{13}^2}$$

По теореме косинусов находим углы φ_{13} и φ_3 :

$$\varphi_{13} = \arctg \frac{Y_{13}}{X_{13}}$$

$$\varphi_3 = \arccos \frac{L_3^2 + L_{13}^2 - S_2^2}{2L_3L_{13}} - \varphi_{13}$$

Определим L_{14} :

$$L_{14} = \sqrt{X_{14}^2 + Y_{14}^2}$$

По теореме косинусов находим φ_{14} и φ_4 :

$$\varphi_{14} = \arctg \frac{Y_{14}}{X_{14}} \quad \varphi_4 = -\arccos \frac{L_4^2 + L_{14}^2 - L_5^2}{2L_4L_{14}} - \varphi_{14} + \pi$$

Для получения чистого качения направляемых колёс при повороте без скольжения, рулевое управление должно обеспечивать:

1. пересечение осей колёс в одной точке - центре поворота;
2. перпендикулярность осей к касательным к траектории колеса.

Чтобы осуществлялись эти требования внутреннее и наружное колесо нужно поворачивать на разные α и β , связанные зависимостью [4]:

$$\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}\alpha = \frac{A}{L} \quad (16)$$

где

β - наружный угол поворота колеса, $\beta = 34^\circ$;

α - внутренний угол поворота колеса, $\alpha = 51^\circ$;

a - колея управляемых колёс, $a = 1456$ мм;

L - база энергосредства, $L = 2534$ мм.

L

$$1,482 - 0,809 = \frac{1456}{2534} \quad 0,538 \approx 0,574$$

Из расчётов видно, что погрешность составляет около 3,6%, что в сельскохозяйственном машиностроении допускается.

4.6 Кинематический анализ модернизированного механизма поворота

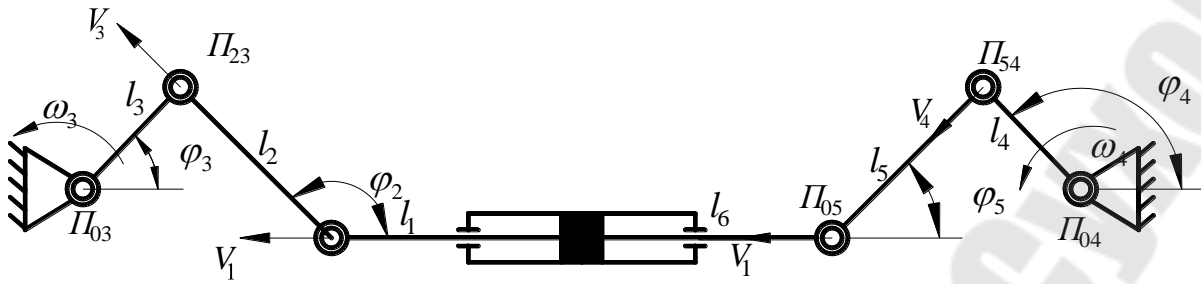


Рисунок. 4.9 Схема для определения кинематических параметров модернизированного МПУМ.

Определим линейную скорость шарнира $\Pi_{23} - V_3$:

$$V_3 = V_1 \cdot \cos(\pi - \varphi_2) \quad V_3 = V_1 \cos\left(-\frac{\pi}{2} + \varphi_2 - \varphi_3\right) \cdot \cos(\pi - \varphi_2)$$

Определим угловую скорость третьего звена ω_3 :

$$\omega_3 = \frac{V_3}{L_3}$$

Аналогично определяем линейную скорость шарнира $\Pi_{54} - V_4$ и угловую скорость звена $L_4 - \omega_4$:

$$V_4 = V_1 \cos \varphi_5 \cdot \cos\left(-\frac{\pi}{2} - \varphi_5 + \varphi_4\right) \quad \omega_4 = \frac{V_4}{L_4}$$

4.7 Силовой анализ модернизированного механизма

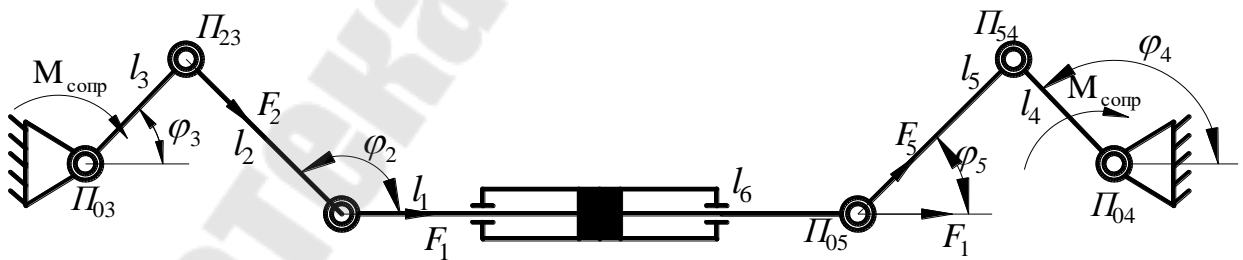


Рисунок. 4.10 Схема для силового анализа кривошипно-ползунного механизма.

Нагружающий момент (момент сопротивления) на колесе определяется по выражению:

$$M_c = 0.05 R_k \cdot \frac{1}{1 + \frac{e}{B}} \cdot \frac{B}{200} \cdot \frac{\mu_s}{0.7} \quad (17)$$

где

B - ширина шины, $B = 500$ мм;

μ_s - коэффициент трения между шиной и дорогой, $\mu_s = 0.8$;

e - смещение шкворня, $e = 70$ мм;

R_k - нагрузка на колесо, определяется по результатам развесов-

ки

$$\text{УЭС } R_k = 27560 \text{ Н.}$$

$$M_c = 0.05 \cdot 27560 \cdot \frac{1}{1 + \frac{70}{500}} \cdot \frac{500}{200} \cdot \frac{0.8}{0.7} = 2932 \text{ Нм}$$

$$M_c = 2932 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления повороту одного колеса в неподвижном состоянии (УЭС остается на месте).

