

Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего образования «Саратовский государственный
аграрный университет имени Н.И. Вавилова»

На правах рукописи

ДМИТРИЕВ РОМАН СЕРГЕЕВИЧ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОГРУЗЧИКА
САХАРНОЙ СВЕКЛЫ ПУТЕМ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ
КУЛАЧКОВО-ПЛАНЧАТОГО ПИТАТЕЛЯ

Специальность: 05.20.01 – Технологии и средства
механизации сельского хозяйства

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент Р.Р. Хакимянов

Саратов 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	9
1.1. Место и перспективы производства сахарной свеклы в структуре земледелия.....	9
1.2. Анализ технологии возделывания и средств механизации технологических процессов уборки и погрузки сахарной свеклы.....	11
1.3. Обзор погрузчиков, используемых на погрузке сахарной свеклы..	15
1.4. Классификация питателей погрузчиков непрерывного действия...	43
1.5. Физико-механические свойства сахарной свеклы.....	48
1.6. Анализ исследований мощности и производительности питателей к погрузчикам непрерывного действия.....	50
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КУЛАЧКОВО-ПЛАНЧАТОГО ПИТАТЕЛЯ.....	58
2.1. Конструктивно-технологическая схема кулачково-планчатого питателя.....	59
2.2. Кинематическое исследование.....	60
2.2.1. Основные параметры кулачково-планчатого питателя.....	60
2.2.2. Кинематика рабочих органов кулачково-планчатого питателя...	62
2.2.3. Исследование процесса взаимодействия кулачка питателя с массивом корнеплодов на участке забора.....	64
2.2.4. Условие взаимодействия кулачка с планками транспортера при совместной работе.....	72
2.2.5. Условие, исключаящее защемление корнеплода.....	74
2.3. Силовой анализ.....	75
2.3.1. Определение угловой скорости вала с кулачками.....	75
2.3.2. Суммарное усилие взаимодействия кулачков со свеклой.....	77

2.4. Мощность, необходимая для привода кулачково-планчатого питателя.....	82
2.5. Выводы по главе.....	84
ГЛАВА 3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА	
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	85
3.1. Методика исследования физико-механических свойств корнеплодов сахарной свеклы.....	85
3.2. Методика и программа исследований воздействия режимных и конструктивных параметров питателя на травмируемость корнеплодов сахарной свеклы.....	89
3.3. Методика лабораторно-полевых исследований.....	90
3.3.1. Схема и описание работы экспериментальной установки.....	90
3.3.2. Порядок проведения исследований.....	97
3.3.3. Методика планирования лабораторных исследований.....	98
3.3.4. Анализ математической модели.....	101
3.3.5. Программа и методика производственных испытаний.....	103
3.4. Выводы по главе.....	105
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ	
ИССЛЕДОВАНИЙ	106
4.1. Физико-механические свойства корнеплодов.....	106
4.2. Результаты лабораторно-полевых исследований.....	107
4.2.1. Влияние исследуемых факторов на крутящий момент на валу питателя.....	108
4.2.2. Анализ математической модели, описывающей изменение крутящего момента на валу питателя.....	112
4.2.3. Влияние исследуемых факторов на усилие внедрения питателя.....	120
4.2.4. Анализ математической модели, описывающей изменение усилия внедрения питателя.....	121
4.3. Производительность кулачково-планчатого питателя.....	128
4.4. Определение травмируемости корнеплодов сахарной свеклы.....	132

4.5. Результаты производственных испытаний.....	135
4.6. Выводы по главе.....	137
ГЛАВА 5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ.....	139
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	143
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	145
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	154

ВВЕДЕНИЕ

Сахарная свекла является важнейшей сырьевой культурой для производства сахара. Потребление сахара в России к настоящему времени составляет 39,0–40,0 кг на человека в год. На территории России переработку сахарной свеклы осуществляют 30 сахарных заводов.

Одной из проблем, с которыми приходится сталкиваться при производстве сахара это малая пропускная способность сахарных заводов и отсутствие у производителя достаточного количества транспортных средств, способных обеспечить прямую доставку сахарной свеклы от уборочного комбайна к перерабатывающему пункту или заводу. Поэтому, на заводах и на местах уборки, организуются временные склады хранения – кагаты. Для погрузки сахарной свеклы из временных хранилищ в транспортные средства используются погрузчики непрерывного действия.

Современные импортные погрузчики, обладают высокой производительностью, но вместе с тем являются дорогостоящими и требуют больших затрат на техническое обслуживание. Отечественные погрузчики непрерывного действия не уступают по производительности своим зарубежным аналогам, но технологические процессы захвата и транспортирования груза у этих машин, недостаточно исследованы и обладают высокой энергоемкостью. Так, энергоемкость захвата и транспортирования сахарной свеклы питателем, в наиболее распространенном свеклопогрузчике СПС-4,2, составляет 223 Дж/кг или 39% от общей энергоемкости (570 Дж/кг) погрузчика. Поэтому задача по исследованию взаимодействия рабочих органов со сахарной свеклой, с целью снижения энергоемкости, является актуальной.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с Постановлением Правительства Российской Федерации № 717 от 14 июля 2012 г. «О Государственной программе развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на

2013–2020 годы».

Степень разработанности темы. Для погрузки сахарной свеклы из временных хранилищ используются погрузчики непрерывного действия. Большинство погрузчиков, как зарубежных, так и отечественных, совмещают в себе процессы погрузки, доочистки и транспортировки груза. Следствием этого, является высокая энергоемкость, большая часть которой приходится на питатель. Это связано с тем, что недостаточно исследованы процессы захвата, транспортирования и взаимодействия рабочих органов питателя с грузом.

Предлагаемая работа направлена на снижение энергоемкости погрузчика за счет определения оптимальных параметров питателя.

Цель работы: снижение энергоемкости технологического процесса погрузки сахарной свеклы путем разработки кулачково-планчатого питателя к погрузчику непрерывного действия.

Задачи исследования. В соответствии с поставленной целью были сформулированы задачи:

- на основе обзора конструкций существующих свеклопогрузчиков и анализа их энергоемкости, разработать классификацию их питателей и обосновать перспективную конструктивно-технологическую схему кулачково-планчатого питателя;
- исследовать теоретически процесс взаимодействия кулачково-планчатого питателя с кагатом сахарной свеклы, установить кинематические и силовые зависимости, получить аналитические выражения производительности, мощности на привод и энергоемкости;
- экспериментальными исследованиями получить уравнения регрессии и графические зависимости критериев оптимизации от режимных и конструктивных параметров кулачково-планчатого питателя;
- провести производственные испытания погрузчика сахарной свеклы с кулачково-планчатым питателем и дать технико-экономическую оценку его использования.

Научная новизна. Предложена новая конструктивно-технологическая схема кулачково-планчатого питателя. Получена математическая модель процесса взаимодействия рабочих органов разработанного питателя со сахарной свеклой. Теоретическими и экспериментальными зависимостями производительности и потребляемой мощности кулачково-планчатого питателя, обоснованы основные режимные и конструктивные параметры питателя, обеспечивающие наибольшую производительность при минимальной энергоемкости.

Теоретическая и практическая значимость работы. Результаты теоретических исследований являются основой для совершенствования конструкций рабочих органов питателей погрузчиков непрерывного действия, с учетом наименее энергоемких способов перемещения груза.

Разработан питатель к погрузчику корнеклубнеплодов непрерывного действия (патент на изобретение РФ №2513549), обоснованы его конструктивно-режимные параметры.

Производственные испытания опытного образца в КФХ «Агрос Красное знамя» и КФХ «ИП Н.А. Федюнин» Ртищевского района Саратовской области, показали, что производительность погрузчика с разработанным питателем достигает 55 кг/с, а энергоемкость составляет 479 Дж/кг.

Полученные результаты могут быть использованы конструкторскими и проектными организациями при разработке новых погрузчиков непрерывного действия для погрузки корнеплодов.

Методология и методы исследования. Методологическую основу исследований составили методы математической статистики, системного анализа и классической механики. Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и производственных условиях на основе общепринятых методик с использованием измерительной аппаратуры, которые позволили обеспечить управляемость эксперимента и определить рациональные параметры процесса погрузки сахарной свеклы. Обработка

результатов экспериментов выполнялась на ПЭВМ с использованием стандартных программ Microsoft Office.

Степень достоверности и апробации результатов. Достоверность научных положений и выводов подтверждается результатами экспериментальных исследований, выполненных в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным, их достаточной сходимостью с теоретическими исследованиями. Использованием современной контрольно-измерительной и вычислительной техники. Основные положения диссертации доложены, обсуждены и одобрены на научных и научно-практических конференциях ФГБОУ ВПО «Саратовский ГАУ» (Саратов, 2011–2014), II Международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству» (Челябинск, 2012), 6-й Всероссийской научно-практической конференции (Саратов, 2012).

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Общий объем 168 страниц машинописного текста, который включает в себя основной текст и приложений. Основной текст изложен на 144 страницах, содержит 16 таблиц и 72 рисунка. Список использованной литературы включает 83 наименования.

По результатам исследований опубликовано 7 печатных работ, в т.ч. 5 в рецензируемых научных изданиях; 1 патент на изобретение РФ. Общий объем публикаций – 1,96 п.л., из которых 0,87 п.л. принадлежат лично соискателю.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Место и перспективы производства сахарной свеклы в структуре земледелия

В мировом производстве из корнеплодов сахарной свёклы вырабатывается 24% сахара – ценнейшего продукта питания. Он способствует сохранению и быстрому восстановлению работоспособности человека при физическом и умственном утомлении, с физиологической точки зрения сахар – жизненно важная составная часть крови человека. Также его используют в пищевой промышленности, медицине, спиртовом и крахмалопаточном производстве. Листья сахарной свеклы, составляющие 35-40 % массы убираемых корнеплодов, являются ценным кормом для скота. Отходы свеклосахарного производства - жом и патока (меласса) также имеют большое кормовое значение, а дефекация (дефекационная грязь - от лат. defaeco - очищаю от грязи, мути), который получают при очистке известью свекловичного сока от примесей - ценное известковое удобрение под сахарную свеклу и другие культуры. Сахарная свекла - хороший предшественник для зерновых культур [62].

Потребление сахара в России с учетом закупаемого в других странах к настоящему времени составляет 39,0–40,0 кг на человека в год [64].

Свеклосахарное производство Российской Федерации происходит при большой государственной поддержке [45].

Возделыванием сахарной свеклы занимаются в 28 регионах России. Основные зоны свеклосеяния расположены в Центральном (50-55%), Южном (18-20%), Северо-Кавказском (4-5%) и Приволжском (20% - 22%) федеральных округах, а также Алтайском крае (до 2%) [63].

Производство сахара складывается на 65-75% собственного производства из сахарной свеклы, на 25-30% импортного сахара-сырца и на 5% импорта сахара из стран Таможенного союза и Дальнего зарубежья [63]. За период с 2008-2012 гг. внутреннее производство сахара из сахарной

свеклы выросло в 1,3 раза с 3,5 млн. тонн до 4,7 млн. тонн. Рост производства сахара произошел в основном за счет повышения урожайности сахарной свеклы и расширения посевных площадей. За последние 3 года посевы сахарной свеклы занимают 1,1-1,4% от общего объема обрабатываемых площадей всех сельскохозяйственных культур и составляют 0,8-1,2 млн. га [63].

В Саратовской области сахарная свекла традиционно выращивается в пяти районах: Балашовском, Аркадакском, Романовском, Ртищевском и Турковском.

Балашовский сахарный комбинат является единственным предприятием в Саратовской области по производству сахара из сахарной свеклы. Оно расположено в селе Пинеровка Балашовского района. В 2014 году предприятием заготовлено 173 тыс. тонн сахарной свеклы, от хозяйств Саратовской области на завод поступило и переработано около 130 тысяч тонн сахарной свеклы. Комбинатом произведено 27,7 тысяч тонн сахара. Потребность населения области по рациональным нормам в сахаре составляет 65 тыс. тонн [62].

Согласно доктрине продовольственной безопасности, удельный вес отечественного сахара в общем объеме на внутреннем рынке должен составлять 80 % [57].

В целях создания технологических и экономических условий для устойчивого развития свеклосахарного подкомплекса и увеличения объемов производства сахара приказом Министерства сельского хозяйства Правительства Саратовской области от 11 января 2013 № 9-пр утверждена ведомственная целевая программа «Развитие свеклосахарного подкомплекса саратовской области на 2013-2015 годы».

Для стимулирования развития сахарной промышленности России Министерством сельского хозяйства Российской Федерации приказом от 14 июня 2013 г. № 248 утверждена отраслевая целевая программа «Развитие свеклосахарного подкомплекса России на 2013-2015 годы». На реализацию

программы выделено 56,5 млрд. рублей.

Согласно Государственной программе развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2013-2020 годы (утверждена постановлением Правительства Российской Федерации от 14 июля 2012 г. № 717) для импортозамещения, планируется стимулирование роста производства основных видов сельскохозяйственной продукции, в том числе и сахара, путем развития селекции и семеноводства, стимулирования инновационной деятельности и инновационного развития агропромышленного комплекса, модернизация материально-технической и технологической базы, поддержки экономически значимых региональных программ, развития инфраструктуры и логистического обеспечения рынков продукции растениеводства, государственной поддержки подотрасли растениеводства.

