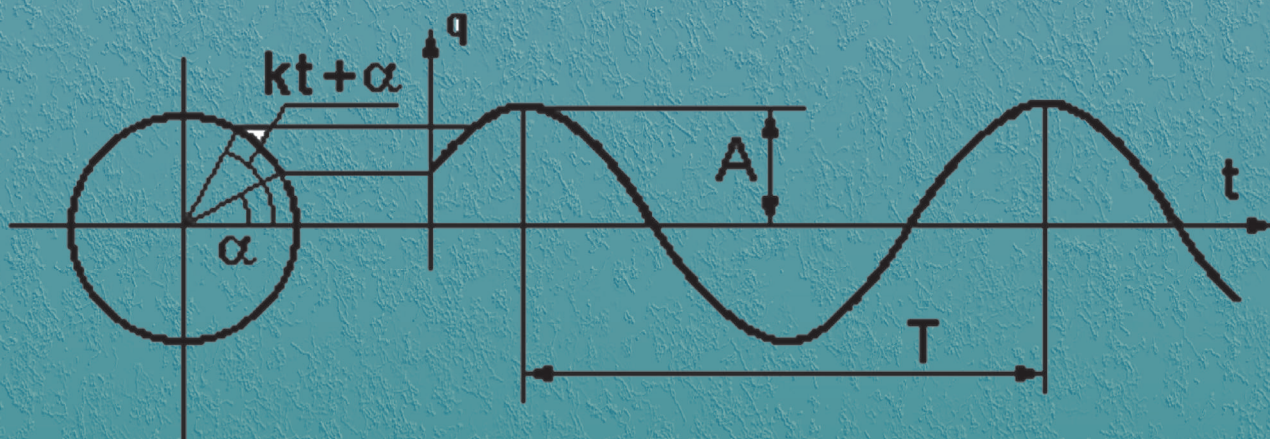


МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
«ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
СЕВЕРНОГО ЗАУРАЛЬЯ»

ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждения высшего образования
«ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
СЕВЕРНОГО ЗАУРАЛЬЯ»

**ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ
В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ**

Монография

Текстовое (символьное) электронное издание

Редакционно-издательский отдел ГАУ Северного Зауралья

Тюмень 2022

© Н. Н. Устинов, С. П. Пирогов, Д. А. Черенцов, А. Ю. Чуба, С. Н. Кокошин, 2022
© ФГБОУ ВО ГАУ Северного Зауралья, 2022

ISBN 978-5-98346-110-9

УДК 534.1
ББК 22.213
П 76

Рецензенты:

профессор, заведующий кафедрой сельскохозяйственной техники и технологий ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, доктор технических наук В. И. Беляев; доцент кафедры прикладной механики, ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», кандидат технических наук П. В. Чепур; доцент кафедры «Технические системы в АПК», ФГБОУ ВО «Государственный аграрный университет Северного Зауралья», кандидат технических наук А. С. Иванов

Устинов, Н.Н.

Применение механических колебаний в сельском хозяйстве: монография / Н. Н. Устинов, С. П. Пирогов, Д. А. Черенцов, А. Ю. Чуба, С. Н. Кокошин. – Тюмень : ГАУ Северного Зауралья, 2022. – 131 с. – URL: <http://www.tsa.ru/documents/publications/2022/monografiya-ustinov.pdf>. – Текст : электронный.

В монографии рассматриваются колебательные процессы, используемые в сельскохозяйственном производстве. Приводятся примеры конструкций, в которых используются колебания, приводятся результаты исследования некоторых колебательных процессов в сельхозтехнике.

Текстовое (символьное) электронное издание

© Н. Н. Устинов, С. П. Пирогов, Д. А. Черенцов, А. Ю. Чуба,
С. Н. Кокошин, 2022

© ФГБОУ ВО ГАУ Северного Зауралья, 2022

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ КОЛЕБАНИЙ	6
1.1 Понятие колебаний	6
1.2 Механических колебаний и причины их изучения	6
1.3 Выбор расчетной схемы и структура динамического расчета.....	7
1.4 Классификация механических колебаний.....	9
1.5 Основные уравнения колебательного движения.....	12
2. СЕЛЬХОЗМЕХАНИЗМЫ, ИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ВИБРАЦИИ....	27
2.1 Доильные аппараты	27
2.2 Машины для разделения продуктов	30
2.3 Машины для смешивания продуктов	35
2.4 Машины для измельчения	38
2.5 Вибросушилки.....	42
2.6 Устройства для уплотнения.....	45
2.7. Насосы.....	46
2.8. Применение вибрации в растениеводстве	48
3. ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ КУЛЬТИВАТОРОВ С ГИБКИМИ ТРУБЧАТЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ.....	53
3.1. Оптимизация конструкции упругой стойки	53
3.2. Моделирование трубчатой стойки культиватора при статических и динамических нагрузках	61

4. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРИВОДА РЕШЕТ И ТРАНСПОРТНОЙ ДОСКИ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА	68
4.1. Обзор научных работ по расчету и проектированию приводных механизмов транспортной доски и решет очистки	68
4.2. Кинематическое исследование механизма очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски аналитическим методом	73
4.3. Уравнения движения механизма очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски	96
4.4. Методика определения требуемых усилий натяжения пружин	103
4.5. Вынужденные колебания рамы комбайна от действия неуравновешенных нагрузок механизма очистки	108
4.6 Теоретическое обоснование эффективности механизма очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски	114
4.7. Оценка качественных показателей работы системы очистки.....	117
4.8. Решение многокритериальной задачи	121
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	124
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	125

ВВЕДЕНИЕ

Применение технических средств в отрасли сельского хозяйства способствует появлению вибрационных и колебательных эффектов в технологических операциях. Причинами появления вибраций можно выделить неуравновешенные силовые воздействия, возникающие при возвратно-поступательном или вращательном движении механизмов.

Вибрационные эффекты негативно сказываются на здоровье людей, связанных с обслуживанием и эксплуатацией сельскохозяйственной техники. Современные инженерные подходы в сельскохозяйственном машиностроении позволяют снизить негативные воздействия за счет применения различных устройств – виброгасителей.

Необходимо отметить, что вибрации и колебания зачастую оказывают положительный эффект в различных технологических процессах сельскохозяйственного производства. Применение вибрационного эффекта позволяет снизить налипаемость, тяговые усилия, повысить сыпучесть материалов, смешиваемость различных компонентов и много другое.

Исследования влияния вибрационных эффектов при выполнении различных технологических операций в отраслях АПК продолжаются и по сей день в учебных и научных учреждениях страны. Благодаря современным разработкам в сфере АПК развивают энерго- и ресурсосберегающие технологии, где не последнюю роль играет эффект вибрации

В настоящей работе приводится обзор вибрационных эффектов, используемых в сельском хозяйстве, а также некоторые результаты исследований авторов в этой области.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ КОЛЕБАНИЙ

1.1 Понятие колебаний

Колебания - это такая тема, которая представляет огромную важность во многих областях жизни. Без колебательных процессов невозможен ни один процесс функционирования живых организмов и технических устройств.

Например, звуки – это колебания воздуха, свет - электромагнитные колебания, то есть с понятием "колебания" мы встречаемся многократно на каждом шагу своей деятельности. Сердца наши бьются, мы дрожим, когда холодно, мы даже не можем правильно произнести слово "вибрация" без придания кончику нашего языка колебаний.

Поэтому важно дать такое определение колебаний, которое было бы применимо в любой области.

Наиболее общее определения колебаний, описывающее любой процесс вибраций, может выглядеть следующим образом: колебаниями называется любой знакопеременный процесс, обладающий свойством повторяемости.

Таким образом можно указать большое количество видов колебаний: механические, электромагнитные, химические, биологические, наконец, политические колебания, для исследованию которых часто годятся общие закономерности.

1.2 Механических колебаний и причины их изучения

Для инженеров представляют интерес колебания механических систем. Под механическими колебаниями полагают движение механической системы, при котором хотя бы одна обобщенная координата или ее производная по времени поочередно возрастает и уменьшается.

В настоящее время на исследованию различных колебаний уделяется большое внимание и расходуются большие средства. Для случаев, когда нужны интенсивные колебания, исследования ведутся в целях их поддержания. Во многих случаях, наоборот, задача заключается в выяснении причин появления колебаний и их предотвращении их последствий.

Анализируя обстоятельства, при которых учитывается, будет ли роль колебаний в данном процессе влиять на проектируемый объект, можно выделить следующие причины усиленного внимания к колебаниям:

1. Предотвращение аварий.
2. Влияние колебаний на точность процесса
3. Влияние колебаний на срок эксплуатации
4. Использование колебаний в технологических процессах
5. Влияние колебаний на живые организмы

1.3 Выбор расчетной схемы и структура динамического расчета

Рассмотрим, как подойти к исследованию колебательных процессов.

Разделы динамического расчета вибраций изображена на рис.1.20.

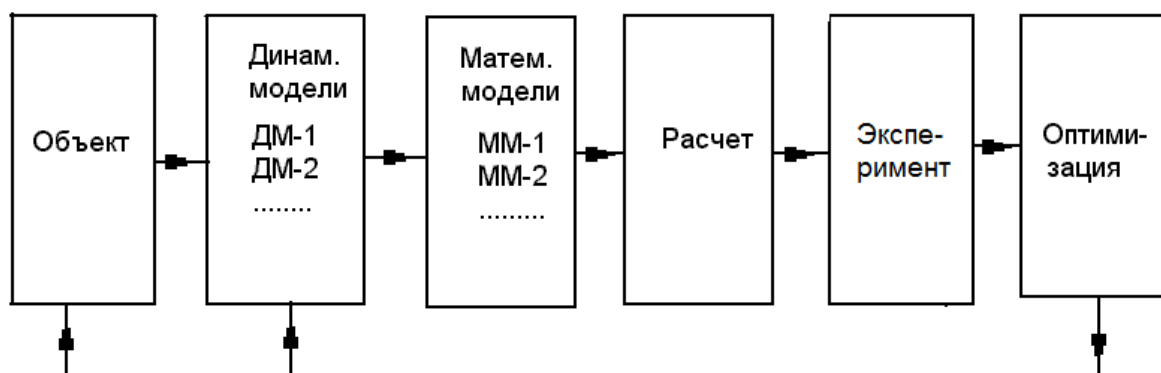


Рис.1.1 Структура динамического расчета при вибрациях

Непосредственно исследуемый объект нельзя описать с помощью каких-то уравнений, поэтому разрабатываются его динамические модели.

Динамическая модель состоит из инерционных элементов, которые связаны между собой при помощи упругих и диссипативных элементов, и которым приложены возмущающие нагрузки.

Инерционные элементы могут быть двух типов - материальные точки, характеристикам которых является масса, и твердые тела, обладающие массой и моментом инерции (или только моментом инерции), - рис.1.2.1.

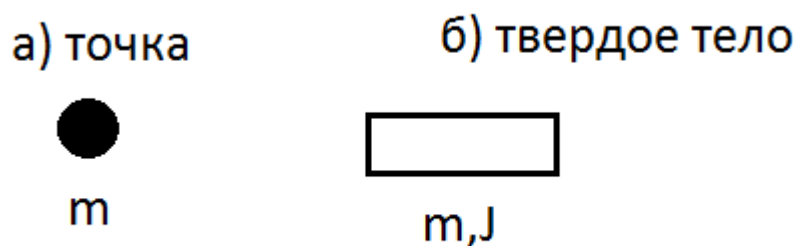


Рис.1.2.1 Изображение инерционных элементов

Жесткостные элементы или характеристики, показаны на рис.1.2.2. Можно различить два типа жесткостей – линейные, которые имеют размерность силы/перемещения, и угловые - момента. Жесткости могут иметь линейный характер, когда упругая сила или момент пропорциональны перемещениям, более сложные элементы с нелинейными восстанавливающими силами.

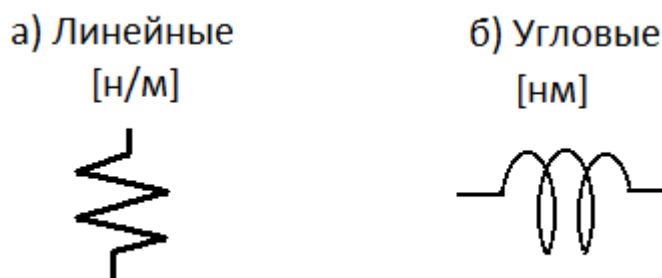


Рис.1.2.2 Изображение жесткостных характеристик

На рис.1.3. изображена динамическая модель мотоцикла

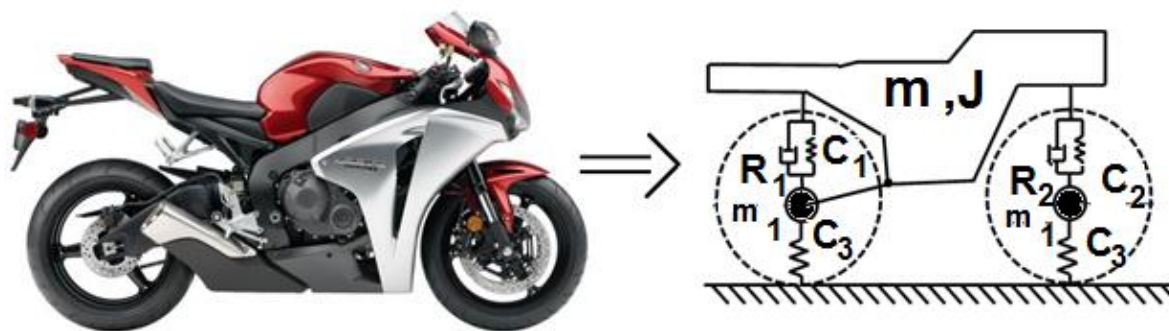


Рис.1.3 Динамическая модель мотоцикла

1.4 Классификация механических колебаний

Схема классификации механических колебаний изображена на рис.1.4.

Колебания можно подразделить по четырем признакам:

1. По способу возбуждения
2. По разновидности деформации.
3. По типу динамической модели.
4. По типу математической модели.

По способу возбуждения колебания можно различить свободные, вынужденные, параметрические и автоколебания .

По виду возбуждения колебания подразделяются на свободные, вынужденные, параметрические и автоколебания

Свободные или собственные это колебания, при которых энергия в систему вносится раз в начале процесса, путем изменения потенциальной энергии с помощью придания начального отклонения, либо изменением кинетической энергии , сообщением толчка придается начальная скорость. В дальнейшем система колеблется автономно. Пример - колебания грузика на пружине, маятник.

По виду возбуждения колебания подразделяются на свободные, вынужденные, параметрические и автоколебания

Свободными (собственными) колебаниями называются такие, при которых энергия в систему вносится один раз в начале процесса, то есть либо изменяется потенциальная энергия путем сообщения начального отклонения, либо кинетическая, когда с помощью толчка сообщается начальная скорость. В дальнейшем система колеблется автономно. Пример – вертикальные колебания грузика, прикрепленного к пружине, физический маятник.

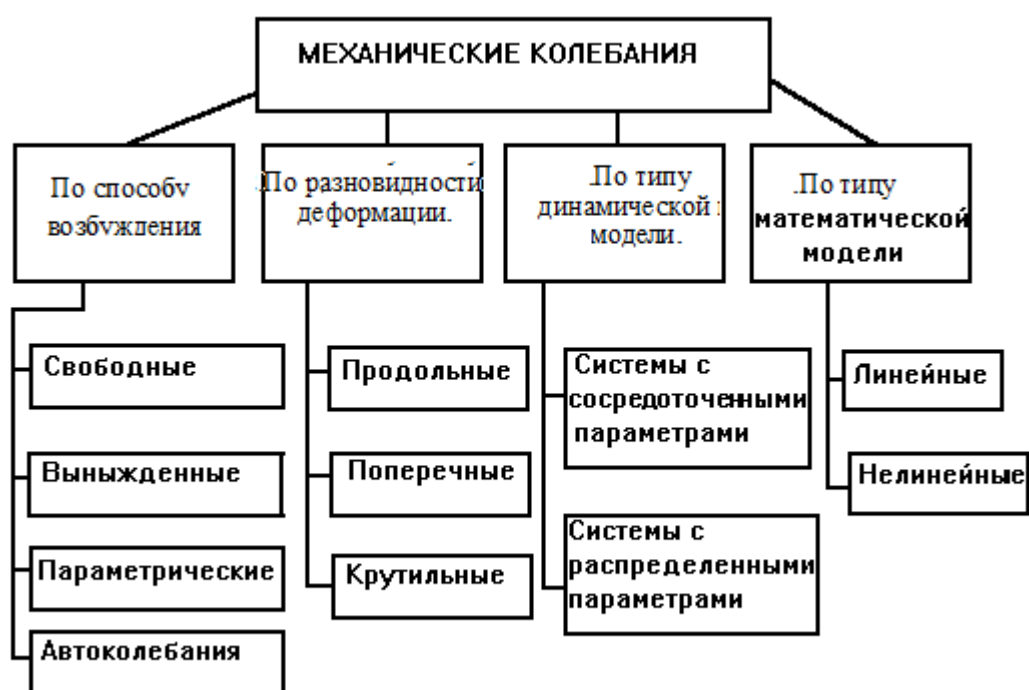


Рис.1.4. Классификация механических колебаний

Вынужденные колебания происходят под действием периодически изменяющихся сил, например, гармонических. При энергия сообщается в течение всего периода колебаний. Возбуждение подразделяется на силовое, например,) и кинематическое когда колебания происходят из-за смещения точки подвеса.

Параметрические колебания происходят при периодических изменениях инерционных или жесткостных характеристик самой системы и появляются в довольно узком диапазоне частот. Примеры параметрических колебаний являются математический маятник переменной длины, самостоятельное раскачивание качелей, когда человек, который находится на них, приседает и распрямляясь, из-за чего периодически меняется его момент инерции, а также колебания шахтных подъемников, возникающие из-за изменения жесткости рельсов между шпалами.

Автоколебания проявляются в нелинейных системах, вызываются силами от энергетического источника неколебательного характера.

Это могут быть силы тяжести (в часах -ходиках, колебания вызываются гирей) силами трения- горизонтальные автоколебания упругого закрепленного груза, находящегося на движущейся бесконечной ленте (Это могут быть силы сопротивления среды, ими вызывается флаттер крыльев, колебания лопаток турбин, особенно опасны колебания высотных сооружений).

В качестве одного из способов транспортировки нефти было предложено перевозить ее в гибких резервуарах в форме колбасы. При проведении пробных экспериментов "колбаса", подцепленная к катеру, стала двигаться не прямолинейно, а как гусеница, совершая волнообразные движения

По разновидности деформации колебания разделяются на продольные, поперечные и крутильные.

Продольные - это колебания, направление которых параллельно оси упругого элемента .

Поперечные - это такие движения упругого элемента, при которых ось его перпендикулярна перемещению, к ним относятся поперечные колебания балок. Крутильные колебания вызывают изменение угла поворота тела

По типу динамических моделей механические системы можно подразделить на системы с сосредоточенными параметрами, и они обладают конечным числом степеней свободы, и системы, имеющие бесконечное число степеней свободы, то есть с распределенными параметрами,.

В механике число степеней свободы механической системы равно количеству взаимно независимых величин (обобщенных координат), которые задают положение всех материальных точек в каждый момент времени. Практически это число равно бесконечности, но обычно учитывают определенное число степеней свободы, которое наиболее важно. При схематизации системы наиболее легкие элементы полагают вообще лишенными массы, сравнительно жесткие части считают вообще не деформируемыми, а отдельные малые тела представляют в виде материальных точек.

При создании динамических моделей задачей заключается замена распределенных систем системам с конечным числом степеней свободы. Например, приравнивая кинетические энергии шарнирно-опертую балку с погонной массой m можно заменить материальной точкой, находящейся посередине ее пролета массой $M=mL/2$ закрепленной на опорах при помощи невесомого стержня.

К системами с распределенной массой можно отнести стержни, пластины, оболочки и, так поскольку их является функцией пространственной системы координат.

1.5 Основные уравнения колебательного движения

1.5.1 Свободные колебания системы с одной степенью свободы при отсутствии сил сопротивления. Рассмотрим материальную точку, имеющую одну степень свободы, под действием восстанавливающей силы (рис.1.5).

Кинетическая T и потенциальная Π энергия в этом случае выражаются формулами

$$T = m\dot{x}^2 / 2, \quad \Pi = cx^2 / 2$$

где m - масса тела, а c – коэффициент жесткости пружины.

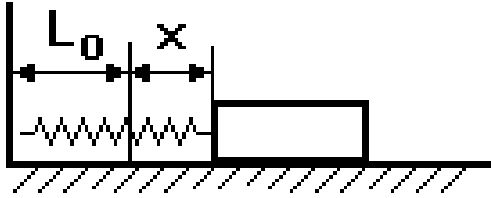


Рис.1.5 Пример системы с одной степенью свободы

Исследуем движение системы с помощью уравнение Лагранжа 2 рода, которое для системы с 1 степенью свободы принимает вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial \Gamma}{\partial q} = Q .$$

Здесь $q=x$, $\dot{q} = \dot{x}$

Величины, входящие в это уравнение

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{q}} \right) = a\ddot{q}, \quad \frac{\partial \Gamma}{\partial q} = \mathbf{0}, \quad Q = -\frac{\partial \Pi}{\partial q} = -cq ,$$

и оно примет вид

$$a\ddot{q} + cq = 0 .$$

Полагая $c/a=k^2$, получим:

$$\ddot{q} + k^2 q = 0 . \quad (1.1)$$

Формула (1.1) называется дифференциальным уравнением свободных колебаний.

Общее решение имеет вид

$$q = C_1 \cos kt + C_2 \sin kt, \quad (1.2)$$

откуда

$$\dot{q} = -C_1 k \sin kt + C_2 k \cos kt.$$

Для определения постоянных интегрирования необходимо знать начальные условия движения. Допустим, что при $t=0$ $q = q_0$, $\dot{q} = \dot{q}_0$.

Следовательно,

$$C_1 = q_0, \quad C_2 = \dot{q}_0 / k .$$

Подставляя эти значения в уравнение (2.27), получим

$$q = q_0 \cos kt + \frac{\dot{q}_0}{k} C_2 \sin kt . \quad (1.3)$$

Таким образом, движение является суммой от двух частей: колебаний, $x \cos kt$ и зависящих от начального перемещения, и колебаний ,

пропорциональных $\sin kt$ и зависят от начальной скорости. Каждое из этих движений показано на рисунке 1.6.

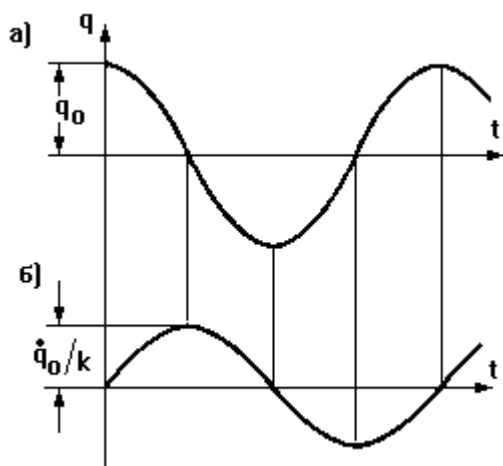


Рис.1.6 Составляющие колебания

Если в формулах (1.2) подставить постоянные $C_1 = A \sin \alpha$ и $C_2 = A \cos \alpha$,
то

$$q = A \sin \alpha \cos kt + A \cos \alpha \sin kt,$$

или

$$q = A \sin(kt + \alpha). \quad (1.4)$$

Тогда

$$\dot{q} = kA \cos(kt + \alpha).$$

При $t=0$ $q_0 = A \sin \alpha$; $\dot{q}_0 = kA \cos \alpha$,

откуда

$$A = \sqrt{q_0^2 + \frac{\dot{q}_0^2}{k^2}}, \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{kq_0}{\dot{q}_0}.$$

График свободных колебаний по формуле (1.4), показан на рис.1.7.

Параметрами свободных, входящих в эту формулу, являются: A - амплитуде колебаний- это максимальное отклонение от положения равновесия A называется, k - круговая (циклическая) частотой колебаний она равна угловой скорости вращения отрезка, получающегося путем проектирования точек графика на окружность радиуса A .

Время T , за которое совершается одно колебание, называется периодом колебаний, величина α , характеризующая смещение синусоиды начальная фаза колебаний, $(kt + \alpha)$ - фаза колебаний, она характеризует текущее положение .

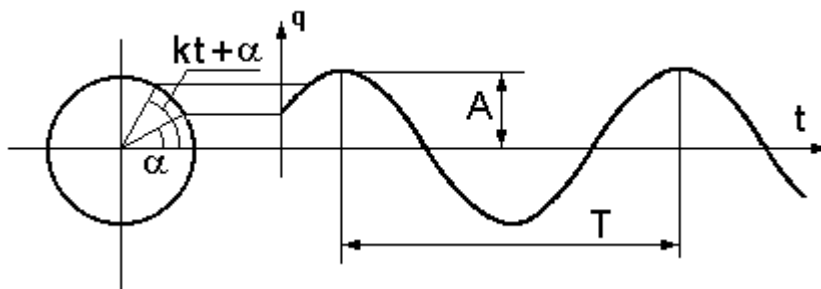


Рис.1.7 График свободных колебаний

Круговая частота колебаний в определяется формулой

$$k = \sqrt{c/a} , \quad (1.5)$$

где a и c соответственно коэффициенты инерции и жесткости системы, которые определяются из формул для кинетической и потенциальной энергии системы.

За один период колебаний фаза меняется на угол 2π , то есть

$$k[(t + T) + \alpha] - (kt + \alpha) = 2\pi .$$

Тогда получим выражение для периода

$$T = 2\pi / k = 2\pi \sqrt{a/c} . \quad (1.6)$$

Таким образом, можно сформулировать следующие свойства свободных колебаний системы с одной степенью свободы.

1. Свободные колебания системы являются гармоническими колебаниями.

2. Амплитуды колебаний точек системы, а также начальная фаза колебаний определяются от начальными условиями

3. Период, а, следовательно и частота колебаний не зависят от начальных условий движения и определяются свойствами самой системы, поэтому для нахождения их не нужно решения дифференциальные уравнения.

1.5.2 Свободные колебания при действии сил сопротивления. При движении в вязкой среде силы сопротивления, которые действуют на точки системы, пропорциональны скоростям данных точек

$$\vec{R}_i = -\nu_i \vec{V}_i ,$$

где ν_i - коэффициент пропорциональности.

При этом кинетическая энергия системы уменьшается.

Обобщенная сила сопротивления

$$Q_R = -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_1} ;$$

где Φ – функция Рэлея.

Для системы с одной степенью свободы $\Phi = \frac{1}{2}b\dot{q}^2$, b -коэффициент, характеризующий сопротивление

Для получения дифференциального уравнения колебаний составим уравнением Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q_P + Q_R,$$

где $Q_P = -\frac{\partial \Pi}{\partial q}$ - обобщенная сила для всех потенциальных сил;

$Q_R = -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}}$ - обобщенная сила сопротивления.

Так как

$$T = \frac{1}{2}a\dot{q}^2; \quad \Pi = \frac{1}{2}cq^2; \quad \Phi = \frac{1}{2}b\dot{q}^2;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right) = a\ddot{q}; \quad Q_P = -cq; \quad Q_R = -b\dot{q}.$$

Подставляя в уравнение Лагранжа, получим

$$a\ddot{q} = -cq - b\dot{q}, \quad \text{или} \quad a\ddot{q} + b\dot{q} + cq = 0.$$

Введя обозначения $k = \sqrt{-\frac{c}{a}}$; $n = \frac{b}{2a}$, получим

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + k^2q = 0 \quad . \quad (1.7)$$

Формула (1.7) называется дифференциальным уравнением свободных колебаний при наличии сил вязкого сопротивления.

Решение этого уравнения зависит от соотношения между коэффициентами n , характеризующего сопротивление, и k - собственной частоты колебаний, зависящей от инерционных и жесткостных характеристик системы.

Рассмотрим три случая:

1. Случай малого сопротивления: $n < k$, Решение уравнения имеет вид

$$q = Ae^{-nt} \text{Sin}(k_1 t + \alpha), \quad (1.8)$$

где $k_1 = \sqrt{k^2 - n^2}$, а значения постоянных A и α зависят от начальных условий и равны

$$A = \sqrt{q_0^2 + \frac{(\dot{q}_0 + nq_0)^2}{k^2 - n^2}}, \quad \text{ctg}\alpha = \frac{\dot{q}_0 + nq_0}{q_0 \sqrt{k^2 - n^2}}.$$

Колебания, проходящие по закону (1.8), называются затухающими.

График затухающих колебаний изображен на рис.1.8

Это синусоида, заключенная в экспоненту. Сомножитель e^{-nt} с течением времени уменьшается, поэтому отклонения системы от положения равновесия стремятся к нулю.

Период затухающих колебаний найдется из выражения

$$T_1 = \frac{2\pi}{k_1} = \frac{2\pi}{\sqrt{k^2 - n^2}} = \frac{2\pi}{k \sqrt{1 - \left(\frac{n}{k}\right)^2}}, \quad T_1 = \frac{T}{\sqrt{1 - \left(\frac{n}{k}\right)^2}},$$

где $T=2\pi/k$ – период собственных колебаний.

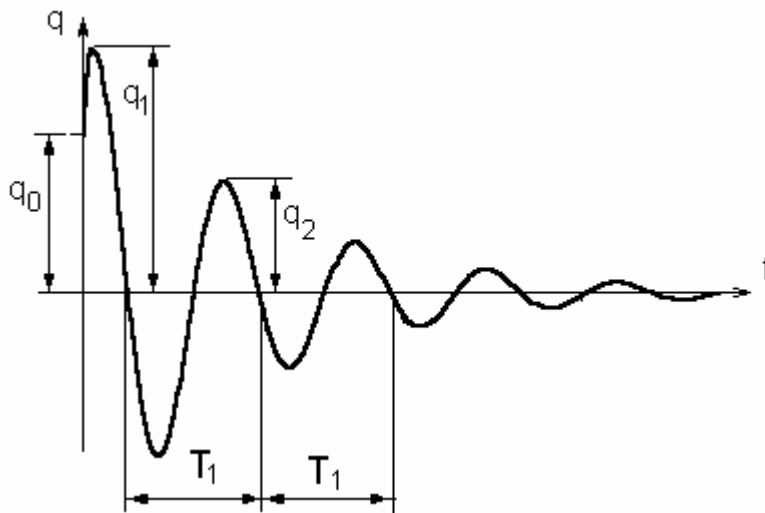


Рис.1.8 График затухающих колебаний

График и формулы показывают, что период затухающих колебаний будет немного больше, чем период собственных колебаний, однако при небольших значениях коэффициента сопротивления эти величины примерно равны, это показывает, что малое сопротивление на период колебаний практически не влияет.

Отношение двух последовательных отклонений характеризует степень затухания

$$q_1 = Ae^{-nt_1} \text{Sin}(k_1 t + \alpha),$$

$$q_2 = Ae^{-n(t_1+T_1)} \text{Sin}(k_1 t + k_1 T_1 + \alpha),$$

отсюда

$$\frac{q_{i+1}}{q_i} = e^{-nT_1}$$

Эта величина называется декрементом затухания, а модуль ее логарифма это величины - nT_1 -называется логарифмическим декрементом затухания.

2.Для случая большого сопротивления: $n > k$, и решение уравнения (1.7) может быть представлено как

$$q = c_1 e^{-(n+r)t} + c_2 e^{-(n-r)t},$$

где $r = \sqrt{n^2 - k^2}$

Это монотонно убывающая функция, и значение координаты q со временем стремится к нулю.

Этот вид движения называется аperiodическим и относится к колебаниям.

Графики этого движения показаны на рис.1.9. при различных начальных условиях.

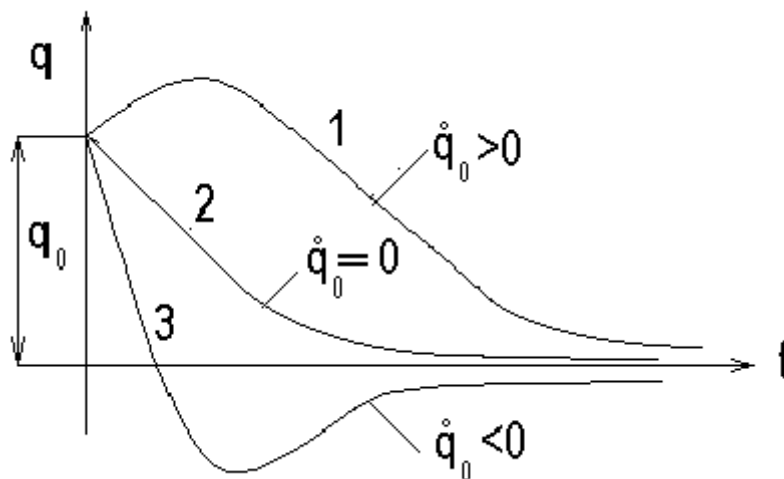


Рис.1.9 Графики аperiodического движения

3. Случай равенства коэффициентов: $n=k$. В этом случае общее решение уравнения (1.7) получает вид

$$q = e^{-nt} (c_1 + c_2 t).$$

Это движение также будет аperiodическим. Графики имеют тот же вид, что и в предыдущем случае.

Оценив влияние сил сопротивления, пропорциональных первой степени скорости, можно сформулировать следующие выводы.

Поскольку силы сопротивления совершают отрицательную работу, это приводит к уменьшению энергии колеблющейся системы, то к непрерывному уменьшению размахов колебаний.

Малое сопротивление незначительно влияет на частоту и период свободных колебаний системы, но даже небольшое сопротивление приводит к быстрому затуханию колебаний.

При больших сопротивлениях колебательный процесс не происходит и наблюдается аperiodическое движение.

1.5.3 Вынужденные колебания. В реальной жизни всегда присутствуют силы сопротивления, поэтому для поддержания колебаний к системе дополнительно прикладываются возбуждающие силы.

При действии возбуждающей силы уравнение Лагранжа имеет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q_P + Q_F,$$

где

$$Q_P = -\frac{\partial \Pi}{\partial q} = -\frac{\partial}{\partial q} \left(\frac{1}{2} c q^2 \right) = -c q \text{ - обобщенная восстанавливающая}$$

сила,

Q_F - обобщенная возбуждающая сила.

Уравнение Лагранжа примет вид

$$a\ddot{q} + cq = Q_F(t),$$

Разделив на «а» имеем:

$$\ddot{q} + k^2 q = \frac{Q_F(t)}{a}; \quad (1.9)$$

где

$$k = \sqrt{\frac{c}{a}}.$$

Это уравнение называется дифференциальным уравнением вынужденных колебаний механической системы с одной степенью свободы .

Рассмотрим случай, когда вынуждающая сила является функцией синуса, то есть меняется по гармоническому закону

$$Q = Q_0 \sin pt.$$

Уравнение (1.8) в этом случае примет вид

$$a\ddot{q} + kq = Q_0 \sin(pt),$$

где p – частота вынуждающей силы.

Это уравнение можно представить в виде

$$\ddot{q} + k^2 q = P_0 \sin(pt), \quad (1.9)$$

где

$$\frac{Q_0}{a} = P_0.$$

Решение его можно представить в виде

$$q = q_1 + q_2,$$

где q_1 - общее решение однородного уравнения

$$\ddot{q}_1 + k^2 q_1 = 0.$$

$$q_1 = C_1 \cos(kt) + C_2 \sin(kt),$$

или

$$q_1 = A \sin(kt + \alpha),$$

где величины C_1 , C_2 , A и α определяются начальными условиями.

q_2 - частное решение, зависящее от вида правой части,

$$q_2 = A_1 \sin(pt),$$

откуда

$$\ddot{q}_2 = -A_1 p^2 \sin(pt).$$

Подставляя в формулу (2.35), получим

$$-A_1 p^2 \sin(pt) + k^2 A_1 \sin(pt) = P_0 \sin(pt),$$

$$-A_1 p^2 + k^2 A_1 = P_0 \quad , \quad A_1 = \frac{P_0}{k^2 - p^2}.$$

Таким образом

$$q = A \sin(kt + \alpha) + \frac{P_0}{k^2 - p^2} \sin(pt) \quad . \quad (1.10)$$

Из (1.10) следует, что возникающее движение представляет собой сумму двух колебаний с частотами k и p .