Определим F_2 и $F_{1Л}$:

$$F_2 = M_c \cdot L_3 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 + \varphi_3\right) \quad (18)$$

$$F_{1Л} = F_2 \cos(\pi - \varphi_2) \quad (19)$$

Аналогично находим F_5 и $F_{1П}$:

$$F_5 = M_c \cdot L_3 \cos\left(-\frac{\pi}{2} - \varphi_5 + \varphi_4\right) \quad (20)$$

$$F_{1П} = F_5 \cos(\varphi_5) \quad (21)$$

Суммарное усилие на штоках гидроцилиндра:

$$F_1 = F_{1Л} + F_{1П} \quad (22)$$

$$F_1 = p_{гц} \cdot S \quad (23)$$

Рабочая площадь поршня:

$$S = \frac{F_1}{p_{гц}}$$

Выполним расчёт усилия, которое необходимо развить гидроцилиндру для преодоления внешней механической нагрузки:

Момент нагрузки на управляемом колесе $M_c = 2932 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Усилие для поворота левого колеса:

$$F_{1Л} = M / h_{1Л} = 290 / 67 \cdot 10^{-3} = 43280 \text{ Н.}$$

Усилие для поворота правого колеса:

$$F_{\Pi} = M / h_{\Pi} = 290/190 \cdot 10^{-3} = 15260 \text{ Н} .$$

Таким образом, суммарная нагрузка на двустороннем гидроцилиндре:

$$F_{\text{ц}} = F_{\text{Л}} + F_{\text{П}} = 43280 + 15260 = 58540 \text{ Н} .$$

Составим уравнение баланса механической (со стороны нагрузки) и гидравлической (со стороны гидроцилиндра) мощностей:

$$M_c \cdot \omega_3 + M_c \cdot \omega_4 = p_{\text{ц}} \cdot Q \quad (24)$$

Расход жидкости через гидропривод механизма поворота моста управляемых колес составит:

$$Q = \frac{M_c (\omega_3 + \omega_4)}{p_{\text{ц}}} \quad (25)$$

Задания для самостоятельной работы.

1. Рассчитать внутренний и наружный углы поворота моста управляемых колес для базовой модели УЭС-280.
2. Определить характер изменения давления в гидроцилиндрах МПУМ во всем диапазоне изменения обобщенных координат.
3. Рассчитать установившийся расход рабочей жидкости через гидропривод МПУМ УЭС-280, если известны его параметры и нагрузка на управляемый мост.
4. Определить аналитическую зависимость между угловой скоростью поворота колес и подачей рабочей жидкости в гидропривод рулевого управления УЭС-2-250А.

5. РАСЧЕТ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА СИЛОСОПРОВОДА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Математическое моделирование работы механизма поворота силосопровода (МПС) кормоуборочного комбайна представляет необходимое условие для его автоматизированного проектирования. Силосопровод предназначен для направления потока измельченной массы, поступающей из измельчающего барабана кормоуборочного комбайна, в кузов транспортного средства (рис. 5.1).

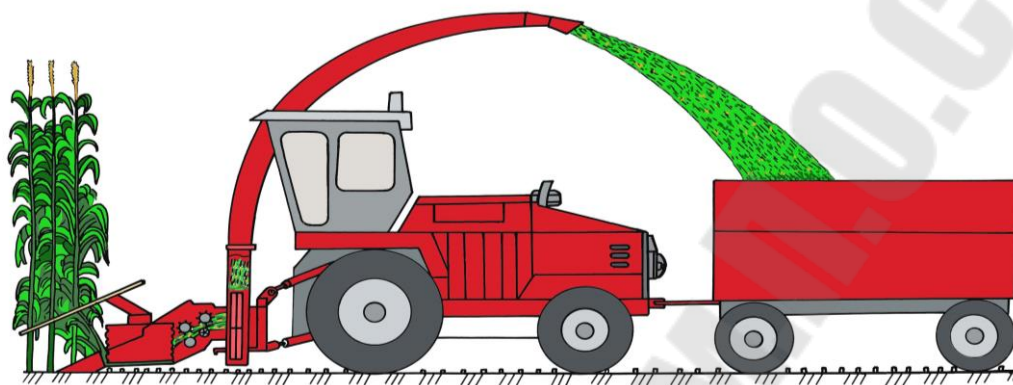


Рисунок. 5.1 Общий вид расположения силосопровода

Механизм поворота силосопровода (рис. 5.2) включает: неподвижное основание 1; поворотную часть 2, опирающуюся на это основание посредством подшипникового узла 3 и привод поворотной части 2, состоящий из силового гидроцилиндра 4, шарнирно закрепленного одним концом на кронштейне неподвижного основания 1. Другим концом гидроцилиндр 4 шарнирно соединен с рычажным механизмом 6, выполненным в виде двух шарнирно соединенных между собой дугообразных рычагов 7 и 8, имеющих разную длину. Меньший рычаг 8 соединен шарниром Б с поворотной частью 2 силосопровода, а больший рычаг 7 шарниром В с кронштейном неподвижного основания 1. Гидроцилиндр 4 своим корпусом 9 закреплен на кронштейне 5 и соединен с рычагом 7 вблизи шарнира В головкой своего штока 10. Рычаги 7 и 8 соединены между собой шарниром Г. Шарниры Б и В расположены в разных плоскостях.

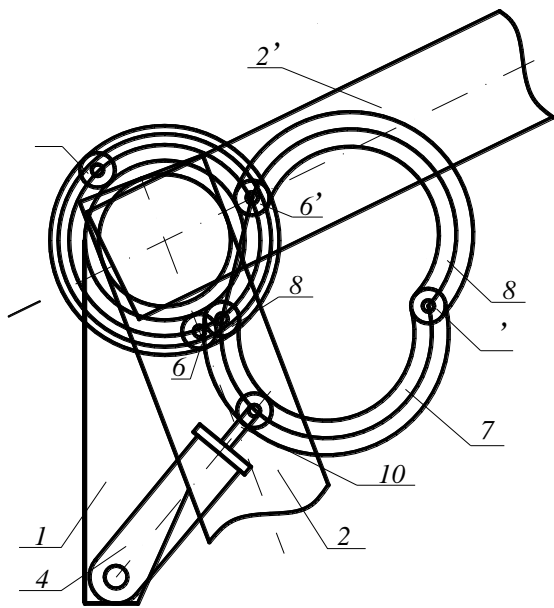


Рис. 5.2 Механизм поворота силосопровода (вид сверху)