Цель свеклосахарного производства страны к 2018 году - достичь показателей Европы по выходу сахара, расходу условного топлива при переработке сахарной свеклы.

1.2. Анализ технологии возделывания и средств механизации технологических процессов уборки и погрузки сахарной свеклы

Согласно Федеральному регистру технологий производства продукции растениеводства [58], для возделывания сахарной свеклы, применяется комплекс агротехнических приемов: основная обработка почвы, подготовка семян, предпосевная подготовка почвы, посев семян, уход за растениями, уборка и хранение урожая.

Основная обработка почвы представляет собой: лущение – измельчение растительных остатков (длина менее 10 см), крошение с оборотом пласта на глубину 8-10 см, планировку - выравнивание поверхности поля с глубиной среза не более 5-7 см, вспашку на глубину 25-30 см, с заделкой верхнего слоя почвы вниз. После этого производят подготовку семян: определяют всхожесть семян, зараженность болезнями и

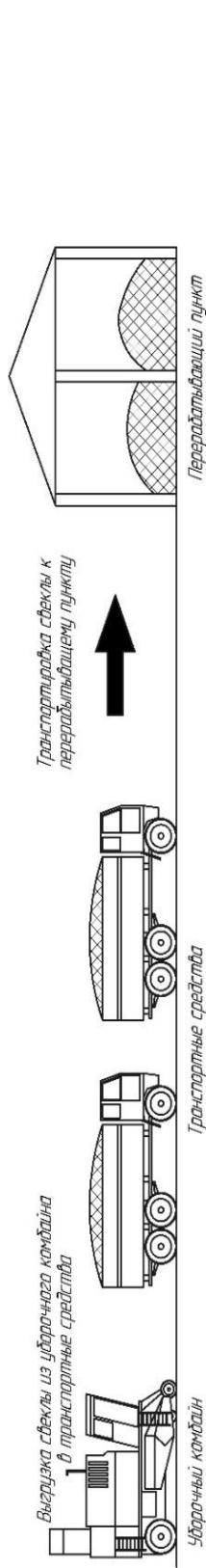
вредителями, сортируют семена и производят инкрустирование семян. Далее следует предпосевная подготовка почвы, которая включает в себя: - рыхление и разрушение влагопроводящих капилляров с формированием мульчирующего слоя при помощи борон для закрытия влаги; - внесение основной дозы минеральных удобрений при помощи разбрасывателей; - культивация (в два следа) на глубину 10 - 12 см. Затем осуществляется посев семян на глубину 2-2,5 см, из расчёта 300 – 350 тысяч всхожих семян на 1 га, с междурядьем 70 см.

Уход за посевами состоит из регулярного (1...2 раза в неделю) осмотра посевов, полива, при этом влажность должна составлять 70...85% от наименьшей влагоемкости (НВ), опрыскивания посевов растений пестицидами, обработки междурядий (прополки) культиваторами на глубину 6-10 см, с уничтожением сорняков в зоне обработки не менее 80% и с защитной зоной 8-10 см, подкормки растений калийными удобрениями. В конце августа производят уборку урожая, которая включает следующие этапы: обрезка ботвы, выкопка корнеплодов, погрузка в транспортные средства, хранение на складах.

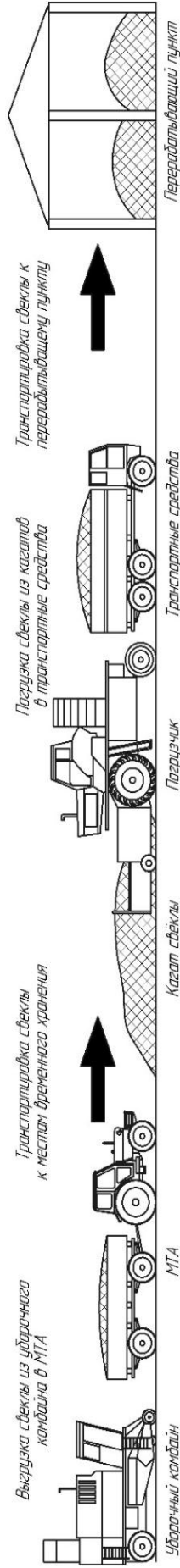
Уборка сахарной свеклы может проходить по следующим схемам: поточной, перевалочной и комбинированной [33] (рисунок 1.1).

В первом случае при поточной технологии корнеплоды после уборочных машин отвозят на приемный пункт сахарного завода, а ботву — на ферму или в хранилище. Таким способом производят уборку в том случае, если хозяйства находятся на небольшом расстоянии от свеклоприемных пунктов и располагают достаточным количеством транспорта.

Поточный способ уборки свеклы



Раздельный способ уборки свеклы



Комбинированный способ уборки свеклы

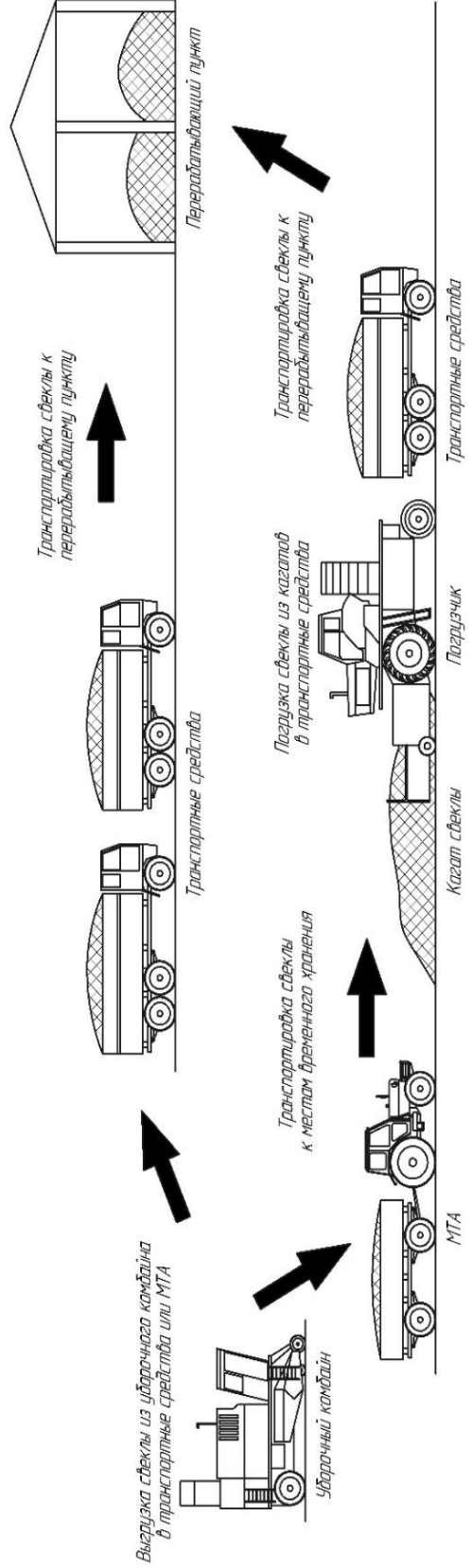


Рисунок 1.1 – Технологическая схема уборки сахарной свеклы

Во втором и третьем случае часть груза размещается вдоль полей (в кагатах). Кагаты образуют шириной от 2 до 6 м и высотой 1,0 – 3,0 м. Использование перевалочной и комбинированной схем связано с недостаточным количеством транспортных средств в хозяйстве, с низкой пропускной способностью приемных пунктов, а также с загрязненностью свекловичного сырья. Преимуществами перевалочной и комбинированной схем являются: менее сжатые сроки вывоза груза с перевалочных площадок не зависимо от режима работы комбайна или кормоуборочной машины без дополнительных затрат на приобретение транспортных средств. Данные схемы предполагают использование погрузчиков непрерывного действия.

При уборке сахарной свеклы к машинам предъявляют высокие агротехнические требования: общая загрязненность сахарной свеклы допускается не более 11 %, количество поврежденных корнеплодов — не более 12 % [59].

При погрузке из временных хранилищ (кагатов) используются погрузчики непрерывного (ПС-200; СПС-4,2; Franz KLEINE и др.) и периодического действия (ПКУ-0,8; ПЭ-Ф-1Б/Б и др.).

При погрузке из складов и площадок с ровным твердым покрытием в основном используются погрузчики непрерывного действия (СПК-25; ТЗК-30; ТПК-30; GRIMME T40L и SL и др.).

Погрузчики непрерывного действия отличаются непрерывностью процессов захвата груза, его транспортирования и погрузки в транспортные средства, и как следствие высокой производительностью (до 200 т/ч). В качестве недостатка можно выделить то, что погрузчики непрерывного действия в основном являются специализированными машинами, это ограничивает их использование в иных технологических операциях и имеют низкую годовую загрузку.

В случае с сахарной свеклой данные недостатки практически сводятся к минимуму, так как во первых: у погрузчику СПС-4,2 базовая машина может использоваться в других сельскохозяйственных операциях; во вторых сахарные

заводы работают круглый год.

1.3. Обзор погрузчиков, используемых на погрузке сахарной свеклы

На погрузке сахарной свеклы используются погрузчики периодического и непрерывного действия, транспортеры, перегрузчики и т.д.

Погрузчики периодического действия применяются в основном на общих сельскохозяйственных работах, где широкое распространение получили фронтальные навесные погрузчики на базе тракторов класса 1,4; 2,0, например, ПКУ-0,8 (рисунок 1.2) и погрузчик ПЭ-Ф-1Б/Б (рисунок 1.3)

Погрузчик ПКУ-0,8 (рисунок 1.2) относится к навесному гидравлическому оборудованию и применяется в основном при погрузке сыпучих и малосыпучих грузов в транспортные средства, а так же для механизации складских работ. ПКУ-0,8 отличается универсальностью, возможностью работать во всех климатических зонах, возможностью быстрого демонтажа навесного оборудования без использования дополнительной техники, агрегируется с тракторами класса 1,4; 2,0.



Рисунок 1.2 – Погрузчик ПКУ-0,8

Погрузчик-экскаватор ПЭ-Ф-1Б/Б (м) (рисунок 1.3) агрегируется с тракторами класса 1,4; 2,0, используется для различных погрузочно-разгрузочных работ. Манипулятор расширяет возможности погрузчика при

погрузке груза в различные транспортные средства и на сложных участках местности.



Рисунок 1.3 – Погрузчик-экскаватор ПЭ-Ф-1Б/Б (м)

Кроме этого существуют погрузчики ПФП 1,2, Terex TL 65, ПТК 764, ПФС 0,75 и другие. Погрузчики периодического действия не нашли широкого применения при погрузке сахарной свеклы из-за малой производительности и травмируемости груза.

Одной из энергоемкой технологической операцией у погрузчиков непрерывного действия является подбор груза и последующая его подача на другие транспортирующие механизмы. Данную операция осуществляет питатель.

Для погрузки сахарной свеклы разработано множество конструктивно-технологических схем погрузчиков непрерывного действия и их питателей. Для выявления наиболее перспективных конструкций, проведем их анализ.

Пензенским сельскохозяйственным институтом предложена схема подборщика-погрузчика сельскохозяйственных культур (рисунок 1.4) (а.с. №1524839), который содержит бiter, расположенный над лемехом, сзади которого последовательно размещены лопастной ротор, приемный транспортер и выгрузной транспортер. Лопастной ротор имеет меньший наружный диаметр по сравнению с бiterом и величину линейной скорости на этом диаметре равную или большую линейной скорости на наружном диаметре битера. Битер имеет вращение по ходу подборщика, а ротор – в противоположном направлении. В процессе работы ротор способствует забору продукта, сходящего с лемеха, подаче его вверх и перебросу груза на приемный транспортер. Недостатком данной конструкции является использование лемеха, который должен внедряться в почву, что ведет к увеличению сопротивления движению машины и повышенным энергозатратам. Также для обеспечения разного направления вращения битера и ротора необходимо использовать большое количество приводных механизмов, что в свою очередь приведет к увеличению металлоёмкости и сложности обслуживания.

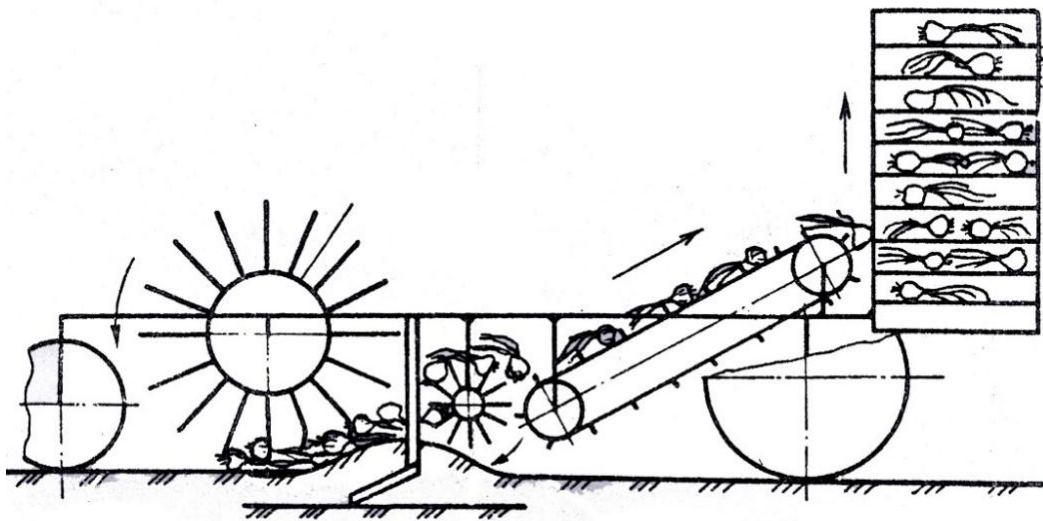


Рисунок 1.4 – Схема подборщика-погрузчика сельскохозяйственных культур

В Украинском научно-исследовательском институте сельскохозяйственного машиностроения спроектирован рабочий орган подборщика корнеплодов (рисунок 1.5) (а.с. №1685298), содержащий раму, на

которой закреплены друг над другом верхний подающий транспортер и нижний приемный транспортер. Рабочее полотно транспортера снабжено скребками и чередующимися с ними эластичными лопастями. Скребки выполнены из жесткого материала и имеют в поперечном сечении U – образную форму. Лопасты установлены с перекрытием скребков по высоте, при этом рабочая поверхность лопасти расположена под острым углом к рабочей поверхности скребка. Лопасть может быть закреплена на несущем её полотне своей средней частью, при этом один из её концов размещен внутри контура полотна транспортера. Данная конструкция требует сложной регулировки рабочих органов и позволяет убирать корнеплоды только из валков.