Если собственная частота колебаний и частота возбуждающей силы равны ($p=k$), то правая часть уравнения возникает неопределенность $0/0$ и амплитуда вынужденных колебаний стремится к бесконечности.

При этом координата возрастает с течением времени. График колебаний при равенстве частот показан на рис.1.10.

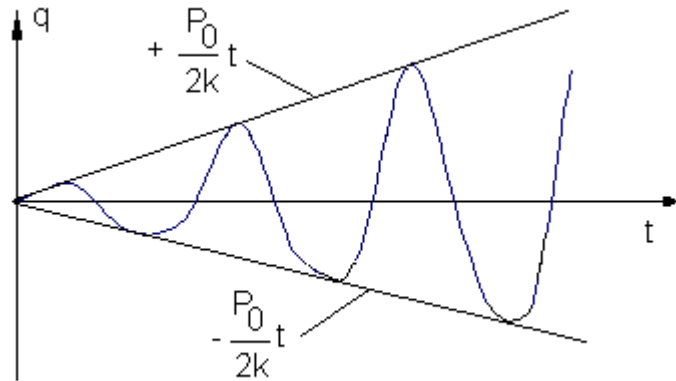


Рис.1.10 График колебаний при равенстве частот

Итак, при $p=k$ амплитуда вынужденных колебаний неограниченно возрастает. Это явление называется резонансом.

Запишем амплитуду вынужденных колебаний в виде

$$A_1 = \frac{P_0}{k^2 - p^2} = \frac{P_0}{k^2 \left(1 - \frac{p^2}{k^2}\right)}$$

Статическое отклонение системы от положения равновесия

$$A_{cm} = \frac{P_0}{k^2} \quad \left(P_0 = \frac{Q_0}{a} \right).$$

Тогда

$$\frac{P_0}{k^2} = \frac{Q_0}{a k^2} = \frac{Q_0}{c} \quad \left(k^2 = \frac{c}{a} \right).$$

Отношение реального отклонения системы от положения равновесия к статическому называется коэффициентом динамичности

$$\lambda = \frac{A_1}{A_{cm}} = \frac{1}{1 - \frac{p^2}{k^2}}.$$

Эта величина показывает, во сколько раз амплитуда вынужденных колебаний больше статического отклонения системы от положения равновесия. Она зависит только от соотношения p/k . График зависимости λ от соотношения частот изображен на рис.1.11. Он называется амплитудно-частотной характеристикой.

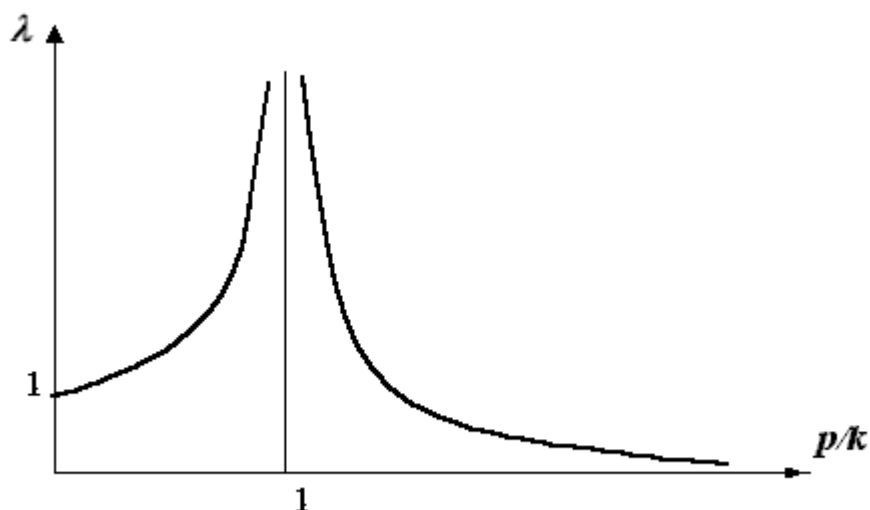


Рис.1.11 Амплитудно-частотная характеристика

При малых значениях p/k , то есть, если частота возбуждающей силы значительно меньше частоты свободных колебаний, коэффициент динамичности приближается к единице. Когда соотношение частот p/k подходит к единице, то динамический коэффициент и амплитуда колебаний стремятся к бесконечности. Это явление называется резонансом.

При увеличении p и при $p/k > 1$ коэффициент динамичности вновь обретает конечное значение и уменьшается при увеличении p/k . Если p значительно больше k , то есть действует возбуждающая сила высокой частоты, то вызываемые колебания будут иметь небольшую амплитуду, и во многих случаях ими можно пренебречь.

При наличии сил сопротивления максимальный коэффициент динамичности также будет наблюдаться при совпадении частот, но будет иметь конечное значение.

2. СЕЛЬХОЗМЕХАНИЗМЫ, ИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ВИБРАЦИИ

2.1 Доильные аппараты

С древних времен человек стал искать способы облегчить процесс доения для человека. С этой целью еще древние египтяне пробовали вводить трубочки в сосковые протоки. Но только к 1830г был создан первый доильный аппарат. В процессе поиска приемлемых конструкций, рассматривали разные принципы работы. Конечно, же пытались смоделировать и ручное доение, и сосание. Последний вариант оказался более подходящим, а в 1851г для этого стали использовать вакуум. В результате усовершенствований конструкции в 1905г был создан доильный аппарат, похожий на современный. Аппарат должен не только облегчать труд, но и не снижать качество молока, и не приводить к негативным воздействиям на здоровье животного. В результате постоянного сосательного воздействия на сосок в нем может появляться кровь и лимфа, которые могут попасть в молоко. Для снижения вероятности этого необходимо, чтобы сосание было ритмичным и прерывистым. Здесь на помощь призваны колебания вакууметрического давления.

Основными частями доильного аппарата являются: доильные стаканы, коллектор, емкость для сбора молока, насос, воздухопроводы и молокопровод. Стаканы представляют собой жесткий цилиндрический корпус 2, внутри которого гибкий вкладыш 1 (рис. 2.1). Корпус через штуцер соединен с вакуум проводом, а вкладыш с молокопроводом 3, в котором тоже может создаваться вакуум.

Во время такта сосания в подсосковой камере II и межстенной I создается вакуум, вкладыш при этом не деформируется, а сосок удлиняется и молоко выходит в подсосковую камеру II. При такте сжатия в камере II вакуум, а в камере I создается атмосферное давление. Из-за разности давлений вкладыш деформируется, обжимая сосок и перекрывая выход молока из соска.

Так отдыха наступает, когда давление в обеих камерах сравнивается с атмосферным. Вкладыш и сосок вымени принимают свои естественные формы. Доильные аппараты бывают двухтактными и трехтактными (появляется такт отдыха).

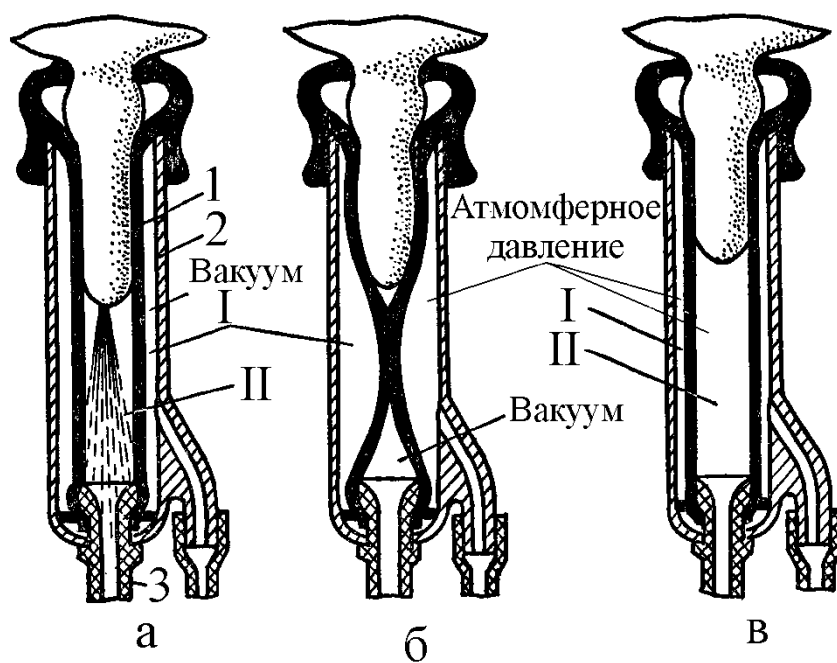


Рис. 2.1 Схема работы двухкамерного доильного стакана:

а – такт сосания; б – такт сжатия (двухтактный режим); в – такт отдыха (трехтактный режим); 1 – сосковая резина; 2 – корпус; 3 - молокопровод; I – межстенная камера; II – подсосковая камера

Для сбора молока со стаканов и распределения вакуума по стаканам служит коллектор.

Для создания вакуума используются насосы. Насос может быть поршневым (пульсации обеспечиваются конструкцией насоса, клапанами самого насоса и клапанами емкости для сбора молока) или центробежным (в этом случае необходим пульсатор для колебаний вакууметрического давления).

Пульсатор двухтактного доильного аппарата работает следующим образом. В камере 1П (рис. 2.2) образуется вакуум, когда он создается в вакуумной магистрали 7. Давление воздуха в камере 4П и вакуум в 1П

воздействуют на мембрану и та поднимает клапан 1. В камере 2П образуется вакуум, а также в сообщающейся межстенной камере доильного стакана. Вакуум молокопровода 6 передается молочным шлангом 4 в подсосковые камеры при поднятом клапане 3. Наступил такт сосания и молоко из соска идет до молокоприемника. В пульсаторе вакуум по каналу 8 и дросселию переходит в камеру 4П, а мембрана с клапаном опускаются под действием атмосферного давления в камере 3П и клапан 1 отключает камеру 2п от вакуума камеры 1п, но позволяет атмосферному воздуху из камеры 3П перейти в межстенные камеры стаканов. Наступил такт сжатия. При этом воздух через дроссельный канал 8 постепенно заполнит полость 4П и поднимет мембрану с клапаном и отключит сообщение камер 3П и 2П, но тогда сообщатся камеры 1П и 2П и вакуум создастся в межстенных камерах стаканов (такт сосания). Процесс повторяется.

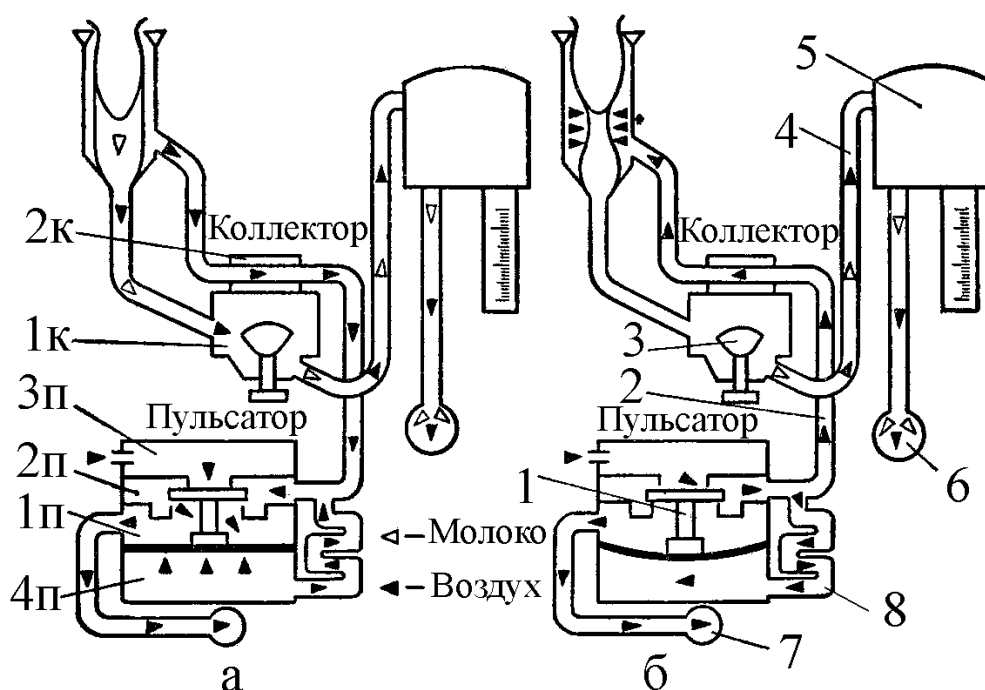


Рис.2.2 Схема работы доильного аппарата в двухтактном режиме:

а – сосание; б – сжатие: 1 – клапан пульсатора; 2 – воздушный шланг от пульсатора к коллектору; 3 – клапан для включения аппарата в работу; 4 – молочный шланг; 5 – счетчик молока; 6 – молокопровод; 7 – вакуум-провод; 8 – канал дросселя; 1к, 1п – камеры постоянного вакуума; 2к, 2п, 4п – камеры переменного вакуума; 3п – камера атмосферного давления.

Из рассмотренного процесса видно, что пульсатор доильного аппарата является автоколебательным устройством. На одном входе в устройство имеем вакуум, на другом воздух атмосферного давления, а на выходе чередование вакуума и атмосферного давления, которые так же поочередно создаются в межстенных камерах доильных стаканов. При этом мембрана с клапаном занимают то верхнее, то нижнее положение, а такты сосания и сжатия чередуются. Дроссельный канал, соединяющий камеры 2П и 4П играет роль обратной связи в автоколебательной системе. Путем изменения сечения дросселя можно регулировать частоту смены тактов в доильном аппарате.

2.2 Машины для разделения продуктов

2.2.1 Очистка и сортирование зерна. На элеваторы вместе с зерном попадают различные примеси: части растений, камни, семена сорняков. Это зерно часто имеет повышенную влажность и, соответственно, его необходимо сушить. Для снижения энергозатрат на сушку зерно подвергают предварительной очистке. После сушки применяется первичная очистка, но может и вторичная. Очистка - это разделение зерновой смеси на фракции по физико-механическим свойствам (плотности, форме, размерам...). Сортирование — это разделение очищенного от примесей зерна по хлебопекарным или посевным качествам.

Наибольшее распространение для очистки и сортирования зерна получили решетчатые машины. Наиболее простые по конструкции машины имеют плоские решета, помещенные в горизонтальный или наклонный решетный стан, закрепленный на пружинах или подвесах. Для задания решетам колебательного движения используют коленчатый вал (рис.2.3), кривошипный, кулачковый (рис.2.4), эксцентриковый механизмы (Рис.2.5), дебалансы (рис.2.6).

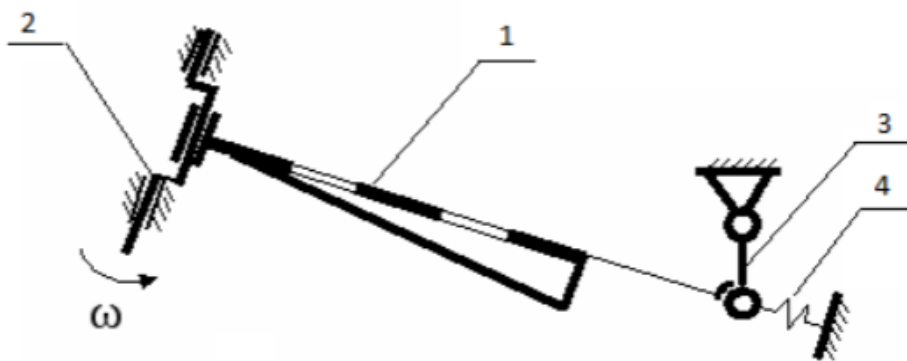


Рис. 2.3 Схема привода решета от коленчатого вала: 1 - решето; 2 - коленчатый вал; 3 - подвес; 4 - пружина

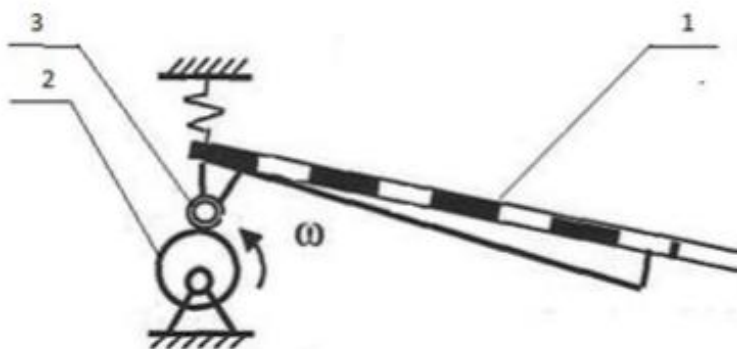


Рис. 2.4 Схема кулачкового привода решета: 1 - решето; 2 - эксцентрик; 3 - кулачок



Рис. 2.5 Схема эксцентрикового привода решета: 1 - решето; 2 - эксцентрик; 3 - подвес; 4 - пружина

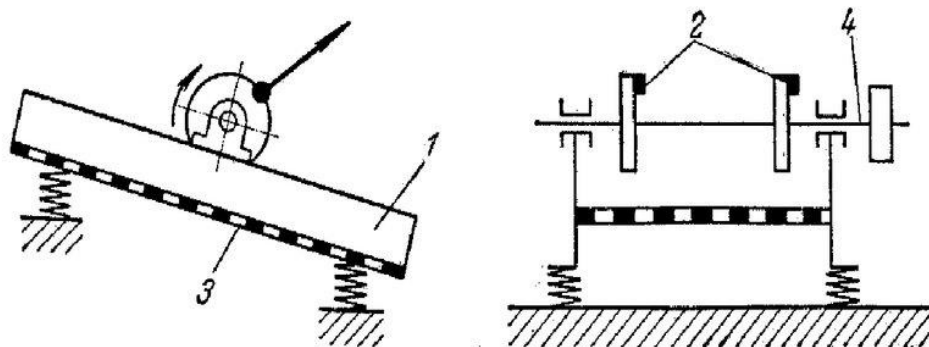


Рис. 2.6 Схема привода решета с дебалансами: 1 - решетный стан; 2 - дебалансы; 3 - решето; 4 - вал

Для движения зерновой смеси по решету выбирается такой режим, при котором время движения по решету будет достаточным для полного разделения смеси, а с другой стороны для увеличения производительности машины, необходимо увеличить скорость прохождения смеси вдоль решета.

Первые конструкции вибрационных машин для очистки и сортирования зерна, у которых решетчатые станы закреплялись посредством пружин, имели недостатком ограничение количества решет и необходимость уравнивания решетчатого стана дополнительными грузами.. Под руководством профессора Заика П.М. была разработана вибрационная зерноочистительная машина с рабочим органом, имеющим упругие связи (Рис.2.7) [12] и вибратор, установленный в центре станов. Это позволило устранить указанные недостатки.

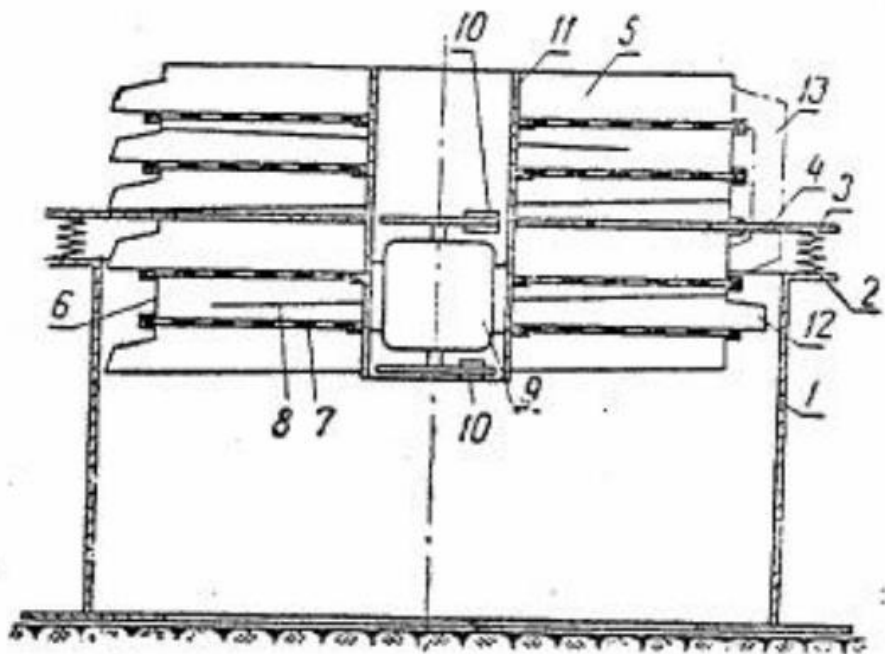


Рис. 2.7 Машина для сортирования зерновой смеси

На опорную плиту 2 станины 1 по окружности установлены пружины 3, на которые опирается вибростол 4 с верхним 5 и нижним 6 решетными станами. Каждый стан имеет решета 7 и лотки 8. В трубе 11, соединенной с вибростолом, размещается электродвигатель 9 с вибраторами 10.

На рис.2.8 представлен вибрационно-центробежный сепаратор [13], который состоит из решетчатого барабана 2, установленного на валу 1, бункера 3 с заслонкой 4, кожуха 5 с патрубком 6 и привода с вибратором. Вал машины закреплен на упругих элементах 7. Вибратор придает валу колебания, например, винтовые. Ось сначала перемещается влево и вращается по часовой стрелке, решето тоже вращается по часовой стрелке за счет прижатия ступицей 11 к диску 9 жесткозакрепленному на валу. Затем вал перемещается вправо и решето уже прижимается ступицей 12 к диску 8. Циклы попеременно повторяются.

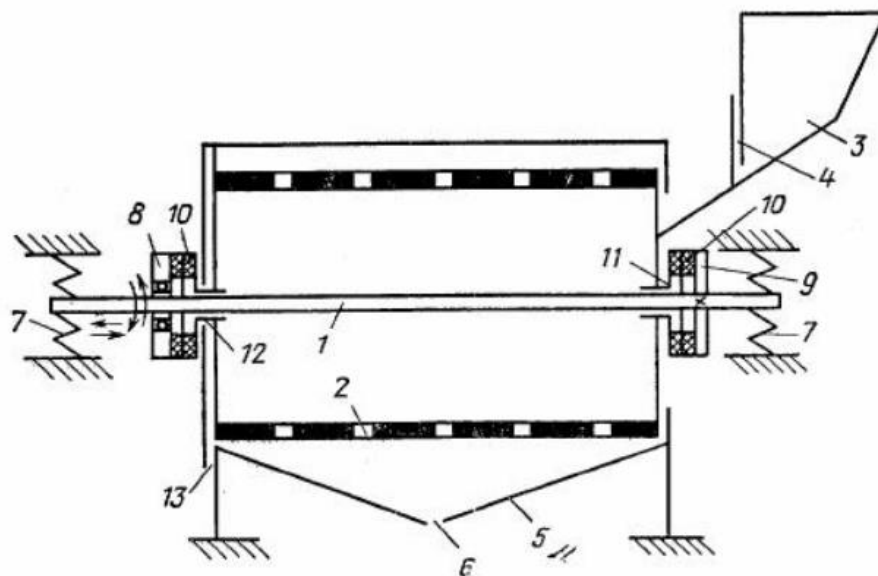


Рис. 2.8 Вибрационно-центробежный сепаратор

2.2.2.Машина для сортировки картофеля. Так установка для сортировки картофеля (рис.2.9) приводится в действие самосинхронизирующимся вибровозбудителем 1 шарнирно установленном на бункере 2 [14]. Под действием вибраций картофель перемещается по решетке, и клубни размером не более отверстий проваливаются в отверстия. Таким образом, происходит разделение картофеля по размерам.

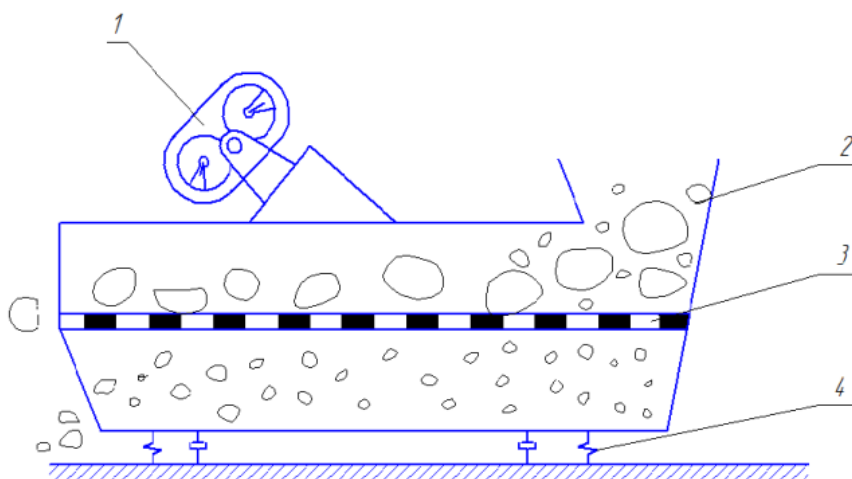


Рис. 2.9 Установка для сортировки картофеля:

1 - самосинхронизирующийся вибровозбудитель; 2 - бункер; 3 - решетка;
4 - пружина

Высокие требования к разделению продуктов в сельском хозяйстве и перерабатывающей промышленности привели к большому многообразию и сложным конструкциям машин. Классификация машин для разделения сыпучих смесей, использующих колебания приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Классификация машин для разделения

Название машины	Характер разделения частиц		Рабочий орган	Колебания
	основные	сопутствующие		
Вибросепараторы	Форма	Коэффициент трения, плотность	Ячеистые и шероховатые поверхности	Прямолинейные наклонные
Вибропневматические сепараторы	Плотность	Коэффициент трения, форма	Шероховатые поверхности	Прямолинейные наклонные
Ситовейки, пневмостолы	Плотность, размеры	Форма	Сита и воздушные каналы	Прямолинейные наклонные
Сортировочные столы, паддимашины	Упругость	Коэффициент трения, плотность	Наклонные гладкие поверхности	Горизонтальные прямолинейные и возвратно-вращательные
Ситовые сепараторы, отсеиватели	Размеры	плотность, форма	Сита, решета	Прямолинейные, круговые и эллиптические в горизонтальной или вертикальной плоскости
Камнеотборники	Плотность	Размеры, форма	Шероховатые поверхности	Круговые в горизонтальной плоскости или сферические

2.3 Машины для смешивания продуктов

Используя вибрацию, можно интенсифицировать процесс смешивания материалов. Производство животноводческими хозяйствами сбалансированных кормовых смесей с использованием местных кормовых ресурсов является выгодным. Для этого нужны эффективные и экономичные

смесители. У вибрационных прямоточных смесителей подвергается вибрациям корпус, через который непрерывно проходят смешиваемые компоненты. При этом используются сравнительно большие амплитуды (3...4 мм) и относительно малые частоты колебаний корпуса (20...35 Гц).

Трубный вибросмеситель (рис. 2.10) предназначен для смешивания сухих сыпучих компонентов и представляет собой наклонную трубу 1, опирающуюся на раму 4 через виброизоляторы 5. На трубе закреплена плита 2 с вибраторами 3. С верхней стороны труба имеет загрузочный патрубок и патрубки для жидкой фазы или других компонентов, с нижней - патрубок выгрузки смеси. Стойки рамы 4 позволяют регулировать угол наклона смесителя. Под действием вибрации загруженный в трубу материал движется поперек трубы вверх по стенке и падает вниз. Кроме того, из-за наклона трубы материал движется в сторону разгрузочного патрубка и смешивается. Время смешивания регулируется углом наклона смесителя, а изменяя параметры вибраторов регулируется интенсивность смешивания.

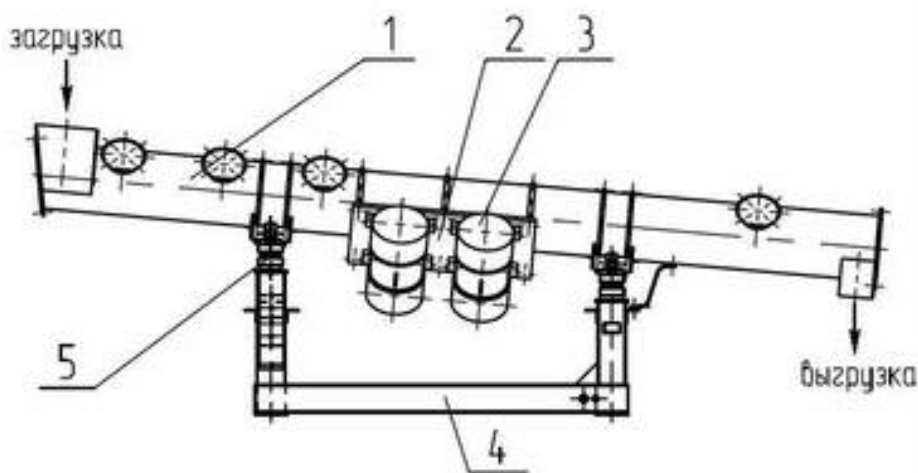


Рис. 2.10 Схема трубного вибросмесителя:

1 - труба; 2 - плита; 3 - вибратор; 4 - рама; 5 - виброизолятор

ВНИИНСМ разработал вибрационный смеситель ДВС-Н (рис.2.11) для смешивания увлажненных сыпучих компонентов [15]. В корпусе 1 установлены два вала 7 с лопатками, вращающиеся навстречу друг другу. Часть лопаток установлена под углом 90° к плоскости поперечного сечения корпуса (для смешивания), а другая часть под углом 45° (для транспортировки). Корпус установлен на раме 2, в которой установлен вал с дебалансом 4 и противовес 3. Вся конструкция устанавливается на фундамент посредством пружин 5. Валы приводятся в движение от электродвигателя через редуктор.

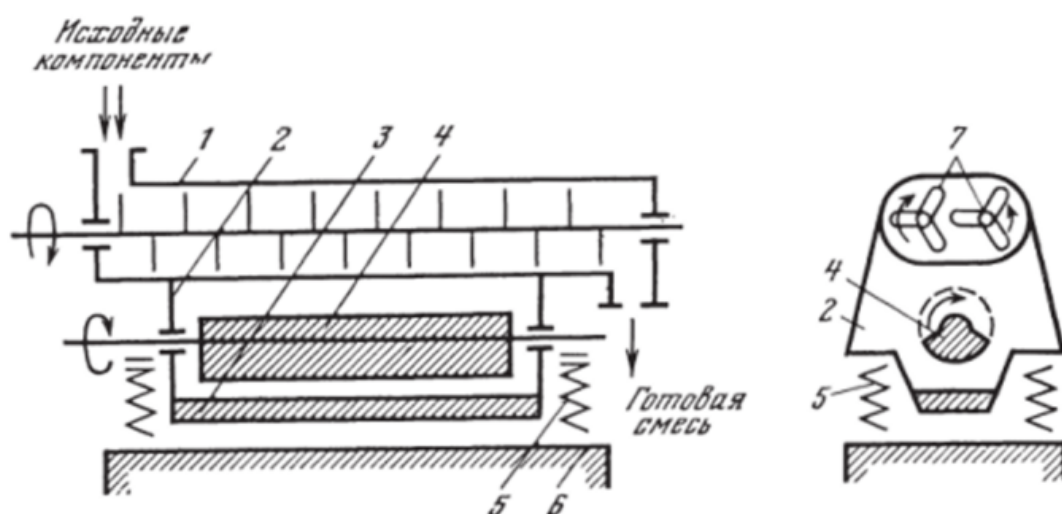


Рис. 2.11 Схема вибросмесителя ДВС-Н:

1 - корпус; 2 - рама; 3 - противовес; 4 - вал с дебалансом; 5 - пружины; 6 - фундамент

В Оренбургском государственном университете был разработан смеситель с тороидальной камерой следующей конструкции (рис. 2.12) [16]. Рабочая камера 1 имеет загрузочные 5 и выгрузные 6 патрубки. Внутри в центре камеры установлен стержень с надетым на него венчиком-сбивателем 7, представляющим собой цилиндрическую пружину. Диаметр витков пружины венчика-взбивателя составляет две третьих от экваториального диаметра смесительной камеры. Рабочая камера установлена на упругих элементах 3. Камере (и венчику) сообщаются колебательные движения

посредством вибратора 4. За счет равномерного распределения вибрационного импульса по всему объему, создаваемому дополнительным внутренним взбивающим эффектом время смешивания значительно сокращается. Данный аппарат предназначен для перемешивания сыпучих или сыпучих и жидких материалов.

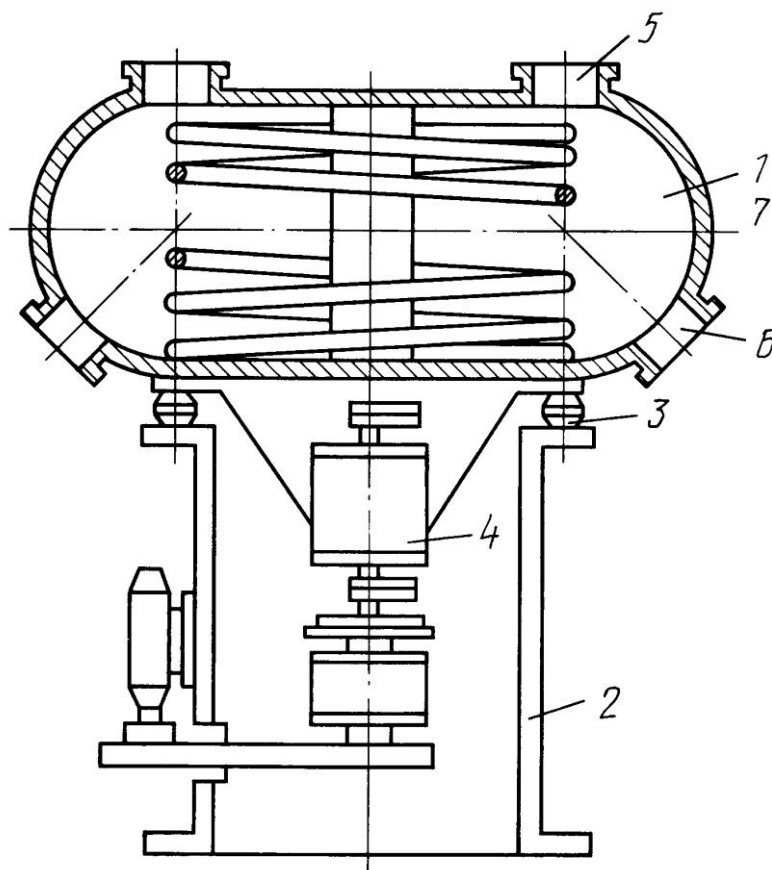


Рис. 2.12 Схема вибросмесителя с тороидальной камерой:

1 - рабочая камера; 2 - рама; 3 - упругие элементы; 4 - вибратор; 5 - патрубок загрузки; 6 - выгрузной патрубок; 7 - венчик

2.4 Машины для измельчения

Вибрационная мельница представлена на рис.2.13. Корпус 1 установлен на подрессоренной станине и приводится в движение от электродвигателя клиноременной передачей. В корпус 1 помещаются тела качения и измельчаемый продукт. Движущийся корпус под действием вибратора

совершает колебательные движения, что интенсифицирует процесс измельчения.