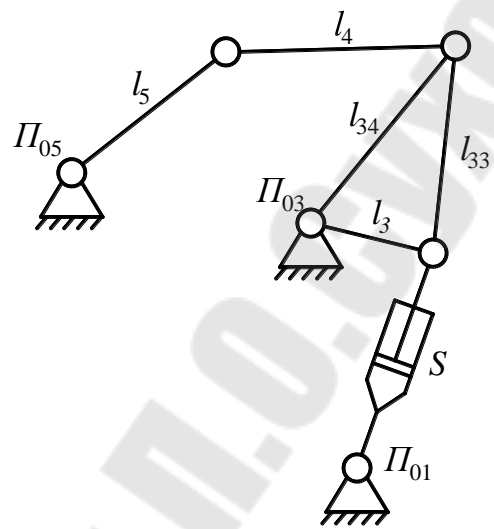


Рис. 5.3 Структурная схема механизма поворота силосопровода

В процессе заполнения кузова растительной массой (рис. 5.1) положение силосопровода непрерывно изменяется под действием МПС, приводимого в движение гидроцилиндром.

Проектирование и конструирование МПС связано с выбором рациональных параметров рабочего гидроцилиндра привода и звеньев механизма поворота. Геометрическую модель МПС на горизонтальной плоскости получают, полагая, что оси, проходящие через центры шарниров звеньев МПС, параллельны друг другу. Плоский аналог пространственного механизма по классификации Ассур идентифицируется как одноподвижный шестизвенный (рис. 2). Положение его выходной координаты – угла поворота радиуса основания силосопровода – L_5 однозначно связано с изменением обобщенной координаты – расстоянием между центрами шарниров гильзы и штока рабочего гидроцилиндра - S .

Полагая звенья МПС несжимаемыми, последовательно выполняем его геометрический и кинематический анализ его структурной схемы. Анализ выполняется по методу замкнутых векторных контуров, предложенным Зиновьевым. В результате определяются аналитические выражения для выходных параметров МПС и, в частности, угол поворота радиуса основания силосопровода - $\varphi_5(S)$ и передаточное число МПС - $\varphi'_5(S)$, определяемое из выражения:

$$\varphi'_5(S) = \varphi'_3(S)U_{53}(S) \quad (1)$$

где $\varphi'_3(S)$ – аналог угловой скорости рычага L_3 ;

$U_{53}(S)$ – передаточное отношение угловых скоростей звеньев L_5 и L_3 .

Передаточное отношение $U_{53}(S)$ определяется по выражению:

$$U_{53} = \frac{\omega_5}{\omega_3} = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34} - \varphi_4)}{L_5 \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_4)} \quad (2)$$

Передаточное число МПС численно равно аналогу угловой скорости радиуса основания силосопровода: Аналитическое выражение для передаточного числа позволяет определить пропорциональную ему полезную нагрузку $F(S)$ на штоке гидроцилиндра и соответствующее ей давление в напорной магистрали гидропривода.

$$F(S) = M_5 \cdot \varphi'_5(S) \quad (3) \quad p_{ци}(S) = \frac{M_5 \cdot \varphi'_5(S)}{F_c \cdot \eta} \quad (4)$$

где $p_{ци}(S)$ – давление в напорной полости гидроцилиндра; F_c – площадь поршня гидроцилиндра; M_5 – момент нагрузки со стороны силосопровода; η – механический к.п.д.

Характер изменения передаточного числа существенно влияет на способность гидроцилиндра посредством МПС повернуть основание силосопровода. В свою очередь момент нагрузки на МПС со стороны основания силосопровода равен:

$$M_5(S) = I \cdot \varepsilon_5(S)$$

где I – момент инерции силосопровода; $\varepsilon_5(S)$ – угловое ускорение основания силосопровода.

Анализ динамической модели гидропривода, нагруженной со стороны основания силосопровода через механизм поворота, дает возможность определить закон движения поршня гидроцилиндра, а затем рассчитать $\varepsilon_5(S)$:

$$\varepsilon_5 = \frac{d\omega_5}{dt} = \frac{d(\omega_3 U_{53})}{dt} = \varepsilon_3 U_{53} + \omega_3^2 U'_{53} \quad \omega_3 = \varphi'_3 \dot{S} \quad ,$$

$$\text{тогда } \varepsilon_5 = \frac{d\omega_5}{dt} = \frac{d(\omega_3 U_{53})}{dt} = \varepsilon_3 U_{53} + \varphi_3'^2 \dot{S}^2 U'_{53} \quad \varepsilon_3 = \varphi_3'' \dot{S}^2 + \varphi_3' \ddot{S} .$$

где $U'_{53}(S)$ – производная по обобщенной координате от передаточного отношения угловых скоростей звеньев L_5 и L_3 ; $\varphi_3''(S)$ – аналог углового ускорения поворотного рычага L_3 ; \dot{S}, \ddot{S} – соответственно скорость и ускорение штока гидроцилиндра.

Аналитические выражения для аналогов угловой скорости и ускорения рычага L_3 получают путем последовательного дифференцирования по обобщенной координате S аналитического выражения для угла $\varphi'_3(S)$.

$$\varphi'_3(S) = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}}$$

$$\varphi''_3(S) = \frac{2 \cdot [S^4 - (L_3^2 - L_{13}^2)^2]}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}}$$

где L_{13} – расстояние между шарнирами Π_{01} и Π_{03} .

Аналогично на основе выражения для $U_{53}(S)$ получают $U'_{53}(S)$.

$$U'_{53}(S) = \frac{L_{34} \cdot \cos(\varphi_{34} - \varphi_4) + U_{43}^2(S) \cdot L_4 - U_{53}^2(S) \cdot L_5 \cdot \cos(\varphi_5 - \varphi_4)}{L_5 \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}$$

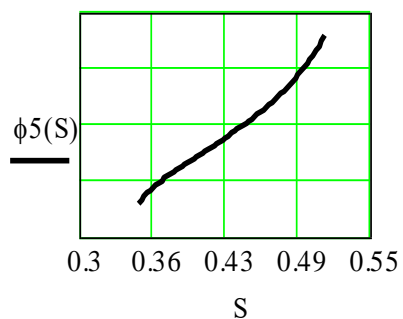
где $U_{43}(S)$ – передаточное отношение угловых скоростей звеньев L_4 и L_3 .