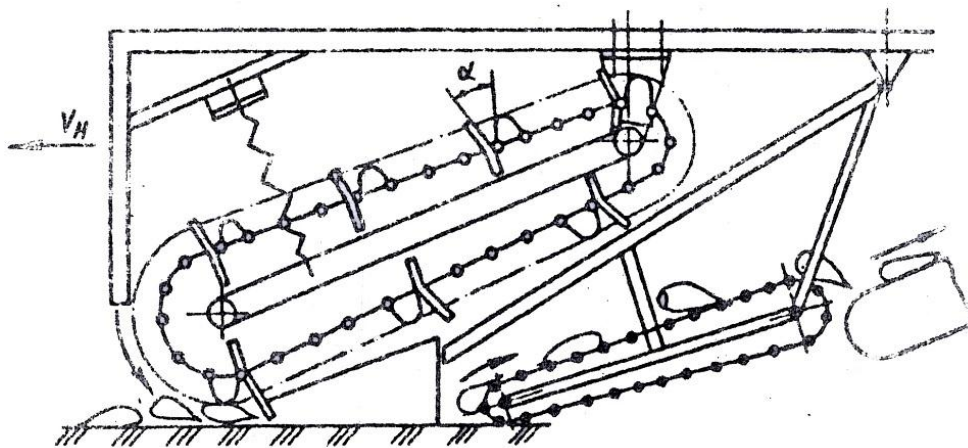


Рисунок 1.5 – Рабочий орган подборщика корнеплодов

Зыковым П.Ю., Орел И.Г. и Охрименко В.Г. разработан подборщик – очиститель корнеплодов (рисунок 1.6) (патент № 1336981). Подборщик содержит раму, несущую подбирающий решетчатый диск, вслед за которым размещены решетчатые диски для очистки и подачи корнеплодов на выгрузной транспортер. Каждый из дисков выполнен в виде ступицы, несущей спицы, установленные с зазором относительно друг друга. Диски связаны с механизмом привода. При работе первый диск подбирает корнеплоды, очищает их от примесей и передает их на второй диск, далее корнеплоды передаются на третий диск, а затем в транспортер. К недостаткам данной конструкции можно отнести малую ширину захвата, большое количество рабочих органов и сложность их изготовления.

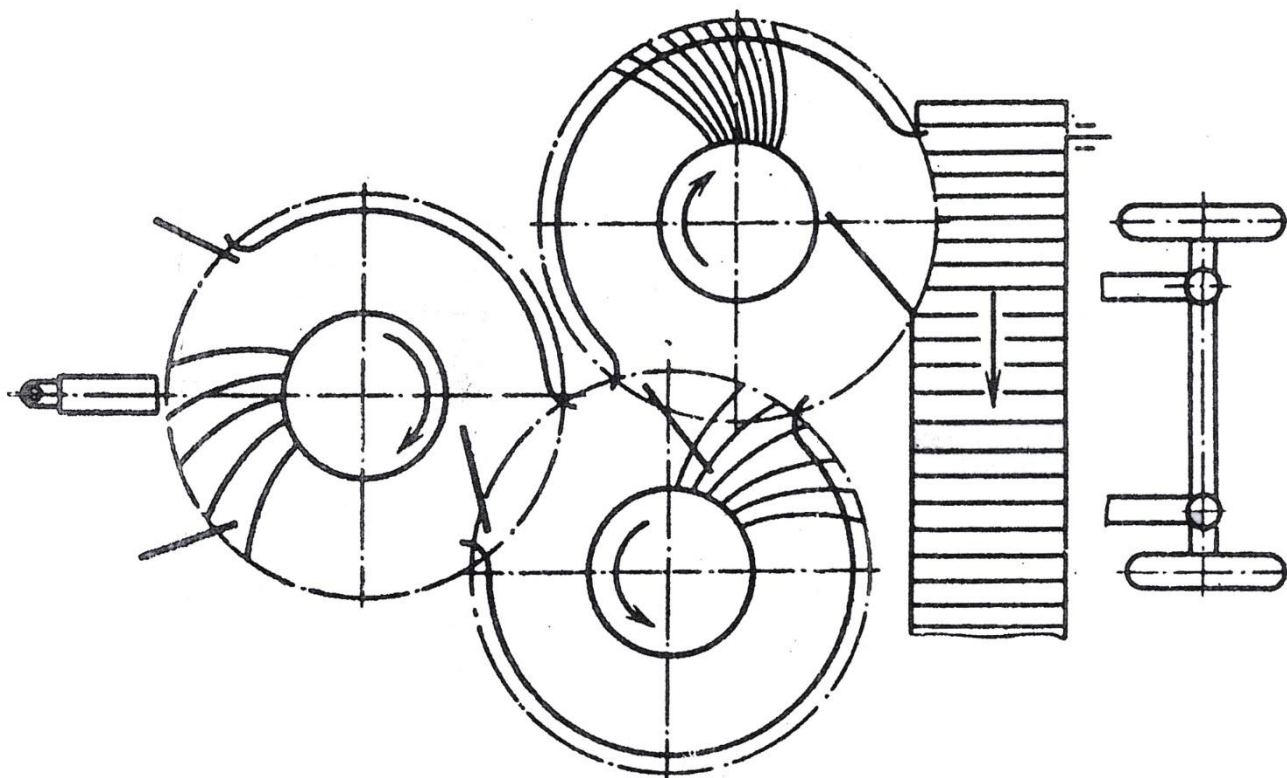


Рисунок 1.6 – Подборщик – очиститель корнеплодов

Золотаревым Л.Л. предложено устройство (рисунок 1.7) для перегрузки корнеплодов (патент № 1519573). Данное устройство содержит неподвижный перфорированный полый барабан с герметичной перегородкой. Цилиндрическая поверхность барабана имеет отверстия. Вокруг барабана вращается подвижный гофрированный цилиндр, выполненный из гибкой ленты и жесткого каркаса. При соприкосновении корнеплодов с вращающимся цилиндром они удерживаются на гибкой ленте за счет перепада давлений между атмосферой и секциями барабана. При перемещении корнеплода в другую секцию барабана усилия прижима исчезают, и он скатывается в контейнер. Недостатком конструкции является высокая энергоемкость вакуумного привода.

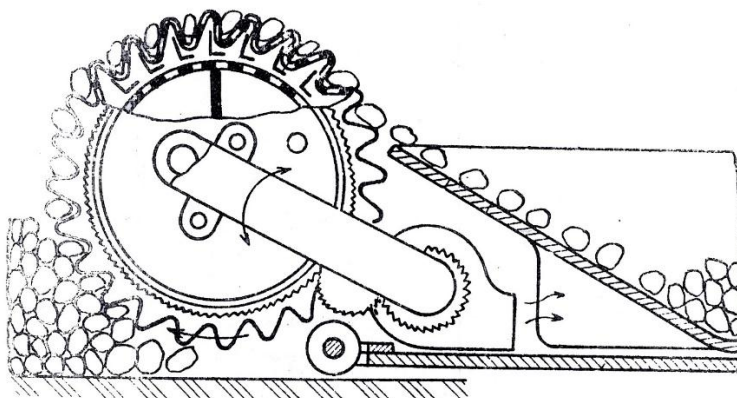


Рисунок 1.7 – Устройство для перегрузки корнеплодов

Институтом инженеров железнодорожного транспорта разработана конструкция заборного органа (рисунок 1.8) (а.с. №759438) для перегрузки корнеплодов, состоящая из приводного эластичного барабана, смонтированного в передней части продольного конвейера. Заборный орган оснащен воздуховодом, что позволяет без травмирования захватывать корнеплоды, в результате чего повышается производительность и сохранность перегружаемого груза. В барабане имеется перфорированная обечайка с наружной поверхностью сферической формы, сам барабан разделен на две части неподвижной герметичной перегородкой. Раструбом воздуховода соединен с одной из перегородок, расположенной со стороны забора корнеплодов. Недостатками данного заборного органа являются большие габариты, сложность обслуживания вакуумной системы и высокая металлоемкость.

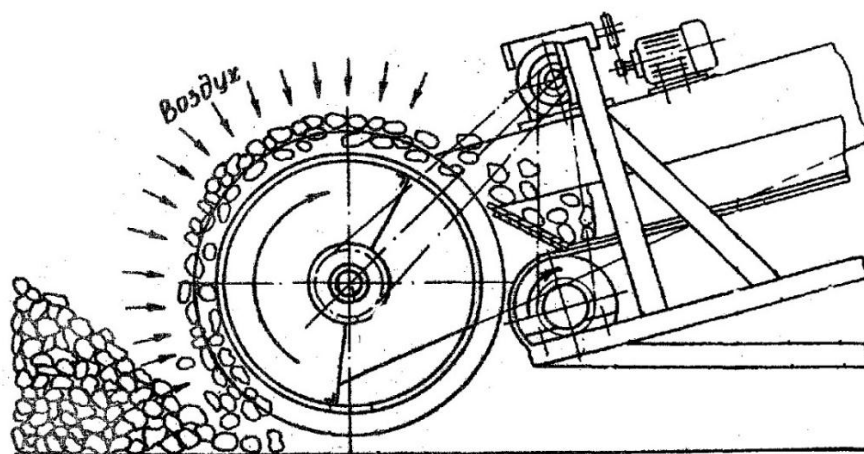


Рисунок 1.8 – Заборный орган для перегрузки корнеплодов

Проектным управлением (г. Ростов-на-Дону) разработано погрузочно-разгрузочное устройство для сельскохозяйственных продуктов РСП-27 (рисунок 1.9) (а.с. №1357327). Оно используется для погрузочно-разгрузочных работ на складских площадках во время выгрузки клубнепродуктов из транспортных средств. Является самоходной тележкой, на которой установлены отвальный конвейер и рабочие органы питателя. Устройство работает следующим образом: силовой цилиндр поднимает на высоту верхнего слоя кагата подгребающий плавающий узел, который выдвигается вперед, а затем плавно опускается вниз, легко обрушивая верхние слои клубней. Осыпавшиеся клубни отражаясь от приемно-заградительного щита, попадают на заборный конвейер, которые транспортирует их на отвальный конвейер. Недостатками погрузочно-разгрузочного устройства РСП-27 являются: выгрузка корнеплодов осуществляется только из транспортных средств; невозможность работать на площадках с неровным покрытием.

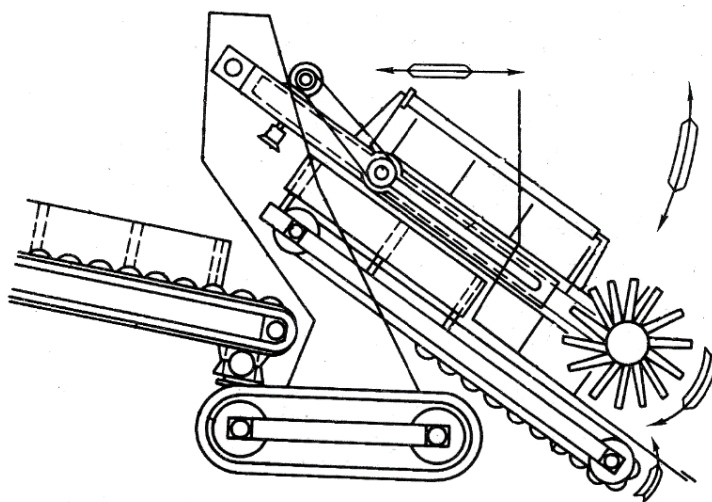


Рисунок 1.9 – Устройство для сельскохозяйственных продуктов РСП-27

Василюк В.В., Герасимовым А.В. и др. разработан подборщик клубней картофеля (рисунок 1.10) (а.с. №1537175). Работа его заключается в следующем: конструкция подводится к кагату, вращающиеся кулачки роторного питателя загружают корнеплоды на ленту транспортера, который

транспортирует его на выход подборщика. Особенностью данной конструкции является наличие огибающего устройства, позволяющее подборщику преодолевать небольшие уступы. Недостатками данной конструкции является низкая производительность и быстрый износ пружин огибающего устройства.