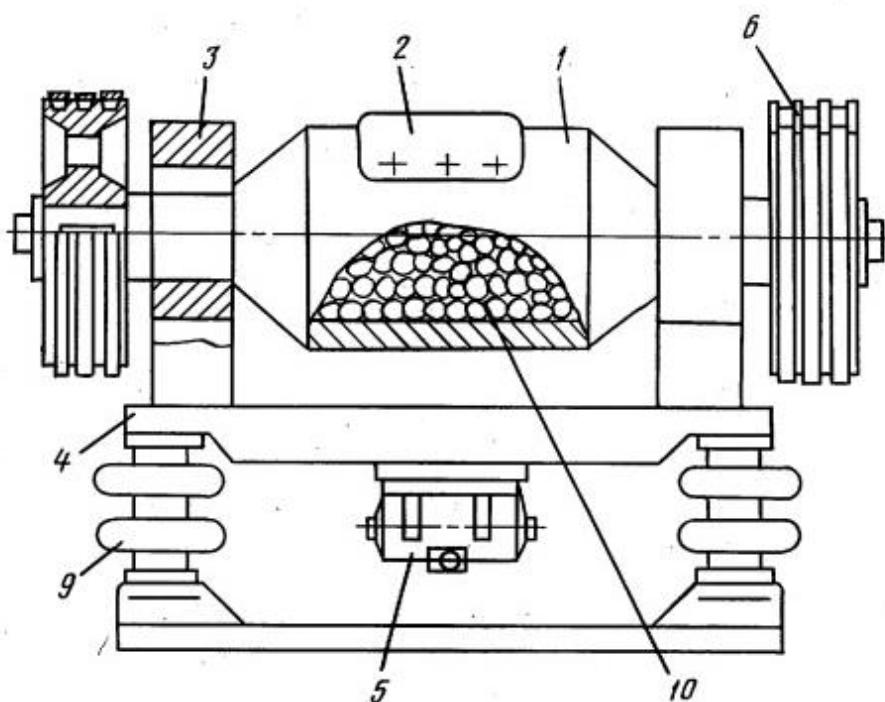


Рис. 2.13 Вибрационная мельница:

1 - корпус; 2 - люк; 3 - опоры; 4 - станина; 5 - вибратор; 6 - шкив; 9 - упругие элементы; 10 - мелющие шары

На рис.2.14 представлена вибрационная роликовая мельница [17]. Работа такой мельницы происходит следующим образом. Под действием вибратора 3 корпус 2 совершает колебательные движения, в результате которых ролик 5 обкатывает цилиндрический корпус по внутренней окружности.

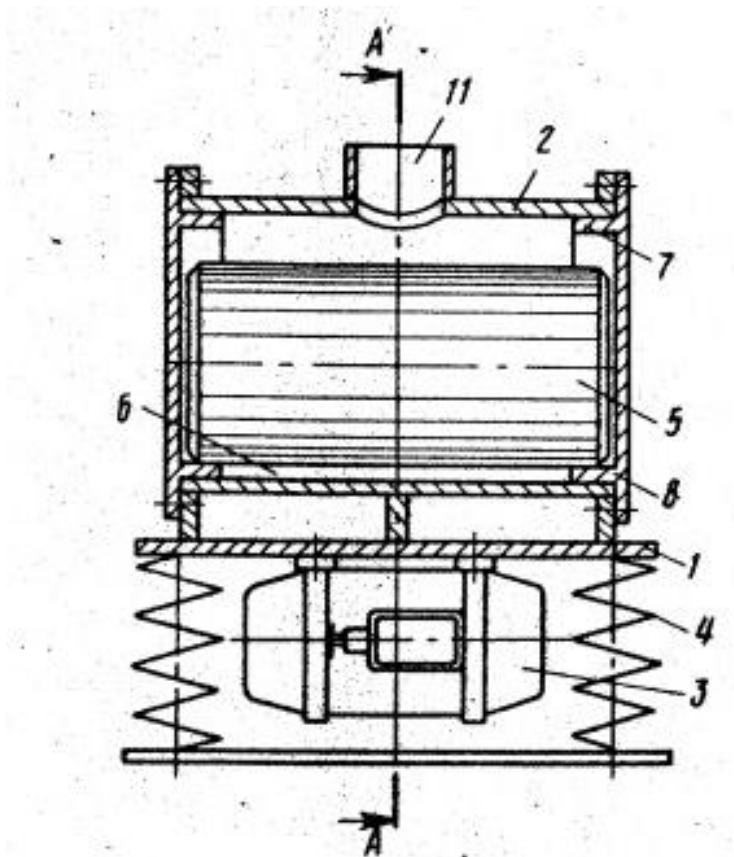


Рис. 2.14 Вибрационная роликовая мельница:

1 - корпус; 2 - стакан помольной камеры; 3 - вибропривод; 4 - Пружины;
5 - ролик; 6 - щель; 7 - шейка; 8 - крышка

Устройство дробилки вибрационной МВР-0,4 с двумя самосинхронизирующимися колебателями представлен на рис.2.15. Существуют аналогичного принципа действия дробилки с вертикальной осью вращения.



Рис. 2.15 Вибрационная дробилка

Измельчитель фуражного зерна [18] (рис.2.16) представляет собой виброударную систему с двумя ограничителями.

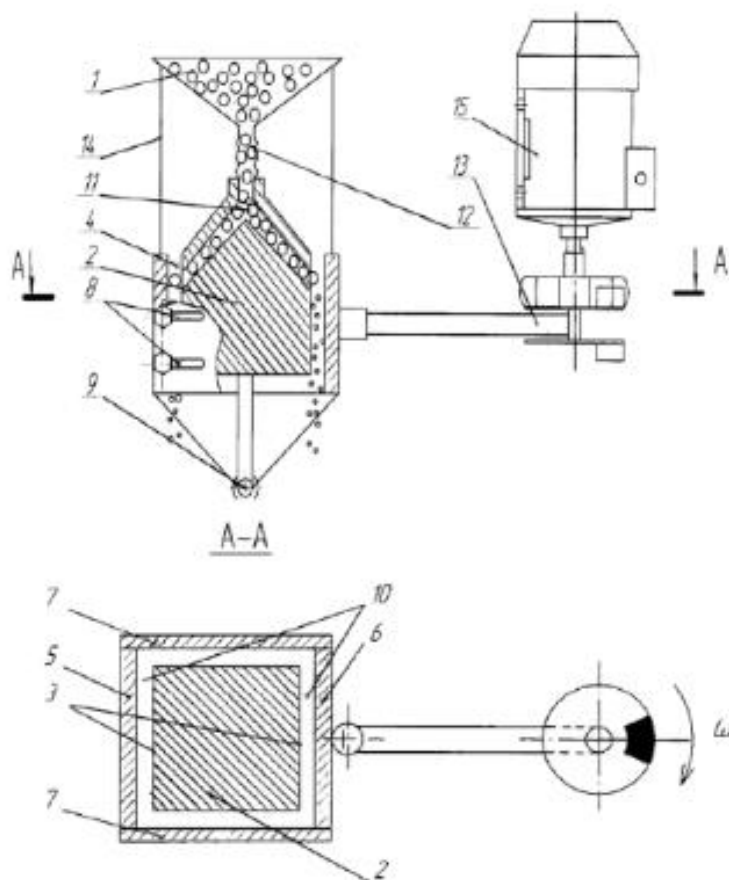


Рис. 2.16 Измельчитель зерна:

1 - бункер; 2 - пассивная плита; 3 - зерно; 4 - подвижная часть дробителя; 5, 6 - стенки дробителя с регулировкой зазоров; 7 - боковые стенки дробителя; 8 - регулировочные прорези; 9 - ось; 10 - измельчительные камеры; 11 - питатель; 12 - зернопровод; 13 - дебаланс; 14 - подвесы; 15 - электродвигатель

Дробитель этого измельчителя подвешен на тросах 14. Подвижная часть дробителя 4 приводится в колебательное движение от электродвигателя 15 с дебалансом 13 посредством штока. Зерно, попадая между пассивной частью дробителя и колеблющейся, измельчается. За каждый период колебаний происходит два удара (в левом и правом зазоре).

2.5 Вибросушилки

Вибрационная сушилка [19], представленная на рис. 2.17, предназначена для сушки сыпучих и пастообразных материалов.

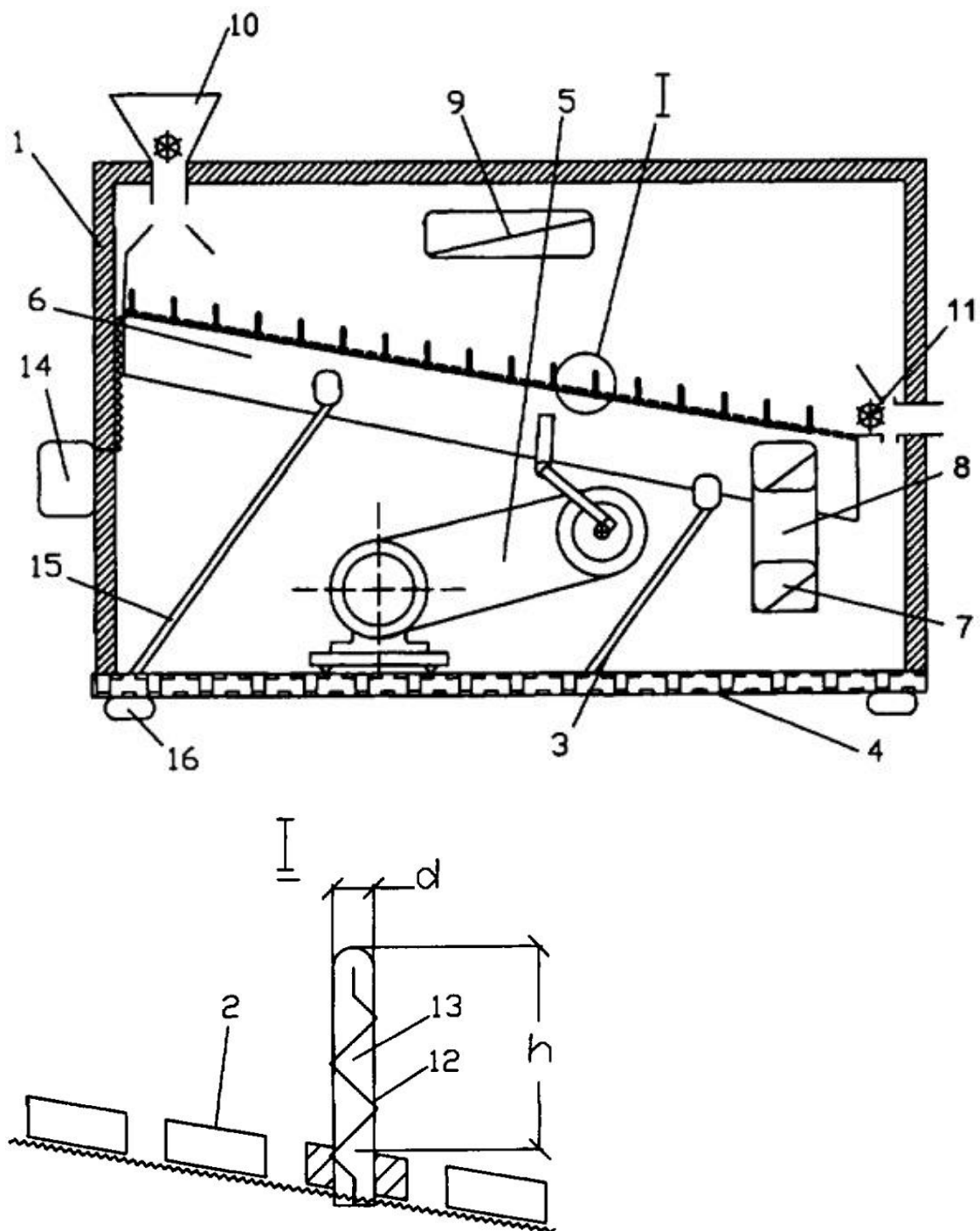


Рис. 2.17 Вибрационная сушилка для сыпучих и пастообразных материалов:

1 - корпус; 2 - решетка; 3 - пружина; 4 - рама; 5 - вибратор; 6 - воздуховод; 7 - отсек; 8 - гибкое соединение; 9 - дымосос; 10 - питатель; 11 - разгрузочное устройство; 12 - нагревательные трубки; 13 - нагревательные элементы; 14 - реле; 15 - пружина; 16 - виброизоляторы

Установка состоит из корпуса 1, закрепленного на раме 4, с виброизоляторами 16. В корпусе установлены система подачи газа, решетка 2 на пружинах 3 и 15, соединенная с вибратором 5 кривошипно-шатунным механизмом. В верхней части корпуса имеется питатель 10 и дымосос 9, а в нижней части имеется разгрузочное устройство. На решетке в шахматном порядке установлены нагревательные трубки, внутри которых установлены нагревательные элементы, управляемые реле.

Материал, поступивший в камеру 10, подается на наклонную вибрирующую решетку 2, где благодаря поступающему снизу газу и вибрации, переходит во взвешенное состояние и равномерно перемещается по наклонной решетке вниз. Вибрация решетки 2 и закрепленных неподвижно на ней нагретых трубок 13, а также подача снизу по воздуховоду 6 газа, обеспечивает гидродинамический стабильный взвешенный режим материала по всей высоте слоя. Проходя через кипящий слой, газы отдают тепло верхним слабо нагретым частицам материала, обеспечивая теплообмен при высоком градиенте температуры материала, послойно выравниваясь. Отработанные газы отсасываются дымососом 9. Высушенный материал поступает в шлюзовое разгрузочное устройство 11.

На рис. 2.18 представлена вибрационная сушилка для высоковлажных материалов [20]. Сушилка представляет собой обогреваемый корпус 1 с винтовым лотком 2 и перфорированным конусообразным распределителем 13, установленный на виброопоры 7. В верхней части корпуса имеется разгрузочное устройство 6. В верхней крышке 8 сушилки для загрузки материала предусмотрен патрубок 9.

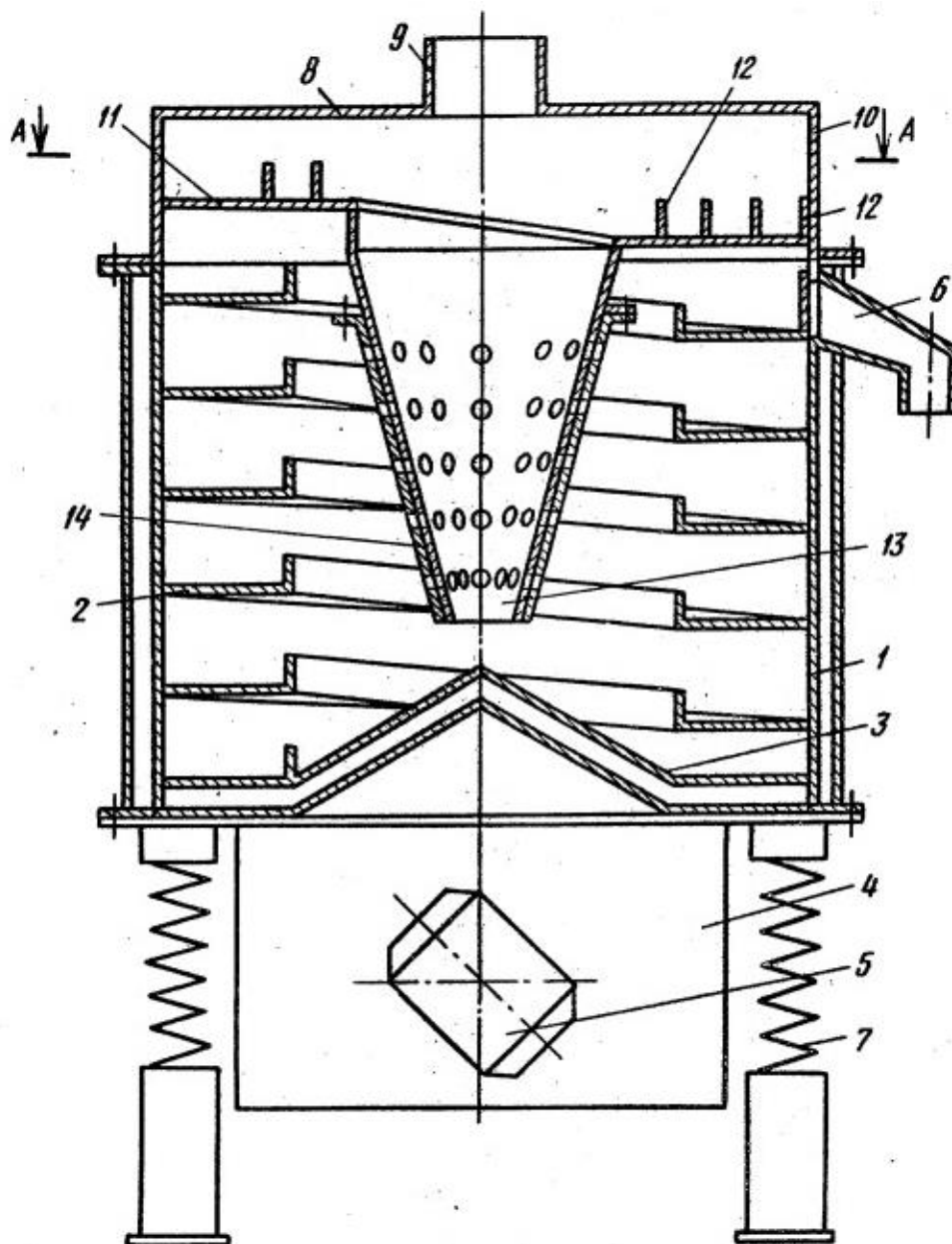


Рис. 2.18 Вибрационная сушилка:

1 - корпус; 2 - винтовой лоток; 3 - днище; 4 - кронштейн; 5 - вибровозбудитель; 6 - разгрузочное устройство; 7 - виброопоры; 8 - крышка; 9 - патрубок; 10 - стенки крышки; 11 - верхний виток лотка; 12 - распределительные пластины; 13 - воронка; 14 - коническая насадка

Перфорированная коническая насадка 14 устанавливается на конусе воронки 13 так, чтобы перфорированные отверстия их совпадали.

Возмущающая сила от вибровозбудителей 5 заставляет корпус с крышкой и с лотком совершать установившиеся по амплитуде и частоте винтовые колебательные движения. Разгрузочное устройство 6 закрыто, а влажный материал подается через патрубок 9 на обогреваемое днище 3, а с него на винтовой лоток 2. По лотку продукт перемещается в верх под действием вибрации. С последнего витка продукт попадает в перфорированную воронку и на обогреваемый конус, где он подсыхает скатываясь по конусу в лоток. Процесс повторяется. После высыхания продукта открывается разгрузочное устройство и продукт не доходя верхнего витка винтового лотка поступает в выгрузное устройство 6.

Данные конструкции сушилок позволяют повысить эффективность процесса сушки, за счет использования вибраций.

2.6 Устройства для уплотнения

Для эффективного транспортирования продуктов, их необходимо рационально разместить в таре (плотно). Для уплотнения продуктов помещенных в тару применяются вибрационные ударные и безударные машины, придающие таре прямолинейные колебания (вертикальные или горизонтальные). На рисунке 2.19 видим схему машины для плотной укладки рыбы в бочки, которая позволяет так же сохранить товарный вид [21].

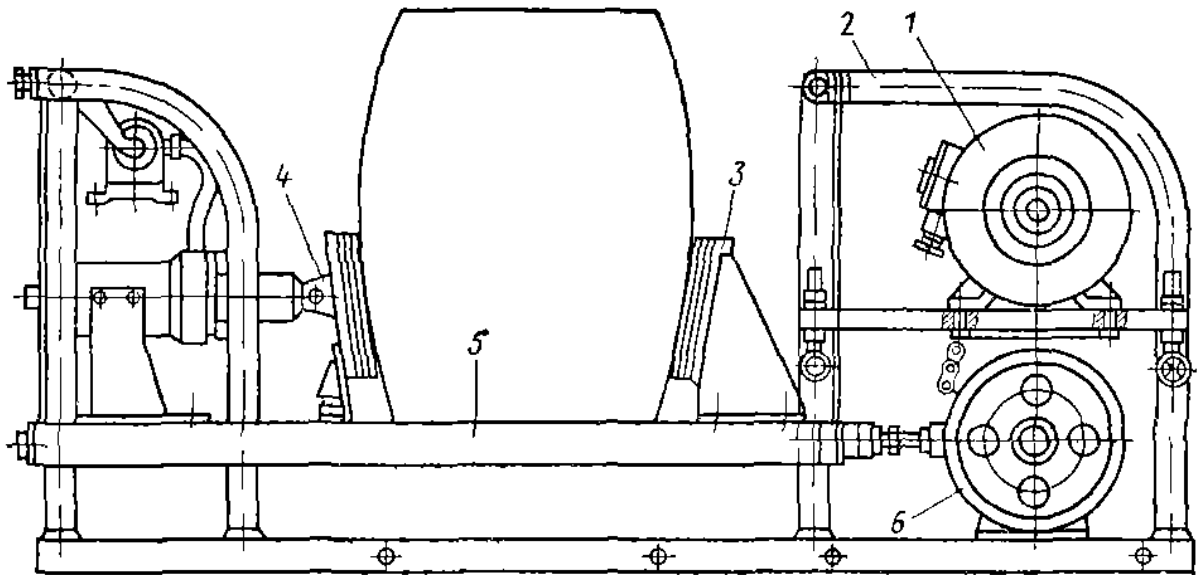


Рис. 2.19 Схема машины для укладки и уплотнения рыбы:

1 - электродвигатель; 2 - станина; 3 - неподвижная щека; 4 - подвижная щека; 5 - рама; 6 - вибратор

На станине 2 установлен эксцентриковый вибратор 6 с приводом от электродвигателя 1. Колебания сообщаются раме 5, на которой установлена заполняемая бочка, зажата неподвижной 3 и подвижной 4 щеками.

Вибрация позволяет более плотно разместить штучные, сыпучие и кусковые материалы в таре.

2.7 Насосы

Вибрационные насосы - это такие устройства, в которых перемещаемая среда направленно движется под возвратно-поступательным воздействием рабочего органа. Вибрационными насосами перекачивают различные жидкости и многофазные системы. Первый вибрационный насос, произведенный в СССР в 1971г назывался «Ручеек». Не большая цена и хорошая надежность послужили массовому распространению данных

устройств в быту, а затем в личных подсобных хозяйствах (ЛПХ) и фермерских хозяйствах. [22]

Большинство вибрационных насосов состоят из сердечника 1, вставленного в катушку 2, корпуса 3, якоря 4 со штоком 5, на который одет амортизатор 6, диафрагма 12 и закреплен поршень 11. Так же к основным частям относятся: муфта 7, упор - 8, стакан - 9 и клапан - 10 (рис.2.20).

Насосы такого типа работают следующим образом. Прохождение переменного электрического тока по виткам катушки создает переменное магнитное поле в ее сердечнике, под действием которого якорь то притягивается к сердечнику, то отходит от него, двигаясь возвратно-поступательно (вибрируя). Шток соединенный с якорем и поршнем, передает вибрации поршню. При движении поршня в сторону катушки увеличивается объем рабочей камеры, давление в ней понижается, что способствует всасыванию жидкости через открывшийся клапан 10. При движении поршня в сторону от катушки, объем камеры уменьшается, давление в ней повышается, что приводит к закрытию клапана и выталкиванию жидкости в напорную магистраль. Эти фазы всасывания и выталкивания жидкости повторяются.

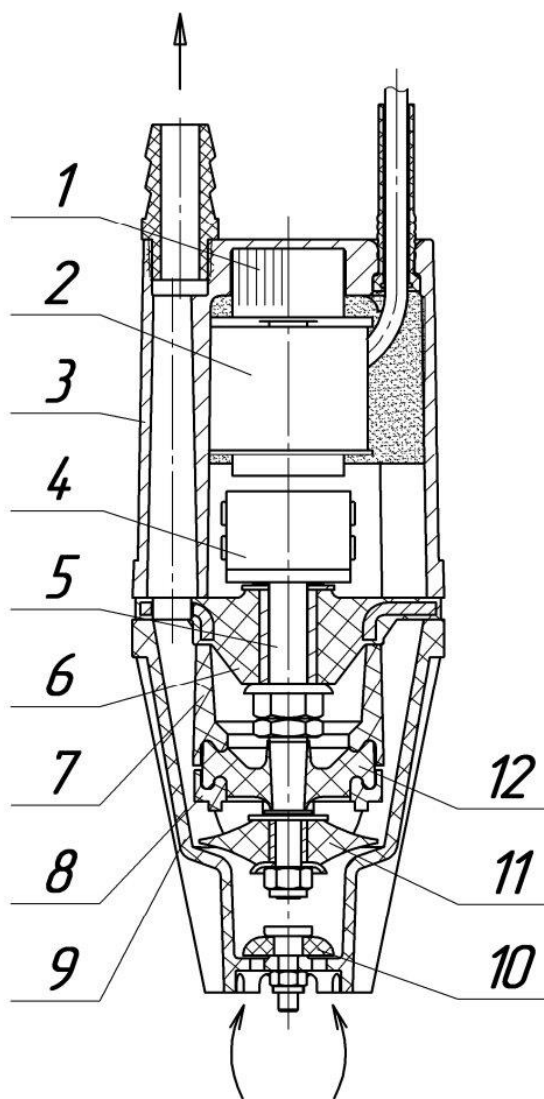


Рис. 2.20 Схема вибрационного насоса:

1 - сердечник, 2 - катушка, 3 - корпус, 4 - якорь, 5 - шток, 6 - амортизатор, 7 - муфта, 8 - упор, 9 - стакан, 10 - клапан, 11 - поршень, 12 – диафрагма

2.8. Применение вибрации в растениеводстве

2.8.1 Сошники с гибкими трубчатыми элементами. Весь процесс возделывания сельскохозяйственных культур можно разделить на следующие этапы: подготовка почвы, посев, уход за посевами, уборка урожая и подготовка к хранению. Подготовка почвы это один из наиболее энергоемких

процессов так как происходит разрушение почвы за счет механического воздействия рабочих органов почвообрабатывающих машин. Именно при этих технологических операциях правильно подобранные параметры вибрации позволяют снизить тяговые сопротивления и расход топлива, а также улучшить однородность структуры почвы [23-25]. Необходимо отметить, что параметры вибрации имеют зависимость с типом почвы, ее физико-механических характеристик, а также с параметрами работы агрегата (глубина обработки, скорость движения и т.д.). На рис.2.21 представлены некоторые конструкции стоек рабочих органов культиваторов с вибрационным эффектом.

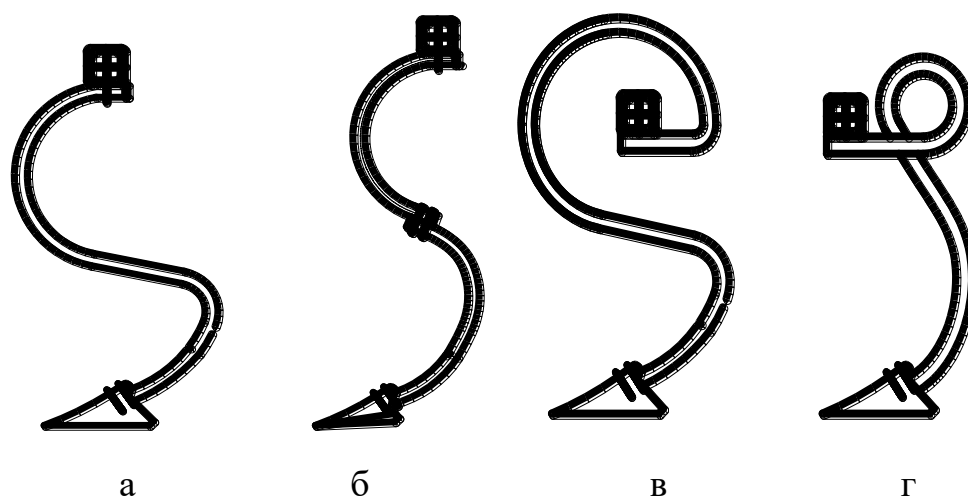


Рис.2.21 Классификация S-образных стоек

При посеве возделываемой культуры основной задачей сеялки является перемещение семян из бункера по семяпроводу в почву по средством сошника. Вне зависимости от конструкции сеялки, вибрации, возникаемые от движения агрегата и привода активных элементов, имеют следующие положительные эффекты:

- ссыпание семян и удобрений в бункере к высевальным аппаратам;
- снижение забития семяпроводов;

- снижение тягового сопротивления при взаимодействии сошника с почвой;

- распределение семян в бороздке

2.8.2 Опрыскиватели. В процессе ухода за посевами решается проблема борьбы с сорняками и вредителями. Основной технологической операцией при этом является опрыскивание с применением различных машин (рис.2.22)



Рис. 2.22 Общий вид опрыскивателей

В качестве основной жидкости используют растворы, предназначенные для борьбы с сорняками, вредителями и болезнями растений.

При использовании опрыскивателей вибрационные эффекты, возникающие в процессе работы, способствуют постоянному перемешиванию раствора, а также снижению частоты забивания форсунок. В современной технике есть примеры, когда принудительным виброустройством происходит автоматическая очистка форсунок без остановки агрегата.

2.8.3 Механизмы для уборки. Уборка урожая является очень ответственной технологической операцией, для которой чаще всего используется комбайн (рис.2.23). Задача перед ним заключается в срезе стебля с зерном, обмолот зерна, отделение соломы от зернового вороха, очистка зерна и загрузка его в бункер, с последующей перегрузкой в транспортный агрегат.



Рис.2.23 Зерноуборочный комбайн

В комбайне достаточно много вращающихся деталей, поэтому вибрационный эффект присутствует практически во всех его элементах.

Начиная с жатки, ее вибрирование способствует снижению силы трения между стеlem с колоском и поверхностью жатки, по которой он движется. После молотильного аппарата зерновой ворох попадает в систему очистки (рис.2.24), где параметры вибрации и колебаний практически всех очистных элементов являются настраиваемые.

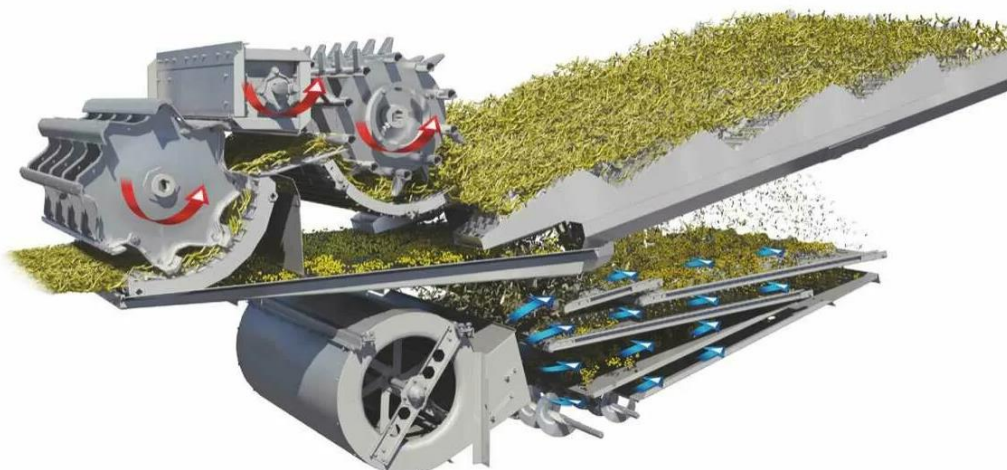


Рис.2.24 Система очистки комбайна

Транспортная доска, верхнее и нижние решета имеют различные параметры амплитуды и частоты возвратно-поступательных движений, что способствует повышению качества очистки зерна.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ КУЛЬТИВАТОРОВ С ГИБКИМИ ТРУБЧАТЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

3.1. Оптимизация конструкции упругой стойки

В настоящее время в конструкциях культиваторов широко применяют упругие крепления рабочих органов [26]. Данный способ способствует возникновению автоколебаний рабочих органов, снижая тяговое усилие, улучшая крошение почвы и очистку рабочих органов от сорняков. Но необходимо отметить, что при различных параметрах движения агрегата режимы автоколебаний также различны. Также необходимо учитывать, что при размерах рабочего органа, превышающих характерный размер неоднородности почвы, силы сопротивления, действующие на разные участки рабочего органа, будут меняться не только по величине, но и по направлению [27].

Серии экспериментов, проведенных при изучении действия вибрации на почве в ВИМе, позволили сделать следующие выводы [28]:

1. Вибрационный эффект в ряде технологических операций, в том числе и при обработке почвы, позволяют повысить их эффективности и снизить энергоемкость;

2. Для эффективности почвообрабатывающих орудий частота вынужденных колебаний должна опережать частоту скалывания обрабатываемой почвы;

3. Достичь вибрационный эффект тем проще, чем меньше поступательная скорость, плотнее грунт и больше частота вынужденных колебаний и размер орудия.

4. Жесткозакрепленные рабочие органы почвообрабатывающих машин при работе на повышенных скоростях вызывают резкое увеличение тягового усилия.

Рассматривая рабочие органы с эффектом вибрации, особое внимание, с учетом конструктивно-режимных параметров, заслуживают культиваторные стойки. Рабочие органы с жесткими стойками в основном предназначены для глубокой обработки почвы, где эффект вибрации от способа крепления рабочего органа практически отсутствует. В зависимости от глубины обработки и параметров почв требуются различные типы упругих стоек, отличающихся по конструктивным параметрам, определяющим эффективное их использование. Упругие стойки бывают: легкие, средние и тяжелые. Так как особенностью конструкций упругих стоек является наличие в них упругой части, то различия типов конструктивного исполнения касаются, в основном, упругой части, характерными признаками которой являются ее форма и размеры поперечного сечения.

Основные типы используемых на производстве стоек имеют характерные участки с конкретными точками: перегиба, где кривизна стойки меняет свой знак; сжатия и растяжения; присоединения стойки к раме; приложения рабочей нагрузки. Все конструктивные участки влияют на жесткость стойки, которая оказывает влияние на параметры колебаний и вибрации рабочего органа при обработке почвы. Основным фактом, на который стоит обратить внимание, заключается в том, что при определенной конструкции упругой стойки или применения в ее конструкции пружины, вибрация, возникающая от сил сопротивления почвы, является не регулируемой. При различных скоростях, глубине обработки, параметров почвы характеристики вибрационных колебаний будут различны и не стабильны.

Для управления вибрационным эффектом ранее было предложено использование гибких трубчатых элементов в конструкции стоек культиваторов [29]. В настоящий момент ведутся исследования, направленные на упрощение предлагаемой конструкции путем установки на стойку регулятора жесткости.