Результаты вычисления выходных параметров МПС приведены в таблице 1 и на диаграммах рисунка 5.4.

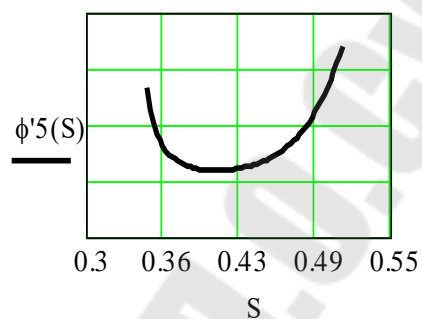
Таблица 5.1 Результаты вычислений выходных параметров МПС

S [м]	φ_5 [град]	φ'_3 [1/м]	φ'_5 [1/м]	U_{53} [-]	$P_{2и}$ [МПа]
0,35	43,665	19,413	40	2,06	4,248
0,37	74,59	13,037	21,199	1,626	6,713
0,39	96,732	11,258	18,123	1,61	7,642
0,41	117,051	10,619	17,613	1,659	7,865
0,43	137,623	10,56	18,511	1,753	8,02
0,45	160,025	10,975	20,873	1,902	8,213
0,47	186,316	11,971	25,516	2,135	8,438
0,49	220,154	14,061	24,552	2,457	9,122
0,51	268,384	19,591	50,584	2,582	11,549

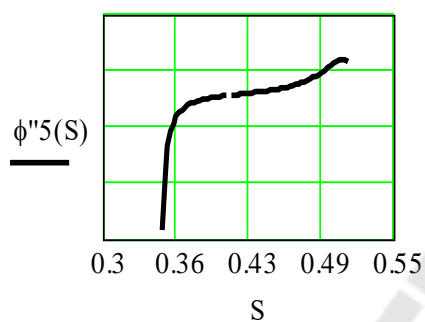
Зависимость угла поворота звена 5 от обобщенной координаты:



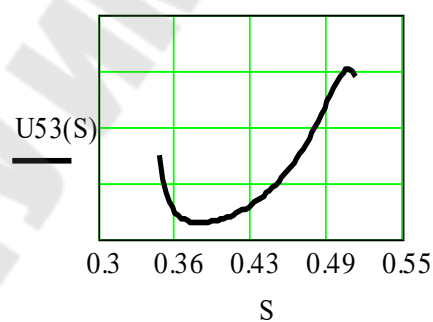
Зависимость аналога угловой скорости звена 5 от обобщенной координаты



Зависимость аналога углового ускорения звена 5 от обобщенной координаты



Зависимость передаточного отношения U_{53} от обобщенной координаты



Зависимость давления в гидроцилиндре от обобщенной координаты

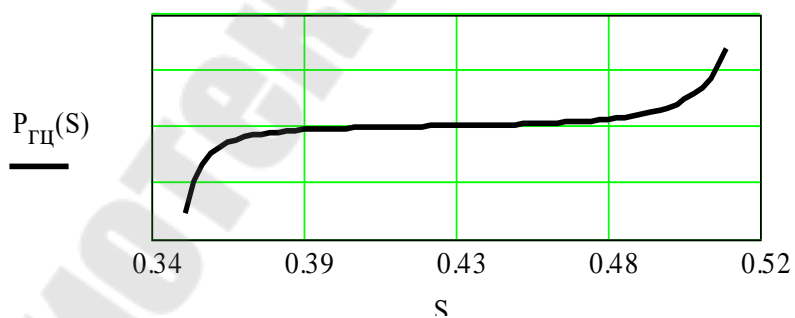


Рис. 5.4 Характер изменения выходных параметров МП

Анализ результатов расчета выходных параметров модернизированного варианта МПС кормоуборочного комбайна позволяет сделать заключение о том, что силосопровод под действием механизма поворачивается почти на 225° , при этом давление в напорной полости гидроцилиндра не превышает 11,55 МПа.

Таким образом, путем последовательного анализа замкнутой кинематической цепи, входным звеном которой является гидроцилиндр, а выходным – радиус основания силосопровода, была сформирована функциональная математическая модель, имитирующая процесс поворота силосопровода кормоуборочного комбайна.

Задания для самостоятельной работы

1. Построить характеристики изменения давления в рабочем гидроцилиндре МПС в зависимости от обобщенной координаты при выдвигании в втягивании штока гидроцилиндра.
2. Определить максимальные значения угла поворота силосопровода.
3. Определить изменение момента инерции силосопровода, если известны характеристика изменения давления в гидроцилиндре, а также выходные геометрические и кинематические параметры МПС.
4. Построить характеристику изменения передаточного числа МПС, если известны его внутренние параметры.
5. Построить характеристики для выходных кинематических параметров МПС, если известны его внутренние параметры.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА АДАПТЕРА.

Для исследования динамики процесса подъема адаптера считаем нагрузку на любой из гидроцилиндров механизма подъема распределенной поровну, полагая при этом движение штоков силовых гидроцилиндров идентичным. Структура гидропривода открытого типа, используемого в составе МПА для подъема и опускания различных адаптеров приведена на рисунке 6.1. Гидропривод работает следующим образом: гидронасос 1 нагнетает рабочую жидкость через напорную магистраль к гидрораспределителю 3 и, при его включенной правой секции, далее в поршневую полость гидроцилиндра (ГЦ) 5, одновременно являющегося входным звеном МПА. Давление в этой полости определяется приведенной к штоку поршня нагрузкой, передаваемой от адаптера через звенья МП и направленной противоположно втягиваемому штоку. Включение левой секции ГР обеспечивает движение штока внутрь гильзы ГЦ. Нейтральное положение ГР характеризуется сливом рабочей жидкости через регулируемый дроссель 7, затем через фильтр 8 и в бак 9.