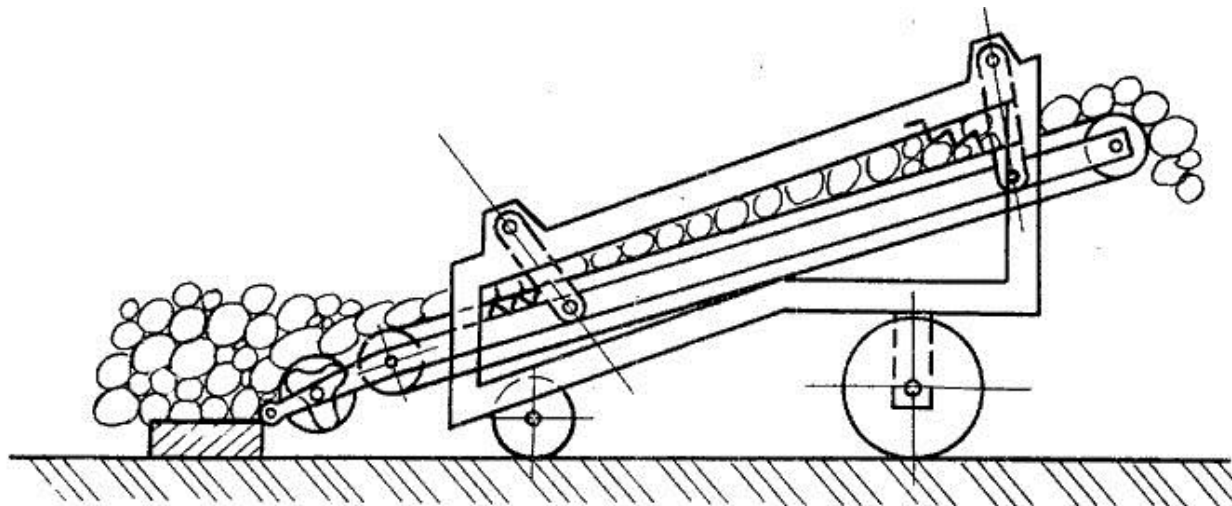


Рисунок 1.10 – Подборщик клубней картофеля

Научным производственным объединением «Нечерноземагромаш» предложена конструкция питателя к подборщику корнеплодов (рисунок 1.11) (патент №2013921), включающего в себя жестко установленные на валу диски, с шарнирно закрепленными между ними вильчатыми лопастями, связанными шарнирными поводками, с подвижным направляющим элементом. Подборщик включает в себя скатный элемент, при этом подвижный направляющий элемент установлен эксцентрично относительно оси вала для обеспечения горизонтального расположения пальцев вильчатых лопастей, а поверхность скатного элемента выполнена в виде набора эластичных ремней, расположенных между пальцами с зазором и связанных с натяжным валиком. К недостаткам подборщика можно отнести сложность конструкции и возможность выхода из строя эксцентрикового механизма при погрузке, из-за попадания земли и растительных остатков.

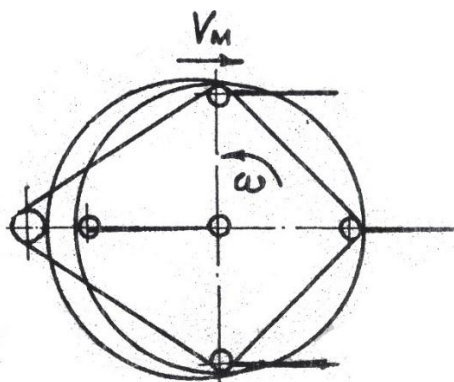


Рисунок 1.11 – Схема питателя к подборщику корнеплодов

Государственным научно-исследовательским и проектным институтом по созданию объектов хранения, переработки плодоовощной продукции, теплиц и сооружений искусственного климата разработано устройство для забора сельскохозяйственных грузов (рисунок 1.12) (патент №2031067). Роторно-ковшовый питатель работает следующим образом: при движении в направлении кагата, питатель внедряется в кагат пластинами, состоящими из плит, которые захватывают груз. Плиты пластин находятся под прямым углом к направлению движения питателя. С плит груз попадает на отгрузочный конвейер, далее загружается в транспортные средства. К недостаткам устройства можно отнести сложность конструкции и возможность выхода из строя механизма работы пластин при погрузке, из-за попадания земли и растительных остатков.

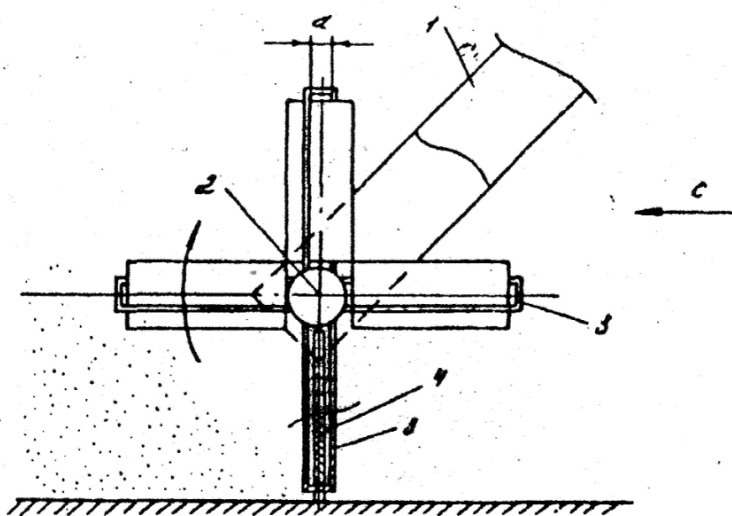


Рисунок 1.12 – Устройство для забора сельскохозяйственных грузов

Центральным НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства разработано устройство для выгрузки корнеплодов из хранилищ и железнодорожных вагонов (рисунок 1.13) (а.с. №1625793). Питатель внедряется в кагат свеклы плитой и вращающимися на ней дисками с лопастями, которыми захватывается груз, далее он подается на конвейер и отгрузочное устройство. После прекращения внедрения, за счет включения одного из ходовых колес, устройство начинает двигаться влево-вправо. При этом происходит забор груза боковыми плитами с дисками, которые подают корнеплоды на конвейер. Данное устройство имеет следующие недостатки: первоначально внедряясь в кагат работает по напорному принципу, что сказывается на сохранности груза, а также приводит к обрушению кагата, что усложняет погрузку, к тому же конструкция данного устройства позволяет производить выгрузку только с ровной поверхности.

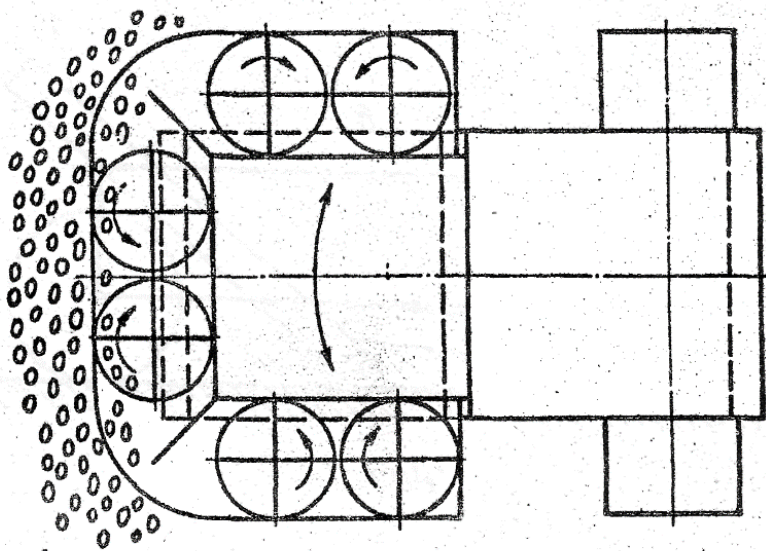


Рисунок 1.13 – Схема устройства для выгрузки корнеплодов

НПО «Проекттехналадка» (г. Москва) разработано устройство (рисунок 1.14) для погрузки и выгрузки навалочных грузов (а.с. №1323500), преимущественно корнеплодов, из крытых железнодорожных вагонов, хранилищ. Устройство работает следующим образом: устройство подводится к

кагату, конвейер опускается в рабочее положение, включается привод машины, устройство начинает внедряться в массу, одновременно запускается система сжатого воздуха. Струи воздуха, проходя через расположенные на узких участках верхней стенки лотка перфорации, приводят слой картофеля во взвешенное состояние, разрыхляют и направляют его. Взвешенный слой картофеля поступает к вращающимся эластичным звездочкам заборного органа, которые передают груз на ленточный конвейер. Недостатком данной конструкции является сложность обслуживания пневматической установки и сильная запыленность, возникающая в процессе работы.

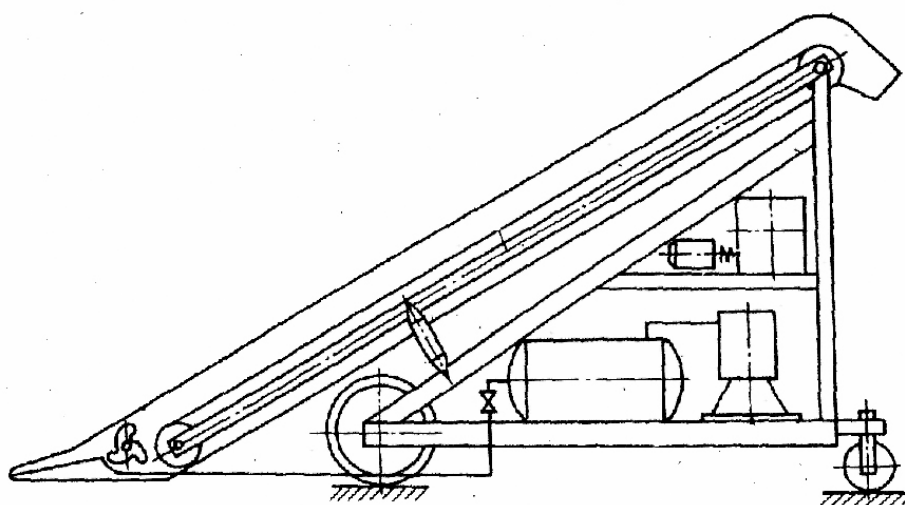


Рисунок 1.14 – Устройство для погрузки и выгрузки навалочных грузов

Российским государственным научно-исследовательским и проектным институтом по созданию объектов хранения, переработки плодоовощной продукции, теплиц и сооружений искусственного климата «Гипронисельпром» разработано устройство для забора сельскохозяйственных грузов (рисунок 1.15) (патент №2042599), в частности корнеплодов, из хранилищ и железнодорожных вагонов. Устройство представляет собой питатель в форме клина и работает следующим таким образом, что внедряясь в кагат по напорному принципу, груз подается на выгрузной конвейер. К особенностям устройства можно отнести наличие дополнительной рамы, которая позволяет раздвигаться выгрузному конвейеру. Данное устройство не способно работать в полевых условиях.

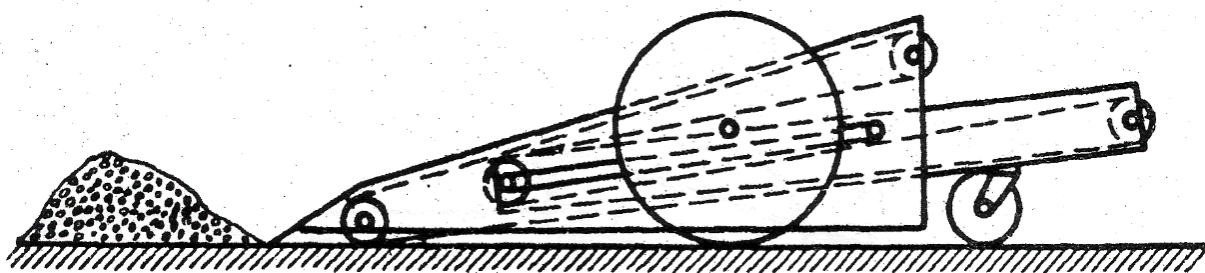


Рисунок 1.15 – Устройство для забора сельскохозяйственных грузов

Известна погрузочно-разгрузочная машина для легкоповреждаемых грузов (а.с. №341738), в том числе сахарной свеклы (рисунок 1.16). Заборный орган машины состоит из наклонного ленточного конвейера, на опорных роликах, взаимодействующих с направляющими рамы. В заборном органе верхнего уровня конвейера, между стенками, установлена шарнирная направляющая, представляющая собой планку с эластичным покрытием. В передней части данной планки, смонтированы ролики, которые перекатываются по опорной поверхности. Данная конструкции, может использоваться только на электрифицированных площадках.