Для определения оптимальной конструкции упругой стойки и установки автоматического регулятора жёсткости необходимо составить деформативную модель стойки от действия сил сопротивления почвы. Для этого рассмотрим S-образную стойку, нагруженную единичной силой сопротивления почвы. Для определения перемещений лапы культиватора воспользуемся интегралом Мора:

$$\Delta = \sum_0^n \int_0^l \frac{M_F(z) \cdot M_1(z)}{EI} dz, \quad (3.1)$$

где: $M_F(z)$ – значение изгибающего момента от внешних сил на участке, Нмм;
 $M_1(z)$ – значение изгибающего момента от единичной силы на участке, приложенной в исследуемой точке по направлению, в котором определяется перемещение Нмм;

E – модуль упругости материала, МПа;

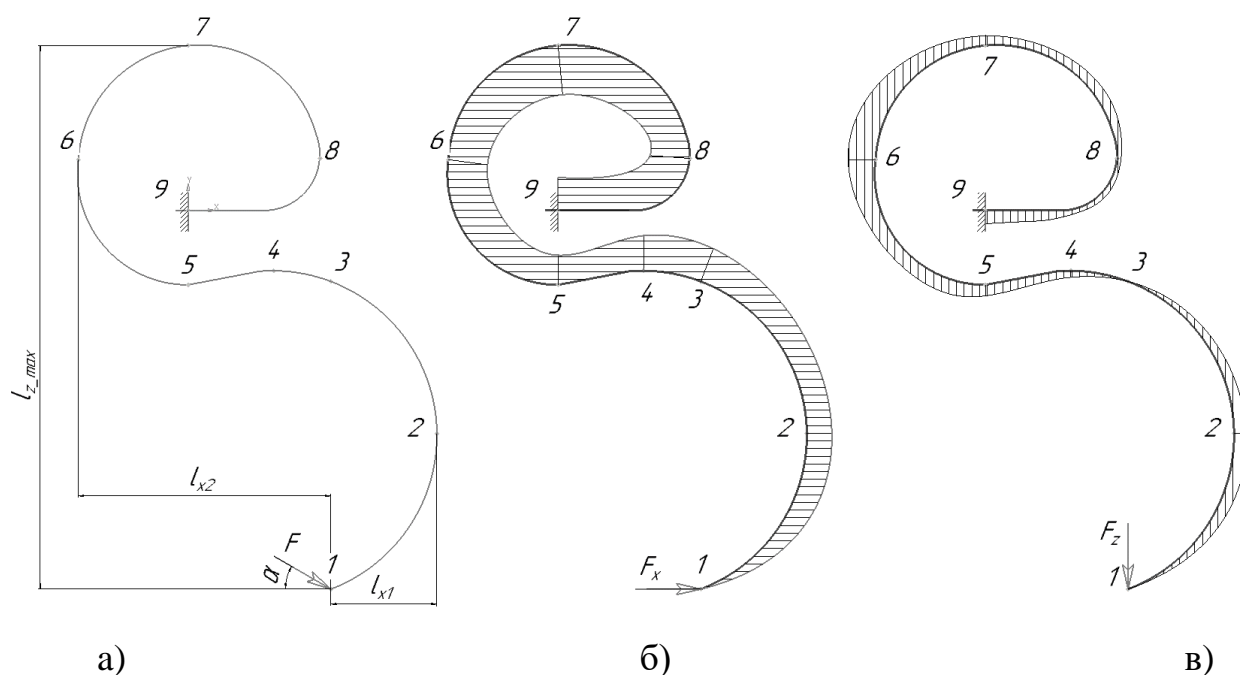
I – осевой момент инерции поперечного сечения стойки, мм⁴.

В выражении (3.1) $M_F(z)$ представляет собой функцию, зависящую от внешней силы сопротивления почвы F , которая взаимодействует с лапой культиватора под определённым углом α . Проведем анализ изменения изгибающего момента по длине культиваторной стойки. Для этого выделим на стойке культиватора несколько характерных точек, соответствующих изменению кривизны стойки или характеризующих габаритные размеры (рис.3.1,а). Для расчета спроецируем силу сопротивления почвы на вертикальную и горизонтальную оси. В этом случае изгибающие моменты в точках стойки будут определяться из выражения:

$$M(F_z) = F \cdot l_{xi} \cdot \sin \alpha; \quad M(F_x) = F \cdot l_{zi} \cdot \cos \alpha, \quad (3.2)$$

где: l_{xi} , l_{zi} – расстояния по осям OX и OZ от точки приложения силы (точка 1) до i -той точки, принадлежащей стойке, мм.

Для расчётов зададимся углом наклона силы сопротивления почвы к горизонту $\alpha=30^\circ$, и геометрическими параметрами серийной упругой стойки для средних почв с $l_{z_{max}}=500$ мм. Эпюры изгибающих моментов от каждой проекции силы представлены на рисунке 2 б, в. Эпюра моментов строится на волокнах поперечного сечения стойки, испытывающих деформацию сжатия.



а) – характерные точки по длине стойки
 б) – эпюра момента от горизонтальной составляющей силы сопротивления почвы

в) - эпюра момента от вертикальной составляющей силы сопротивления почвы

Рис.3.1 Расчётная схема и эпюры изгибающих моментов S-образной стойки

Как видно из представленных эпюр горизонтальная составляющая силы сопротивления почвы сжимает волокна с одной стороны стойки, когда вертикальная составляющая оказывает переменное действие по длине. К примеру, на участке с точками 1,2,3 действие моментов от проекций сил суммируется, когда на участке с точками 4...9 моменты имеют разнонаправленное действие. Для общей оценки действия проекции сил сопротивления почвы определим суммарный изгибающий момент:

$$M(F_x, F_z) = \sqrt{M_{F_x}^2 \pm M_{F_z}^2} \quad (3.3)$$

Знак «-» в формуле (3) используется в случае, если моменты в рассматриваемых точках разнонаправлены. Результаты расчётов моментов в выбранных точках представлены в виде графиков (рис .3.2).

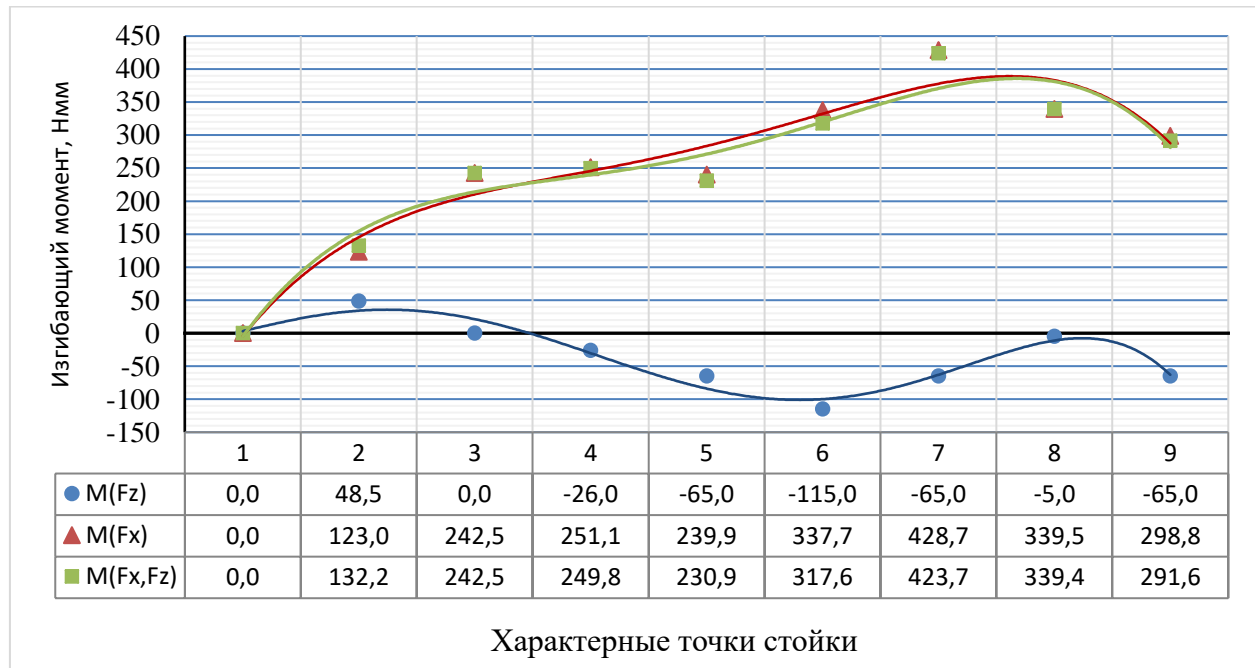


Рис. 3.2 Значение изгибающих моментов по длине стойки

Зависимости на рис. 3.2 показывают, что наибольший изгибающий момент создает горизонтальная составляющая силы сопротивления почвы. Наибольший момент возникает на участках между точками 5 и 9. Основываясь на выражение (3.2) можно утверждать, что перемещение точки 1 прямо пропорционально значению изгибающего момента и длине стойки. Соответственно, уменьшение значения этих параметров приведет к снижению перемещения точки 1. Если длина стойки является величиной постоянной, то значение изгибающего момента можно варьировать путем применения автоматического регулятора жесткости, который создает противоположно направленный изгибающий момент. Для наибольшего эффекта регулятор

жёсткости необходимо расположить так, чтобы максимально уменьшить моменты в точках 5,6,7,8.

На рис. 3.3 показаны эпюры моментов от силы сопротивления регулятора жесткости, расположенного в разных точках. При приложении силы F_1 в точке 5 (рис.3.3,а) максимальный изгибающий момент возникает в точке 6, но в точке 7 он практически равен 0.

При приложении силы на участке между точками 5 и 6 таким образом, чтобы горизонтальная составляющая стремилась к максимуму (рис. 3.3, б) мы получаем максимальный изгибающий момент в точке 7.

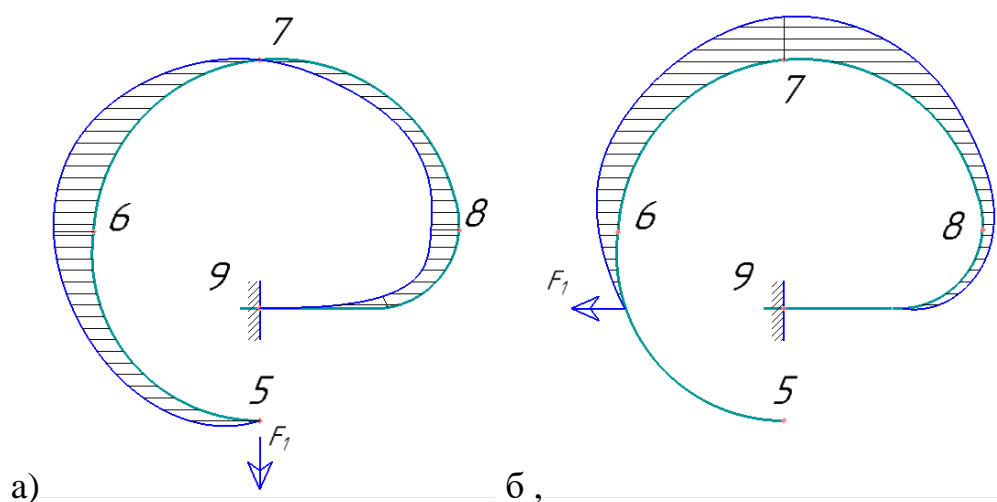


Рис.3.3 Эпюры моментов от действия регулятора жесткости

Проведём анализ суммарного изгибающего момента при этих случаях расположения силы F_1 : при приложении силы в точку 5 обозначим индексом 1, второй вариант – с индексом 2. Определим суммарный изгибающий момент от действия силы сопротивления почвы и силы, которую создает регулятор жесткости (для наглядности примем значение силы 2 Н):

$$M(F_x, F_z, F_1) = \sqrt{M_{F_x}^2 \pm M_{F_z}^2 \pm M_{F_1}^2} . \quad (3.4)$$

Полученные результаты представим в виде графических зависимостей, которые показаны на рис.3.4.

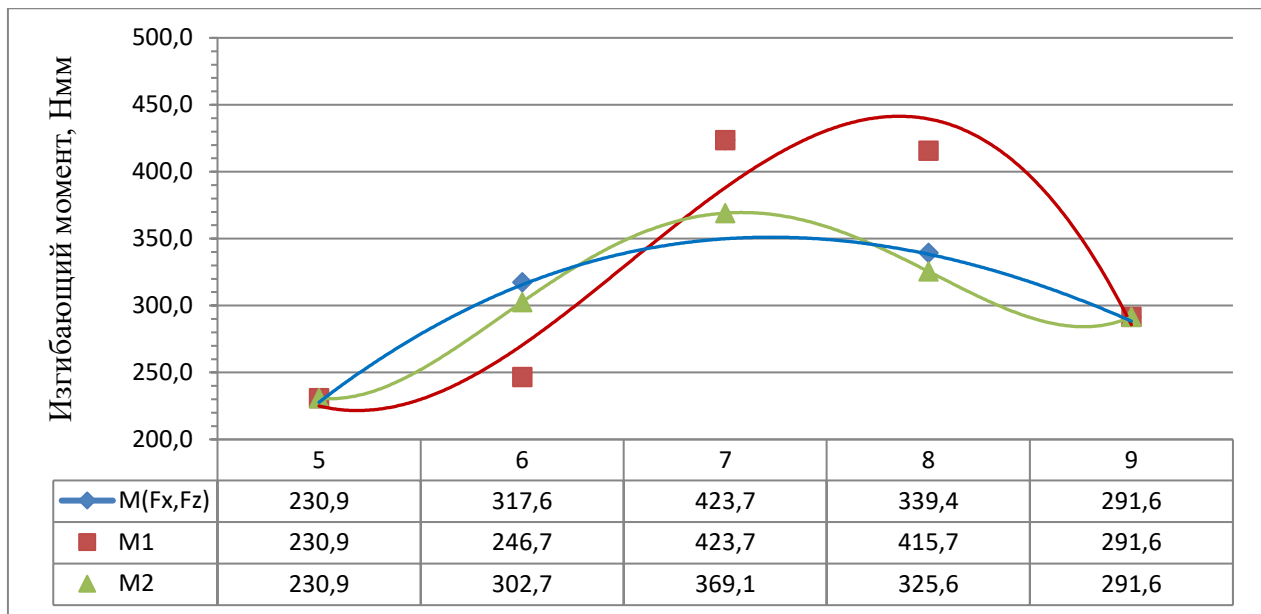


Рис.3.4 Значение общего суммарного момента в верхних точках стойки

Из представленных графиков видно, что суммарный момент при втором варианте расположения регулятора во всех представленных точках имеет значения меньше. Значит, данное расположение автоматического регулятора жесткости можно принять как оптимальный вариант, который компенсирует действие силы сопротивления почвы с меньшими затратами энергии. Для создания компенсирующей силы предлагается применить автоматический регулятор жесткости на основе гибкого трубчатого элемента (рис.3.5).

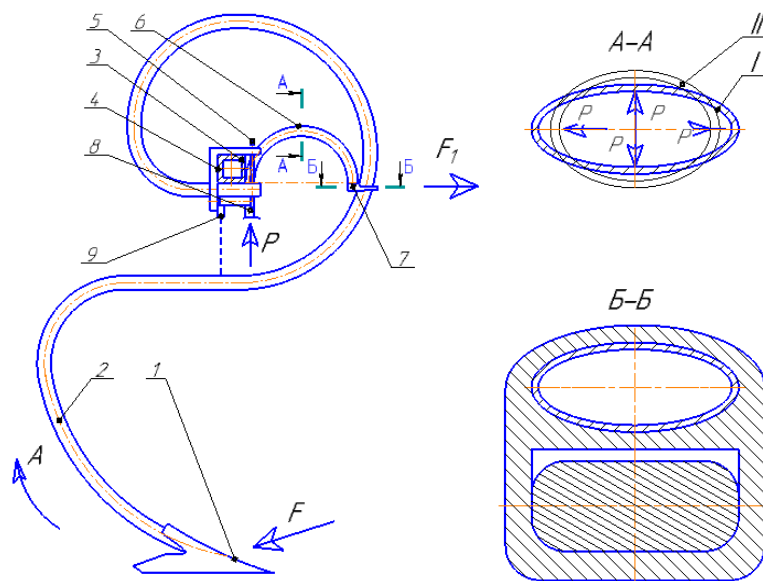


Рис.3.5 Упругая стойка с автоматическим регулятором жесткости

Предлагаемая конструкция культиваторной стойки с автоматическим регулятором состоит из лапы 1, закрепленной на S-образной стойке 2, которая фиксируется на раме культиватора 3 с помощью кронштейна 4 и болта с проушиной 5. В качестве автоматического регулятора жесткости в конструкции применяется гибкий трубчатый элемент (ГТЭ) 6, жестко закрепленный на раме культиватора. На другом конце элемента установлен кронштейн 7, соединяющий элемент 6 подвижно относительно стойки 2. В ГТЭ со стороны верхнего крепления предусмотрен штуцер 8, соединяющий внутреннюю полость элемента с гидравлической системой трактора. В поперечном сечении гибкий трубчатый элемент представляет собой полу трубку эллиптического сечения (рис.3.5 сечение А-А, положение I).

При подаче жидкости под давлением в полость элемента, его сечение деформируется, стремясь к окружности (рис.3.5. сечение А-А, положение II), создавая на свободном конце силу, которая направлена в противоположную сторону от крепления. Также в предлагаемой конструкции регулятора жесткости предусмотрен датчик 9, измеряющий расстояние от рамы до S-образной стойки.

При работе почвообрабатывающего агрегата в поле сила сопротивления почвы, действующая на рабочий орган, постоянно изменяется. В связи с этим возникает необходимость регулировки жесткости стойки в процессе работы агрегата для стабилизации глубины движения лапы в почве. В предлагаемой конструкции датчик 9 учитывает изменение расстояния между рамой и стойкой.

На основании этих показателей блок управления регулирует давление жидкости, подаваемое в полость ГТЭ. С увеличением давления сила регулятора жесткости F_1 возрастает, компенсируя действие силы сопротивления почвы, и возвращает лапу на необходимую глубину обработки. Такая конструкция системы регулирования позволит не только применять её

на новых конструкциях культиваторов, но и устанавливать на культиваторы, уже используемые в работе.

Таким образом, для снижения тягового сопротивления при культивации почвы целесообразно использовать упругие стойки, которые способствуют вибрационному воздействию на пласт почвы. Основным недостатком таких стоек является неравномерность глубины обработки почвы в связи с изменением физико-механических свойств почвы.

Для соблюдения глубины обработки на почвах с различными физико-механическими свойствами предложен регулятор жесткости в виде ГТЭ, который в автоматическом режиме имеет возможность изменять силу, компенсирующую действие силы сопротивления почвы, тем самым стабилизируя глубину обработки почвы культиваторными лапами. Определено оптимальное положение регулятора в конструкции стойки культиватора, позволяющее максимально эффективно использовать свойства гибких трубчатых элементов.

3.2. Моделирование трубчатой стойки культиватора при статических и динамических нагрузках

В работах [30-34] рассматривалось применение гибких трубчатых элементов (ГТЭ) в качестве силовых элементов различных механизмов, в частности, как рабочего органа почвообрабатывающих и посевных машин.

Конструкцию рабочего органа культиватора (рис.3.6.) составляют: рыхлительная лапа 1, закрепленная на С-образной стойке 2. Стойка выполнена в виде гибкого трубчатого элемента со штуцером 3, который позволяет подавать давление в полость внутри элемента. Кронштейн 5 предназначен для крепления стойки 2 к раме 4. Для повышения жесткости трубчатый элемент выполняется с обратным соотношением полуосей.

Подача рабочей жидкости через штуцер 3 в полость стойки 2 под переменным давлением приводит к колебательным движениям рыхлительной

лапы с определенной амплитудой и частотой, которые зависят от параметров подаваемого давления

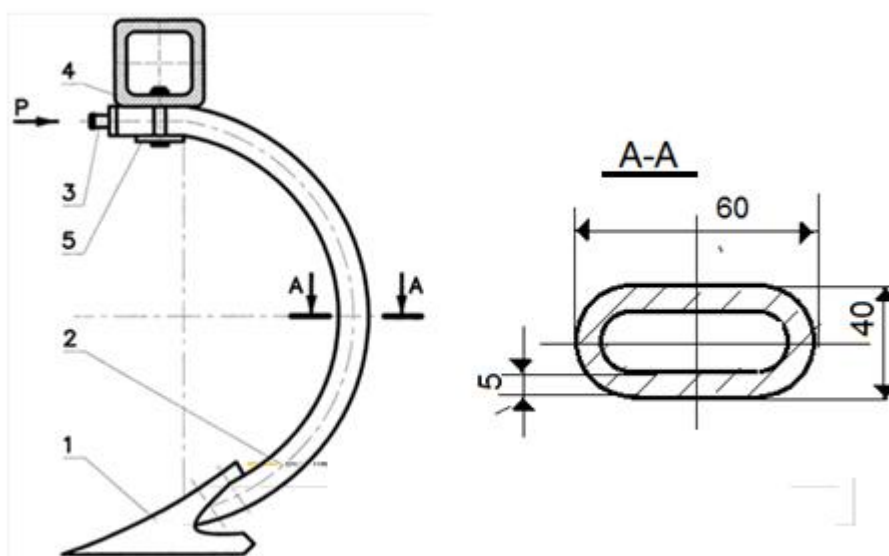


Рис.3.6 Рабочий орган культиватора

Для снижения тягового сопротивления агрегата на различных видах почв необходимо, изменяя параметры переменного давления, задавать определенные режимы колебаний, которые по частоте будут совпадать с колебаниями, возникающими от сил сопротивления почвы.

Применение гибкого трубчатого элемента в культиваторе позволяет снизить тяговое сопротивление почвообрабатывающих машин за счет эффекта вибрации при взаимодействии с почвой, а также повысить качественные показатели процесса обработки почвы за счет регулировки жесткости стойки [31-35].

С помощью метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе ANSYS, были определены напряжения и перемещения, возникающие в ГТЭ под действием внутреннего давления (постоянного и пульсирующего) и внешней силы, а также собственные частоты колебаний.

ГТЭ, выполненный из стали имеет следующие геометрических характеристики: центральный угол – 180 град., радиус кривизны – 180 мм., большая полуось поперечного сечения – 30 мм., малая полуось поперечного сечения – 20 мм, толщина стенки – 5 мм.

Для оценки сходимости расчетов произведено исследование сеточной модели. Оценивалось перемещение свободного конца ГТЭ при различных методах построения сетки и размеров элементов, результаты представлены на рис.3.7. [36-38].

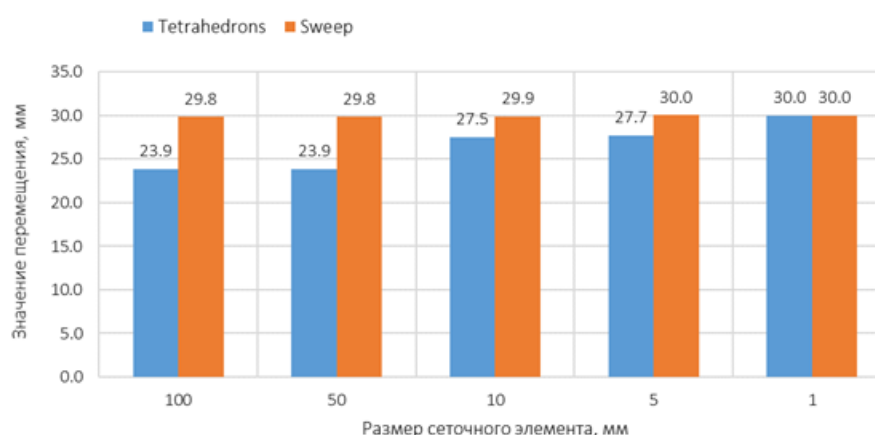


Рис.3.7 Результаты оценки перемещений свободного конца

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что при уменьшении размера элементов сеточной модели трубки, значения перемещения свободного конца стремятся к некоторому пределу. Более «гладкое» решение получается при использовании метода Sweep, минимальный размер элемента, при котором наблюдается отклонение результатов расчета менее 0.5%, составляет 5 мм.

Распределение напряжений в трубке от действия силы на свободный конец ГТЭ (место крепления наконечника) показано на рис.3.8.

В табл.3.11. приведены численные результаты. Они показали, что при увеличении силы действующей на свободный конец ГТЭ напряжения так же пропорционально увеличиваются [39,40]. Максимальная нагрузка, при

которой напряжение близки к допускаемым, составляет 6 кН, перемещение при этом составляет около 3 мм.

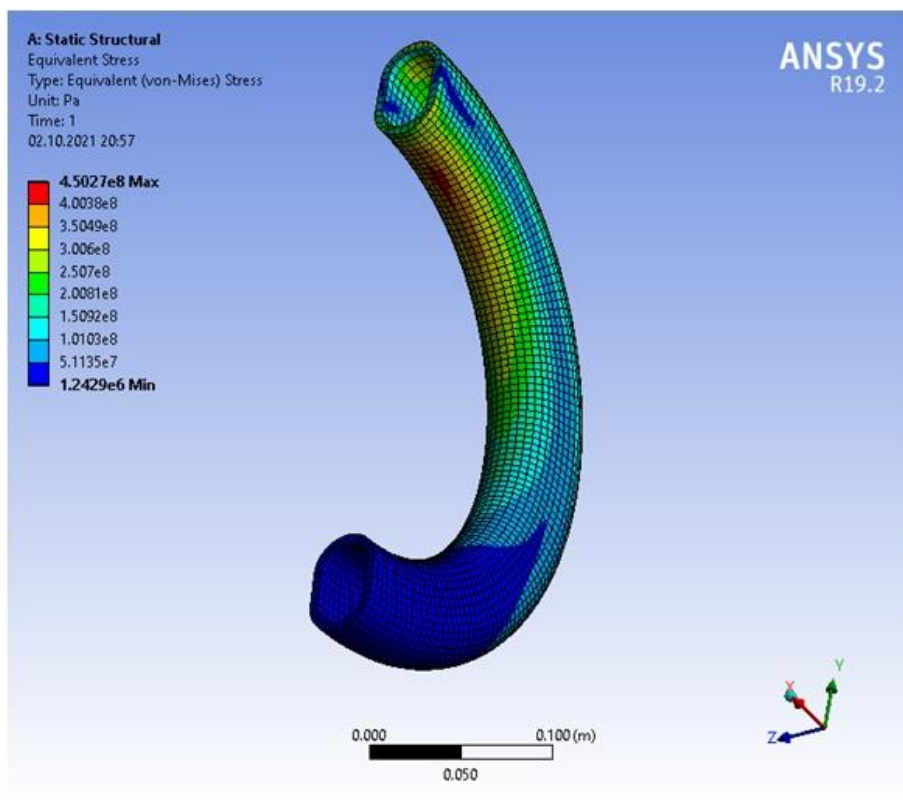


Рис.3.8 Распределение напряжений под действием силы

Таблица 3.1 -Напряжения и перемещения в ГТЭ от воздействия силы

Сила, кН	Напряжения, МПа		Δ , %	Перемещения, мм		Δ , %
	Без наконечника	С наконечником		Без наконечника	С наконечником	
2	45,0	45,0	-	0,43	0,53	23,3
4	135,1	135,1	-	1,29	1,59	23,3
6	225,1	225,1	-	2,15	2,65	23,3
8	360,2	360,2	-	3,43	3,43	23,3
10	450,3	450,3	-	4,29	5,29	23,3

Влияние величины внутреннего давления на напряжения и перемещения представлены в таблице 3.2.

Максимальное внутреннее давление, при которой напряжение близки к допускаемым, составляет 5 МПа, перемещение при этом составляет 3 мм.

Таблица 3. 2 - Напряжения и перемещения в ГТЭ от воздействия внутреннего давления

Сила, кН	Напряжения, МПа		Δ, %	Перемещения, мм		Δ, %
	Без наконечника	С наконечником		Без наконечника	С наконечником	
2	102,9	104,0	1,1	0,96	1,17	21,8
4	205,9	207,9	1,0	1,91	2,34	22,5
6	306,8	311,9	1,6	2,87	3,51	22,2
8	405,8	415,8	2,5	3,83	4,68	22,1
10	515,5	519,8	0,8	4,79	5,85	22,1

В табл. 3.3. представлены результаты вычислений первых 5 свободных частот ГТЭ с учетом наконечника и без него.

Результаты показывают значительное влияние на частоты жесткого наконечника, который играет роль присоединенной массы, при этом частоты при наличии наконечника значительно уменьшаются. Это объясняется тем, что масса наконечника сопоставима с массой трубки.

Таблица 3.3 - Собственные частоты колебаний, Гц

№ частоты	1	2	3	4	5
Без наконечника	195,2	262,3	571,1	774,3	1671,7
С наконечником	53,7	73,9	203,5	239,4	498,1

Результаты оценки влияние пульсаций внутреннего давления от 2 до 6 МПа на напряжения, возникающие в ГТЭ. исследования представлены на рис.3.9.

Как видно из данных графиков при периоде вибраций большем периода колебаний ГТЭ возникающие напряжения не превышают значения приведенного в таблице 3.2. Однако при пульсации давления с частотой

равной первой частоте свободных колебаний ГТЭ будет наблюдаться явление резонанса и значительный рост напряжений в ГТЭ [41-44].

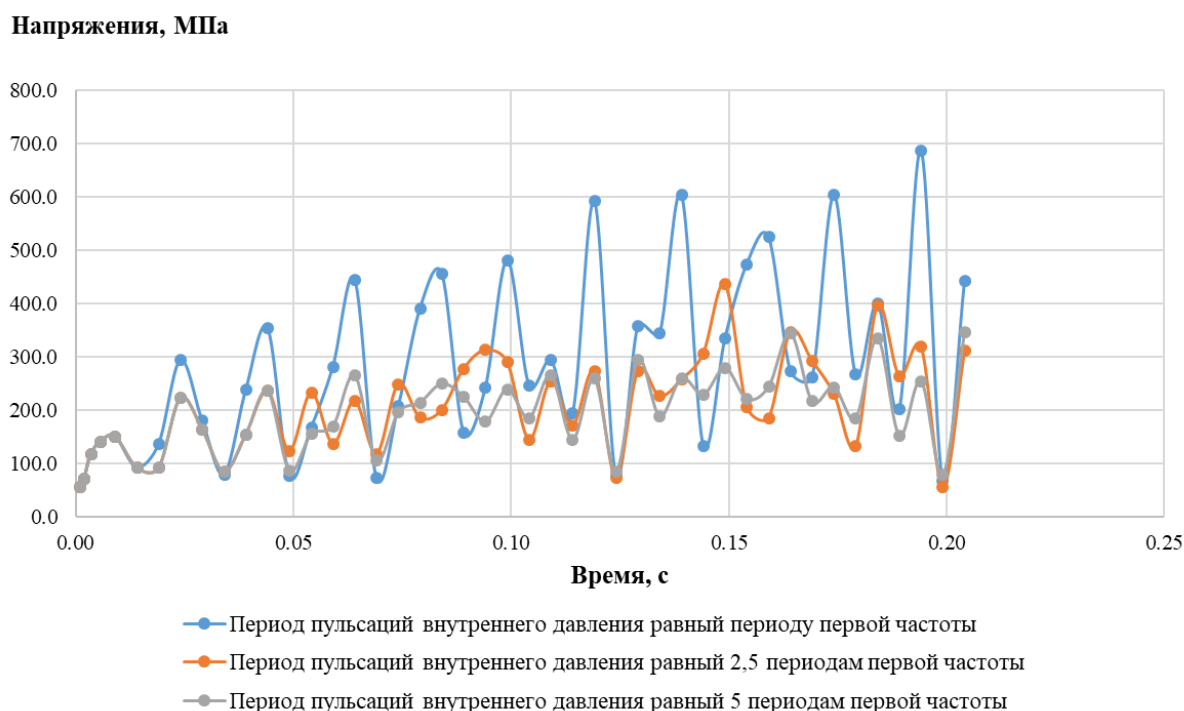


Рис.3.9 Напряжения, возникающие от пульсаций давления

При моделировании культиваторной стойки в виде гибкого трубчатого элемента было выявлен наилучший метод построения сетки и минимальный размер элементов, обеспечивающих корректность решения без потери точности. Произведена оценка влияния силы, действующей на свободный конец, и внутреннего давления.

Определены критические значения силы и давления. Показан рост со временем напряжений при действии переменного давления с частотой, близкой к собственной частоте колебаний.

Применение конструкции стойки рабочего органа почвообрабатывающей машины в виде гибкого трубчатого элемента с обратным соотношением осей, позволяет создать вибрационное воздействие лапы на почву и будет способствовать снижению тягового сопротивления, позволит повысить качество обработки почвы за счет увеличения крошения почвы, количества агрономически ценных агрегатов.

Таким образом, проведенные исследования подтверждают работоспособность данного рабочего органа, и он может быть успешно использован в конструкции машин для обработки почвы.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРИВОДА РЕШЕТ И ТРАНСПОРТНОЙ ДОСКИ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

4.1. Обзор научных работ по расчету и проектированию приводных механизмов транспортной доски и решет очистки

Вопросам исследования кинематики и динамики механизмов очистки, совершенствованию приводных механизмов очистки зерноуборочных комбайнов в литературе уделяется значительное внимание.

В.П. Горячкин [45] рассмотрел характер движения тел по горизонтальной плоскости, совершающей гармонические колебания.

С.А. Алфёров [46] рассматривает задачу уравнивания механизма очистки зерноуборочного комбайна. Автор отмечает, что при уравнивании механизма очистки необходимо решить две задачи: уравнивание сил инерции приложенных к центру масс механизма очистки; уравнивания приведенного момента всех сил, действующих на механизм. Решение первой задачи сводится к условию при котором общий центр масс механизма очистки при его движении не перемещался, то есть для радиус вектора проведенного из начала координат выполнялось равенство $r_c = const$.

Решение второй задачи автор видит в применении упругих элементов (пружин, либо малоинерционных аккумуляторов энергии) в механизме очистки для накопления потенциальной энергии. Условие уравнивания механизма в данном случае определяется выражением

$$\frac{\partial(T + \Pi)}{\partial\varphi} = \frac{\partial E}{\partial\varphi} = 0,$$

где $E=T+\Pi$ – суммарное количество кинетической и потенциальной энергии в системе.

Условие частичного уравнивания представлено следующим образом

$$0 < \left| \frac{\partial(T + \Pi)}{\partial\varphi} \right| < |\delta|,$$

где $|\delta|$ – значение максимально возможного неуравновешенного крутящего момента при определенной частоте вращения колебательного вала.

С учетом последнего условия на основании уравнения Лагранжа 2 рода для механизма очистки автором построено решение дифференциальных уравнений. Вместе с тем, необходимо отметить, что конкретного конструктивного решения механизма очистки с применением накопителей потенциальной энергии автор не предлагает.

В работах В.Д. Шеповалова [47] определены динамические свойства решетной очистки звена в системе автоматического регулирования. Автором составлено уравнение материального баланса для верхнего решета, удлинителя и для нижнего решета.

Значительный вклад в развитие в теорию и методологию расчета и проектирования сельскохозяйственных машин внес В.П. Жаров [48,49]. Автор отмечает, что максимальное значение главного вектора сил инерции составляет $1,6 \cdot 10^3$ Н, а амплитуда главного момента сил инерции на валу кривошипа 343 Н·м. В работе [49] предложен метод расчета динамики шарнирно-рычажных механизмов, силы инерции которых, ввиду разброса конструктивных параметров или параметров внешнего воздействия носят случайный характер.

В работах В.В. Радина и др. [50-52] предложены общие подходы к формализации динамических процессов при оптимальном проектировании систем приводов рабочих органов, решен широкий круг задач оптимального проектирования элементов приводов комбайнов.

В работах П.Н. Лапшина [53,54] рассмотрены вопросы определения динамических нагрузок действующих на элементы конструкций системы

очистки зерноуборочного комбайна, проведена оценка деформации крутильных колебаний колебательного вала системы очистки. На основании уравнений Лагранжа Прода определены параметры колебаний рамы зерноуборочного комбайна. Автором предложены варианты компоновки механизмов системы очистки, позволяющие уравновесить силы инерции движущихся масс транспортной доски, верхнего и нижнего решета.

В работе У.П. Исоева [55] проведены исследования кривошипно-кулисного механизма привода очистки, получены уравнения движения исследуемого механизма с кривошипно-кулисно-шатунным в форме Лагранжа II-рода и их решение при помощи ЭВМ; получены уравнения движения частиц зернового вороха на решете. За счет изменения кинематики и динамики движения решет, как утверждает автор, происходит более интенсивное разделение зернового вороха и улучшение качества очистки.

Лабораторные исследования кривошипно-кулисного механизма привода очистки подтвердили работоспособность предлагаемого механизма и правильность полученных теоретических результатов. Результаты полевых испытаний показали, что общие потери зерна за молотилкой модернизированного комбайна СК-5 «Нива» с кривошипно-кулисно-шатунным механизмом привода очистки уменьшились с 0,82% до 0,48%.