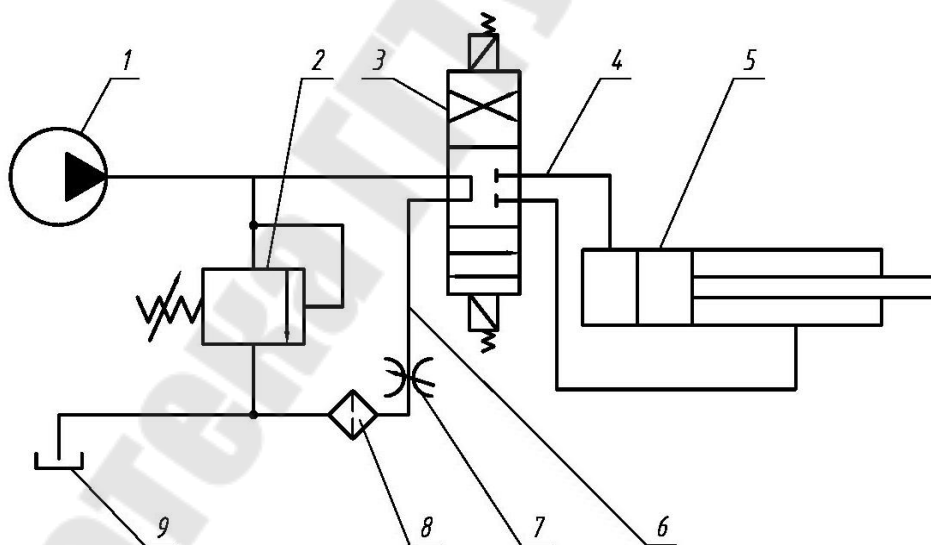


Рисунок 6.1 Структурная схема гидропривода МПА.

1-насос шестеренный; 2-предохранительный клапан; 3-гидрораспределитель; 4-напорная магистраль гидропривода; 5 -гидроцилиндр; 6 -сливная магистраль; 7 -регулируемый дроссель; 8 -фильтр; 9 -бак.

При росте давления в напорной магистрали выше настройки предохранительного клапана 2 ($p_{ПК} = 16 - 20 \text{ МПа}$) рабочая жидкость сливается через этот клапан в бак до момента снижения давления в напорной магистрали.

Динамический анализ гидромеханической системы, включающей гидропривод, нагруженный переменной нагрузкой, выполняется на уровне макро моделирования. Применение определенной динамической схемы в каждом конкретном случае определяется соотношением отдельных объемов жидкости в напорной магистрали. В большинстве случаев приемлемая точность получается при использовании ММ с одним приведенным объемом жидкости. В данной гидроцепи, большая часть рабочей жидкости находится после ГР, поэтому удобнее приводить объем всей жидкости к ГЦ. В принятой схеме рабочая жидкость, из-за наличия в ней пузырьков нерастворенного воздуха, считается сжимаемой. В результате предлагается динамическая схема (рисунок 6.2) с жидкостью, сосредоточенной в узле Y_2 , учитывающая сжимаемость пузырьков нерастворенного воздуха, а также податливость элементов (например, армированных резиновых шлангов) гидроцепи.

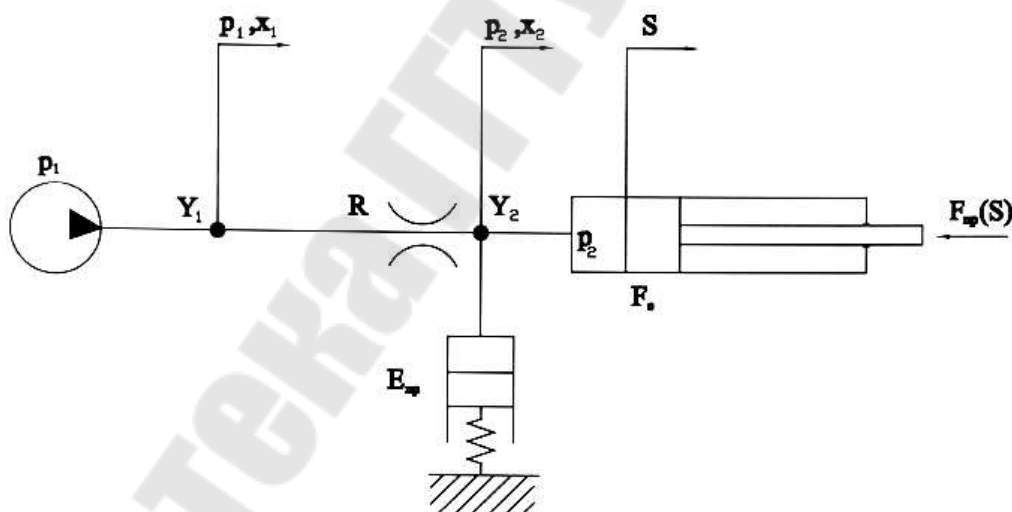


Рисунок 6.2. Динамическая схема гидропривода с переменной нагрузкой $F_{ш}(S)$ на штоке гидроцилиндра.

В данном случае объемный расход Q , поступающий в магистраль, затрачивается на перемещение поршня гидроцилиндра $Q_{пер}$ и деформацию рабочей жидкости и гидромагистрали $Q_{сж}$.

$$Q = Q_{пер} + Q_{сж} \quad \text{или} \quad Q = F_c \cdot \dot{S} + \dot{p}_1 \cdot \frac{V_{жс}}{E_{np}} \quad Q = q \cdot n \cdot \eta_0 \quad (1)$$

где, F_c – площадь поршня ГЦ; \dot{p}_1 – скорость изменения давления у ГН;

$V_{жс}$ – сосредоточенный объем жидкости; E_{np} – приведенный модуль объемной упругости гидроцепи;

q, n, η_0 – соответственно объемная подача за оборот, частота вращения и объемный КПД шестеренного насоса (НШ–32).

Таким образом, система уравнений, описывающая динамику ГП, включает в себя 3 типа уравнений, которые соответствуют физическому процессу, протекающему в этом приводе:

- уравнение баланса мгновенных расходов;
- уравнение течения рабочей жидкости в элементах ГП;
- дифференциальное уравнение движения нагруженного поршня.