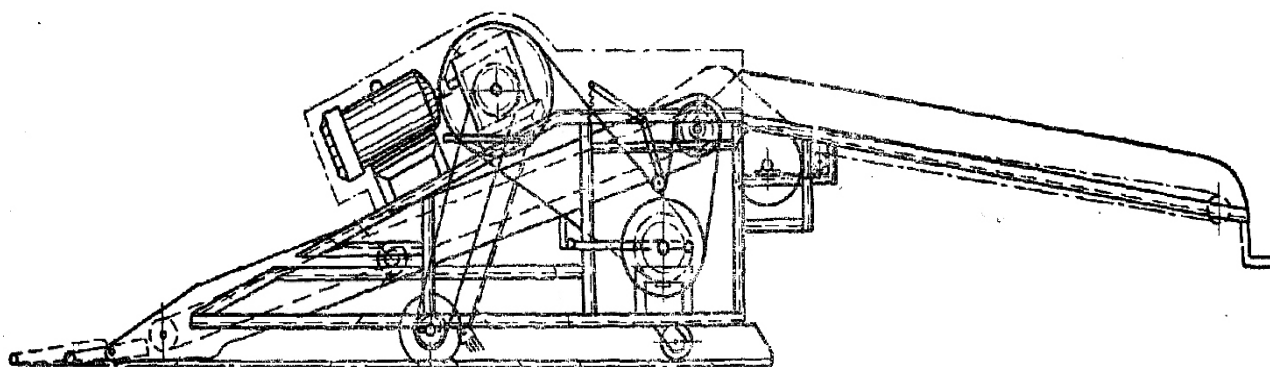


Рисунок 1.16 – Погрузочно-разгрузочная машина для легкоповреждаемых грузов

Казахским политехническим институтом им. В.И. Ленина разработано устройство (рисунок 1.17) для выгрузки корнеплодов из крытых железнодорожных вагонов и других видов транспорта (а.с. №1710471).

Устройство работает следующим образом: вакуумная установка затягивает воздух в полость стрелы, одновременно с этим к движущемуся полотну прижимаются корнеплоды, которые рядом гибких звеньев переносят прижатый воздухом груз на отгрузочный конвейер и далее к месту разгрузки. К недостаткам данной конструкции можно отнести: сложность в изготовлении и обслуживании вакуумной системы.

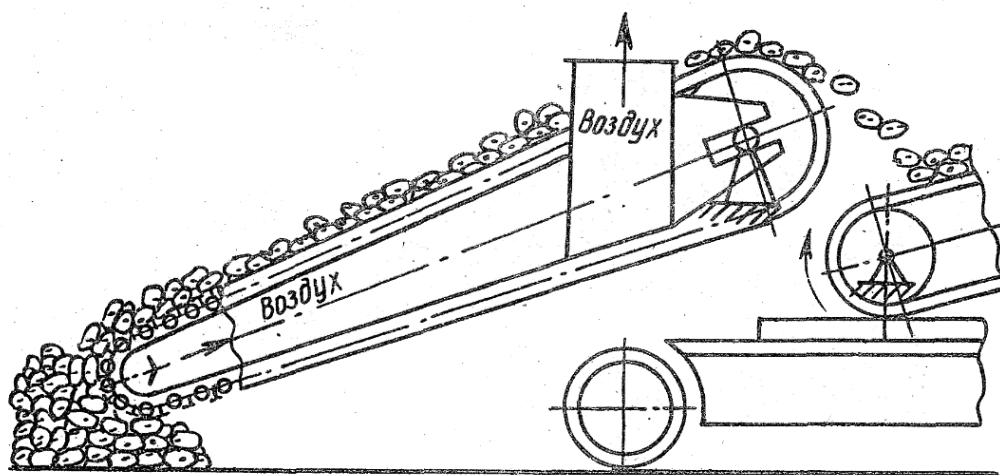


Рисунок 1.17 – Машина для выгрузки корнеплодов

Малик А.П., Кравченко А.С. и др. предложена конструкция питателя к погрузчику корнеплодов (рисунок 1.18) (а.с. №904558). Погрузчик содержит питатель, сепарирующее устройство, выполненное из наклонного продольного и горизонтального поперечного транспортеров, и погрузочного транспортера. Питатель состоит из двух секций и пальцев, закрепленных на горизонтальном валу по винтовой линии. Все пальцы выполнены разной длины и в каждой секции установлены со смещением смежных пальцев на 180° . Недостатком является неравномерность захвата, что приводит к повышенным ударным нагрузкам.

Украинским НИИ разработан подборщик-погрузчик корнеплодов навесного типа (рисунок 1.19) (а.с. №370145).

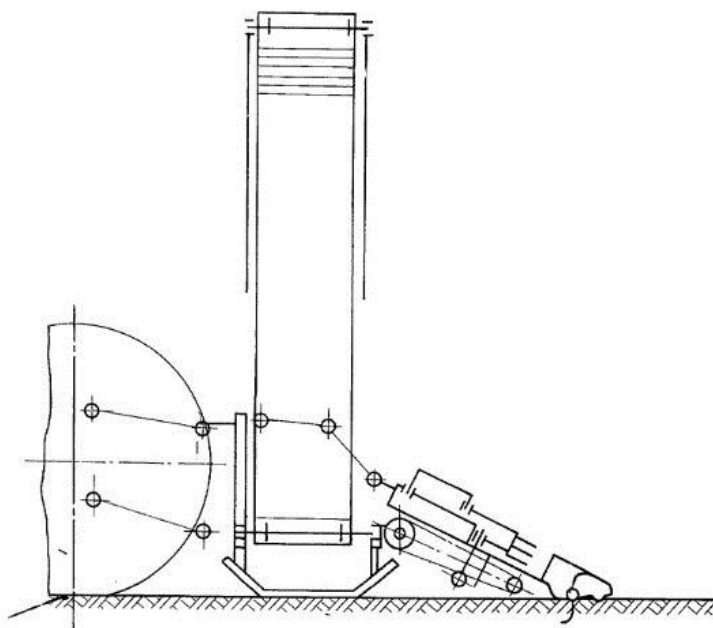


Рисунок 1.18 – Погрузчик корнеплодов

Подборщик-погрузчик корнеплодов навешивается сзади трактора и работает следующим образом: при движении назад вдоль кагата питатель направляющими щитками разделяет и направляет кагат к скатам, где вильчатые лопасти поднимают груз вверх, и далее на очистительное устройство, отгрузочный транспортер и в транспортное средство. Лыжи помогают питателю оставаться в горизонтальном положении, копируя микрорельеф. К недостаткам конструкции можно отнести сложность изготовления вильчатых лопастей.

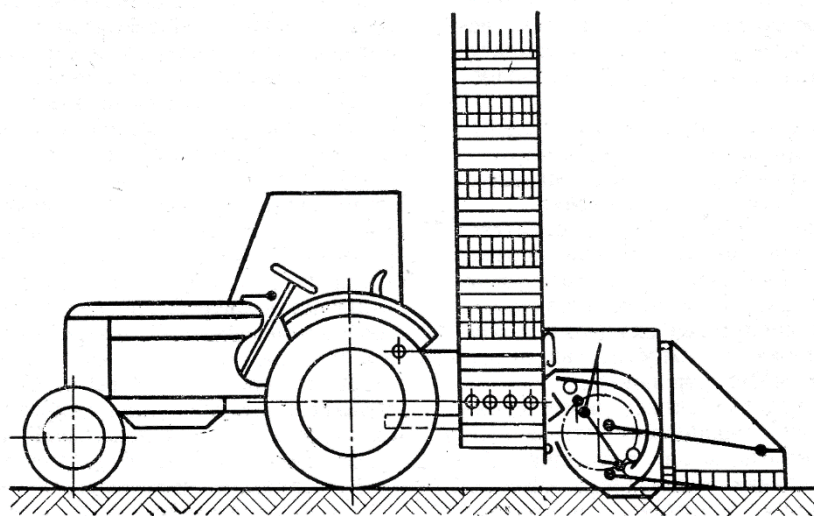


Рисунок 1.19 – Подборщик-погрузчик корнеплодов.

Кондак М.А. и Юшенко Л.А. предложено устройство для погрузки сахарной свеклы (рисунок 1.20) (а.с. №69124). Данное устройство должно исключить или уменьшить повреждение сахарной свеклы при погрузке за счет того, что транспортер выполнен из ряда параллельных лент, в просветах между которыми, на захватной головке, установлены вилы, шарнирно монтируемые на болтах барабана. Барабан выполнен в виде ряда параллельно установленных шкивов, соединенных между собой болтами, которые и являются осями для вилок. В процессе работы вилы внедряются в кагат захватывая сахарную свеклу, вращаясь, проходят между лентами оставляя груз на ней. К недостаткам данного устройства можно отнести быстрый износ транспортирующих лент, так как они приводят в движение барабан с вилами, и отсутствие натяжителя для лент, что приводит к их провисанию, проскальзыванию по барабану с вилами.

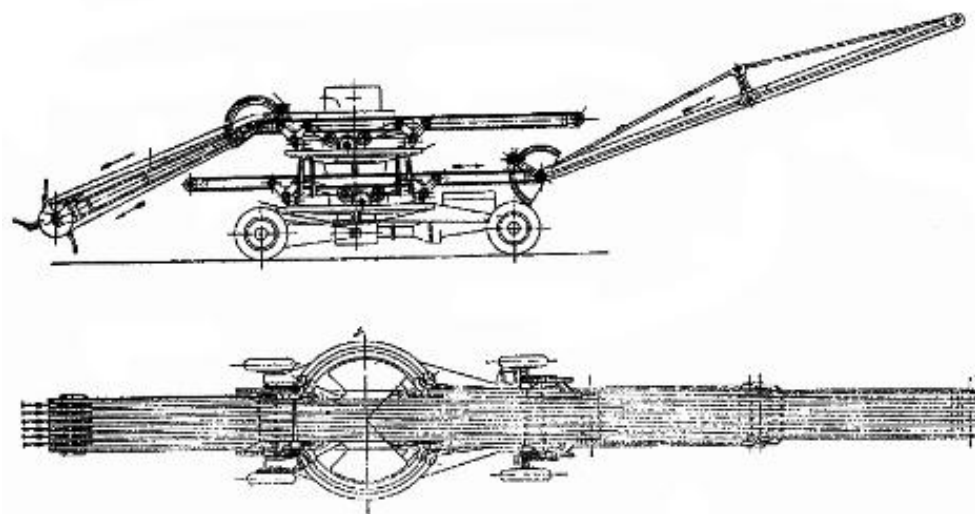


Рисунок 1.20 – Устройство для погрузки.

Коллективным производственным предприятием «Днепропетровский комбайновый завод» разработано устройство для подбора и очистки корнеплодов (рисунок 1.21) (патент №2017375). Устройство работает следующим образом. При движении устройства вдоль вала корнеплодов, эластичные скребки отделяют порцию материала, и, совместно с активными

дисками, воздействующими на валок с его боков, подают к кулачковому валу нижнего транспортера. Последний, подбирает корнеплоды с поверхности поля. Далее корнеплоды перемещаются в ячейках, в которых они интенсивно ворошатся и встряхиваются вращающимися кулачковым и лопастным валами и эластичными скребками. Недостатками являются сложность конструкции вследствие большого числа рабочих органов.

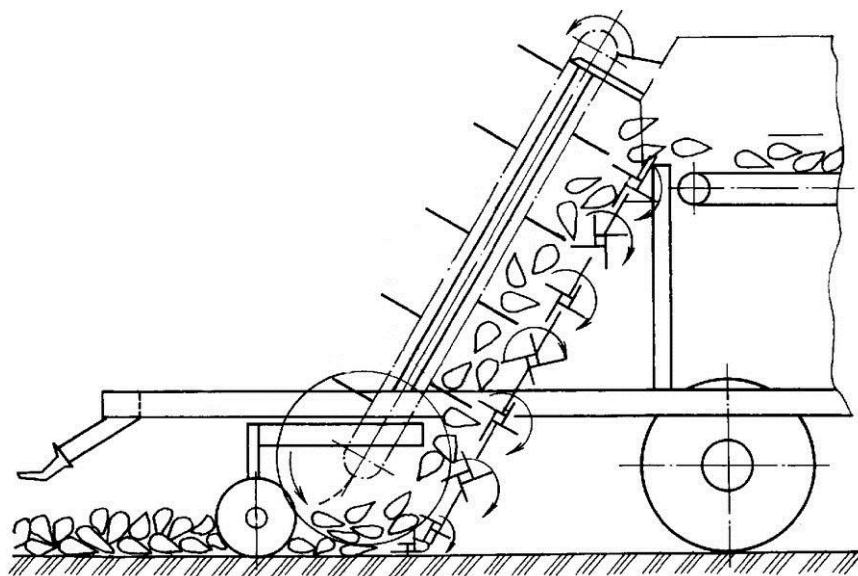


Рисунок 1.21 – Устройство для подбора и очистки корнеплодов

В отечественном серийном производстве находятся свеклопогрузчик – очиститель СПС-4,2 (рисунок 1.22) и ПС-200 (рисунок 1.23). Данные машины предназначены для погрузки корней сахарной свеклы из кагатов, полевых куч, валков и временных хранилищ в транспортные средства. Свеклопогрузчики СПС-4,2 и ПС-200 используются во всех зонах свеклосеяния России. Они используются также для погрузки корнеплодов, с аналогичными сахарной свекле, физико-механическими свойствами. Главным отличием СПС-4,2 от ПС-200 является то, что в качестве главной энергетической установки используется трактор класса 1,4, который после погрузки сахарной свеклы можно использовать в других операциях, в то время как ПС-200 является специализированной машиной и нигде, кроме погрузки корнеплодов применяться не может. Свеклопогрузчики – очистители обладают высокой производительностью (до 200 т/ч), но вместе с тем имеют сложную

конструкцию, высокую энергоёмкость. Энергоёмкость СПС-4,2 составляет 570 Дж/кг, ПС-200 502 Дж/кг.