В работе А.А. Далальянц [56,57] разработана методология моделирования типовых блоков удельной нагруженности рабочих органов зерноуборочного комбайна. Введено понятие коэффициент загрузки рабочего органа, позволяющее представить спектр нагруженности рабочего органа. Определены параметры и показатели удельной нагруженности основных рабочих органов зерноуборочных комбайнов.

Параметры удельной нагруженности для транспортной доски, верхнего и нижнего решетного стана, имеют вид:

$$\bar{G}_{\text{ТД}} = 0,51 \frac{l_{\text{ТД}}}{V_{\text{ТД}}} q_n,$$

$$\bar{G}_{\text{вр}} = 0,58 \frac{l_{\text{вр}}}{V_{\text{вр}}} q_n,$$

$$\bar{G}_{\text{нр}} = 0,7 \times \bar{G}_{\text{вр}},$$

где q_n – подача растительной массы, кг/с;

$\bar{G}_{\text{тд}}$ – среднее значение массы вороха на транспортной доске, кг;

$\bar{G}_{\text{вр}}$ – среднее значение массы вороха на верхнем решете, кг;

$\bar{G}_{\text{нр}}$ – среднее значение массы вороха на нижнем решете, кг;

$l_{\text{тд}}$ – длина транспортной доски, м;

$l_{\text{вр}}$ – длина верхнего решета, м;

$V_{\text{тд}}$ – скорость перемещения вороха на транспортной доске, м/с;

(для обычных комбайнов $V_{\text{тд}} \approx 0,3$ м/с)

$V_{\text{вр}}$ – скорость перемещения вороха на верхнем решете, м/с; (для очисток с уклоном 4° , $V_{\text{вр}} \approx 0,3$ м/с).

В работе Л.И. Бойко и О.В. Климовича [58] рассмотрен анализ конструкций систем очистки зерноуборочных комбайнов с позиции снижения нагруженности приводов. Предложено конкретное техническое решение по снижению нагруженности механизма очистки, путем замены колебательного вала торсионным. Однако авторы не приводят теоретического или экспериментального обоснования предложенного решения. Остается открытым и вопрос о качественных показателях работы, предлагаемой авторами системы очистки.

Анализ работ показал, что вопрос перспективы применения рекуператоров энергии в приводах транспортной доски и решет зерноуборочных комбайнов рассматривается с позиции улучшения динамических характеристик: уменьшения нагруженности привода, уменьшение вибрации рамы комбайна. Вместе с тем, необходима комплексная оценка возможности использования рекуператоров энергии в системе очистки с учетом качественных показателей работы системы очистки.

Для повышения качества работы воздушно-решетной системы очистки комбайна, необходимо адаптировать систему к повышенной нагрузке зерновым ворохом. Интенсификация процесса сепарации зерна возможна за счет новых технических решений, обеспечивающих оптимальные кинематические и динамические параметры движения транспортной доски, верхнего и нижнего решета, и способствующих быстрому перераспределению частиц зернового вороха для улучшения сепарации воздушным потоком.

Для системы очистки зерноуборочного комбайна, предлагается применить рекуперативный привод, предусматривающий установку на верхних концах двуплечих рычагов очистки (в месте крепления шатунов) пружин растяжения-сжатия (пружинных аккумуляторов, с двумя точками неустойчивого равновесия). Причем на каждом из двух двуплечих рычагов закреплены, по меньшей мере, два пружинных аккумулятора, представляющих собой пружины растяжения-сжатия. Один конец пружинного аккумулятора закреплен при помощи кронштейна на двуплечем рычаге, другой крепится на кронштейне механизма натяжения, позволяющего регулировать натяжение каждого пружинного аккумулятора.

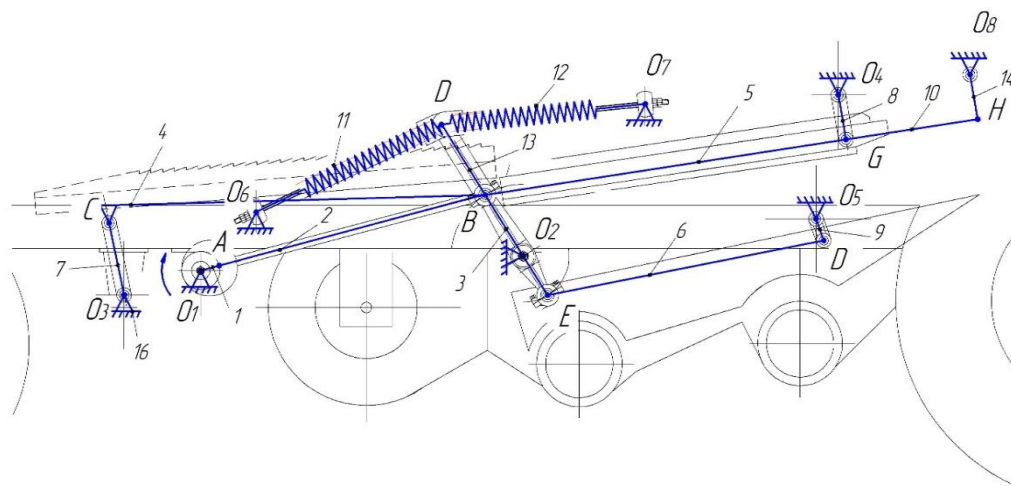


Рис.4.1 Система очистки с рекуперативным приводом:

1, 2 – левый и правый пружинные аккумуляторы, 3 – двуплечий рычаг, 4 – шатун, 5, 6 – левый и правый кронштейн крепления амортизаторов.

4.2. Кинематическое исследование механизма очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски аналитическим методом

Для выявления взаимосвязи кинематических параметров механизма очистки зерноуборочного комбайна с его метрическими параметрами необходимо получить аналитические выражения. Для решения данной задачи используем аналитический метод векторных контуров.

Расчетная схема системы очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски представлена на рисунке 4.2.

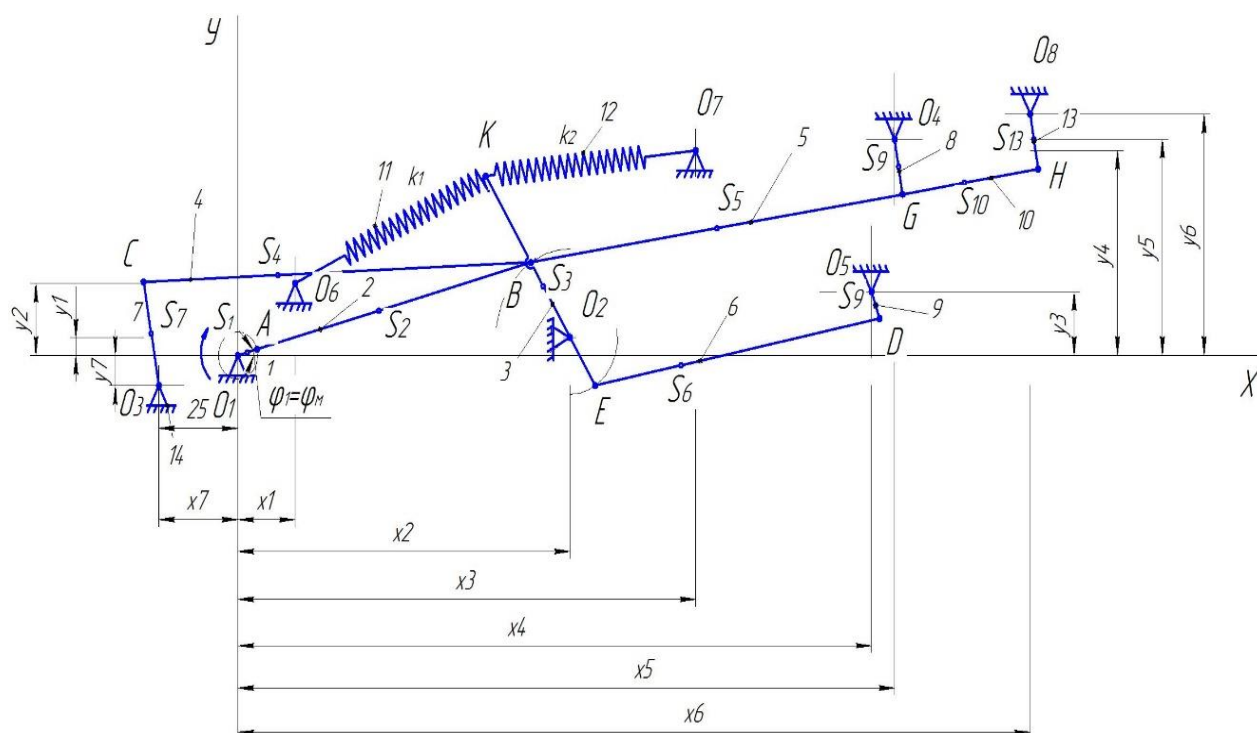


Рис 4.2 Расчетная схема системы очистки зерноуборочного комбайна:

1 – колебательный вал, 2 – шатун, 3 – рычаг, 4 – стрясная доска, 5 – верхнее решето, 6 – нижнее решето, 7, 8, 9, 14 – подвески, 10 – удлинитель, 11,12 – пружинные аккумуляторы, 14 – рычаг, 15 – опора.

Введем обозначения: $l_{O_1A}=l_1$ – длина кривошипа; $l_2=l_{AB}$ – длина шатуна; $l_3=l_{O_2B}$ – длина плеча O_2B двухплечего рычага; $l'_3=l_{O_2K}$ – длина плеча O_2K двухплечего рычага; l_{O_2E} – длина плеча O_2E двухплечего рычага; $l_4=l_{CB}$ – длина транспортной доски; $l_5=l_{BG}$ – длина верхнего решета; $l_6=l_{EG}$ – длина нижнего решета, м; $l_7=l_{O_3C}$ – длина подвески транспортной доски; $l_8=l_{O_3C}$ – длина подвески верхнего решета; $l_9=l_{O_5D}$ – длина подвески нижнего решета; ; $l_{10}=l_{GH}$ – длина удлинителя; $l_{11}=l_{O_8H}$ – длина подвески; l_{11}, l_{12} – длина пружин (упругих связей).

Значения углов, определяющих положение опор, относительно опоры O_1 определим из выражений: $\alpha_2 = \arctan\left(\frac{y_1+y_7}{x_1+x_7}\right)$, $\alpha_3 = \arctan\left(\frac{y_5-y_1}{x_5-x_2}\right)$, $\alpha_4 = \arctan\left(\frac{y_3-y_1}{x_4-x_2}\right)$, $\alpha_5 = \arctan\left(\frac{y_2-y_1}{x_2-x_1}\right)$, $\alpha_6 = \arctan\left(\frac{y_4-y_1}{x_3-x_2}\right)$,

где $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, y_1, y_2, y_3, y_4, y_5$ – координаты, определяющие положение опор механизма по оси X и Y соответственно (рисунок 2.1).

Разобьём замкнутый четырёхугольник на два треугольника O_1AO_2 , ABO_2 (рис. 4.3). Для этих контуров составим следующие векторные уравнения:

$$l_1 + s_1 - l_{O_1O_2} = 0, \quad (4.1)$$

$$l_2 - l_{O_2B} - s_1 = 0. \quad (4.2)$$

где s_1 – переменный по модулю вектор, определяющий положение точек A и B механизма.

Проецируем векторы уравнения на оси x и y . Имеем:

на ось x

$$l_1 \cos \varphi_1 + s_1 \cos \varphi_{s1} - l_{O_1O_2} \cos \alpha = 0, \quad (4.3)$$

на ось y

$$l_1 \sin \varphi_1 + s_1 \sin \varphi_{s1} - l_{O_1O_2} \sin \alpha = 0. \quad (4.4)$$

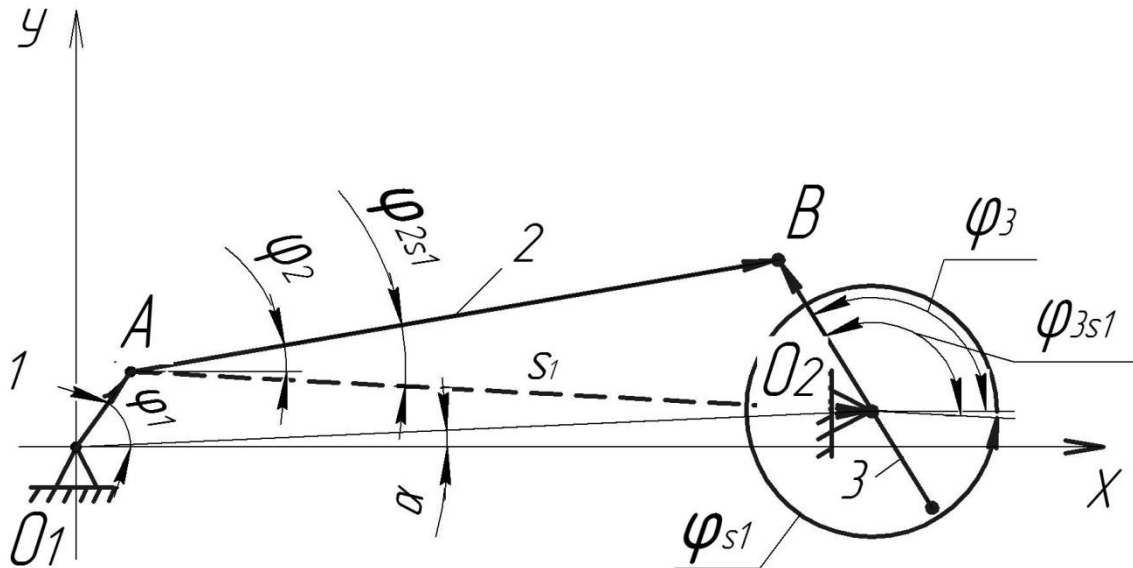


Рисунок 4.3 Схема к определению кинематических параметров 2-го и 3-го звеньев

Из уравнения (4.3) и (4.4) получаем

$$\tan \varphi_{s1} = \frac{l_{O_1O_2} \sin \alpha - l_1 \sin \varphi_{s1}}{l_{O_1O_2} \cos \alpha - l_1 \cos \varphi_{s1}}. \quad (4.5)$$

Модуль вектора s_1 из уравнения (4.5)

$$s_1 = \frac{l_{O_1O_2} \sin \alpha - l_{O_1A} \sin \varphi_1}{\sin \varphi_s}. \quad (4.6)$$

Далее рассматриваем треугольник ABO_2 получим следующие уравнения:

$$l_2^2 = l_{BO_2}^2 + s_1^2 + 2s_1 l_{BO_2} \cos \varphi_{3s1}, \quad (4.7)$$

$$l_{BO_2}^2 = l_2^2 + s_1^2 - 2s_1 l_{AB} \cos \varphi_{2s1}. \quad (4.8)$$

Из уравнений (4.7) и (4.8) определяем углы наклона векторов l_2 и l_3 к вектору s_1 обозначенные через φ_{3s1} , φ_{2s1} .

$$\varphi_{3s1} = \arccos \left(\frac{l_2^2 - l_{BO_2}^2 - s_1^2}{2l_{BO_2}s_1} \right), \quad (4.9)$$

$$\varphi_{2s1} = \arccos \left(\frac{l_2^2 + s_1^2 - l_{BO_2}^2}{2l_2s_1} \right). \quad (4.10)$$

Далее получим выражения для определения углов φ_3 , φ_2 .

$$\varphi_3 = \varphi_{3s1} + \varphi_{s1}, \quad (4.11)$$

$$\varphi_2 = \varphi_{2s1} + \varphi_{s1}. \quad (4.12)$$

Подставляя в (4.11) и (4.12) выражения (4.9) и (4.10)

$$\varphi_3 = \arccos \left(\frac{l_2^2 - l_{BO_2}^2 - s_1^2}{2l_{BO_2}s_1} \right) + \varphi_{s1} \quad (4.13)$$

$$\varphi_2 = \arccos \left(\frac{l_2^2 + s_1^2 - l_{BO_2}^2}{2l_2s_1} \right) + \varphi_{s1}. \quad (4.14)$$

Для определения скоростей и ускорений звеньев механизма очистки составляет векторное уравнение замкнутости контура O_1ABO_2 . Имеем:

$$\bar{l}_{O_1O_2} + l_1 + l_2 = l_{O_2B} \quad (4.15)$$

Проецируем уравнение (4.15) на оси x и y

$$l_{O_1O_2} \cos \alpha + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_3 \cos \varphi_3 \quad (4.16)$$

$$l_{O_1O_2} \sin \alpha + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \sin \varphi_3. \quad (4.17)$$

Для определения аналогов угловых скоростей дифференцируем полученные уравнения по обобщенной координате φ_1 .

$$l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = l_3 \sin \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \quad (4.18)$$

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = l_3 \cos \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \quad (4.19)$$

Здесь $\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{21}$, $\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = u_{31}$, передаточные отношения угловых скоростей ω_2 и ω_3 к угловой скорости входного звена ω_1 . В этом случае уравнения 4.18, 4.19 принимает вид:

$$l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} = l_3 \sin \varphi_3 \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad (4.20)$$

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} = l_3 \cos \varphi_3 \frac{\omega_3}{\omega_1}. \quad (4.21)$$

Выполним поворот осей на угол φ_2 , путем вычитания из уравнения (4.20)

$$l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) = l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \frac{\omega_3}{\omega_1}.$$

Далее получаем уравнение

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = u_{31} = \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}. \quad (4.22)$$

Аналогично выполним поворот осей на угол φ_3 , получим

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{21} = -\frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (4.23)$$

Для определения угловых ускорений дифференцируем уравнения (4.20), (4.21) по координате φ_1 :

$$+l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 u_{21}^2 + u_{21}' l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \cos \varphi_3 u_{31}^2 + u_{31}' \sin \varphi_3 l_3,$$

$$-l_1 \sin \varphi_1 - u_{21}^2 l_2 \sin \varphi_2 + u_{21}' l_2 \cos \varphi_2 = -u_{31}^2 l_3 \sin \varphi_3 + u_{31}' l_3 \cos \varphi_3.$$

Выполняя поворот на угол φ_2 , получим

$$l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + l_2 u_{21}^2 = l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_2) u_{31}^2 + u_{31}' l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2),$$

$$l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + u_{21}^2 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) + u_{21}' l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3) = l_3 u_{31}^2.$$

Из последних двух уравнений имеем:

$$u_{31}' = \frac{l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + l_2 u_{21}^2 - l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_2) u_{31}^2}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}, \quad (4.24)$$

$$u_{21}' = \frac{l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + u_{21}^2 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - u_{31}^2 l_3}{-l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (4.25)$$

Истинные ускорения звеньев в данном случае равны:

$$\varepsilon_1 = 0, \varepsilon_2 = \omega_1^2 u_{21}' + \varepsilon_1 u_{21}, \varepsilon_3 = \omega_1^2 u_{31}' + \varepsilon_1 u_{31}. \quad (4.26)$$

Для определения углов φ_4, φ_7 составляем векторные уравнения (рис.4.4):

$$l_3 + \overline{s_2} - \overline{l_{O_3 O_2}} = 0; \quad (4.27)$$

$$\overline{l_4} - \overline{l_7} - \overline{s_2} = 0. \quad (4.28)$$

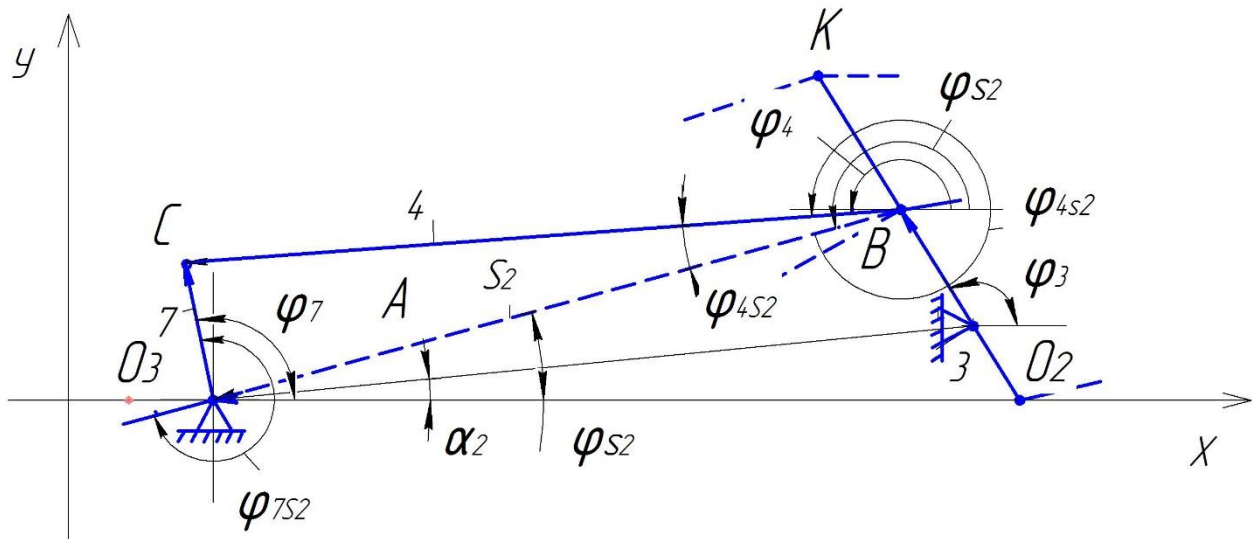


Рисунок 4.4 Схема к определению кинематических параметров 4-го и 7-го звеньев

Проецируем векторы уравнений (4.27) и (4.28) на оси x и y

$$-l_3 \cos(\pi - \varphi_3) - s_2 \cos(\varphi_{S2} - \pi) - l_{O_3 O_2} \cos \alpha_2 = 0, \quad (4.29)$$

$$l_3 \sin(\pi - \varphi_3) - s_2 \sin(\varphi_{S2} - \pi) - l_{O_3 O_2} \sin \alpha_2 = 0. \quad (4.30)$$

Из уравнения (4.29) и (4.30) получаем

$$\cos(\varphi_{S2} - \pi) = \frac{-l_3 \cos(\pi - \varphi_3) - l_{O_3 O_2} \cos \alpha_2}{s_2}, \quad (4.31)$$

$$\sin \varphi_{S2} = \frac{l_3 \sin(\pi - \varphi_3) - l_{O_3 O_2} \sin \alpha_2}{s_2}, \quad (4.32)$$

$$\varphi_{S2} = \arctan \left(\frac{l_3 \sin(\pi - \varphi_3) - l_{O_3 O_2} \sin \alpha_2}{-l_3 \cos(\pi - \varphi_3) - l_{O_3 O_2} \cos \alpha_2} \right). \quad (4.33)$$

Модуль вектора s_2 из уравнения (4.31)

$$s_2 = \frac{-l_3 \cos(\pi - \varphi_3) - l_{O_3O_2} \cos \alpha_2}{\cos(\varphi_{S_2} - \pi)}. \quad (2.34)$$

Для определения скоростей и ускорений звеньев механизма очистки составляем векторное уравнение замкнутости контура O_1ABO_2 .

Имеем

$$l_4^2 = l_7^2 + s_2^2 + 2l_7s_2 \cos \varphi_{7S_2}, \quad (4.35)$$

$$l_7^2 = l_4^2 + s_2^2 + 2l_4s_2 \cos \varphi_{4S_2}. \quad (4.36)$$

Из уравнений (4.35) и (4.36) определяем углы наклона векторов l_2 и l_3 к вектору s_2 обозначенные через φ_{3s_2} , φ_{2s_2} .

$$\varphi_{7S_2} = \arccos \frac{l_4^2 - l_7^2 - s_2^2}{2l_7s_2}, \quad (4.37)$$

$$\varphi_{4S_2} = \arccos \frac{l_7^2 - l_4^2 - s_2^2}{-2l_4s_2}. \quad (4.38)$$

С учетом выражений (4.37) и (4.38) получаем:

$$\varphi_4 = \varphi_{S_2} - 2\pi + \arccos \frac{l_7^2 - l_4^2 - s_2^2}{-2l_4s_2}; \quad (4.39)$$

$$\varphi_7 = \arccos \frac{l_4^2 - l_7^2 - s_2^2}{2l_7s_2} - 2\pi + \varphi_{S_2}. \quad (4.40)$$

Для определения скоростей и ускорений рассмотрим векторное уравнение замкнутости шарнирного четырехзвенника.

$$\overline{l_7} + \overline{l_4} + \overline{l_3} = \overline{l_{O_3O_2}}, \quad (4.41)$$

$$l_{O_3O_2} + l_3 + l_4 = l_7. \quad (4.42)$$

Проектируя это уравнение на оси x и y , получаем:

$$-l_{O_3O_2} \cos \alpha_2 - l_7 \cos \varphi_7 + l_4 \cos \varphi_4 = l_3 \cos \varphi_3, \quad (4.43)$$

$$l_{O_3O_2} \sin \alpha_2 + l_7 \sin \varphi_7 + l_4 \sin \varphi_4 = l_3 \sin \varphi_3. \quad (4.44)$$

Дифференцируем полученные уравнения (4.43), (4.44) по φ_3 :

$$l_7 \sin \varphi_7 \frac{d\varphi_7}{d\varphi_3} - l_4 \sin \varphi_4 \frac{d\varphi_4}{d\varphi_3} = -l_3 \sin \varphi_3, \quad (4.45)$$

$$l_7 \sin \varphi_7 \frac{d\varphi_7}{d\varphi_3} - l_4 \sin \varphi_4 \frac{d\varphi_4}{d\varphi_3} = -l_3 \sin \varphi_3. \quad (4.46)$$

Учитывая, что $\frac{d\varphi_7}{d\varphi_3} = u_{73}$, $\frac{d\varphi_4}{d\varphi_3} = u_{43}$ запишем выражения (4.45) и (4.46)

в виде:

$$l_7 \sin \varphi_7 u_{73} - l_4 \sin \varphi_4 u_{43} = l_3 \sin \varphi_3, \quad (4.47)$$

$$l_7 \cos \varphi_7 u_{73} + l_4 \cos \varphi_4 u_{43} = l_3 \cos \varphi_3. \quad (4.48)$$

Выполняем поворот осей на угол φ_4 и φ_7 . В результате выражение (4.47) принимает вид

:

$$l_7 \sin(\varphi_7 - \varphi_4) u_{73} = -l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_4), \quad (4.49)$$

$$-u_{43} l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_7) = -l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_7). \quad (4.50)$$

Из выражения (2.51) получаем передаточные отношения u_{43} и u_{73} :

$$u_{43} = \frac{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_7)}{l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_7)}, \quad (4.51)$$

$$u_{73} = \frac{-l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_4)}{l_7 \sin(\varphi_7 - \varphi_4)}. \quad (4.52)$$

Для определения угловых ускорений дифференцируем уравнения (4.47), (4.48) по обобщенной координате φ_3 :

$$l_7 \cos \varphi_7 u_{73}^2 + u_{73}' l_7 \sin \varphi_7 - u_{43}^2 l_4 \cos \varphi_4 - u_{43}' l_4 \sin \varphi_4 = -l_3 \cos \varphi_3, \quad (4.53)$$

$$-l_7 \sin \varphi_7 u_{73}^2 - u_{73}' l_7 \cos \varphi_7 - u_{43}^2 l_4 \sin \varphi_4 - u_{43}' l_4 \cos \varphi_4 = -l_3 \sin \varphi_3. \quad (4.54)$$

Выполним поворот осей на угол φ_7 путем вычитания из уравнения (4.53), получим:

$$l_7 u_{73}^2 - u_{43}^2 l_4 \cos(\varphi_4 - \varphi_7) - u_{43}' l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_7) = -l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_7). \quad (4.55)$$

Из выражения (4.55) получаем формулу для определения аналога ускорений u_{43}' :

$$u_{43}' = \frac{l_7 u_{73}^2 - u_{43}^2 l_4 \cos(\varphi_4 - \varphi_7) + l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_7)}{l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_7)}. \quad (4.56)$$

Выполним поворот осей на угол φ_4 :

$$u_{73}^2 l_7 \cos(\varphi_7 - \varphi_4) + u_{73}' l_7 \sin(\varphi_7 - \varphi_4) - u_{43}^2 l_4 = -l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_4) \quad (4.57)$$

Из выражения (4.57) получаем формулу для определения аналога ускорений u_{73}' :

$$u_{73}' = \frac{u_{73}^2 l_7 \cos(\varphi_7 - \varphi_4) - u_{43}^2 l_4 + l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_4)}{l_7 \sin(\varphi_7 - \varphi_4)}. \quad (4.58)$$

Выражения для определения угловых ускорений $\varepsilon_4, \varepsilon_7$ имеют вид:

$$\varepsilon_4 = \omega_3^2 u_{43}' + \varepsilon_3 u_{43}, \quad (4.59)$$

$$\varepsilon_7 = \omega_3^2 u_{73}' + \varepsilon_3 u_{73}. \quad (4.60)$$

Для определения кинематических параметров звеньев 5 и 8 рассмотрим треугольник O_2BO_4 (рис.4.5) и составим следующие векторные уравнения:

$$l_3 + s_3 - l_{O_2O_4} = 0, \quad (4.61)$$

$$l_5 - l_8 - s_3 = 0. \quad (4.62)$$

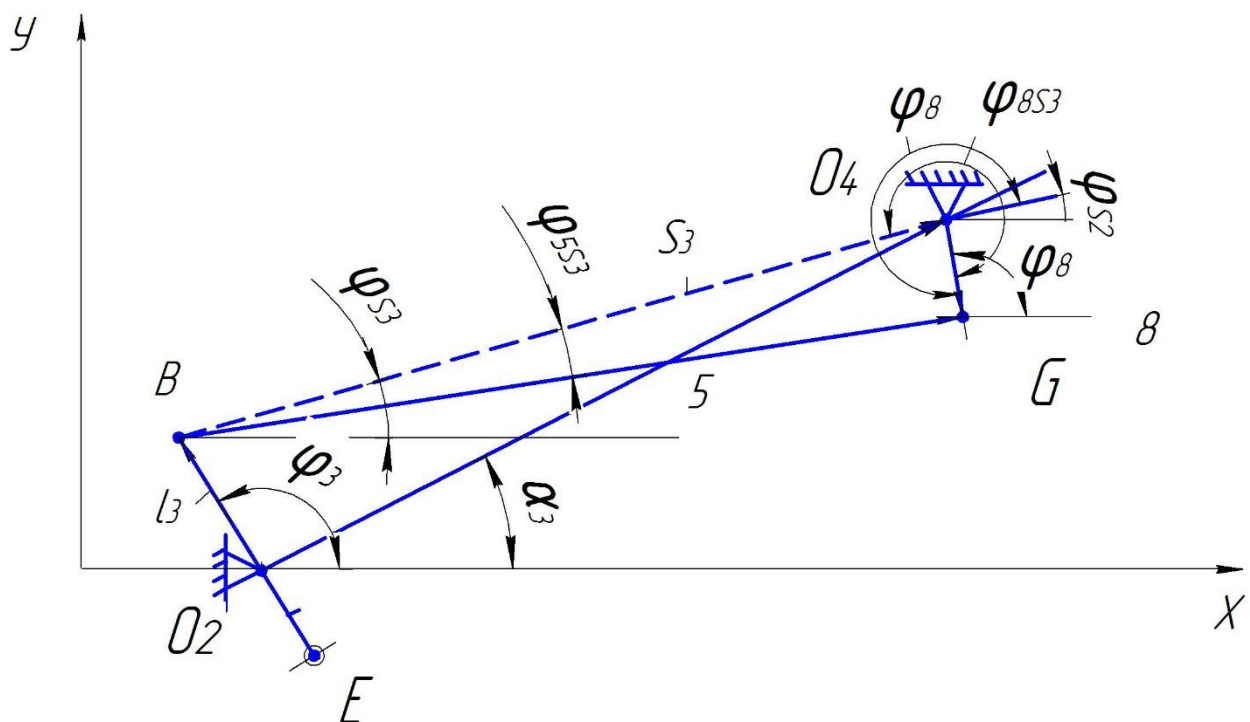


Рисунок 4.5 Схема к определению кинематических параметров 5-го и 8-го звеньев

Проецируем векторы уравнения (4.61), (4.62) на оси x и y :

$$-l_3 \cos \varphi_3 + s_3 \cos \varphi_{s3} - l_{O_2O_4} \cos \alpha_3 = 0, \quad (4.63)$$

$$l_3 \sin \varphi_3 + s_3 \sin \varphi_{s3} - l_{O_2O_4} \sin \alpha_3 = 0. \quad (4.64)$$

Из уравнений (4.63), (4.64) получаем:

$$\cos \varphi_{s3} = \frac{l_3 \cos \varphi_3 + l_{O_2O_4} \cos \alpha_3}{s_3}, \quad (4.65)$$

$$\sin \varphi_{s3} = \frac{-l_3 \sin \varphi_3 + l_{O_2O_4} \sin \alpha_3}{s_3}. \quad (4.66)$$

Поделив выражение (4.66) на выражение (4.65) получим:

$$\varphi_{s3} = \arctan \frac{-l_3 \sin \varphi_3 - l_{O_2O_4} \sin \alpha_3}{l_3 \cos \varphi_3 + l_{O_2O_4} \cos \alpha_3}. \quad (4.67)$$

Модуль вектора s_3 из уравнения (4.65)

$$s_3 = \frac{l_3 \cos \varphi_3 + l_{O_2O_4} \cos \alpha_3}{\cos \varphi_3}. \quad (4.68)$$

В результате выражения для определения углов поворота звеньев 5 и 8 имеют вид:

$$\varphi_5 = \varphi_{s3} - \arccos \frac{l_8^2 - l_5^2 - s_3^2}{2l_5s_3}, \quad (4.69)$$

$$\varphi_8 = \varphi_{s3} + \arccos \frac{l_5^2 - l_8^2 - s_3^2}{2l_8s_3}. \quad (4.70)$$

Для определения скоростей и ускорений звеньев 5 и 8 составляем векторные уравнения замкнутости контура:

$$l_3 + l_5 + l_8 = l_{O_2O_4} \quad (4.71)$$

Проецируем уравнение (4.71) на оси x и y :

$$-l_3 \cos \varphi_3 + l_5 \cos \varphi_5 - l_8 \cos \varphi_8 = l_{O_2O_4} \cos \alpha_3 \quad (4.72)$$

$$l_3 \sin \varphi_3 + l_5 \sin \varphi_5 + l_8 \sin \varphi_8 = l_{O_2O_4} \sin \alpha_3 \quad (4.73)$$

Дифференцируем уравнения (4.72), (4.73) по координате φ_3 :

$$l_3 \sin \varphi_3 - l_5 \sin \varphi_5 \frac{d\varphi_5}{d\varphi_3} + l_8 \sin \varphi_8 \frac{d\varphi_8}{d\varphi_3} = 0, \quad (4.74)$$

$$l_3 \cos \varphi_3 + l_5 \cos \varphi_5 \frac{d\varphi_5}{d\varphi_3} + l_8 \cos \varphi_8 \frac{d\varphi_8}{d\varphi_3} = 0. \quad (4.75)$$

Учитывая, что $\frac{d\varphi_8}{d\varphi_3} = u_{83}$, $\frac{d\varphi_5}{d\varphi_3} = u_{53}$ запишем выражения (4.74) и (4.75)

в виде:

$$l_3 \sin \varphi_3 - l_5 \sin \varphi_5 u_{53} + l_8 \sin \varphi_8 u_{83} = 0, \quad (4.76)$$

$$l_3 \cos \varphi_3 + l_5 \cos \varphi_5 u_{53} + l_8 \cos \varphi_8 u_{83} = 0. \quad (4.77)$$

Вычитая углы φ_5 и φ_8 из выражений (4.76) и (4.77) соответственно, получим:

$$l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_5) + l_8 \sin(\varphi_8 - \varphi_5) u_{83} = 0, \quad (4.78)$$

$$l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_8) - l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_8) u_{53} = 0. \quad (4.79)$$