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов получим преобразуя уравнение (1) относительно скорости перемещения поршня:

$$\dot{S} = \frac{Q}{F_c} - \frac{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)}{F_c \cdot E_{np}} \cdot \dot{p}_1 \quad (2)$$

Следует отметить, что объем сосредоточенный в узле у ГЦ переменный. Таким образом, переменный характер коэффициента подаемости в узле усиливается изменением сосредоточенного объема, возникающего из-за хода ГЦ ($S - S_0$). Используя уравнение неразрывности, перемещение столба жидкости по гидромагистрали и его производные выражаются через аналогичные параметры движущегося поршня. На основании отмеченного, уравнение баланса давлений для участка ГН-ГЦ записывается:

$$p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot S^2), \quad (3)$$

a_1 – коэффициент, учитывающий инерционные свойства рабочей жидкости, приведенной к поршню; a_2 – коэффициент, учитывающий ламинарный характер течения рабочей жидкости; a_3 – коэффициент, учитывающий турбулентный характер течения рабочей жидкости и местные гидравлические сопротивления в гидроцепи.

При формировании динамической схемы учитываются назначение МПА и особенности работы ГП. Специфика процесса подъема состоит в том, что он протекает за сравнительно короткое время (3.5–4 с.), т.е. близок к адиабатическому. Считаем, что ГН, ГР и ПК работают безинерционно. Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха постоянны. Режим течения рабочей жидкости в напорной магистрали во время переходного процесса неустановившийся, ламинарно-турбулентный. Рабочая жидкость в ГП мобильных машин представляет двухфазную гидровоздушную смесь. Модуль объемной упругости жидкости с учетом нерастворенного в ней воздуха (до 6%) и упругости стенок каналов при адиабатическом характере ее деформации и изменении давления в гидромагистрали от 1 до 20 МПА с точностью до 1% считаем равным $E_{np} = 2.0 \cdot 10^8 \text{ н/м}^2$.

Динамическая модель нагруженного поршня ГЦ представляет собой материальную точку с переменной массой $m(S)$, которая движется под действием переменной силы $P(S)$ так, что обобщенная координата S этой точки совпадает с обобщенной координатой машинного агрегата (ГП + МПА) в любой момент времени.

Уравнение движения данного машинного агрегата получим из известного уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{S}} \right) - \frac{dT}{dS} = Q(S) \quad (4)$$

Подставляя в (4) известное выражение для кинетической энергии материальной точки, осуществляя необходимые преобразования и учитывая, что обобщенная сила равна разности между движущей силой и силой полезного сопротивления получим:

$$m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = F_{\text{дв}} - F(S) \quad (5)$$

где

$m'(S)$ - производная от приведенной массы по обобщенной координате;

$F_{об}$ – движущая сила, равная произведению давления в напорной полости ГЦ – p_2 на площадь поршня – F_c ;

Левая часть уравнения (5) - инерционная нагрузка включает две составляющие: первую – вызванную изменением скорости обобщенной координаты во времени и вторую, связанную с изменением приведенной массы в зависимости от положения адаптера. При определении кинетической энергии влиянием веса звеньев адаптера пренебрегаем, вследствие их малости по отношению к весу адаптера и одновременно считаем их абсолютно жесткими. Для звена приведения приведенная масса $m(S)$ определяется на основе закона равенства кинетических энергий:

$$m(S) = m_6 \cdot I_v^2(S) + J_6 \cdot \varphi_6'^2(S) \quad (6)$$

где m_6, J_6 - соответственно масса и момент инерции адаптера;
 $I_v(S)$ -аналог линейной скорости центра масс адаптера;
 $\varphi_6'(S)$ -аналог угловой скорости адаптера.

При этом передаточное число, учитывающее как вертикальное, так и горизонтальное движение адаптера определяется по выражению: $I_v(S) = \varphi_6'(S) \cdot L_{S6}$

Величина производной от приведенной массы по обобщенной координате определяется по выражению:

$$m'(S) = 2 \cdot [(m_6 \cdot I_v(S) \cdot I_v'(S) + J_6 \cdot \varphi_6'(S) \cdot \varphi_6''(S)],$$

где $I_v'(S), \varphi_6''(S)$ –аналоги линейного ускорения центра тяжести и углового ускорения адаптера, определяемые в результате дифференцирования по обобщенной координате $I_v(S)$ и $\varphi_6''(S)$:

$$I_v'(S) = \varphi_6''(S) \cdot L_{S6},$$

$$\varphi_6''(S) = \frac{2 \cdot [S^4 - (L_3^2 - L_0^2)]}{\sqrt{[4 \cdot L_0^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_3^2 + L_0^2)]^2]^3}}$$

Таким образом, дифференциальное уравнение движения нагруженно-го со стороны адаптера поршня ГЦ записывается в виде:

$$m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \dot{S}^2 = p_2 \cdot F_n - P_6 \cdot I(S) \quad (7)$$

Полученное уравнение одновременно является искомым дифференциальным уравнением движения машинного агрегата, описывающим динамику подъема адаптера, а система уравнений (2), (3), (7) его математической моделью. Система, состоящая из 3-х упомянутых уравнений решается численным методом, например, Рунге - Кутта 4-го порядка. В результате определяется закон движения поршня ГЦ, а также давления в напорной магистрали у ГН и ГЦ.

В качестве примера ниже приведены результаты расчета выходных параметров ФММ, сформированной для гидроцилиндра, поднимающего секцию косилки-плющилки ротационной КПР-6.