а



б

Рисунок 1.22 – Свеклопогрузчик-очиститель СПС-4,2

а – погрузчик агрегированный с трактором МТЗ-80/82; б – погрузчик без трактора



Рисунок 1.23 – Свеклопогрузчик-очиститель ПС-200

Советской промышленностью выпускался свеклопогрузчик СНТ-2,1 (рисунок 1.24).

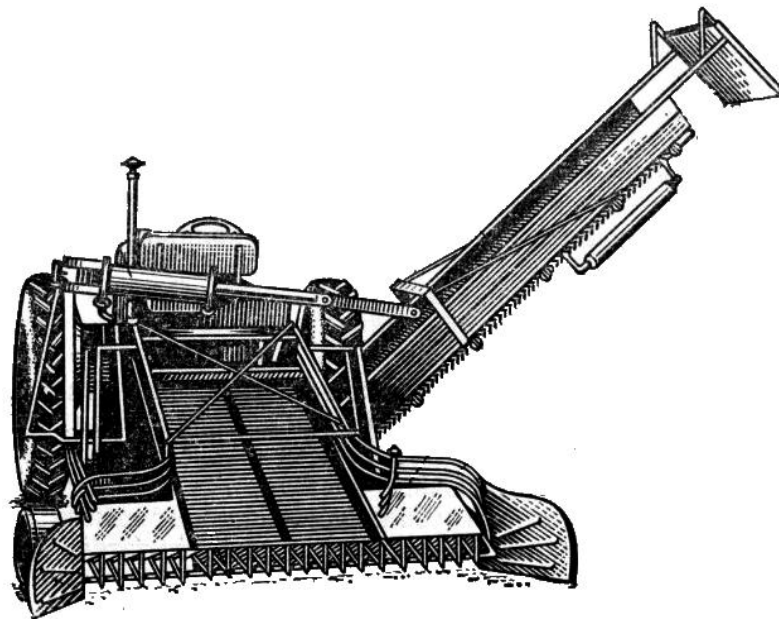


Рисунок 1.24 – Свеклопогрузчик СНТ-2,1.

Свеклопогрузчик имеет питатель, боковые вилы для подачи корнеплодов к питателю, продольный элеватор и поперечный транспортер для подачи корнеплодов в автомашину. Свеклопогрузчик обслуживается трактористом и одним или двумя рабочими. Производительность составляет до 45 тонн в час. Немецкой фирмой «Franz KLEINE» выпускается одноименный погрузчик (рисунок 1.25) непрерывного действия для погрузки корнеплодов из кагатов с доочисткой их от земли и растительных остатков. Данные погрузчики имеют ширину захвата до 10 м, возможность перегрузки на расстояние до 15 м, производительность до 460 т/ч. Данные погрузчики оборудованы гидравлическим манипулятором для ускорения загрузки основного питателя путем сгребания верхнего слоя корнеплодов в кагате, имеют удлиненный шнековый транспортер для отчистки от земли и растительных остатков. Питатель представляет собой две рамы на которых установлены валы с пальцами обеспечивающие подбор и транспортировку груза к очистительному транспортеру. В транспортном положении данные рамы складываются вдоль бортов погрузчика, что позволяет ему самостоятельно передвигаться по дорогам общего пользования на удаленные участки. При своих преимуществах данные машины являются дорогостоящими. Средняя цена за погрузчик 2015 года выпуска составляет от 6 млн. руб. по ценам 2015 года. Энергоемкость данного погрузчика составляет 1409 Дж/кг.

Немецкой фирмой «Brettmeister» и «Franz KLEINE» выпускаются полунавесные погрузчики непрерывного действия «Brettmeister Minimaus» (рисунок 1.26 а) и «Franz KLEINE LS 200» (рисунок 1.26 в) для погрузки корнеплодов из кагатов с доочисткой их от земли и растительных остатков. Данные погрузчики представляет собой уменьшенную копию питателя погрузчика «Maus» и погрузчика «Franz KLEINE». Погрузчики по сути представляет собой одну секцию питателя погрузчика «Maus» и «Franz KLEINE», без дополнительных секций для отчистки груза, упрощенный манипулятор для подачи груза и выгрузной транспортер.



а



б

Рисунок 1.25 – Погрузчик фирмы «Franz KLEINE» модель 350V
а – погрузчик в рабочем положении; б - погрузчик в транспортном положении

Погрузчики работают от гидросистемы трактора. В транспортном положении представляют собой прицеп и могут транспортироваться на скорости до 80 км/ч на дорогах общего пользования. При своих преимуществах данные погрузчики являются дорогостоящими и требуют больших затрат на техническое обслуживание. Средняя цена на ноябрь 2015 за погрузчики обеих марок 2015 года выпуска составляет от 3 млн. руб.

К погрузчикам применяющимся на складах можно отнести следующие: СПК-25; ТЗК-30; ТПК-30; GRIMME T40L; SL и другие.

Подборщик СПК-25 (рисунок 1.27) используется на электрифицированных площадках с ровным полом для выгрузки корнеплодов из хранилищ навалного и закромного типов. Представляет собой самоходный транспортер-подборщик с дистанционным пультом управления, соединенный шарнирно с телескопическим транспортером. Подборщик движется фронтально, внедряется в кагат по напорному принципу, происходит забор груза, который поступает на телескопический транспортер и далее в транспортные средства.

Недостатками данного погрузчика являются: невозможность работать на не электрифицированных площадках, осуществлять погрузку в поле и на неровных площадках, небольшую ширину захвата (0,4 м) и невысокую производительность (6,94 кг/с)

Транспортер-загрузчик ТЗК-30 (рисунок 1.28) является комбинированной самоходной машиной, состоящей из приёмного бункера-питателя, ленточного подъёмного и выгрузного транспортёра. Используется на электрифицированных хранилищах навалного и закромного типов, имеющих возможность въезда автотранспорта и ровный пол, с высотой насыпания до 6 м и вместимостью 500 т и выше.

Предназначен для приёма и подачи корнеплодов в хранилище или в транспортные средства. Каждый рабочий орган и устройство имеет индивидуальный электрический привод.



а



б



в

Рисунок 1.26 – Погрузчики фирм «Brettmeister» и «Franz KLEINE»
 а – погрузчик «Brettmeister Minimaus» в рабочем положении; б – погрузчик «Brettmeister Minimaus» в транспортном положении; в – погрузчик «Franz KLEINE LS 200».



Рисунок 1.27 – Подборщик СПК-25



Рисунок 1.28 – Транспортёр-загрузчик ТЗК-30

В приемный бункер корнеплоды поступают из кузовов самосвалов, бортовых машин или подаются в него системой транспортёров других погрузчиков.

Из подвижного дна бункера-питателя сахарная свекла подается на подъёмный транспортёр, а далее в приёмное окно выгрузного транспортёра, последний равномерно распределяет сахарную свеклу по всему хранилищу. По мере заполнения хранилища, транспортёр передвигается своим ходом. Погрузчик служит исключительно для загрузки хранилищ, не предназначен для работы в поле и на не электрифицированных площадках.

Транспортер-подборщик ТПК - 30 (рисунок 1.29) используется для погрузочно-разгрузочных работ в хранилищах с навальным хранением с уровнем пола равным уровню проезжей части.



Рисунок 1.29 – Транспортер-подборщик ТПК-30

Транспортер-подборщик ТПК - 30 используется совместно с транспортером-загрузчиком ТЗК-30 и монтируется вместо приемного бункера. Основными узлами являются: рама, роторный питатель, ленточный транспортер и приводные механизмы.

Транспортер-подборщик ТПК – 30 при погрузке сахарной свеклы из хранилища работает следующим образом: сначала подъезжает к кагату, по напорному принципу внедряется в массу груза, который захватывается ленточным транспортером и переносится на подъемный транспортер, далее в приемную часть транспортера выгрузной стрелы, а затем в транспортные средства. Для привода рабочих органов используются электродвигатели. Комплекс машин ТПК-30 и ТЗК – 30 обладает следующими недостатками: отсутствие возможности работать на не электрифицированных площадках и подбора сахарной свеклы из кагатов в поле, малая ширина захвата питателя – 0,8 м.

Немецкой фирмой GRIMME производится круговой подборщик корнеплодов Т40L (рисунок 1.30 а) с производительностью 50 т/ч. Предназначен для работы на электрифицированных площадках с ровным покрытием, используется для загрузки хранилищ или транспортных средств. Способу работы аналогичен комплексу машин ТЗК и ТПК.

Также как у ТЗК-30 для подборщика Т40L имеется приёмный бункер RH 14-40 для транспортных средств с задней разгрузкой (рисунок 1.30 б). Преимуществом подборщика Т40L перед комплексом ТЗК и ТПК, является возможность увеличить длину транспортирования груза до 12,45 м, если использовать телескопический ленточный погрузчик SL 80-12 (рисунок 1.30 в), также выпускаемый фирмой GRIMME. При своих преимуществах данный комплекс машин являются дорогостоящим.

Среди полунавесных погрузчиков в России наибольшее распространение получили и используются следующие модели: погрузчики ПСП-2 (рисунок 1.31 а) и ПНБВ-1,6 (рисунок 1.31 б) украинского производства, погрузчик ППК-6

«Полесье» (рисунок 1.31 в) выпускающийся в Белоруссии и итальянские погрузчики корнеплодов фирмы «ИМАС» (рисунок 1.31 г).



а



б



в

Рисунок 1.30 – Погрузчики непрерывного действия производства фирмы «GRIMME»

а - подборщик T40L; б - приёмный бункер RH 14-40; в - телескопический ленточный погрузчик SL 80-12



а



б



в



г

Рисунок 1.31 – Полунавесные погрузчики

а – ПСП-2; б – ПНБВ-1,6; в – ППК-6; г – ИМАС

Все выше перечисленные погрузчики имеют схожую конструкцию, могут агрегатироваться с тракторами класса 1,4, но имеют малую ширину захвата и применяются только для подбора корнеплодов из валков. В основном используются в малых фермерских хозяйствах.

В таблице 1.1. представлены технические характеристики ранее рассмотренных погрузчиков непрерывного действия, которые могут использоваться при погрузке сахарной свеклы из кагатов на поле и складских помещений.

Таблица 1.1 – Технические характеристики существующих погружающих погрузчиков сахарной свеклы

Параметры	СПК-25	ТЗК-30	ТПК-30	T40L	ПНБВ-1,6	СПС-4,2	ПС-200	Kleine 350V	Mini maus
Производительность, кг/с	6,94	8,33	8,33	13,89	4,17	50,00	55,56	127,78	52,78
Рабочая скорость, м/с	0,3	0,1	0,1	0,3	9	5	5	6	4,5
Длина транспортирования, м	8	12,5	13,0	6,6	2,5	3,0	5,0	15	8
Ширина захвата, м	0,4	0,8	0,8	0,96	1	4,2	4,2	10	4,5
Высота, м	1,23	2,88	2,88	1,13	3,00	3,5	4,0	6,0	4,5
Потребляемая мощность, кВт	3,5	11,1	13,3	3,65	2,65	29	27,9	180	27,02
Масса, кг	800	430	430	540	2700	9165	11250	23800	687
Обслуживающий персонал, чел	2-3	1-2	3-4	2-3	1	1	1	1	1
Энергоемкость, Дж/кг	504	660	672	265	635	570	502	1409	512

По статистическим данным Министерства сельского хозяйства РФ и Министерства статистики РФ на декабрь 2013 года, на территории Российской Федерации зарегистрировано около 2400 свеклоуборочных комбайнов и погрузчиков. Из них 7,6% приходится на импортную технику. В ходе анализа свекловодческих хозяйств Саратовской, Тамбовской и Пензенской областей установлено, что на территории данных областей действует 96 единиц свеклопогрузчиков СПС-4,2.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод о том, что производимые промышленностью погрузчики непрерывного действия, работающие на электрифицированных складских площадках, имеют производительность от 6,94 кг/с до 13,89 кг/с и энергоемкость от 265 Дж/кг до 672 Дж/кг. Погрузчики, применяемые для погрузки сахарной свеклы в полевых условиях имеют производительность: отечественные от 4 кг/с до 55 кг/с, иностранного производства от 50 кг/с до 128 кг/с. Энергоемкость данных погрузчиков как отечественных, так иностранного производства составляет от 500 Дж/кг до 1400 Дж/кг.

Рассмотренные выше погрузчики, как импортного и отечественного производства имеют высокую производительность, обеспечивающую непрерывность технологического процесса погрузки в системе «кагат – перерабатывающий завод». Таким образом, при достаточной производительности высокая энергоемкость обусловлена значительными затратами мощности на привод рабочих органов (27,9 кВт – 29 кВт), что сказывается на себестоимости продукции.

Следовательно, необходимо разрабатывать погрузчики, имеющие производительность от 50 кг/с до 55 кг/с, энергоемкость до 500 Дж/кг и потребляемую мощность не более 27 кВт. Разрабатываемый погрузчик должен соответствовать физико-механическим свойствам сахарной свеклы.

1.4. Классификация питателей погрузчиков непрерывного действия

На основании проведенного анализа литературных источников, существующих

погрузчиков и патентного поиска, можно сделать вывод о том, что одним из перспективных направлений повышения эффективности погрузочных работ, которое обеспечивает повышение производительности и снижение энергоемкости погрузки сахарной свеклы из кагатов, является разработка новых конструкций погрузчиков непрерывного действия и их питателей.