Из выражений 4.78, 4.79 определяем аналоги скоростей u_{53} , u_{83}

$$u_{83} = -\frac{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_5)}{l_8 \sin(\varphi_8 - \varphi_5)}, \quad (4.80)$$

$$u_{53} = \frac{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_8)}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_8)}. \quad (4.81)$$

Дифференцируем уравнения (4.76) и (4.77) по координате φ_3 имеем:

$$l_3 \cos \varphi_3 - l_5 \cos \varphi_5 u_{53}^2 - u_{53}' l_5 \sin \varphi_5 + l_8 \cos \varphi_8 u_{83}^2 + u_{83}' l_8 \sin \varphi_8 = 0, \quad (4.82)$$

$$\begin{aligned} & -l_3 \sin \varphi_3 + (u_{53}' l_5 \cos \varphi_5 - l_5 u_{53}^2 \sin \varphi_5) - \\ & -u_{83}^2 l_8 \sin \varphi_8 + u_{83}' l_8 \cos \varphi_8 = 0. \end{aligned} \quad (4.83)$$

Осуществим поворот осей на угол φ_5 и φ_8 в результате выражения (4.82) и (4.83) принимаю вид:

$$l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_5) - l_5 u_{53}^2 + u_{83}^2 l_8 \cos(\varphi_8 - \varphi_5) + u_{83}' l_8 \sin(\varphi_8 - \varphi_5) = 0; \quad (4.84)$$

$$l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_8) - u_{53}^2 l_5 \cos(\varphi_5 - \varphi_8) - u_{53}' l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_8) + l_8 u_{83}^2 = 0. \quad (4.85)$$

Определим аналоги ускорений u_{53}' и u_{83}' из выражений

$$u_{53}' = \frac{l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_8) - u_{53}^2 l_5 \cos(\varphi_5 - \varphi_8) + l_8 u_{83}^2}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_8)}, \quad (4.86)$$

$$u_{83}' = \frac{u_{53}^2 l_5 - l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_5) + u_{83}^2 \cos(\varphi_3 - \varphi_5)}{l_8 \sin(\varphi_8 - \varphi_5)}. \quad (4.87)$$

Выражения для определения угловых ускорений ε_5 , ε_8 имеют вид:

$$\varepsilon_5 = \omega_3^2 u_{53}' + \varepsilon_3 u_{53}, \quad (4.88)$$

$$\varepsilon_8 = \omega_3^2 u_{83}' + \varepsilon_3 u_{83}. \quad (4.89)$$

Для определения углов поворота φ_6 и φ_9 составляем векторные уравнения для треугольников (рис. 4.6):

$$l_3 + \overline{s_2} - \overline{l_{o_3 o_2}} = 0, \quad (2.88)$$

$$\bar{l}_4 - \bar{l}_7 - \bar{s}_2 = 0. \quad (2.89)$$

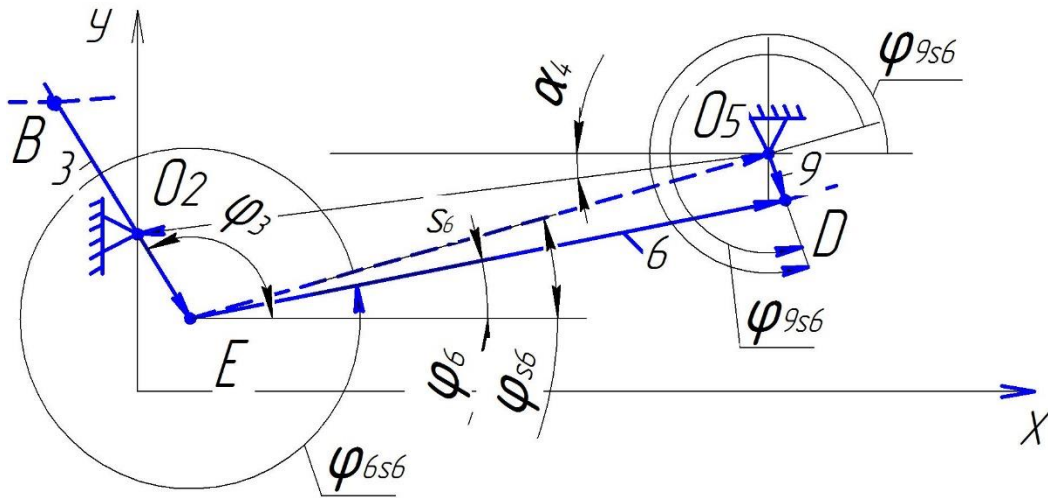


Рис. 4.6 Схема к определению кинематических параметров 6-го и 9-го звеньев

Проецируем векторы уравнения на оси x и y

$$l_{O_2O_5} \cos \alpha_4 + l_{O_2E} \cos(\pi - \varphi_3) - s_6 \cos \varphi_{S6} = 0, \quad (4.90)$$

$$l_{O_2O_5} \sin \alpha_4 + l_{O_3E} \sin(\pi - \varphi_3) - s_6 \sin \varphi_{S6} = 0. \quad (4.91)$$

Из уравнений (4.90) и (4.91) получаем

$$\cos \varphi_{S6} = \frac{l_{O_2O_5} \cos \alpha_4 + l_{O_2E} \cos(\pi - \varphi_3)}{s_6}, \quad (4.92)$$

$$\sin \varphi_{S6} = \frac{l_{O_2O_5} \sin \alpha_4 + l_{O_3E} \sin(\pi - \varphi_3)}{s_6}, \quad (4.93)$$

$$\varphi_{S6} = \arctan \left(\frac{l_{O_2O_5} \sin \alpha_4 - l_{O_3E} \sin(\pi - \varphi_3)}{l_{O_2O_5} \cos \alpha_4 - l_{O_2E} \cos(\pi - \varphi_3)} \right). \quad (4.94)$$

Модуль вектора из уравнения (4.93) имеем:

$$s_6 = \frac{-l_3 \cos(\pi - \varphi_3) - l_{O_3O_2} \cos \alpha_2}{\cos(\varphi_{S2} - \pi)}, \quad (4.95)$$

$$\varphi_{6S6} = 2\pi - \arccos \frac{l_6^2 + s_6^2 - l_9^2}{2l_6s_6},$$

$$\varphi_{9S6} = \pi - \arccos \frac{l_9^2 + s_6^2 - l_6^2}{2l_9s_6}.$$

В результате выражения для определения углов поворота звеньев 5 и 8 имеют вид:

$$\varphi_6 = \varphi_{S4} - \arccos \frac{l_6^2 + s_4^2 - l_9^2}{2l_6s_4}, \quad (4.96)$$

$$\varphi_9 = \varphi_{S4} + \pi - \arccos \frac{l_9^2 + s_4^2 - l_6^2}{2l_9s_4}, \quad (4.97)$$

Рассмотрим рисунок 4.7, векторное уравнение замкнутости имеет вид:

$$l_{O_2O_5} + l_3' + l_6 = l_9. \quad (4.98)$$

Проецируем векторы уравнения (4.98) на оси x и y :

$$-l_{O_2O_5} \cos \alpha_3 + l_3' \cos \varphi_3 + l_6 \cos \varphi_6 = l_9 \cos \varphi_9; \quad (4.99)$$

$$-l_{O_2O_5} \sin \alpha_3 - l_3' \sin \varphi_3 + l_6 \sin \varphi_6 = -l_9 \sin \varphi_9. \quad (4.100)$$

Дифференцируем уравнения (4.99), (4.100) по координате φ_3 :

$$-l_3' \sin \varphi_3 - l_6 \sin \varphi_6 \frac{d\varphi_6}{d\varphi_3} = -l_9 \sin \varphi_9 \frac{d\varphi_9}{d\varphi_3}; \quad (4.101)$$

$$-l_3' \cos \varphi_3 + l_6 \cos \varphi_6 \frac{d\varphi_6}{d\varphi_3} = -l_9 \cos \varphi_9 \frac{d\varphi_9}{d\varphi_3}; \quad (4.102)$$

Учитывая, что $\frac{d\varphi_6}{d\varphi_3} = u_{63}$, $\frac{d\varphi_9}{d\varphi_3} = u_{93}$ запишем выражения (4.101) и

(4.102) в виде:

$$-l_3' \sin \varphi_3 - u_{63} l_6 \sin \varphi_6 = -u_{93} l_9 \sin \varphi_9, \quad (4.103)$$

$$-l_3' \cos \varphi_3 + u_{63} l_6 \cos \varphi_6 = -u_{93} l_9 \cos \varphi_9. \quad (4.104)$$

Выполняем поворот осей на углы φ_6 и φ_9 , в результате уравнения (4.103), (4.104) принимают вид:

$$-l_3' \sin(\varphi_3 - \varphi_6) = -u_{93} l_9 \sin(\varphi_9 - \varphi_6) \quad (4.105)$$

$$-l_3' \sin(\varphi_3 - \varphi_9) - u_{63} l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_9) = 0; \quad (4.106)$$

Из выражений (4.105), (4.106) определяем аналоги скоростей u_{63} , u_{93}

$$u_{63} = \frac{-l_3' \sin(\varphi_3 - \varphi_9)}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_9)}; \quad (4.107)$$

$$u_{93} = \frac{l_3' \sin(\varphi_3 - \varphi_6)}{l_9 \sin(\varphi_9 - \varphi_6)}; \quad (4.108)$$

Для определения аналогов угловых ускорений дифференцируем уравнения (4.103), (4.104) по координате φ_3 :

$$l_3' \cos \varphi_3 + u_{63}^2 l_6 \cos \varphi_6 + u_{63}' l_6 \sin \varphi_6 = u_{93}^2 l_9 \cos \varphi_9 + u_{93}' l_9 \sin \varphi_9, \quad (4.109)$$

$$l_3' \sin \varphi_3 - u_{63}^2 l_6 \sin \varphi_6 + u_{63}' l_6 \cos \varphi_6 = u_{93} l_9 \sin \varphi_9 + u_{93}' l_9 \cos \varphi_9. \quad (4.110)$$

Проведем преобразование координат путем поворота на угол φ_6 и φ_9 выражения (4.109),(4.110)

$$l_3' \cos(\varphi_3 - \varphi_6) + u_{63}^2 l_6 = u_{93}^2 l_9 \sin(\varphi_9 - \varphi_6) + u_{93}' l_6 \cos(\varphi_9 - \varphi_6), \quad (4.111)$$

$$l_3' \cos(\varphi_3 - \varphi_9) + u_{63}^2 l_6 \cos(\varphi_6 - \varphi_9) + u_{63}' l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_9) = u_{93}^2 l_9. \quad (4.112)$$

Определим аналоги ускорений u_{63}' и u_{93}' из выражений

$$u_{93}' = \frac{l_3' \cos(\varphi_3 - \varphi_6) + u_{63}^2 l_6 - u_{93}^2 l_9 \sin(\varphi_9 - \varphi_6)}{l_6 \cos(\varphi_9 - \varphi_6)}, \quad (4.113)$$

$$u_{63}' = \frac{u_{93}^2 l_9 - l_3' \cos(\varphi_3 - \varphi_9) - u_{63}^2 l_6 \cos(\varphi_6 - \varphi_9)}{l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_9)}. \quad (4.114)$$

Выражения для определения угловых ускорений $\varepsilon_6, \varepsilon_9$ имеют вид:

$$\varepsilon_6 = \omega_3^2 u_{63}' + \varepsilon_3 u_{63}, \quad (4.115)$$

$$\varepsilon_9 = \omega_3^2 u_{93}' + \varepsilon_3 u_{93}. \quad (4.116)$$

Для определения деформации упругих звеньев 11, 12 механизма необходимо рассмотреть движение кулисных механизмов с дополнительным ползуном в точке D, D', позволяющем изменять длину звеньев l_{11}, l_{12} . В этом случае можно определить, изменения длин пружин, и соответственно значения сил, развиваемых пружинами в результате движения механизма или значения моментов со стороны пружин, действующего на двуплечий рычаг 3.

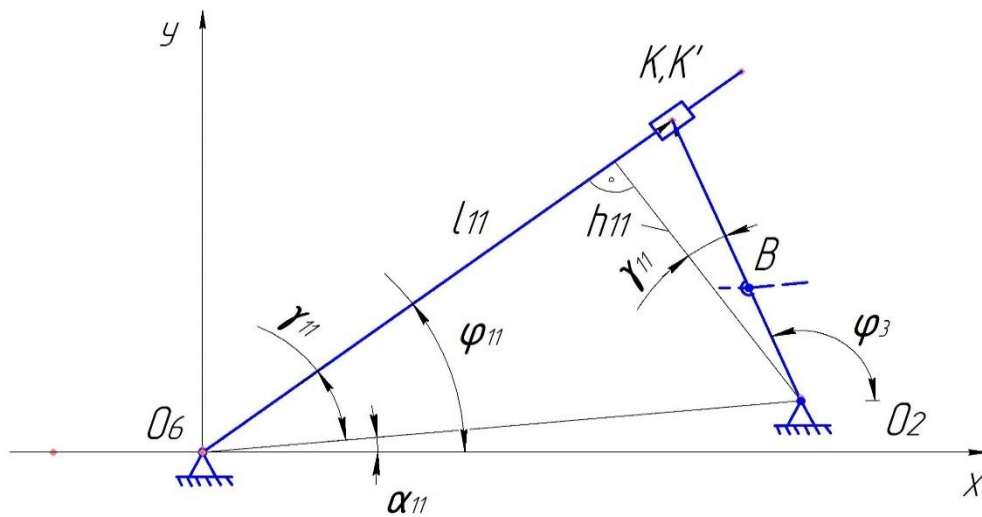


Рис. 4.7 Схема к определению кинематических параметров 11-го звена

Для определения кинематических параметров звена 11 запишем векторное уравнение:

$$\overline{l_{O_6O_2}} + \overline{l_3'} = \overline{l_{11}}. \quad (4.117)$$

Проекция уравнения (4.117) векторов на оси x и y :

$$l_{O_6O_2} \cos \alpha_{11} - l_3' \cos(\pi - \varphi_3) = l_{11} \cos \varphi_{11} \quad (4.118)$$

$$l_{O_6O_2} \sin \alpha_{11} - l_3' \sin(\pi - \varphi_3) = -l_{11} \sin \varphi_{11} \quad (4.119)$$

Угол поворота 11 звена определим из выражения:

$$\tan \varphi_{11} = \frac{l_{O_6O_2} \sin \alpha_{11} - l_3' \sin(\pi - \varphi_3)}{l_{O_6O_2} \cos \alpha_{11} - l_3' \cos(\pi - \varphi_3)} \quad (4.120)$$

Длина звена l_{11} определится следующим образом:

$$l_{11} = \frac{l_{O_6O_2} \cos \alpha_{11} - l_3' \cos(\pi - \varphi_3)}{\cos \varphi_{11}} \quad (4.121)$$

Для определения аналога скорости 11 звена имеем:

$$l_{O_6O_2} \cos \alpha_{11} - l_3' \cos \varphi_3 = l_{11} \cos \varphi_{11} \quad (4.122)$$

$$l_{O_6O_2} \sin \alpha_{11} - l_3' \sin \varphi_3 = l_{11} \sin \varphi_{11} \quad (4.123)$$

Дифференцируем уравнения (4.122), (4.123) по обобщенной координате φ_3 :

$$-l_3' \sin \varphi_3 = -\frac{d\varphi_{11}}{d\varphi_3} l_{11} \sin \varphi_{11} + s_{11} \cos \varphi_{11}$$

$$l_3' \cos \varphi_3 = \frac{d\varphi_{11}}{d\varphi_3} l_{11} \cos \varphi_{11} + s_{11} \sin \varphi_{11}$$

Вычитаем из полученных уравнений φ_{11} .

$$\begin{aligned} -l_3' \sin(\varphi_3 - \varphi_{11}) &= s_{11}; \\ -l_3' \cos(\varphi_3 - \varphi_{11}) &= u_{11,3} l_{11}; \end{aligned} \quad (4.124)$$

Из уравнения (2.124) получаем аналог скорости для звена 11:

$$u_{11,3} = -\frac{l_3'}{l_{11}} \cos(\varphi_3 - \varphi_{11}). \quad (4.125)$$

Для определения кинематических параметров звена 12 составляем векторное уравнение:

$$l_{O_2O_7} + l_3' = l_{12}. \quad (4.126)$$

Проецируем уравнение на ось x и y

$$-l_{O_2O_7} \cos \alpha_{11} - l_3' \cos(\pi - \varphi_3) = -l_{12} \cos(\pi - \varphi_{12}),$$

$$-l_{O_2O_7} \sin \alpha_{11} + l_3' \sin(\pi - \varphi_3) = l_{12} \sin(\pi - \varphi_{12}).$$

В результате получаем

$$\frac{l_{12} \sin(\pi - \varphi_{12})}{-l_{12} \cos(\pi - \varphi_{12})} = \frac{-l_{O_2 O_7} \sin \alpha_{11} + l_3' \sin(\pi - \varphi_3)}{-l_{O_2 O_7} \cos \alpha_{11} - l_3 \cos(\pi - \varphi_3)}$$

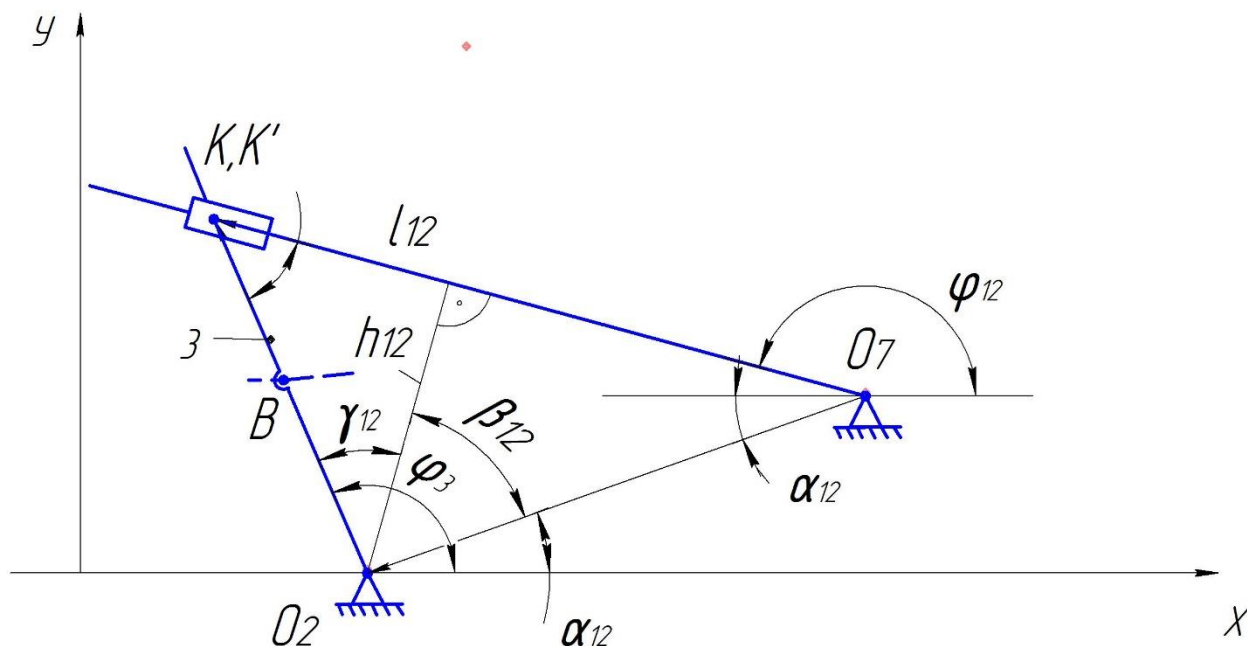


Рис.4.8 Схема к определению кинематических параметров 12-го звена

Угол поворота звена 12 получим из выражения:

$$\tan \varphi_{12} = \frac{-l_{O_2 O_7} \sin \alpha_{12} + l_3' \sin \varphi_3}{-l_{O_2 O_7} \cos \alpha_{12} + l_3' \cos \varphi_3} \quad (4.127)$$

Определим длину звена l_{12}

$$l_{12} = \frac{l_{O_2 O_7} \cos \alpha_{11} - l_3' \cos(\pi - \varphi_3)}{\sin(\pi - \varphi_{12})} \quad (4.128)$$

Для определения аналога скорости составляем уравнения:

$$-l_{O_2O_7} \cos \alpha_{12} + l_3' \cos \varphi_3 = l_{12} \cos \varphi_{12},$$

$$-l_{O_2O_7} \sin \alpha_{12} + l_3' \sin \varphi_3 = l_{12} \sin \varphi_{12}.$$

Для определения аналогов скоростей продифференцируем последние уравнения

$$-l_3' \sin \varphi_3 = -u_{12,3} l_{12} \sin \varphi_{12} + s_{12,3} \cos \varphi_{12},$$

$$l_3' \cos \varphi_3 = u_{12,3} l_{12} \cos \varphi_{12} + s_{12,3} \sin \varphi_{12}.$$

Из полученных уравнений вычитаем φ_{12} :

$$s_{12,3} = -l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_{12}),$$

$$l_3' \cos(\varphi_3 - \varphi_{12}) = u_{12,3} l_{12}.$$

Выражение для аналога скоростей звена 12 имеет вид:

$$u_{12,3} = \frac{l_3'}{l_{12}} \cos(\varphi_3 - \varphi_{12}).$$

Определим значения плеч от сил, возникающих вследствие натяжения пружин:

$$h_{11} = l_{O_2O_6} \sin(\varphi_{11} - \alpha_{11}). \quad (4.129)$$

$$h_{12} = l_3' \cos \gamma. \quad (4.130)$$

Здесь $\beta = -\frac{\pi}{2} - \alpha_{12} + \varphi_{12}$, $\gamma = \varphi_3 - \beta - \alpha_{12}$, $\alpha_{11}=10^\circ$, $\alpha_{12}=50^\circ$.

Для проверки адекватности предложенных моделей результаты кинематического анализа, получаемые в результате аналитических сравнили с результатами расчетов, выполненных графическим методом для 9 положений механизма очистки. Графическим методом построены планы скоростей и ускорений звеньев механизма очистки. В результате определены угловые скорости и ускорения звеньев механизма в каждом положении. С помощью рычага Жуковского определен приведенный момент всех сил,

действующих на механизм очистки. В качестве звена приведения принят кривошип (колебательный вал).

В табл. 4.1 приведены результаты сравнения кинематических параметров основных звеньев механизма (транспортной доски, верхнего и нижнего решета) и приведенного момента $M_{пр}$, полученных аналитическим и графическими методами

Таблица 4.1 – Результаты сравнения кинематических параметров и приведенного момента $M_{пр}$ полученных аналитическим и графическими методами

Параметр	Метод решения	Угол поворота кривошипа φ_1 , град.							
		0	45	90	135	180	225	270	315
ω_4, c^{-1}	графический	0	-0,19	-0,29	-0,24	0	0,23	0,30	0,19
	аналитический	0	-0,18	-0,28	-0,23	0	0,23	0,29	0,19
$\Delta, \%$			4,15	3,63	3,23		3,20	3,16	4,05
ω_5, c^{-1}	графический	0	-0,26	-0,53	-0,52	0	0,52	-0,55	-0,23
	аналитический	0	-0,25	-0,51	-0,52	0	0,54	-0,53	-0,23
$\Delta, \%$			2,14	4,13	-0,16		-3,69	3,50	1,75
ω_6, c^{-1}	графический	0	0,082	0,064	-0,003	0	-0,006	-0,066	-0,084
	аналитический	0	0,079	0,061	-0,004	0	-0,007	-0,061	-0,080
$\Delta, \%$			4,13	4,96	-29,87		-10,63	7,87	4,17
ε_4, c^{-1}	графический	7,38	0,36	5,56	-5,38	-10,52	-7,17	1,64	6,04
	аналитический	7,02	0,35	5,13	-5,18	-9,98	-6,92	1,57	6,18
$\Delta, \%$		4,88	2,67	7,85	3,71	5,10	3,42	4,72	-2,27
ε_5, c^{-1}	графический	-8,25	-3,44	5,45	5,45	24,81	12,01	8,26	-10,44
	аналитический	-8,35	-3,55	5,59	5,78	24,57	12,00	8,28	-9,99
$\Delta, \%$		-1,13	-3,25	-2,56	-6,07	0,95	0,03	-0,17	4,38
$\varepsilon_6, \text{Рад/с}$	графический	-3,87	0,99	2,37	1,58	-1,47	1,24	2,38	1,42
	аналитический	-3,71	1,05	2,48	1,64	-1,54	1,28	2,34	1,32
$\Delta, \%$		4,26	-5,73	-4,84	-4,27	-5,21	-3,54	1,62	7,26
Приведенный к кривошипу момент сил, Н·м	графический	0,85	-6,95	-2,36	-72,98	1,17	70,76	37,53	-59,39
	аналитический	1,06	-6,42	-2,74	-68,44	1,47	67,20	33,79	-57,45
$\Delta, \%$		-25,00	7,63	-16,13	6,23	-25,00	5,02	9,95	3,28

. Расчет выполнен при частоте вращения приводного вала системы очистки 265 об/мин. Расхождение результатов, как видно из таблицы, в большинстве случаев не превышает 5%. Разница в определении параметров более 5% связана с низкой точностью их определения графическим способом.

Таким образом, определены аналитические выражения, позволяющие определить передаточные отношения скоростей и ускорений и оценить кинематику движения механизма

4.3. Уравнения движения механизма очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски

Уравнения движения механизма очистки запишем в виде уравнения Лагранжа второго рода :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \omega_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = M, \quad (4.131)$$

где φ_1 - обобщенная координата (угол поворота кривошипа);

T – кинетическая энергия, механизма очистки;

Π- потенциальная энергия системы очистки;

M– обобщенная сила (момент) приложенная к кривошипу;

t – время.

Для составления уравнения движения требуется определить:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= \frac{1}{2} \frac{dJ_{\text{пр}}}{d\varphi_1} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right)^2, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \omega_1} \right) &= \frac{dJ_{\text{пр}}(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \omega_1^2 + J_{\text{пр}}(\varphi_1) \cdot \frac{d\omega}{dt} \\ &= \frac{dJ_{\text{пр}}(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right)^2 + J_{\text{пр}}(\varphi_1) \cdot \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} \end{aligned}$$

Подставляя полученные выражения в уравнение (4.130) получим:

$$\frac{dJ_{\text{пр}}(\varphi_1)}{d\varphi} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 + J_{\text{пр}}(\varphi_1) \cdot \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} - \frac{1}{2} \frac{dJ_{\text{пр}}(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 + \frac{d\Pi}{d\varphi_1} = M_p - M_{\text{пр}}. \quad (4.131)$$

После преобразований выражения (4.131) имеем:

$$\frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = -\frac{1}{2} \frac{1}{J_{\text{пр}}(\varphi_1)} \frac{dJ_{\text{пр}}(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 - \frac{1}{J_{\text{пр}}(\varphi_1)} \frac{d\Pi}{d\varphi_1} + \frac{M_p}{J_{\text{пр}}(\varphi_1)} - \frac{M_{\text{пр}}}{J_{\text{пр}}(\varphi_1)} \quad (4.132)$$

Запишем уравнение (4.132) в виде системы 2-х уравнений 1-го порядка:

$$\begin{cases} \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \\ \frac{d\omega_1}{dt} = -\frac{1}{2} \frac{1}{J_{\text{пр}}(\varphi_1)} \frac{dJ_{\text{пр}}(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 - \frac{1}{J_{\text{пр}}(\varphi_1)} \frac{d\Pi}{d\varphi_1} + \frac{M_p}{J_{\text{пр}}(\varphi_1)} - \frac{M_{\text{пр}}}{J_{\text{пр}}(\varphi_1)}. \end{cases} \quad (4.133)$$

Начальные условия имею вид:

$$t=0, \quad \varphi_1(0) = 0, \quad \omega(0) = \omega_0.$$

Кинетическую энергию системы, определяем по формуле:

$$T = \frac{1}{2} \sum_i^n (m_i v_i^2 + J_i \omega_i^2) = \frac{\omega_1^2}{2} \sum_1^n \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega_1}\right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1}\right)^2 \right] = \frac{J_{\text{пр}} \omega_1^2}{2}, \quad (4.134)$$

где m_i и ω_i – масса и угловая скорость звена i ;

v_i – переносная скорость центра масс звена i ;

J_i – момент инерции звена i относительно его центра масс.

На рис. 4.9 представлены результаты расчета полной кинетической энергии механизма очистки при приведенной подаче $q_n=8$ кг/с, угловой скорости кривошипа. Исходные данные для расчета представлены в таблице 4.1.

Массы транспортной доски, верхнего и нижнего решета определяем с учетом выражений, полученных в работе:

$$\bar{G}_{\text{тд}} = 0,51 \frac{l_{\text{тд}}}{V_{\text{тд}}} q_n,$$

$$\bar{G}_{\text{вр}} = 0,58 \frac{l_{\text{вр}}}{V_{\text{вр}}} q_n,$$

$$\bar{G}_{\text{нр}} = 0,7 \bar{G}_{\text{вр}},$$

где q_n – подача растительной массы, кг/с;

$\bar{G}_{\text{тд}}$ – среднее значение массы вороха на транспортной доске, кг;

$\bar{G}_{\text{вр}}$ – среднее значение массы вороха на верхнем решете, кг;

$\bar{G}_{\text{нр}}$ – среднее значение массы вороха на нижнем решете, кг;

$l_{\text{тд}}$ – длина транспортной доски, м;

$l_{\text{вр}}$ – длина верхнего решета, м;

$V_{\text{тд}}$ – скорость перемещения вороха на транспортной доске, м/с;

(для обычных комбайнов $V_{\text{тд}} \approx 0,3$ м/с)

$V_{\text{вр}}$ – скорость перемещения вороха на верхнем решете, м/с; (для уклона 4° , $V_{\text{вр}} \approx 0,3$ м/с).

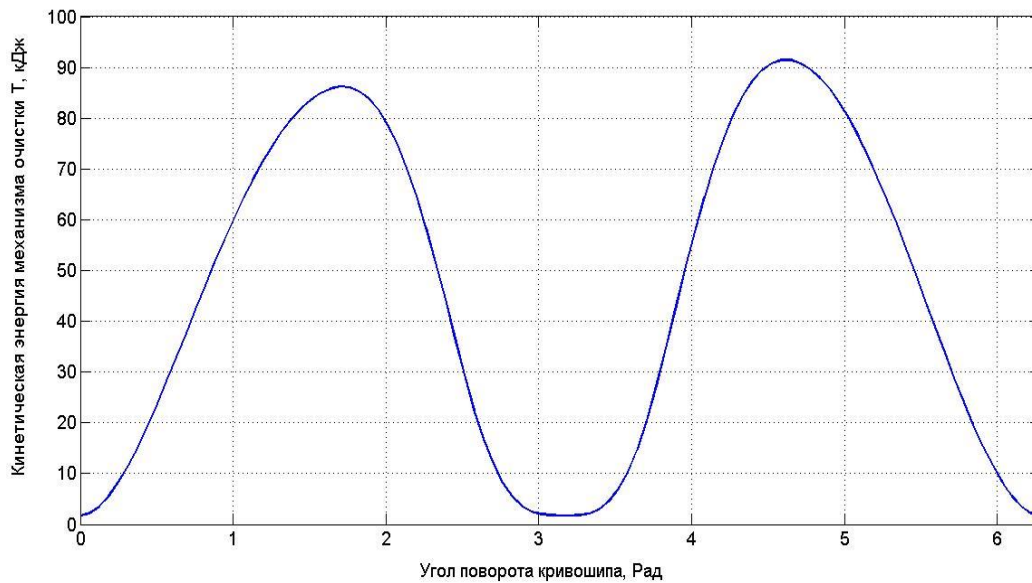


Рис.4.9 Кинетическая энергия механизма очистки при подаче $q_{п}=8$ кг/с

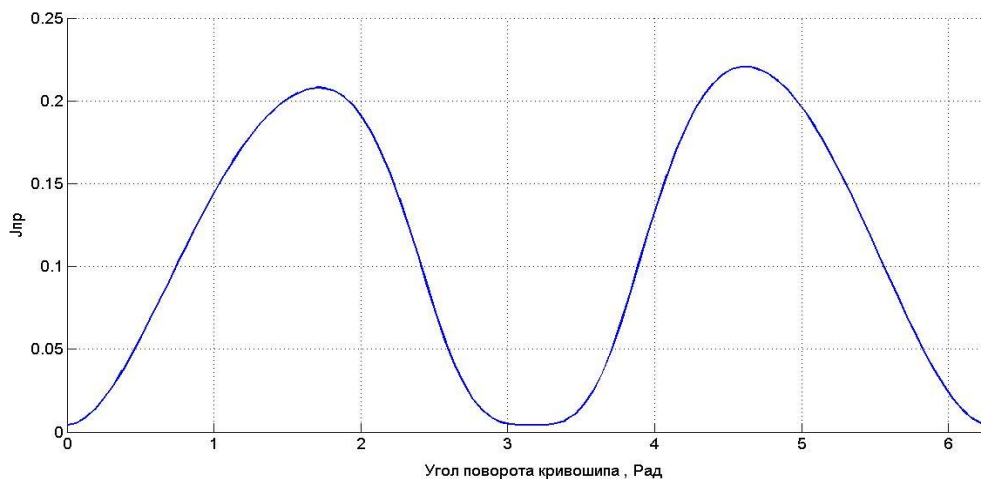


Рис.4.10 Приведенный момент инерции механизма очистки $J_{пр}$ при подаче $q_{п}=8$ кг/с

Обобщенный момент определим следующим образом:

$$M = M_p - M_{пр}, \quad (4.135)$$

здесь M_p – момент, передаваемый клиноременной передачей к колебательному валу системы очистки;

$M_{пр}$ – приведенный к колебательному валу момент сил сопротивления.

Выражение для приведенного момента имеет вид:

$$M_{\text{пр}} = \sum_1^k G_i \frac{v_i \cos \alpha_i}{\omega_1} + \sum_1^k F_{\text{ии}} \frac{v_i \cos \alpha_i}{\omega_1} + \sum_1^k M_{\text{ии}} \frac{\omega_i}{\omega_1} + M_{\text{рек.}} \quad (4.136)$$

α_i – угол, образованный силой F_i и вектором скорости v_i ,

$F_{\text{ии}}$ – сила инерции, приложенная к звену i ;

$M_{\text{ии}}$ – момент инерции приложенный к звену i ;

v_i – скорость точки приложения силы F_i .

Выражения для определения приведенного момента от упругих связей имеют вид:

$$M_{\text{рек.}} = M_1 \frac{\omega_{11}}{\omega_1} + M_2 \frac{\omega_{12}}{\omega_1}. \quad (4.137)$$

Величину моментов, действующих со стороны пружин на двулучий рычаг определим следующим образом:

$$M_1 = M_{1m} + k\Delta l_{11} h_{11}, \quad (4.138)$$

$$M_2 = M_{2m} + k\Delta l_{12} h_{12}, \quad (4.139)$$

где M_{1m}, M_{2m} – средние значения момента, возникающего вследствие натяжения пружин; k – жёсткость пружин;

$\Delta l_{11}, \Delta l_{12}$ – изменение длины, определяемое из выражений (4.121), (4.128) в зависимости от обобщенной координаты φ_1 .