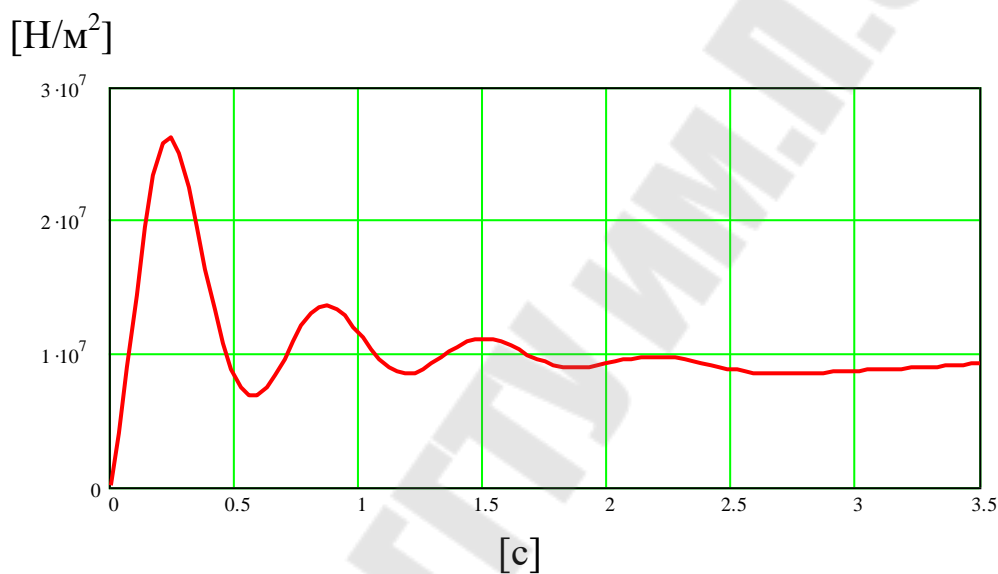


Рисунок 6.3 Изменение давления у гидронасоса

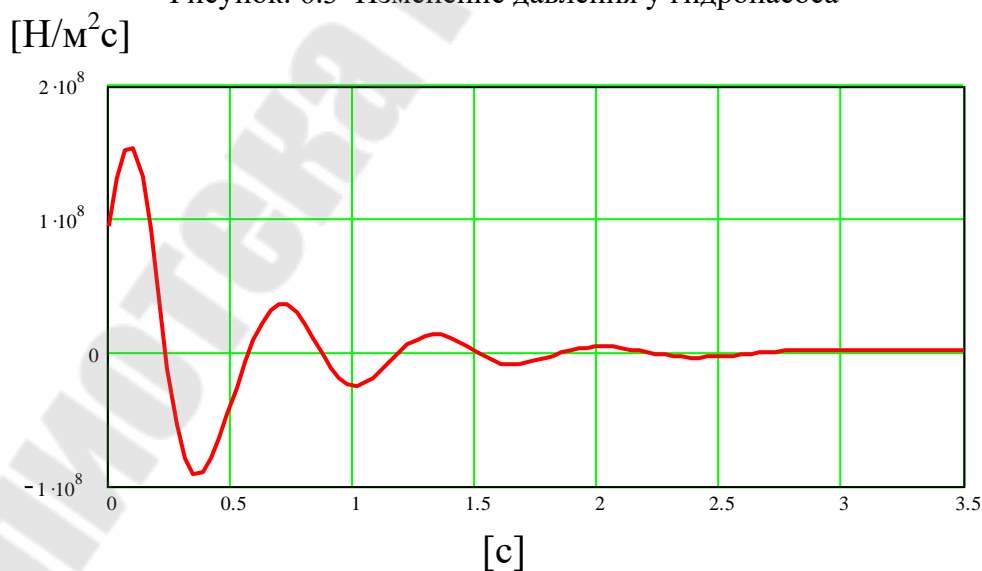


Рисунок 6.4 Скорость изменения давления у гидронасоса

[м]

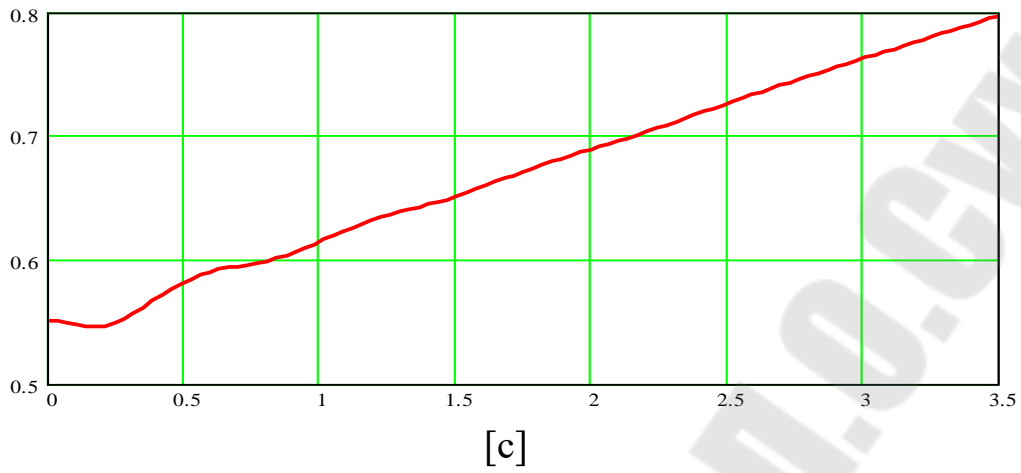


Рисунок. 6.5 Изменение обобщенной координаты

[м/с]

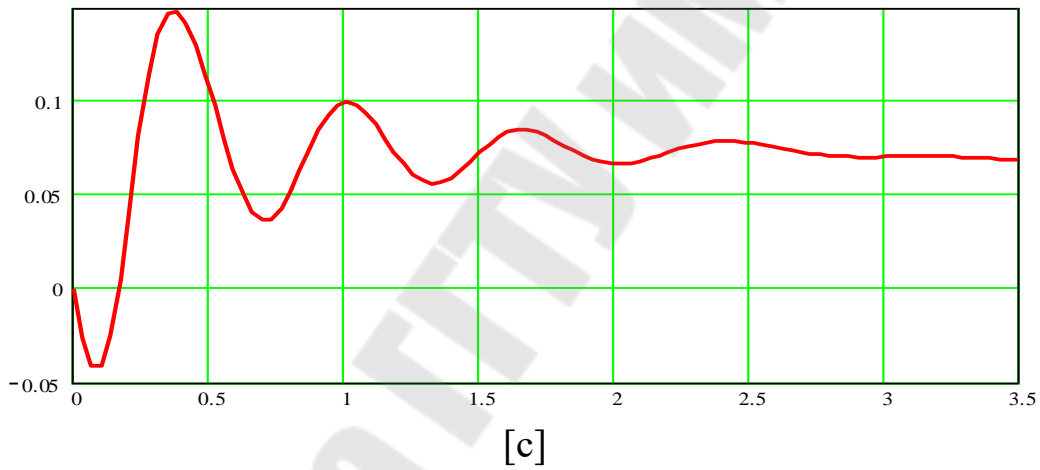


Рисунок. 6.6 Скорость обобщенной координаты

[м/с²]