Благодаря проведенной систематизации погрузчиков и их питателей, составлена классификация представленная в таблице 1.2.

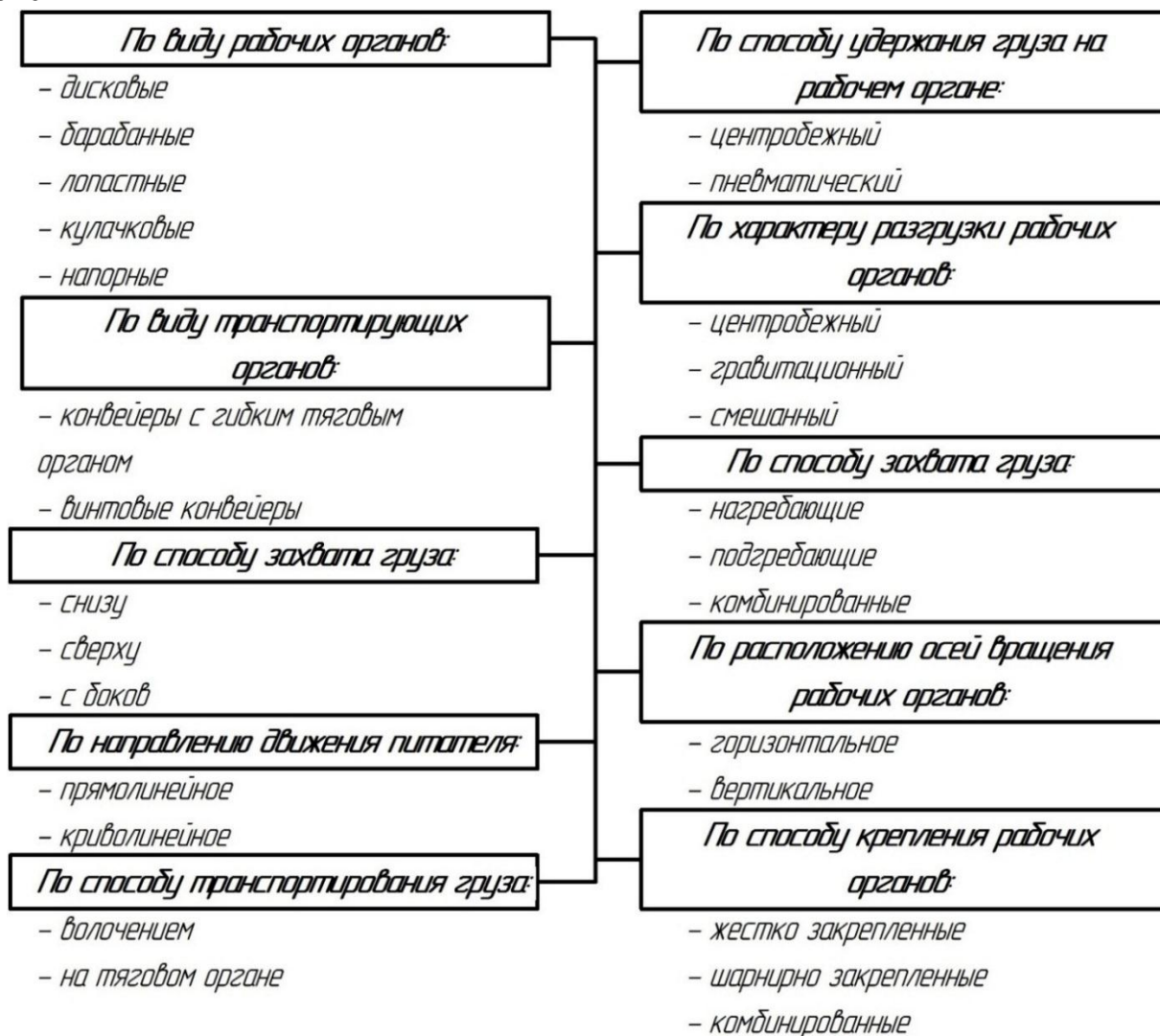
По виду рабочих органов питатели можно разделить на дисковые (устройство для выгрузки корнеплодов (рисунок 1.13), подборщик – очиститель корнеплодов (рисунок 1.16)), барабанные (патент № 1519573 (рисунок 1.7), а.с. №759438 (рисунок 1.8)), лопастные (устройство для сельскохозяйственных продуктов РСР-27 (рисунок 1.9)), кулачковые (СПС-4,2, ПС-200, Brettmeister, Franz KLEINE), напорные (Т40L, ТПК 30 ТЗК 30 и др.) В массовом производстве на данный момент находятся питатели имеющие кулачковые валы или работающие по напорному принципу ввиду простоты изготовления и эксплуатации.

По виду транспортирующих органов бывают питатели с конвейерами с гибкими тяговыми органами, к ним относятся ТПК 30, ТЗК 30, Т40L, РСР-27 и др., а также питатели с винтовыми конвейерами, такие как СПС-4,2, ПС-200, Brettmeister, Franz KLEINE и др.

Большинство питателей движется прямолинейно, однако есть конструкции к примеру - устройство для выгрузки корнеплодов (рисунок 1.13), которое движется криволинейно, внутри складских помещений.

Способ транспортирования груза может быть волочением (СПС-4,2, ПС-200, Brettmeister, Franz KLEINE и др.) и на тяговом органе (ТПК 30, ТЗК 30, Т40L и др.). Предпочтение отдается способу транспортирования на тяговом органе, так как груз испытывает наименьшее число ударных воздействий.

Таблица 1.2 – Классификация питателей свеклопогрузчиков непрерывного действия



По способу удержания груза на рабочих органах наиболее распространен центробежный, однако есть конструкции питателей в которых реализован пневматический способ удержания груза: устройство для перегрузки корнеплодов (рисунок 1.7), заборный орган для перегрузки корнеплодов (рисунок 1.8) и устройство для выгрузки корнеплодов (рисунок 1.18). Предпочтение дается центробежному способу удержания груза как наименее энергоемкому.

Способ крепления рабочих органов относительно рамы питателя бывает жестким (ТПК-30; СПС-4,2; ПС-200), шарнирным (а.с. №404735) или комбинированным (погрузчик УРС «Ростовуголь» патент №1357327). Шарнирное расположение рабочего органа позволяет при работе с кагатами большой высоты производить их послынную разработку, что исключает

образование сводов и обеспечивается безопасная работа погрузчика.

По способу захвата груза питатели делятся на три группы: нагребавшие (СПС-4,2; ПС-200 и др.), подгребавшие (погрузчик УРС «Ростовуголь» патент №1357327 и др.) и комбинированные (погрузчик Украинского НИИ, патент № 370145 и др.). Наиболее предпочтительнее первый тип рабочих органов, так как в отличие от подгребавших, захват груза осуществляется переносом через себя, а не по поверхности рабочих органов, что снижает травмируемость груза и энергоемкость процесса захвата груза.

По расположению осей вращения рабочих органов можно выделить горизонтальные и вертикальные. Вертикальное расположение осей вращения рабочих органов не имеет широкого распространения (погрузчик ЦНИИМЭСХ рис. 1.13).

Конструкция питателя напрямую влияет на производительность и энергоемкость погрузчика непрерывного действия. Опытным путем установлено, что причиной травмируемости корнеплодов, являются ударные воздействия, образующиеся в результате контакта груза с рабочими органами [32, 34, 35, 36]. Следовательно, необходимо свести к минимуму количество данных контактов. Этого можно добиться, если реализовать в питателе принцип переноса груза на рабочей поверхности.

Анализ составленной классификации показывает, что для решения данной задачи подходит питатель с двумя рабочими органами – кулачковым валом и планчатым транспортером. Работа питателя будет выглядеть следующим образом: кулачки расположенные на валу подхватывают сахарную свеклу и переносят её на планчатый транспортер, который доставляет груз к отгрузочному устройству или на очистительные секции. При этом, на наш взгляд, целесообразно поместить вал с кулачками в планчатый транспортер, таким образом, нет необходимости использовать битер для съема и перекидывания корнеплодов с кулачков вала на транспортер, что снизит количество ударных воздействий на сахарную свеклу и положительно скажется на энергоемкости и сохранности груза.

Ко всем выше перечисленным показателям максимально подходит свеклопогрузчик СПС-4,2, поэтому разработку конструкции кулачкового планчатого питателя целесообразно произвести на его базе. Кроме того, данная модель свеклопогрузчика наиболее распространена на территории Саратовской области. При этом замена питателя не скажется на качестве очистки сахарной свеклы, так как в конструкции данного свеклопогрузчика имеются отдельные секции для очистки корнеплодов.

Свеклопогрузчик СПС-4,2 разработан для осуществления погрузки сахарной свеклы с куч и кагатов в транспортные средства, с одновременной доочисткой от ботвы, земли и остатков растительности [9]. Данный свеклопогрузчик состоит из (рисунок 1.32): питателя 1, транспортера 2, очистителя 3, отгрузочного транспортера 4.

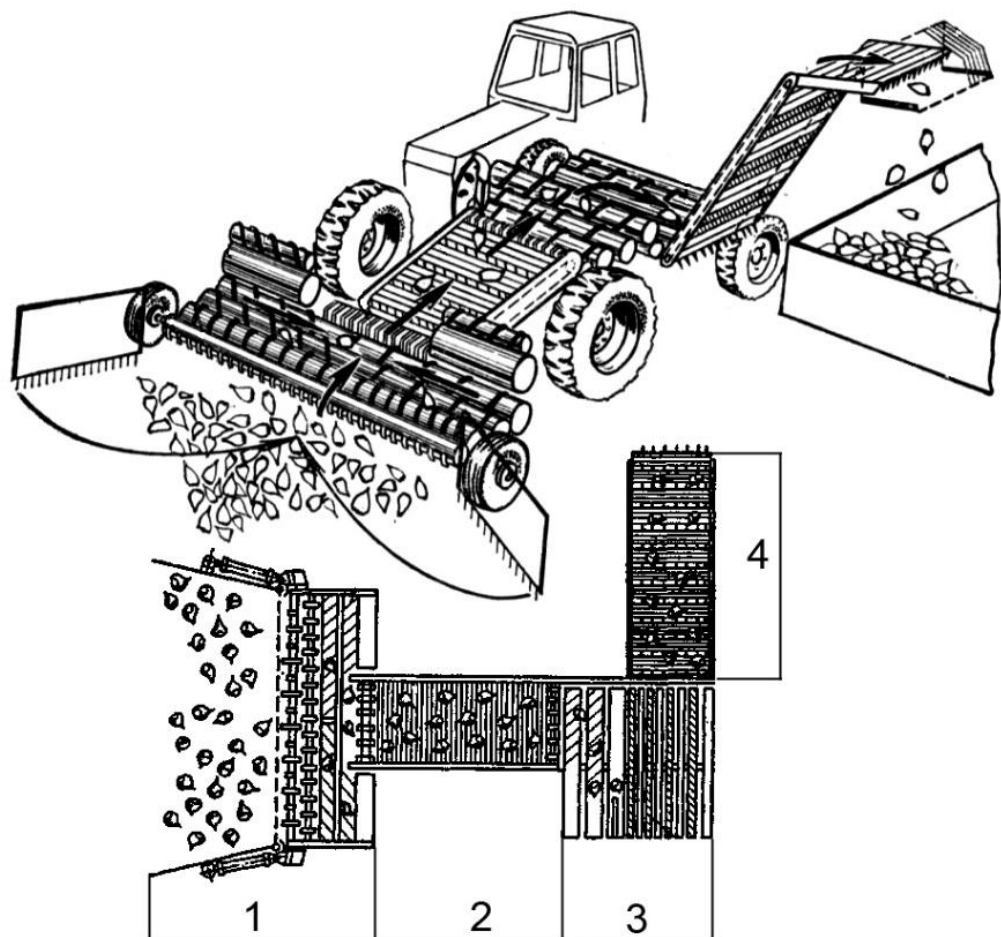


Рисунок 1.32 – Схема свеклопогрузчика СПС-4,2

1 – питатель, 2 – транспортер, 3 – очиститель, 4 – отгрузочный транспортер

Мощность, затрачиваемая на привод каждого из рабочих органов СПС-4,2 определена на основании кинематического и силового расчетов отдельных элементов. Результаты сведены в таблицу 1.3.

Таблица 1.3 – Мощность затрачиваемая на каждый из участков СПС-4,2

Наименование участка	Затрачиваемая мощность, Вт (%)
Питатель	11123 (39%)
Транспортер	2567 (9%)
Очиститель	4278 (15%)
Отгрузочный транспортер	5704 (20%)
Подача	4248 (17%)

Из полученных значений видно, что питатель свеклопогрузчика СПС-4,2 потребляет наибольшую мощность, и именно улучшение показателей питателя по энергопотреблению наиболее существенно отразится на общей энергоемкости всего погрузчика.

В питателе погрузчика СПС-4,2 используется значительное количество рабочих органов, приводящих к увеличению энергопотребления и ударных воздействий на груз. Если реализовать в питателе погрузчика СПС-4,2 принцип переноса груза на тяговом органе, используя базовую конструкцию, можно снизить ударные воздействия на сахарную свеклу, тем самым понизить энергопотребление питателя.