Моменты M_{1m}, M_{2m} определяют силы предварительного натяжения пружин рекуперативного привода и определяются следующим образом:

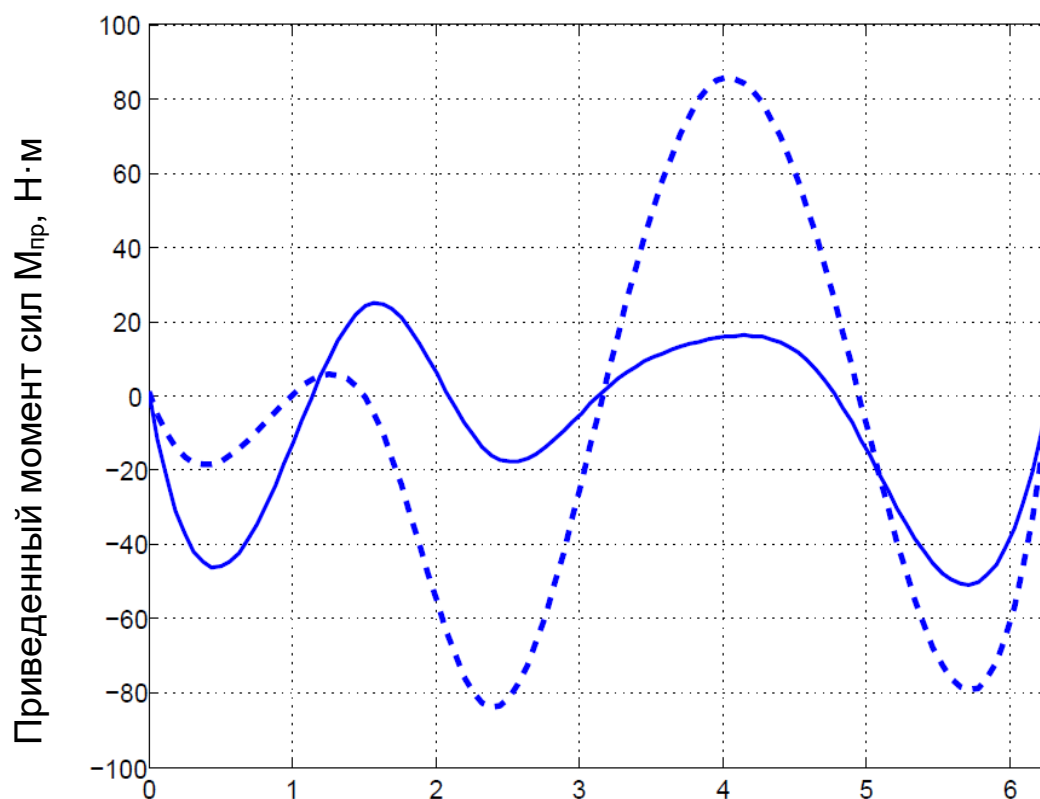
$$M_{1m} = k\Delta l_{11 0} h_{11} = P_{11m} h_{11}, \quad (4.140)$$

$$M_{2m} = k\Delta l_{12 0} h_{12} = P_{12m} h_{12}. \quad (4.141)$$

Результаты расчета приведенного момента и полной потенциальной энергии механизма очистки иллюстрируют рисунки 4.11 и 4.12 соответственно. Расчетные параметры основных звеньев механизма представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 -Расчетные параметры основных звеньев механизма

i	Наименование звена	Масса звена m_i , кг	Момент инерции звена J_i , кг·м ²
1	Кривошип	5,0	0,04
2	Шатун	6,3	2,3
3	Двулучий рычаг	3,9	0,05
4	Транспортная доска	72,2	12,4
5	Верхнее решето	64,0	14,2
6	Нижнее решето	85,0	23,6



Угол поворота колебательного вала φ_1 , Рад

----- без установки пружин

_____ с рекуперативным приводом $M_{1m}=300$ Н·м, $M_{2m}=500$ Н·м

Рисунок 4.11 Приведенный к колебательному валу момент сил, действующих на механизм очистки

Потенциальная энергия механизма очистки в данном случае складывается из потенциальной энергии Π_I сил тяжести звеньев и из потенциальной энергии звеньев Π_{II} деформации упругих связей, так что полная ее величина равна

$$\Pi = \Pi_I + \Pi_{II}. \quad (4.142)$$

Считая силы тяжести G_i приложенными в центрах тяжести s_i звеньев и обозначив ординаты центров тяжести через y_i , можем записать составляющую Π_I в следующем виде:

$$\Pi_I = \sum_{i=0}^n G_i y_i. \quad (4.143)$$

Величины ординат y_i зависят только от размеров механизма и его положения, т.е. от значения обобщенной координаты, и могут быть записаны так: $y_i = y_i(\varphi_1)$.

Для определения второй составляющей потенциальной энергии механизма необходимо знать характеристики каждой из упругих связей (пружин), наложенных на его звенья. В общем случае эти характеристики выражаются зависимостью:

$$F_i = F(\delta_i),$$

где δ_i – величина деформации упругой связи.

Определяя потенциальную энергию деформации как работу, производимую упругими силами при возвращении связей в недеформированное состояние, получим

$$\Pi_{II} = \sum_{i=1}^m \int_{\delta_i}^0 F(\delta_i) d\delta_i.$$

Величины деформации пружин будет зависеть только от положения механизма $\delta_i = \delta_i(\varphi_1)$, следовательно,

$$d\delta_i = \frac{d\delta_i}{d\varphi_1} \cdot d\varphi_1,$$

подставив последнее выражение в выражение для Π_{II} и, соответственно, изменив пределы интегрирования, получим:

$$P_{II} = \sum_{i=0}^m \int_{\varphi_1}^{\overline{\varphi_1}} F(\delta_i) \frac{d\delta_i}{d\varphi_1} d\varphi_1.$$

где $\overline{\varphi_1}$ – значение обобщенной координаты, соответствующее положению механизма, при котором связь i не деформирована.

Полную величину потенциальной энергии механизма с упругими связями, находящегося под действием сил тяжести его звеньев:

$$\Pi = \sum_{i=0}^n G_i y_i + \sum_{i=0}^m \int_{\varphi_1}^{\overline{\varphi_1}} F(\delta_i) \frac{d\delta_i}{d\varphi_1} d\varphi_1$$

Дифференцируя по обобщенной координате, получим

$$\frac{d\Pi}{d\varphi_1} = \sum_{i=0}^n G_i \frac{dy_i}{d\varphi_1} + \sum_{i=0}^m F(\delta_i) \frac{d\delta_i}{d\varphi_1} = -M_{\Pi} - M_{\text{рек}}, \quad (4.144)$$

где $M_{\text{рек}}$ – приведенный к валу кривошипа момент сил, действующих со стороны упругих связей (пружин).

4.4. Методика определения требуемых усилий натяжения пружин

Для определения усилий предварительного натяжения пружин, обеспечивающих при работе системы рекуперации возникновение моментов M_1 и M_2 , зависящих от обобщенной координаты φ_1 , необходимо определить положения равновесия механизма под действием этих силовых факторов .

Под действием внешних сил и моментов M_1, M_2 (при отсутствии момента со стороны двигателя), обусловленных упругими связями, механизм займет определенное положение, являющееся положением его статического равновесия.

Решим задачу, которая состоит в отыскании положения равновесия механизма очистки с учетом приложенных к нему внешних сил.

Определяем положение устойчивого равновесия для случая, когда из числа внешних сил на механизм с упругими связями действуют только силы тяжести его звеньев с учетом массы зернового вороха.

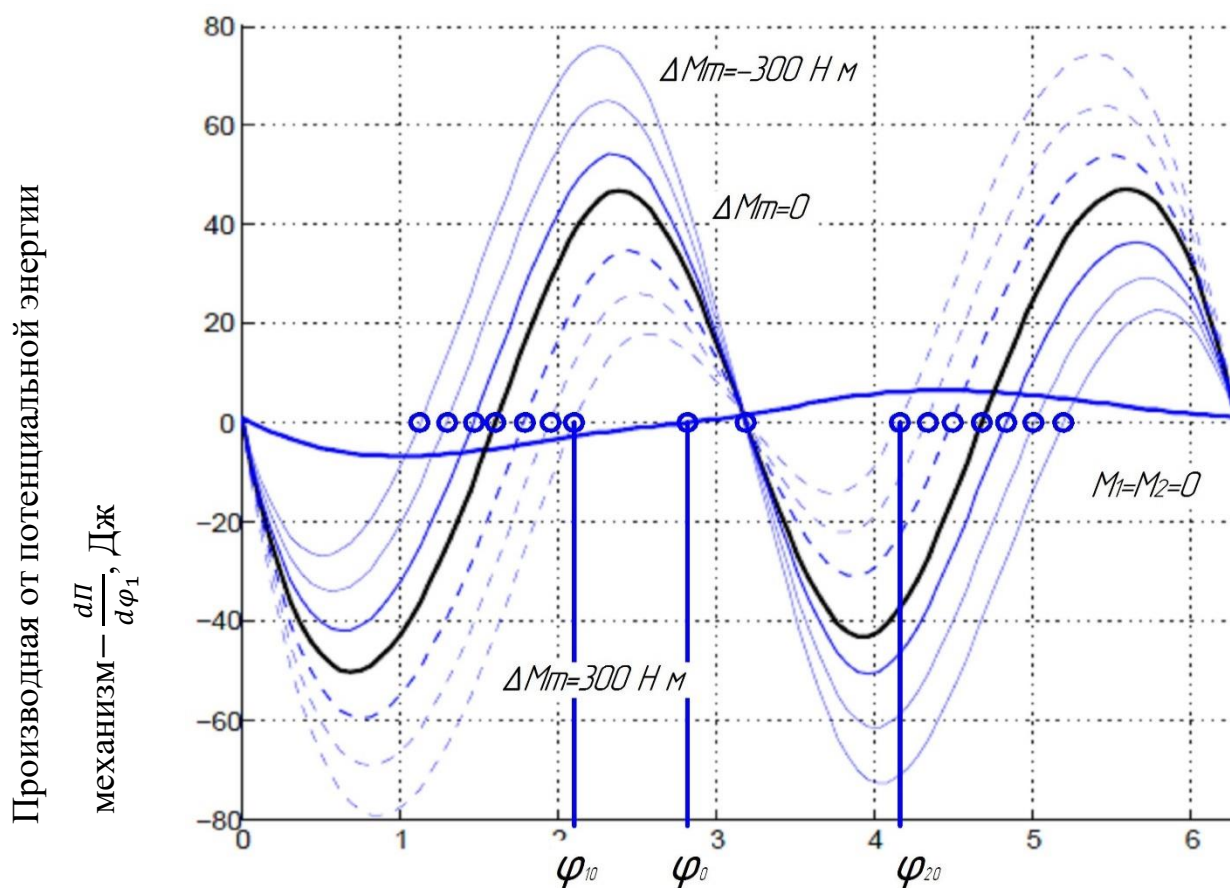
В положении равновесия потенциальная энергия системы имеет минимальное значение $\frac{d\Pi}{d\varphi_1} = 0$.

Условие равновесия механизма очистки имеет вид:

$$\sum_{i=0}^n G_i \frac{dy_i}{d\varphi_1} + \sum_{i=0}^m F(\delta_i) \frac{d\delta_i}{d\varphi_1} = 0. \quad (4.145)$$

Корни этого уравнения дают значения обобщенной координаты φ , соответствующие положению равновесия механизма, находящегося под действием сил тяжести.

Представим графически результат определения приведенного момента от действия сил тяжести и упругих сил, действующих со стороны пружин (рис.4.12).



Угол поворота кривошипа φ_1 , Рад.

Рис.4.12 Приведенный момент от сил тяжести и упругих сил, действующих со стороны пружин

На рисунке 4.12 представлены кривые $M_n(\varphi_1)$ при различных значениях разности моментов $\Delta M_m = M_{m1} - M_{m2}$, позволяющие графически определить значения координаты φ_1 при которых $M_n(\varphi_1) = 0$. Установка пружинных аккумуляторов приводит к изменению значений обобщенной координаты φ_0 , которые соответствуют устойчивым положениям равновесия механизма. При отсутствии пружин, как видно из рисунка $\varphi_0 = 2,11$ Рад. В результате действия на двуплечий рычаг внешних моментов ΔM_m устойчивое положение равновесия механизм принимает при двух значениях обобщенной координаты $\varphi_{01}, \varphi_{02}$ (рисунок 4.11).

Зависимость $\varphi_0 = \varphi_0(\Delta M_m)$ связывающую последовательные положения равновесия механизма с величинами внешних моментов, приложенных к двуплечему рычагу, называется статической характеристикой механизма. На рис.4.13 представлена статическая характеристика механизма очистки с рекуперативным приводом. Величины $\varphi_{01}, \varphi_{02}$ определены графическим способом.

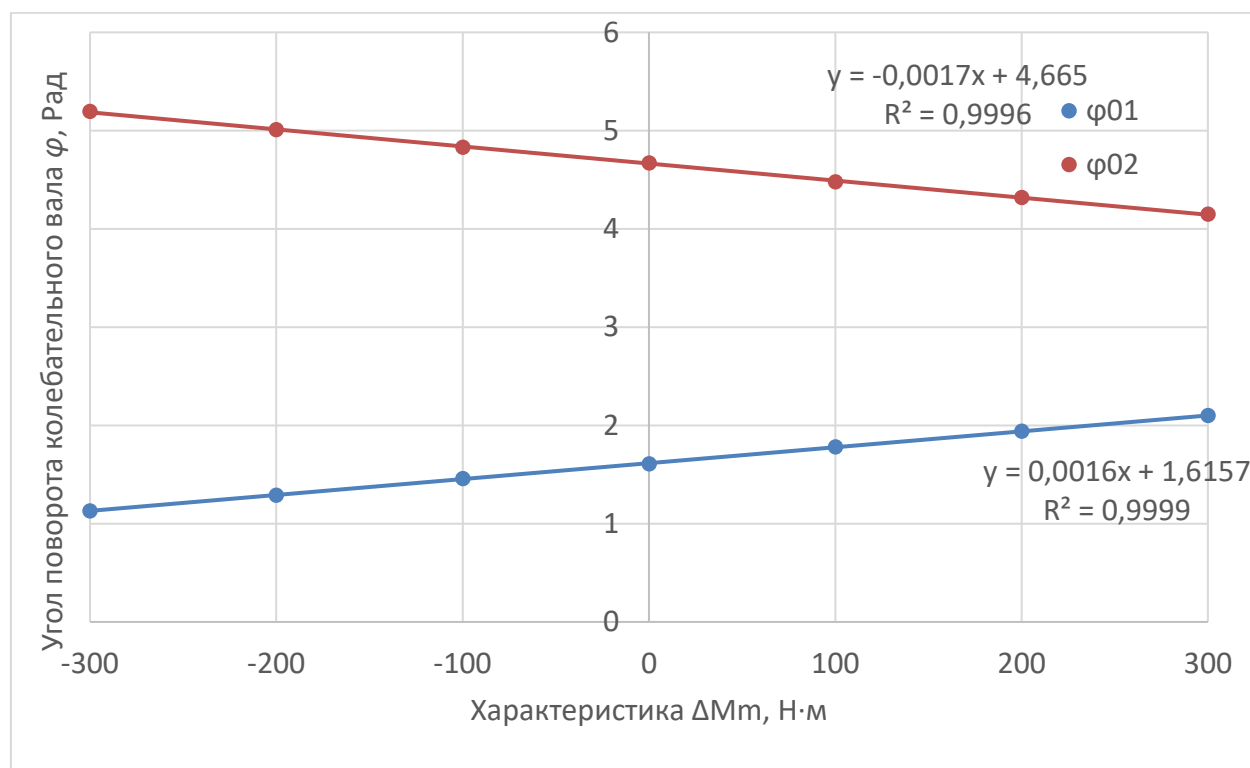


Рис.4.13 Статическая характеристика механизма очистки

Следует отметить, что уравнение (4.145) может иметь корни, соответствующие как устойчивому, так и неустойчивому положениям равновесия.

Для определения устойчивого положения равновесия необходимо рассмотреть выражение для определения частоты собственных (крутильных) колебаний механизма :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{J}} = \frac{\omega_n}{2\pi}. \quad (4.146)$$

В данном выражении K - квазиупругий коэффициент механизма. Величина квазиупругого коэффициента зависит от характеристик упругих связей, от величин сил тяжести звеньев, от конфигурации, положения механизма равновесия механизма и определяется следующим образом :

$$K = \left[\left(\frac{d^2 \Pi}{d\varphi_1^2} \right)_0 \right]. \quad (4.147)$$

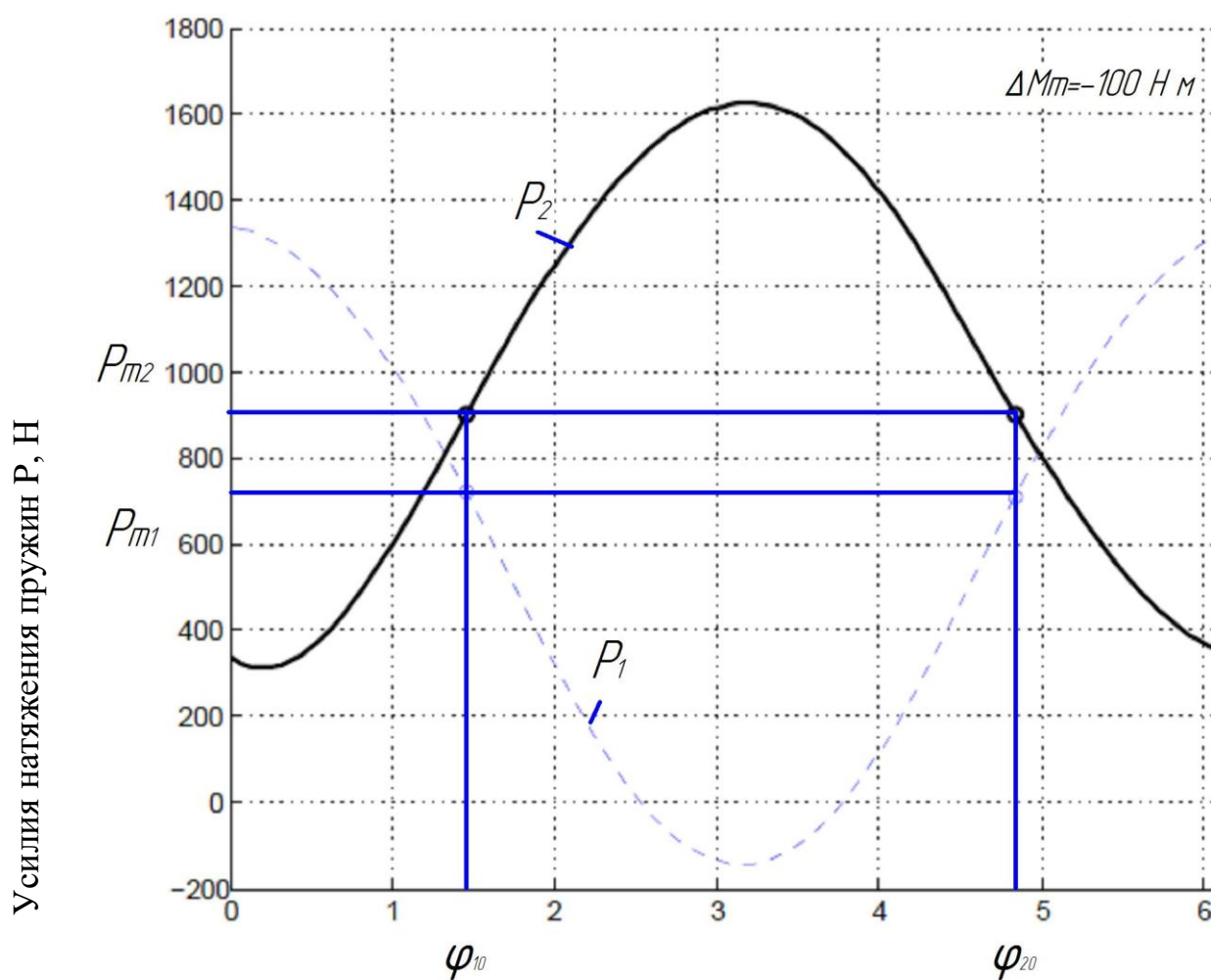
Величина J есть инерционный коэффициент механизма. Инерционного коэффициент, так же зависит от величин масс, моментов инерции, размеров звеньев и определяется из выражения :

$$J_0 = \sum_0^n \left[m_i \left(\frac{ds_i}{d\varphi_1} \right)_0^2 + J_i \left(\frac{d\alpha_i}{d\varphi_1} \right)_0^2 \right] \quad (4.148)$$

Из равенства (4.146) следует, что инерционный коэффициент при всех условиях является существенно положительной величиной. Для того, чтобы механизм, будучи выведенным из положения равновесия, мог совершать колебательное движение, квазиупругий коэффициент вблизи от положения равновесия также должен быть существенно положительной величиной. Только при этом условии положение статического равновесия механизма

будет устойчивым. В противном случае частота колебаний будет либо мнимой величиной (если $K < 0$), либо равна нулю (если $K = 0$), что будет соответствовать положениям неустойчивого или безразличного равновесия механизма.

Для практической реализации системы необходимо определить усилия натяжения пружин, обеспечивающих при работе необходимое значение ΔM_m .



Угол поворота кривошипа φ_1 ,

Рис.4.14 Определение усилий натяжения пружин в положении равновесия

Как видно из рисунка 4.14 положение равновесия при наличии пружин механизм может принимать в двух точка симметричных относительно крайних положений механизма.

Таким образом, методика определения необходимых усилий натяжения пружин

В соответствии с уравнениями (4.121), (4.128), (4.129), (4.130), определяются геометрические размеры упругих связей (пружин) для механизма очистки.

Определяется полная потенциальная энергия системы. Определяется статическая характеристика системы (рисунок 2.12). С учетом необходимых значений моментов M_{m1} , M_{m2} .

Проверяется условие устойчивости положения равновесия для $K > 0$.

Определяются необходимые усилия натяжения пружин с учетом выражений (4.137), (4.138), (4.140), (4.141).

4.5. Вынужденные колебания рамы комбайна от действия неуравновешенных нагрузок механизма очистки

Рассмотрим задачу колебания стойки механизма очистки зерноуборочного комбайна под действием неуравновешенных динамических нагрузок. Решим задачу колебаний комбайна в продольной плоскости на двух опорах. В данном случае система имеет две степени свободы и положение рамы определяется вертикальным перемещением центра тяжести рамы y и углом поворота θ (рис.4.15).

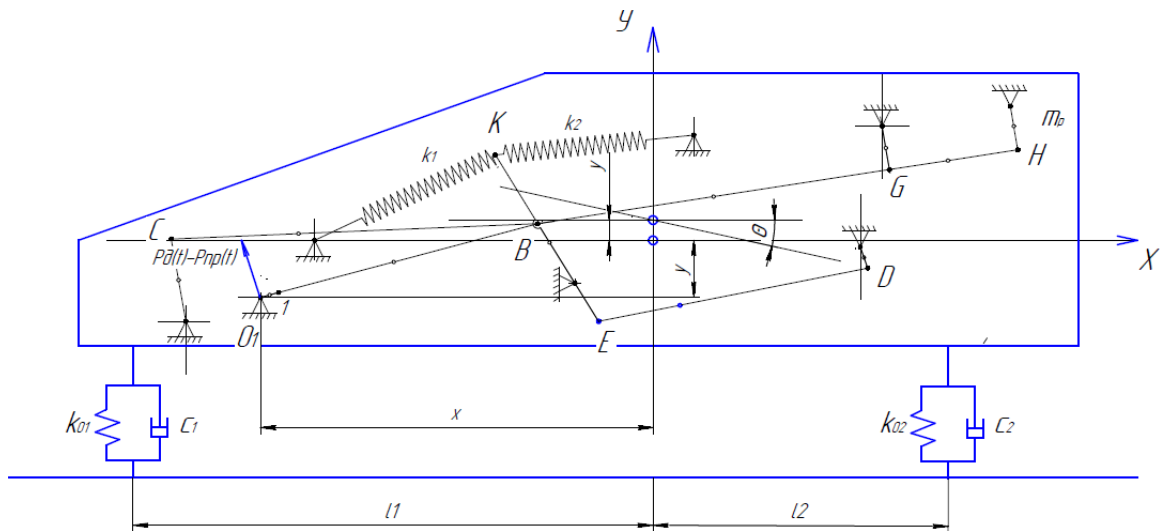


Рис.4.15 Колебательная модель зерноуборочного комбайна

Комбайн рассматриваем, как одномассовую систему на двух опорах с жесткостью k_{01} , k_{02} коэффициентами демпфирования c_1 , c_2 .

Сила сопротивления опор состоит из двух частей: силы упругости опор пропорциональной их деформации y , и силы демпфирования пропорциональной скорости \dot{y} .

Возмущающее воздействие на систему оказывает сила действующая на стойку со стороны приводного шкива от ременной передачи P_d и момент этой силы M_d , сила $P_{пр}$ действующая на стойку и учитывающая главный момент инерции механизма, главный момент сил инерции приложенный к звеньям механизма, силы тяжести действующие на звенья механизма, силы действующие со стороны упругих связей.

Уравнение движения массы имеют вид:

$$\frac{W}{g} \ddot{y} = -k_1 y - c_1 \dot{y} + k_1 l_1 \theta + c_1 l_1 \dot{\theta} - k_2 y - c_2 \dot{y} - k_2 l_2 \theta - c_2 l_2 \dot{\theta} - (P_d - P_{пр}), \quad (4.149)$$

$$\frac{W}{g} i^2 \ddot{\theta} = l_1 k_1 y + l_1 c_1 \dot{y} - l_1^2 k_1 \theta - l_1^2 c_1 \dot{\theta} - l_2 k_2 y - l_2^2 k_2 \theta - l_2^2 c_2 \dot{\theta} - (M_d - M_{пр}) - (M_d^п - M_{пр}^п). \quad (4.150)$$

где, W - вес комбайна, Н

k_{01}, k_{02} – жесткость упругих опор, Н/м

c_1, c_2 – коэффициент вязкого сопротивления опор, Н · с/м

l_1, l_2 – расстояние от опор до центра тяжести комбайна, м

i – радиус инерции комбайна,

y – вертикальное перемещение центра масс, м

θ – угол поворота рамы относительно центра масс, рад

Силовые факторы, определяющие возмущающее воздействие на раму со стороны механизма очистки определяются следующим образом:

$$P_d = P_d \cos(\pi - \gamma_0), \quad (4.151)$$

$$P_{пр} = P_{пр} \cos(\pi - \gamma_0), \quad (4.152)$$

Присоединённые моменты от действия сил

$$M_d^п = P_d x_{цт} \cos(\pi - \gamma_0) + P_d y_{цт} \sin(\pi - \gamma_0), \quad (4.153)$$

$$M_{пр}^п = P_{пр} x_{цт} \cos(\pi - \gamma_0) + P_{пр} y_{цт} \sin(\pi - \gamma_0), \quad (4.154)$$

где $P_d^y, P_{пр}^y$ – проекции на ось y силы действующей на колебательный вал со стороны привода и приведенной силы,

$x_{цт}, y_{цт}$ – координаты центра тяжести комбайна.

В данном случае, указанные факторы определяют реакцию стойки в точке O_1 и момент от реакции стойки O_1 относительно центра тяжести рамы, без учета влияния веса и силы инерции эксцентрика (кривошипа) приводного вала.

Упростим выражение (4.149), (4.150) и введем обозначения:

$$\begin{aligned}
a &= \frac{(k_{01} + k_{02})g}{W}, \\
b &= \frac{(-k_{01}l_1 + k_{02}l_2)g}{W}, \\
c &= \frac{(k_{01}l_1^2 + k_{02}l_2^2)g}{W}, \\
d &= \frac{(c_1 + c_2)g}{W}, \\
f &= \frac{(-c_1l_1 + c_2l_2)g}{W}, \\
p &= \frac{(c_1l_1^2 + c_2l_2^2)g}{W}, \\
M_{\text{гл}} &= (M_{\text{д}} - M_{\text{пр}}) - (M_{\text{д}}^{\text{п}} - M_{\text{пр}}^{\text{п}}).
\end{aligned}$$

В результате система (4.149), (4.150) принимает вид:

$$\begin{cases} \ddot{y} + ay + d\dot{y} + b\theta + f\dot{\theta} = -\frac{(P_{\text{д}} - P_{\text{пр}})g}{W}, \\ \ddot{\theta} + \frac{1}{i^2} \cdot by + \frac{1}{i^2} \cdot f\dot{y} + \frac{1}{i^2} \cdot c\theta + \frac{1}{i^2} p\dot{\theta} = -\frac{1}{i^2} \cdot \frac{M_{\text{гл}} \cdot g}{W}. \end{cases} \quad (4.155)$$

Вводя обозначения, $\dot{y} = \psi$, $\dot{\theta} = \vartheta$ приведем систему (4.155)

$$\begin{cases} \dot{y} = \psi \\ \dot{\theta} = \vartheta \\ \dot{\psi} = -ay - d\psi - b\theta - f\vartheta - \frac{(P_{\text{д}} - P_{\text{пр}}) \cdot g}{W} \\ \dot{\vartheta} = -\frac{1}{i^2} \cdot by - \frac{1}{i^2} f\psi - \frac{1}{i^2} \cdot c\theta - \frac{1}{i^2} p\vartheta - \frac{1}{i^2} \cdot \frac{M_{\text{гл}} \cdot g}{W} \end{cases} \quad (4.156)$$

Рассмотрим частный случай решения системы (4.156) и для оценки собственных колебаний рамы необходимо принять правые части уравнений системы равными нулю. При малом отклонении системы из положения равновесия начальные условия для решения системы имеют вид:

$$\begin{cases} \dot{y} = 0 \\ \dot{\theta} = 0 \\ \dot{\psi} = 0 \\ \dot{\varphi} = 0 \end{cases} \quad (4.157)$$

Результат расчета свободных колебаний комбайна представлен на рис.4.16. Расчет произведен при эксплуатационной массе комбайна $m=13440$ кг., коэффициентах жесткости упругих опорных колес $k_{01} = k_{02}=2,5 \cdot 10^6$ Н/м жесткость упругих опор, коэффициенты вязкого сопротивления опор $c_1 = 5600 \frac{\text{Нс}}{\text{м}}$, $c_2 = 6000$ Нс/м (согласно данным работы [58] для правого и левого колеса соответственно равны: на бетонном основании (недеформируемая поверхность) $n_1=0,453$, $n_2=0,388$; на поверхности поля (деформируемая поверхность) $n_1=0,23$, $n_2=0,312$).

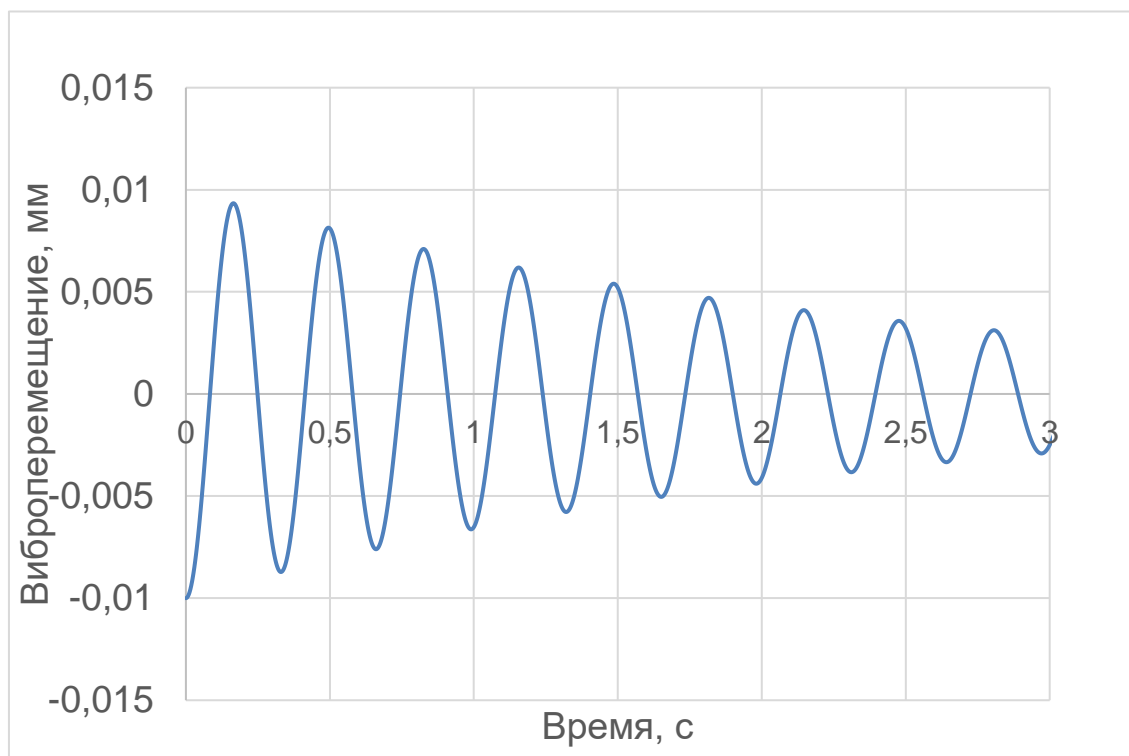


Рис.4.16 Виброперемещение центра масс комбайна при затухающих колебаниях

С практической точки зрения основным показателем, определяющим разрушающее действие вибрации является виброускорение \ddot{y} величина

дисперсии $D_{\ddot{y}}$. В соответствии с санитарными нормами величина дисперсии $[D_{\ddot{y}}] < 4 \text{ м}^2/\text{с}^4$.

$$D_{\ddot{y}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\ddot{y}_i - \bar{\ddot{y}})^2 \quad (4.158)$$

Здесь

$$\bar{\ddot{y}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \ddot{y}_i$$

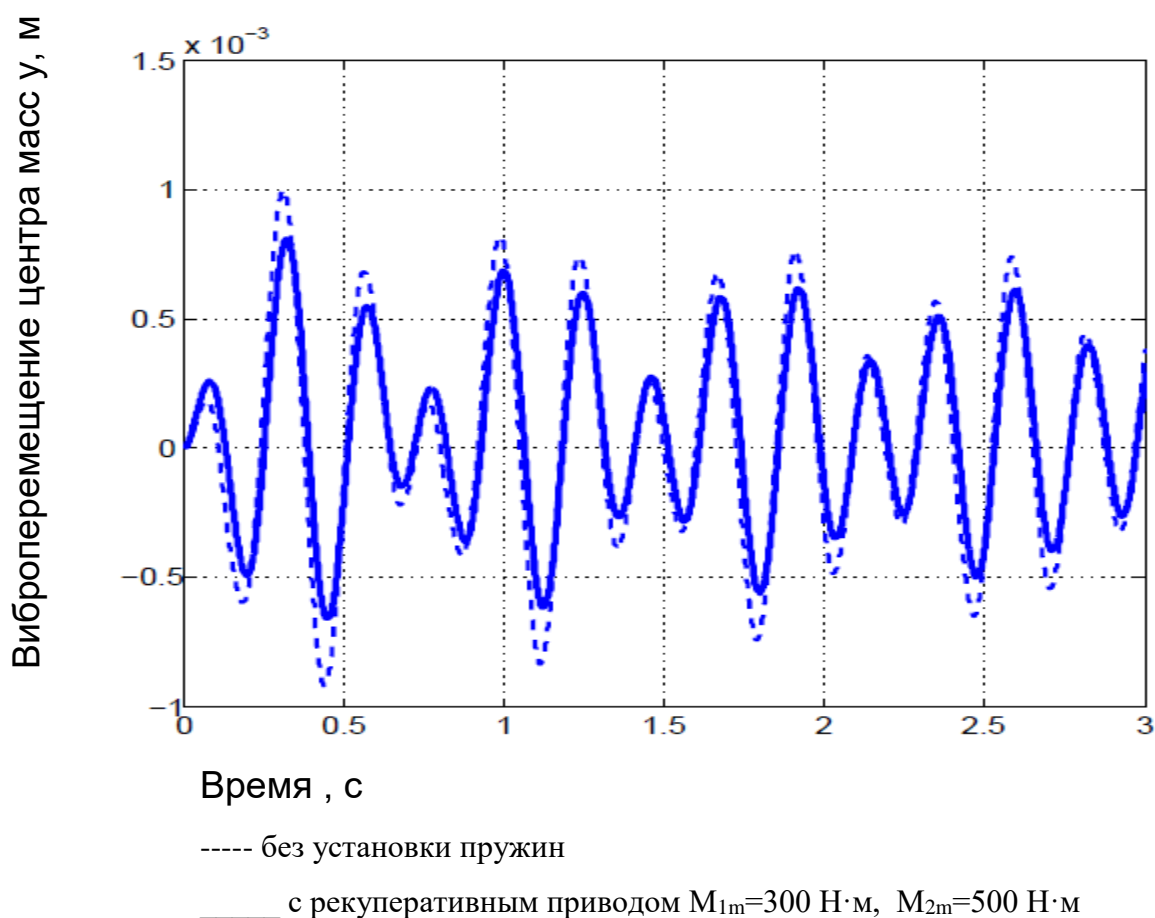


Рис.4.17 Вынужденные колебания центра масс комбайна под действием неуравновешенных сил

На рисунке 4.18 представлен результат расчета виброускорений центра масс комбайна. Как видно из рисунка, применение рекуперативного привода позволяет снизить динамическое воздействие на раму комбайна. Дисперсия

виброускорения в данном случае $D_{\ddot{y}}=0,0894 \text{ м}^2/\text{с}^4$ во втором случае $D_{\ddot{y}}=0,0611 \text{ м}^2/\text{с}^4$.