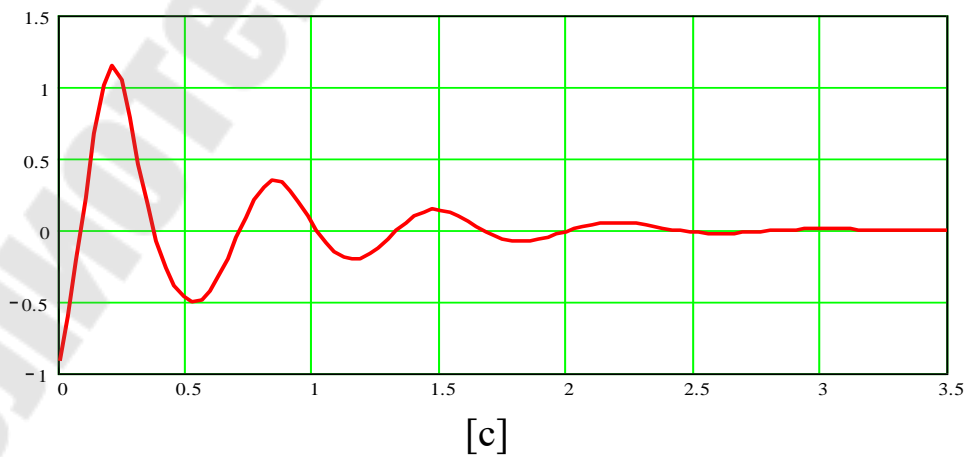


Рисунок. 6.7 Ускорение обобщенной координаты

Процесс нарастания скорости поршня ГЦ от нулевого значения до установившегося здесь носит выраженный колебательный характер, так что в процессе большей части подъема адаптера (рабочей секции) обобщенная координата изменяется с переменной скоростью. Установившееся значение скорости выдвижения штока гидроцилиндра определяется параметрами гидропривода – установившемся расходом (подачей насоса) и суммарной площадью сечения гидроцилиндров со стороны нагнетающей магистрали. Величина потерь давления от ГН к ГЦ носит не вполне определенный характер и более зависит от местных гидравлических сопротивлений (пространственного расположения гидромагистралей) и при их длине в 4-5м составляет величину порядка 0,5 – 1,0 Мпа.

Задания для самостоятельной работы.

1. Определить установившуюся скорость выдвижения (втягивания) штока рабочего гидроцилиндра, если приводной вал гидронасоса НШ-32 вращается с частотой 1800 об/мин, объемный к.п.д. гидропривода составляет 0.9, диаметр поршня гидроцилиндра 0.125м, диаметр штока 0.05м.
2. Построить характеристику приведенной к штоку рабочего гидроцилиндра массы адаптера, если известны его вес и координаты его центра тяжести, а также, характеристика изменения передаточного числа на оси подвеса механизма подъема.
3. Определить максимально возможное усилие, развиваемое на штоке гидроцилиндра, если известны давление настройки предохранительного клапана, коэффициенты потерь давления в напорной магистрали, диаметры поршня и штока гидроцилиндра.
4. Построить характеристику производной от приведенной массы по обобщенной координате, если известны внутренние параметры механизма подъема, масса, момент инерции адаптера, а также координаты его центра тяжести.
5. Построить характеристику приведенной к штоку рабочего гидроцилиндра силы инерции, если известны: характеристика давления в гидроцилиндре, а также масса адаптера и основное передаточное число механизма подъема.

6. Определить потери давления в гидромагистрали, если известны массово-геометрические параметры адаптера, передаточное число механизма подъема, его к.п.д. и характеристика изменения давления у гидронасоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов - М.: Наука, главная редакция физико-математической литературы, 1988. -640с.
2. Гуськов В.В. и др. Тракторы, часть 3, конструирование и расчет: учебное пособие для вузов. - Мн.: Высшая школа, 1981. - 383с.
3. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет, под ред. И.П. Ксеневича. М.: Машиностроение, 1992. 544с.
4. Попов В.Б. Анализ грузоподъемности малогабаритного универсального энергетического средства «Полесье-30М» Вестник БелГУТ 2002, №2, С. 17-21.
5. Попов В.Б. Математическое моделирование динамики подъема навесной машины. Материалы международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиноведения», Т II, сс 80-83, Гомель 1998.
6. Попов В.Б., Дюжев А.А. Математическое моделирование механизма очистки зерноуборочного комплекса КЗР-10 «Полесье-Ротор». Материалы международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиноведения», ТII, сс. 90-93, Гомель 2000.
7. Попов В.Б. Математическое моделирование механизма поворота управляемого моста универсального энергетического средства. Материалы международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиноведения», ТII, сс. 96-99, Гомель 2000.
8. Попов В.Б. Функциональная математическая модель механизма подъема жатки сельскохозяйственной машины. Сборник материалов МНТК «Современные технологии, материалы, машины и оборудование » С. 338-339, Могилев 2002.
9. Попов В.Б. Функциональная математическая модель механизма поворота силосопровода кормоуборочного комбайна. Сборник материалов МНТК «Современные технологии, материалы, машины и оборудование » С. 340-341, Могилев 2002.
10. Попов В.Б. Математическое моделирование механизма плющения растительной массы косилки-плющилки. Современные проблемы машиноведения: Тезисы докладов VI МНТК.- ГГТУ им. П.О. Сухого, С. 87-88, Гомель 2006.
11. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. - Мн.: Дизайн про, 1997. - 640с.
12. Шуринов В.А., Иоффе М.П. Кормоуборочный комплекс «Полесье». Пособие механизатору: - Мн.: Ураджай 1992. -176с.

Попов Виктор Борисович

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ И ПРОЦЕССОВ**

**Практикум
по выполнению лабораторных работ
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 22.03.17.

Рег. № 75Е.
<http://www.gstu.by>