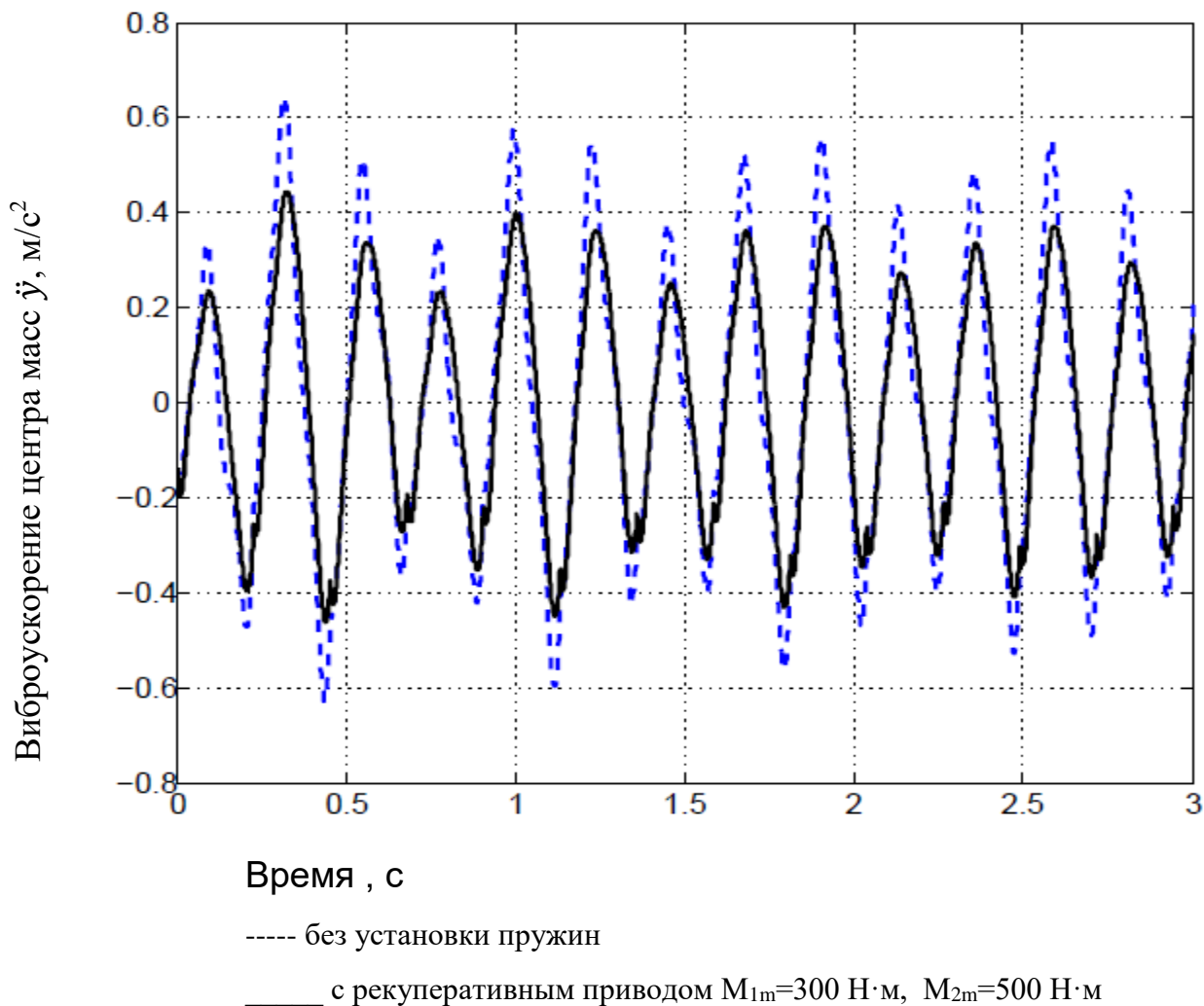


Рис.4.18 Виброускорение центра масс комбайна при воздействии неуравновешенных нагрузок со стороны механизма очистки

4.6 Теоретическое обоснование эффективности механизма очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски

4.6.1. Оценка снижения динамических нагрузок на колебательный вал системы очистки. В качестве критерия снижения динамических

нагрузок, действующих на колебательный вал механизма очистки выбираем максимальное значение мгновенной мощности приведенных сил на валу кривошипа. Данный параметр характеризует одновременно и энергоемкость процесса. Параметрами, влияющими на уравнивание динамических нагрузок являются: частота вращения колебательного вала двигателя n_1 ; подача растительной массы q ; моменты натяжения пружин M_{1m} и M_{2m} ; жесткость пружин $k = k_{11}, k_{12}$.

Таким образом, вектор параметров системы имеет вид:

$$x = (q, k, n_1, M_{1m}, M_{2m})$$

Мгновенная мощность сил сопротивления без учета мощности затрачиваемой на преодоление сил трения в кинематических парах и критерий эффективности имеет вид:

$$N_{max}(x) = M_{пр} \omega_1 \rightarrow \min. \quad (4.159)$$

Для оценки влияния факторов проведен вычислительный эксперимент для 5 факторов на трех уровнях. Уровни варьирования факторов определены из анализа априорной информации и предварительных экспериментов и представлены в табл. 4.2.

Таблица 4.2 - Перечень факторов и уровень их варьирования

Обозначение	Наименование фактора	Уровни варьирования		
		-1	0	+1
X ₁	Подача $q_{п}$, кг/с, кг/с	4	6	8
X ₂	Жесткость пружин k , Н/м	8000	10000	12000
X ₃	Угловая скорость колебательного вала, ω_1	260	280	300
X ₄	Момент M_{1m} , Н·м	350	450	550
X ₅	Момент M_{2m} , Н·м	350	450	550

Результаты определения оптимальных параметров в плане критерия $N_{max}(x)$ в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - Результат определения оптимальных параметров привода по критерию $N_{max}(x)$

№	Значения факторов					$N_{max}(x)$
	q , кг/с	k , Н/м	ω_1 , с ⁻¹	M_{1m} , Н·м	M_{2m} , Н·м	
196	4	12000	27,3	450	550	523,48

4.6.2. Оценка динамических нагрузок, действующих на раму комбайна. В качестве количественной оценки динамических нагрузок, действующих на раму комбайна, как было показано выше принимаем дисперсию ускорения центра масс комбайна.

Критерий эффективности в этом случае имеет вид:

$$D_{\ddot{y}}(x_D) \rightarrow \min ,$$

или

$$-D_{\ddot{y}}(x_D) \rightarrow \max. \quad (4.160)$$

Данный критерий зависит от параметров ходовой системы комбайна и упругодиссипативных свойств ходовых колес, расположения центра масс комбайна. При моделировании системы считаем эти параметры фиксированными.

В табл. 4.4 представлены результаты оптимизации с учетом параметра (4.160) в рассматриваемой области факторного пространства.

Таблица 4.4 - Результат определения оптимальных параметров привода по критерию $\widehat{D}_{\ddot{y}}$

№	Значения факторов					$\widehat{D}_{\ddot{y}}$
	$q_{п}$, кг/с	k , Н/м	ω_1 , с ⁻¹	M_{1m} , Н·м	M_{2m} , Н·м	
193	4	10000	27,23	450	550	36,20434

4.7. Оценка качественных показателей работы системы очистки

Для выбора количественной характеристики качества работы системы очистки необходимо рассмотреть движение частиц зернового вороха по лепестку жалюзи решета и поверхности транспортной доски.

При рациональной настройке жалюзи воздушно-решетной очистки зерно (как тяжелая частица) под действием воздушного потока и колебаний жалюзийного решета должно опускаться вниз по лепестку. В этом случае будут минимальные потери зерна в сходах с верхнего решета. В данных условиях полова и короткая сбоина должна не скользить вниз по лепестку жалюзи, а перемещаться вверх по нему за счет больших коэффициентов парусности и сцепления ее с движущимся к выходу слоем мелкого зернового вороха.

Аналогичная картина наблюдается при движении зернового вороха по транспортной доске ($u_v = 0$), в данном случае обеспечивается наиболее эффективное перераспределение зернового вороха – тяжелые частицы зерна вследствие действия сил инерции оказываются в нижней части слоя зернового вороха, а полова и короткая сбоина в верхней части слоя.

Рассмотрим движение частиц мелкого зернового вороха в пределах длины язычка жалюзи решета на основании известных уравнений, предложенных С. А. Алферовым [46].

Чтобы составить дифференциальные уравнения движения частиц по решетной поверхности и транспортной доске, примем следующие допущения.

1. Кинематика решета или транспортной доски одинакова по всей их длине.
2. Угловая скорость вращения ω_1 привода очистки - постоянная величина, т.е. $\omega_1 = const$.

3. На зерно или короткую сбойну на лепестке жалюзи действует сила воздушного давления $P_B \neq 0$. Для частицы на транспортной доске $P_B = 0$.

2. Скорость относительного перемещения тяжелой частицы по решетку вдоль оси $O\xi$ несущественно влияет на значение силы P_B .

7. Коэффициенты трения f_1 и f_2 зерна при движении его по лепестку жалюзи вверх и вниз одинаковы, т. е. $f_1 = f_2$. Для сбойны $f_1 \ll f_2$ ввиду наличия сил сцепления ее с соломозацепами по краям лепестка при движении вниз.

8. Возможные при работе зерноуборочного комбайна продольные и боковые углы наклона поверхностей жалюзийных решет не учитываются.

Эти два дифференциальных уравнения действительны для анализа перемещений зерна при $\varphi_1 = \varphi_2$ и короткой сбойны при $\varphi_1 \ll \varphi_2$ на поверхности лепестка жалюзийного решета.

Колебания тяжелой частицы (зерна), лежащей на лепестке жалюзи, происходят под действием силы инерции, воздушного сопротивления (всегда направлена вдоль лепестка), тяжести и трения (рис. 4.19).

Сила инерции

$$P_{и.н.} = ma_B$$

где m – масса частицы;

a_B – ускорение точки В механизма, определяющей движение и транспортной доски и верхнего решета системы очистки.

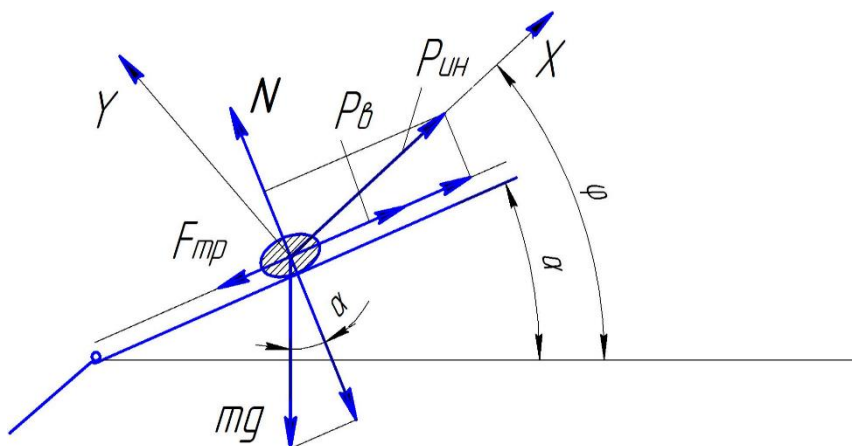


Рис.4.19 Схема сил, действующих на частицу зерна

Сила воздушного сопротивления

$$P_B = mk_{\Pi} v_B^2$$

где k_{Π} – коэффициент парусности частицы; v_B – скорость воздушного потока вдоль лепестка.

Сила тяжести частицы

$$G = mg,$$

где g – ускорение силы тяжести.

Силы трения

$$F_{\text{тр}1} = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1 \text{ и } F_{\text{тр}2} = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2$$

где N_1 и N_2 – силы, действующие по нормали к лепестку жалюзи; $\operatorname{tg} \varphi_1 = f_1$ и $\operatorname{tg} \varphi_2 = f_2$ – коэффициенты трения частицы о поверхность лепестка жалюзи при скольжении соответственно вверх и вниз.

Силы N_1 и N_2 можно определить из уравнений:

$$N_1 = mg \cos \alpha - P_{\text{и.н.}} \sin(\varphi - \alpha);$$

$$N_2 = mg \cos \alpha + P_{\text{и.н.}} \sin(\varphi - \alpha);$$

где α – угол открытия лепестков жалюзи.

Тогда силы трения

$$F_{\text{тр}1} = [mg \cos \alpha - mr\omega^2 \cos \omega t \sin(\varphi - \alpha)] \operatorname{tg} \varphi_1;$$

$$F_{\text{тр}2} = [mg \cos \alpha + mr\omega^2 \cos \omega t \sin(\varphi - \alpha)] \operatorname{tg} \varphi_2;$$

Дифференциальные уравнения относительного движения тяжелой частицы вверх и вниз вдоль оси $O\xi$ (рис. 2.19) по наклонной плоской поверхности лепестка жалюзи с учетом принятых допущений будет следующим :

$$m \frac{d\xi_{\text{вв}}}{dt^2} = ma_B + mk_{\Pi} v_B^2 - mg \sin \alpha - [mg \cos \alpha - ma \sin(\varphi_1 - \alpha)] \operatorname{tg} \varphi_1, \quad (4.161)$$

$$m \frac{d\xi_{\text{вн}}}{dt^2} = ma_B - mk_{\text{п}} v_B^2 + mg \sin \alpha - [mg \cos \alpha + ma \sin(\varphi_1 - \alpha)] \text{tg} \varphi_1. \quad (4.162)$$

Решения данных уравнений получено численным методом с использованием пакета MATLAB.

На рисунке 4.20 представлен результат решения уравнения, показано перемещение частицы зерна вниз $\xi_{\text{вн}}$ по лепестку жалюзи решета. Исходные данные для расчета: $m=0,03$ гр., $v_B = 3,16$ м/с; $k_{\text{п}} = 0,1$ м⁻¹; $f_1 = f_2 = 0,32$ (при трении зерна о стальную поверхность); $n=265$ об/мин, $\varphi = 30^\circ$; $\alpha = 25^\circ$. Начальные условия $t=0$, $\xi=0$.

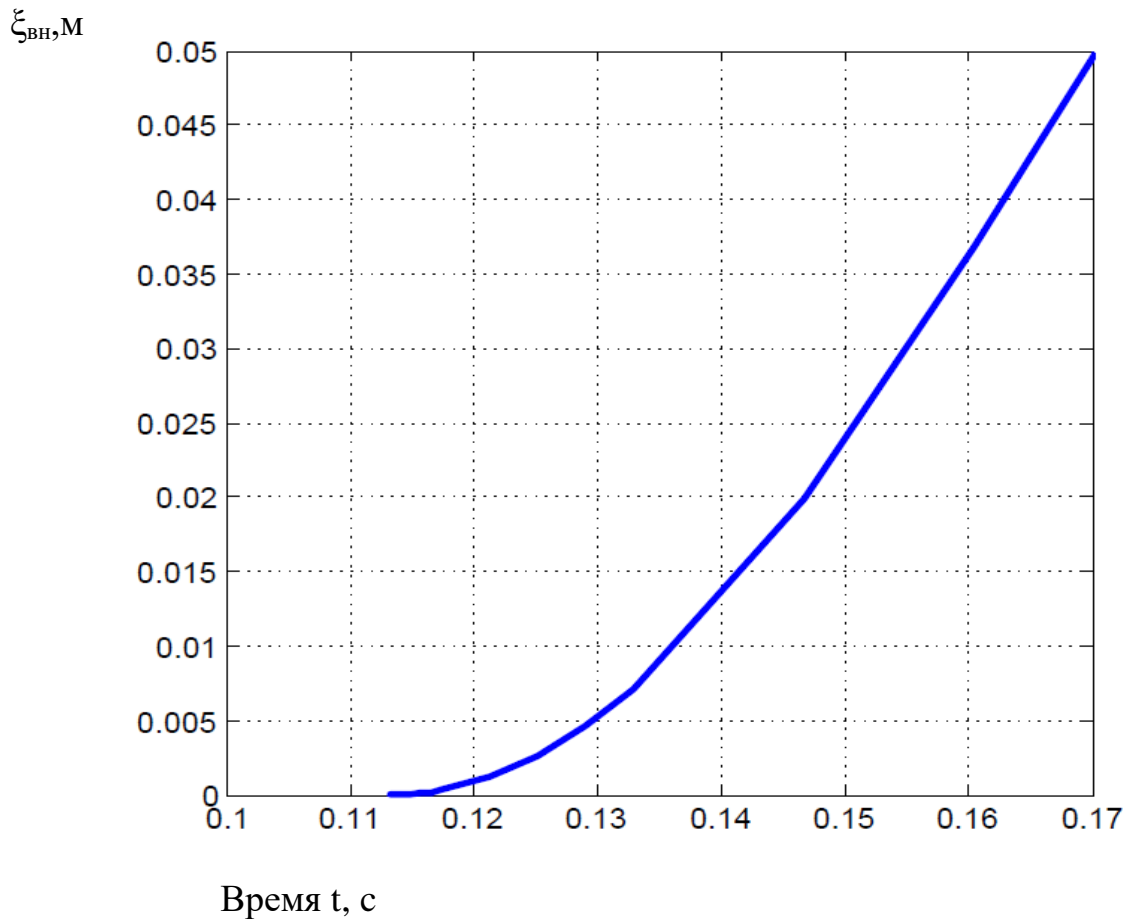


Рис.4.20 Перемещение частицы зерна $\xi_{\text{вн}}$ вниз по лепестку жалюзи решета

Ускорение частицы $\ddot{\xi}_{\text{вн}}(x)$ при движении ее вниз по жалюзи верхнего решета (по поверхности транспортной доски) может количественно характеризовать качество выполнения технологической операции и служить критерием эффективности при выборе конструктивных параметров системы очистки.

Критерий эффективности запишем в виде

$$\ddot{\xi}_{\text{вн}}(x_{\xi}) \rightarrow \max. \quad (4.163)$$

В табл.4.5 представлены результаты оптимизации с учетом параметра (4.160) в рассматриваемой области факторного пространства.

Таблица 4.5 - Оптимальные значения факторов по критерию $\ddot{\xi}_{\text{вн}}(x_{\xi})$

№	Значения факторов					$\ddot{\xi}_{\text{вн}}(x)$, м/с ²
	$q_{\text{п}}$, кг/с	k , Н/м	ω_1 , с ⁻¹	M_{1m} , Н·м	M_{2m} , Н·м	
19	4	8000	31,41593	350	350	47,71194

4.8. Решение многокритериальной задачи

Таким образом, задача выбора оптимального варианта содержит неопределенность, так как необходимо выбрать вектор параметров системы x удовлетворяющий условиям (4.159), (4.160), (4.163).

Для решения данной задачи рассмотрим широко используемую гипотезу, позволяющую свести многокритериальную задачу к однокритериальной путем введению метрики в пространство целевых функций.

Найдены решения системы однокритериальных задач (4.159), (4.160), (4.163). Определены значения векторов x_N , x_D , x_{ξ} доставляющие максимальные значения соответственно критериям

$$N(x_N) = \widehat{N},$$

$$D_{\ddot{y}}(x_D) = \widehat{D_{\ddot{y}}},$$

$$\ddot{\xi}_{BH}(x_{\xi}) = \widehat{\xi_{BH}},$$

Совокупность величин \widehat{N} , $\widehat{D_{\ddot{y}}}$, $\widehat{\xi_{BH}}$ определяет в пространстве критериев некоторую точку, так называемую точку «абсолютного максимума».

Введем скалярную величину Θ определяющую в пространстве критериев некоторое расстояние от точки, соответствующей данному вектору x , до точки «абсолютного максимума»:

$$\Theta = \sqrt{(N(x) - \widehat{N})^2 + (D_{\ddot{y}}(x) - \widehat{D_{\ddot{y}}})^2 + (\xi_{BH}(x) - \widehat{\xi_{BH}})^2}. \quad (4.164)$$

Таким образом, выражение (4.164) определяет евклидово расстояние от точки $(N(x), D_{\ddot{y}}(x), \xi_{BH}(x))$ до точки $(\widehat{N}, \widehat{D_{\ddot{y}}}, \widehat{\xi_{BH}})$ в пространстве критериев.

Принимая в качестве нового критерия функцию (4.164) и определяя вектор x соответствующий условию:

$$\Theta \rightarrow \min. \quad (4.165)$$

Находим вариант конструкции с параметрами $N(x)$, $D_{\ddot{y}}(x)$, $\xi_{BH}(x)$ предельно близкими к точке «абсолютного максимума».

Оптимальные параметры, полученные в результате расчета системы приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6 - Результат решения многокритериальной задачи

№	q_{II} , кг/с	k , Н/м	ω_1 , с ⁻¹	M_{1m} , Н·м	M_{2m} , Н·м	$\ddot{\xi}_{BH}(x_{\xi})$, м/с ²	$D_{\ddot{y}}(x)$, м ² /с ⁴	$N(x)$, Вт	Θ
196	4	12000	27,3	450	550	36,2	0,1784	523,48	11,5076

На примере решения задач субоптимизации и решения многокритериальной задачи показана возможность определения оптимальных параметров привода в заданной области факторного пространства.

В качестве доминирующего критерия выбираем количественную характеристику качества выполнения технологического процесса $\xi_{\text{вн}}(x)$. Из табл.4.55 видно, что максимальное значение данный критерий достигает при максимальном значении угловой скорости колебательного вала $\omega_1=31,41593$ с⁻¹. В результате решения многокритериальной задачи при фиксированных значениях подачи растительной массы $q_{\text{п}}=8$ кг/с (учитывает наибольшую нагрузку на систему очистки) и угловой скорости кривошипа $\omega_1=31,41593$ с⁻¹ получаем оптимальные значения параметров рекуперативного привода: моменты $M_{1m}=450$ Н·м, $M_{2m}=550$ Н·м, жесткость $k=12 \cdot 10^3$ Н/м.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование технических средств в технологических процессах сельскохозяйственного производства сопровождается возникающими колебаниями. Анализ процессов, проведенный в данной работе, показал, что при правильном применении колебаний можно достичь экономического эффекта за счет снижения энергоемкости процесса.

Применение колебаний при обработке почвы способствует снижению тягового сопротивления до 30%, а также позволяет добиться улучшения качественных показателей данного процесса. Применение гибких трубчатых элементов в конструкциях почвообрабатывающих машин позволяет управлять параметрами колебаний за счет изменения параметров потока в гидравлической системе трактора. Данный эффект можно применять на практике при обработке почвы с различными физико-механическими свойствами, настраивая режимы колебаний под определенный вид почвы, оптимизируя тяговое сопротивление, а значит и расход топлива.

Определены амплитудно-частотные характеристики механизма очистки комбайна с рекуперативным приводом решет. Повышение частоты вращения колебательного вала системы очистки, при применении рекуперативного привода, не приведет к увеличению возмущающих воздействию на раму комбайна. Рациональным режимом в данном случае следует считать $\omega_1=275\dots280$ об/мин. Получена регрессионная модель, позволяющая оценить мощность, затрачиваемую на привод механизма очистки, в зависимости от угловой скорости колебательного вала и моментов. При анализе энергоемкости процесса установлено, что наибольший эффект снижения мощности, при подаче, наблюдается при значениях $M_{m2}=300$ Н·м и $M_{m1}=550$ Н·м.

Авторы выражают признательность за поддержку национальному проекту «Наука и университеты» Министерства науки и высшего образования Российской Федерации, грант № FEWN-2021-0012.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Р.Бишоп. Колебания. –М.; Наука, 1986.
2. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник под ред. И.А.Биргера и Я.Г.Пановко, ТЗ. –М.; Машиностроение, 1968.
3. А.П.Филиппов. Колебания деформируемых систем. –М.; Машиностроение, 1970.
4. А.А.Яблонский. Курс теории колебаний. Москва, "Высшая школа", 1975.
5. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Гл. редактор В.Н.Челомей. –М.; Машиностроение, 1980.
6. С.П.Тимошенко. Колебания в инженерном деле. –М.; Наука, 1969.
7. Я.Г.Пановко. Введение в теорию механических колебаний. –М. ;, гл. ред. физ-мат.литературы, 1980.
8. Я.Г.Пановко. Основы прикладной теории упругих колебаний.- М.; Машиностроение, 1967.
9. Я.Г.Пановко, И.И.Губарева. Устойчивость и колебания упругих систем. -М.; Наука, 1987.
10. В.Л.Бидерман. Теория механических колебаний.-М.; Высшая школа, 1980.
11. И.М.Бабаков. Теория колебаний.- М.;Наука, 1968.
12. А.С. № 138418 Ю.И. Трофимченко, П.М. Заика. Машина для сортирования зерновых смесей. Заявл.: 8.12.1960г. Оpubл.: Бюллетень изобретений №10 за1961г.
13. А.С. № 373037 П.М. Заика, Д.И. Мазоренко. Вибрационно-центробежный сепаратор. Заявл.: 17.03.1971. Оpubл.: Бюллетень изобретений №14 25.05.1973.
14. Костюченков Н.В., Алимжанов М.Д. Грохот для сортировки клубней картофеля. // Вестник челябинской государственной агроинженерной академии. Том: 58. - 2011г. - С. 35-37.

15. Макаров, Ю.И. Аппараты для смешивания сыпучих материалов [Текст] / Ю.И. Макаров. – М.: Машиностроение, 1973. – 169 с.

16. А.С. RU 2188065 С2 Иванов А.П. Вибрационный смеситель. правообладатель: Оренбургский государственный университет. Заявл.: 2000.07.25. Оpubл.: 2002.08.27.

17. В.Г. Горбачев, Е.А. Кремлевский и др. Вибрационная роликовая мельница

18. Левин А.М. Обоснование конструктивно-режимных параметров вибрационно-ударного измельчителя фуражного зерна: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 - Новосибирск, 2005. - 21с.

19. Патент 2312285 Буртник А.С. Вибрационная сушилка для сыпучих и пастообразных материалов. Правообладатель: Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина"

20. А.С. 1190670А Фукин Ю.И. и Степаненко В.Д. Вибрационная сушилка. Заявл.: 16.05.84. Оpubл.: 15.06.86.

21. Энциклопедия по машиностроению XXL : сайт. – URL: <https://mash-xxl.info/> (дата обращения: 12.09.2022). – Текст : электронный.

22. Усаковский В.М. Инерционные насосы. - М.: Машиностроение, 1973. - 200 с.

23. Созонов С.М., Кокошин С.Н. Комбинированный рабочий орган культиватора с пассивно вращающимися дисками//В сборнике: Техническое обеспечение технологий производства сельскохозяйственной продукции. Материалы I Всероссийской научно-практической конференции. 2017. С. 120-125.

24. Устинов Н.Н., Маратканов А.А. Экспериментальное определение характеристик активного рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента// Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2015. № 4 (126). С. 102-105.

25. Проваленок И.Е., Болдырь Д.В., Демчук Е.В. Применение вибрации в почвообрабатывающих машинах как ресурсосберегающий механизм в сельском хозяйстве // В сборнике: Научное и техническое обеспечение АПК, состояние и перспективы развития. Сборник VII Международной научно-практической конференции. Омск, 2022. С. 128-133.

26. Оптимальные параметры упругих рабочих органов блочно-модульных культиваторов / Н.К. Мазитов, Р.Л. Сахапов, Н.Х. Галяутдинов [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 7. С. 30–32.

27. Дмитриев С.Ю., Дмитриев Ю.П. Автоматический регулятор жёсткости упругой стойки культиватора // Труды ГОСНИТИ. 2012. Т. 110. № 1. С. 85–87.

28. Дубровский А.М. Вибрационная техника в сельском хозяйстве // М.; «Машиностроение», 1968. 204 с.

29. Кокошин С.Н. Обеспечение глубины обработки почвы культиваторами путем изменения жесткости стойки// Вестник АПК Ставрополя. 2018. № 1 (29). С. 14-17.

30. Istvan Keppler, Zoltan Hudoba, Istvan Oldal, Attila Csátár. Discrete element modeling of vibrating tillage tools // Engineering Computations. - 2015. - P. 309-328.

31. Пирогов С.П., Чуба А.Ю. Применение манометрических трубчатых пружин в сельскохозяйственных машинах // Агропродовольственная политика России. 2017. № 9 (69). С. 82-88.

32. Устинов Н. Н., Кокошин С. Н., Смолин Н. И. Рабочий орган культиватора / патент на изобретение РФ № 2428825 от 30.09.2009.

33. Маратканов А. А., Смолин Н. И., Кокошин, С. Н., Устинов Н. Н. Рабочий орган культиватора / Патент на полезную модель РФ № 116000 от 03.05.2011.

34. Ustinov N, Maratkanov A, Martynenko A. Experimental study of the parameters of the active tool of a cultivator with a frame in form a flexible tubular

element / Ustinov N, Maratkanov A, and Martynenko A. / MATEC Web of Conferences 106, 080063 (2017) DOI: 10.1051/mateconf/201710608063

35. Пирогов, С.П., Колебания манометрических трубчатых пружин / С.П.Пирогов, Д.А. Черенцов, А.Ю.Чуба. - Тюмень :ТюмГНГУ, 2015. - 95 с.

36. Pirogov S.P. Foundations of the Design of Vibration-Resistant Manometers / S.P. Pirogov, D. A. Cherentsov/ Measurement Techniques. Volume 59, Issue 8, November 2016, P. 845–849.

37. Pirogov S.P. Oscillations of manometric tubular springs with rigid end/ S.P.Pirogov, D. A. Cherentsov, S .M. Dorofeev and Y. S. Ryabova. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 357 (2018) 012030 doi:10.1088/1757-899X/357/1/012030

38. Pirogov S.P. Effect of section shape on frequencies of natural oscillations of tubular springs / S.P. Pirogov, D.A. Cherentsov . IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. С. 012032. DOI: 10.1088/1757-899X/357/1/012032.

39. Pirogov S.P. Scientific research using the application software package matlab / S.P. Pirogov, D.A. Cherentsov . Periodico Tche Quimica. 2018. Т. 15. № 30. С. 556-562.

40. Pirogov S.P. Study of elastic sensing elements for vibration-resistant pressure gauges / S.P. Pirogov, D.A. Cherentsov, A.Y.Chuba. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2016. С. 012015 DOI: 10.1088/1757-899X/154/1/012015/

41. Черенцов Д.А. Математическая модель манометрической пружины в вязкой среде / Д.А. Черенцов, С.П. Пирогов, С.М.Дорофеев. Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2014. № 7. С. 234-241.

42. Чуба А.Ю. Определение собственных частот колебаний изогнутых труб некругового поперечного сечения / А.Ю Чуба., Н.И Смолин.,

С.П.Пирогов. Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2007. № 1 (61).С.77-82.

43. Чуба А.Ю. Определение частот собственных колебаний трубчатой пружины переменного по длине поперечного сечения / А.Ю Чуба., С.П.Пирогов, С.М.Дорофеев. Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2007. № 2 (62). С. 70-74.

44. Пирогов С.П. Расчет частот свободных колебаний гибких трубчатых стоек культиваторов / С.П.Пирогов, А.Ю Чуба. Сельский механизатор.2018. № 12.С.6-7.

45. Горячкин, В.П. Собрание сочинений в 3-х томах / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1965. – Т. 1. – 720 с.

46. Алфёров, С.А. Воздушно-решётные очистки зерноуборочных комбайнов / С.А. Алферов. – М.: Агропромиздат, 1978. – 160 с.

47. Шеповалов, В.Д. Автоматизация уборочных процессов. – М.: Колос, 1978. – 383 с

48. Жаров, В.П. Динамика механизмов сельскохозяйственных машин при значительном разбросе параметров в процессе производства / В.П. Жаров // Вестник Донского государственного технического университета. – 2011. – Т. 11, 10, – С. 1925-1927.

49. Жаров, В.П. Научные основы оптимизации колебательных систем мобильных сельскохозяйственных машин по их показателям качества: дис. ... д-ра. тех. наук: Жаров В.П. – Ростов-на-Дону: 1980. – 382 с.

50. Радин, В.В. Динамика и оптимизация процессов в приводах зерноуборочных комбайнов: дис... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Радин Виктор Викторович. – Ростов -на Дону: РИСХМ, 1990. – 382 с.

51. Радин, В.В. Принцип минимакса в теории и практике оптимального проектирования приводов современных зернокомбайнов / В.В. Радин, Е.В.Лыков // Вестник ДГТУ. – 2012. – №1(62) – С. 109-116.

52. Радин, В.В. Формализация динамических процессов в зернокомбайнах при оптимальном проектировании систем приводов / В.В. Радин // Вестник ДГТУ. – 2009. – Т. 9, 3 (42) – С. 177-183.

53. Лапшин, П.Н. Зерноуборочные комбайны. Прочность, виброустойчивость, надежность: монография / П.Н. Лапшин. – Курган: Курганская ГСХА, 2009.–133 с.

54. Лапшин, П.Н. Снижение динамических нагрузок механизма очистки зерноуборочного комбайна / П.Н. Лапшин, И.И. Манило, и др. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2007. – №2 – С. 8-9.

55. Исоев, У.П. Совершенствование технологии воздушно-решетной очистки зерноуборочного комбайна СК-5 "Нива" путем улучшения приводного механизма: дис. ...канд. тех. наук: 05.20.01 / Исоев Умар Пирназарович. – Саратов, 2006. – 143 с.

56. Далальянц, А.А. Динамика и нагруженность системы очистки комбайна "Дон-1500": автореф. дис.... канд. техн. наук: 01.02.06 / Далальянц Армэн Ашотович. – Ростов на Дону, 1998. – 19 с.

57. Далальянц, А.А. Переходные процессы пуска в приводах рабочих органов уборочных машин/ А.А. Далальянц // Тракторы и сельхозмашины. – 1996. – № 7. – С. 20-25.

58. Бойко, Л.И. Анализ конструкций и методов снижения нагруженности приводов воздушно-решетных систем очисток зернового вороха комбайнов / Л.И. Бойко, О.В. Климович // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – №3 – С. 74-78.

Размещается в сети Internet на сайте ГАУ Северного Зауралья
URL: <http://www.tsaa.ru/documents/publications/2022/monografiya-ustinov.pdf>,
в научной электронной библиотеке eLIBRARY, ИТАР-ТАСС, РГБ,
доступ свободный

Издательство электронного ресурса
Редакционно-издательский отдел ФГБОУ ВО «ГАУ Северного Зауралья».
Заказ №1118 от 25.12.2022; авторская редакция
Почтовый адрес: 625003, Тюменская область, г. Тюмень, ул. Республики, 7.
Тел.: 8 (3452) 290-111, e-mail: rio2121@bk.ru