1.5. Физико-механические свойства сахарной свеклы

Сахарная свекла – двулетнее растение из семейства маревых, но она может расти и давать семена (плодоносить) три года подряд и более, как многолетнее растение. С первых дней вегетации интенсивно развивается корневая система сахарной свеклы, которая состоит из стержневого корня и массы мелких питающих корешков. В фазе хорошо развитой вилочки главный корень проникает в почву на глубину до 30 см, через месяц после появления всходов – до 60 см, а к концу вегетации до 200 – 250 см и более. Основную

часть органических веществ корня составляет сахар, в среднем 18 – 19%, а в отдельных корнях до 23 – 24%. Кроме сахара, в свекле содержится 4 – 5% клетчатки, 1 – 2% белка и следы жира. Общее содержание зольных веществ в корне не превышает обычно 0,7 - 0,8% [25].

Оптимальная кислотность почвы для сахарной свеклы — 6,0...7,0. При рН, равной 5, урожай заметно снижается. Сахарная свекла характеризуется высокой солестойкостью. При урожае 300 ц/га корнеплодов она выносит из солонцевой почвы от 2,1 до 3,75 ц/га хлора, способствуя тем самым рассолению почвы. Свекла сравнительно холодостойкая культура. Семена начинают прорастать при температуре -2°C, причем в этих условиях появление всходов продолжается почти 45 дней. При более высокой температуре появление всходов ускоряется. Наиболее благоприятная температура для всхожести семян +10...12°C. Всходы очень чувствительны к отрицательным температурам и погибают при легких заморозках. У взрослых растений листья повреждаются при заморозках -6°C [24].

Выкопанные и неприкрытые корнеплоды повреждаются при температуре -2°C и, как правило, становятся непригодными для хранения [20].

При машинной уборке корнеплодов и при их перевозке имеют место ударные воздействия. Исследованиями травмируемости, в том числе и сахарной свеклы, при машинной уборке и при прохождении корнеплодов через различные рабочие органы занимались: А.И. Бжезовская, В. Васин, Н.И. Верещагин, И.Н. Горячкина, Н.А. Гречишкин, А.В. Диколенко, М.Н. Ерохин, Н.Н. Колчин, М.Ю. Костенко, Г.Д. Петров, А.Н. Шапошников и другие. Ими установлено, что наиболее часто корнеплоды ударяются один о другой и об элементы рабочих органов. Эти удары происходят при свободном падении корнеплодов.

Выделяют следующие виды механических повреждений:

- 1) отламывание хвостиков корнеплодов, не ухудшающее товарных качеств;
- 2) повреждение кожицы на поверхности, воспринимавшей удар;
- 3) повреждение мякоти – обычно в виде вмятины, как правило,

незначительной глубины (1 – 3 мм);

- 4) трещины различной глубины и длины;
- 5) разламывание корнеплода на две части.

Так, Н.Н. Колчиным выявлено, что при высоте падения 0,5 м взаимный удар корнеплодов не вызывает никаких видимых повреждений. При падении с высоты 1 м на прутковую поверхность 92,7% всех корнеплодов сахарной свеклы повреждаются. Характерным типом повреждения сахарной свеклы о прутки являются вмятины. Взаимный удар корнеплодов сахарной свеклы с высоты 1 м вызывает незначительные повреждения кожицы у 9% корнеплодов. Независимо от вида рабочей поверхности и скорости удара крупные корнеплоды повреждаются сильнее мелких [4].

Таким образом, для снижения травмируемости сахарной свеклы необходимо исключить излишнее воздействие элементов конструкций рабочих органов питателя и возможность свободного падения или подкидывания корнеплодов. Для этого целесообразно применить в конструкции разрабатываемого питателя принцип переноса груза на рабочей поверхности. Также следует отметить, что сахарная свекла имеет форму конуса, что очень важно при механической транспортировке и расчетах.

1.6. Анализ исследований мощности и производительности питателей к погрузчикам непрерывного действия

Расчеты производительности и мощности берут за основу при разработке питателей к погрузчикам непрерывного действия. При расчете мощности на привод питателя используют выражение [17]

$$N_d = \frac{k_{н.п.}}{\eta_{тр}} \sum_1^n N_{n+1}, \quad (1.1)$$

где $k_{н.п.}$ – коэффициент неучтенных потерь мощности;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии для привода механизмов погрузчика;

N_{n+1} – мощность привода одного рабочего органа питателя, Вт.

Данная формула является общей, и в ней не учитывается множество факторов, влияющих на работу питателя и погрузчика в целом.

Зангиевым А.А. предложена формула для определения потребляемой эффективной мощности двигателя самоходных машин [37]

$$N = \Pi(1 + \delta_e) \left[\frac{k_M + q_M \Psi_M}{\eta_M \Pi (1 + \delta_e) \eta_B} + \frac{\gamma + e}{\eta_B} \right] = \Pi_M a_N, \quad (1.2)$$

где k_M – удельное сопротивление самоходной машины, Н/м;

q_M – удельный вес машины, Н/м;

η_M, η_B – КПД трансмиссии и ВОМ;

γ – отношение мощности на холостой привод ВОМ и пропускной способности;

e – мощность на единицу подачи, Вт с/кг;

δ_e – отношение массы примесей к массе основного урожая;

Ψ_M – коэффициент сопротивления пути;

$\Pi_M = \Pi(1 + \delta_e)$ – общая секундная подача обрабатываемой массы.

Однако предложенное выражение не учитывает динамические нагрузки, возникающие при работе самоходной машины.

Кроме того, Зангиевым А.А. была выведена формула для определения производительности, выраженная в единицах убираемого урожая [37]

$$W = \frac{h\Pi - \alpha_{\Pi}\Pi^2}{1 + K_e\Pi}, \quad (1.3)$$

где $W, \Pi = VvI$ – эксплуатационная и чистая производительность, кг/с;

V, v – ширина захвата, м и скорость агрегата, м/с;

I – урожайность убираемой культуры, кг/м²;

h, a_{Π}, k_e – коэффициенты, характеризующие потери времени смены, определяются по типовым нормам.

На основании исследований, Н.Н. Колчиным получена формула для определения мощности, необходимой для передвижения подборщика вместе с системой транспортеров во время его работы [4]

$$N_{ДВ} = \frac{v_{\Pi} K_D}{102\eta} \left(P_{H \text{ MAX}} + m_{\Pi} g f_{\Pi} + \sum m_{TR} g f_{TR} \right), \quad (1.4)$$

где v_{Π} – скорость внедрения, м/с;

κ_d – коэффициент, учитывающий динамические факторы при внедрении подборщика;

η – КПД трансмиссии машины;

$R_{H \text{ МАХ}}$ - максимальное усилие внедрения;

$m_{\text{П}}$ – масса подборщика, кг;

$m_{\text{ТР}}$ – масса транспортерных секций, кг;

$f_{\text{П}}, f_{\text{ТР}}$ – коэффициент сопротивления качения ходовых колес подборщика и транспортных секций.

Данная формула подходит для расчета погрузчиков непрерывного действия, в которых основным рабочим органом является клин работающий по напорному принципу, и использующихся в закрытых помещениях с ровным покрытием.

В.В. Красников предлагает определять суммарную мощность двигателя самоходной машины по следующей формуле [9]

$$N_d = \frac{K_{\text{И}}}{\eta} \left[\frac{QL}{367} \left(\omega_{\Gamma} \cos \beta + \omega_{\text{В}} \sin \beta + 2 \frac{q_0}{q} \omega_{\text{Х}} \cos \beta \right) + N_{\text{Р}} \right], \quad (1.5)$$

где $\omega_{\text{В}} = 1 + \omega'_{\text{В}}$ – коэффициент сопротивления движению груза при вертикальном транспортировании и $\omega'_{\text{В}}$ - коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление груза при подъеме груза;

$K_{\text{И}}$ – коэффициент, учитывающий сопротивления от инерции при пуске;

η – КПД механизма;

$N_{\text{Р}}$ – мощность на преодоление сопротивлений разгрузочного устройства, пропорциональная производительности.

В выражении, предложенном В.В. Красниковым не учитываются ширина захвата, динамические факторы возникающие при работе, силы трения груза о рабочие органы, давление оказываемое грузом.

А.А. Леонтьевым получена формула для определения мощности, потребляемой роторно-цепным питателем для погрузчика картофеля непрерывного действия [53]

$$\begin{aligned}
P = & [HBc\rho g \cos \psi + f_{\text{вн}}\rho V_{\text{от}}(g \cos \varphi + \omega_6^2 r_6) + (p_{\text{в}} \cos \varphi + \\
& p_{\text{г}} \sin \varphi)l_{\text{д}}(r_6 - r_{\text{в}}) + V_{\text{от}}\rho\omega_6^2(r_6 - r_{\text{ск}})] \times \\
& \left[\pi \sqrt{\frac{D_{\text{к}}^2 n_{\text{д}}^2}{i_{\text{тр}}^2} + D_6^2 n_6^2} + 2 \frac{D_6 D_{\text{к}} n_6 n_{\text{д}} \cos(\omega_6 t - \gamma)}{i_{\text{тр}}} \right] + [f_{\text{тр.г}} \sigma_{\text{сд}} \frac{\pi r_{\text{ск}}^2}{2} (\cos \beta + \\
& \sin \beta) + f_{\text{тр.ж}} mg (\cos \beta + \sin \beta) + \sigma_{\text{сд}} \frac{\pi r^2}{2} (\cos \beta - \sin \beta) - \\
& f_{\text{тр.ж}} mg] v_{\text{тр}} k_n,
\end{aligned} \tag{1.6}$$

где H - высота кагата, м;

B - ширина захвата рабочего органа, м;

m - масса картофеля, кг;

c - высота лопасти, м;

ρ - плотность картофеля, кг/м³;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

r_6 - радиус подающего барабана, м;

$r_{\text{ск}}$ - радиус клубня, м;

$r_{\text{в}}$ - радиус вала подающего барабана, м;

ψ - угол между нижней гранью клина и основанием кагата, град.;

φ - угол поворота барабана, град.;

$f_{\text{вн}}$ - коэффициент внутреннего трения;

$V_{\text{от}}$ - фактический отделяемый объем картофеля, м³;

$p_{\text{в}}$ - давление вертикального слоя картофеля, Н/м²;

$p_{\text{г}}$ - давление горизонтального слоя картофеля, Н/м²;

$l_{\text{д}}$ - длина лопасти, м;

$f_{\text{тр.г}}$ - коэффициент трения картофеля о поверхность скребка;

$f_{\text{тр.ж}}$ - коэффициент трения картофеля о поверхность желоба;

$\sigma_{\text{сд}}$ - контактное напряжение сдвигу, Н/м²;

$D_{\text{к}}$ - диаметр ведущего колеса базового трактора, м;

$n_{\text{д}}$ - частота вращения двигателя базового трактора, с⁻¹;

$i_{\text{тр}}$ - передаточное число трансмиссии;

n_6 - частота вращения подающего барабана, с⁻¹;

ω_6 – угловая скорость подающего барабана, рад/с;

D_6 – диаметр подающего барабана, м;

$v_{тр}$ – поступательная скорость движения цепного транспортера, м/с;

k_n – коэффициент учитывающий сопротивление на натяжной и отклоняющей звездочках, а также потери в подшипниках цепи при их огибании звездочек.

Данная формула не подходит для проведения расчетов, так как в питатель предложенный А.А. Леонтьевым, так как подходит только для определенного вида питателей.

Могилевской областной государственной сельскохозяйственной опытной станцией предложена формула для определения мощности привода роторно-пальцевого питателя к погрузчику картофеля

$$N = \frac{0,736 \sum_{i=1}^n M_i z \omega}{750}, \quad (1.7)$$

где $\sum_{i=1}^n M_i$ – сумма моментов сопротивления от действия сил сопротивления, Нм;

z – число рядов пальцев;

ω – угловая скорость вращения роторно-пальцевого барабана, рад⁻¹.

В данной формуле не учитывается ширина захвата питателя, динамические факторы, давление оказываемое слоями картофеля на питатель, не учтены силы трения возникающие при движении клубней картофеля.

П.Л. Максимовым опытным путем получена формула для мощности, затрачиваемой на привод роторно-пальчатого выкапывающего органа [51]

$$N_1 = \frac{P_n R}{3V_0^2 V_M} \times \frac{nz}{60} \left[\left(\sqrt{V_0^2 + V_M^2 - 2V_0 V_M \times \cos \alpha_k} \right)^3 \times (V_0 - V_M)^3 \right], \quad (1.8)$$

где P_n – полное сопротивление отделению предварительно деформированного пласта почвы с пальцами, Н;

R – радиус вращения копателя, м;

v_0 – окружная скорость, м/с;

α_k – угол между радиусом, проведенным из центра копателя к данной точке отделяемой стружки почвы и вертикалью, град;

n – частота вращения копателя, мин^{-1} ;

z – количество пальцев.

В формуле П.Л. Максимова не учитывается ширина захвата, поступательная скорость движения погрузчика, динамические факторы, силы трения возникающие в механизмах и при контакте груза с рабочими органами.

Борычевым С.Н. получено выражение для определения тягового сопротивления от силы трения и прилипания, которое возникает при движении рабочего органа в виде пассивного сплошного круглого диска при погрузке картофеля [13]

$$R_{\text{д}} = 2\tau_n \int_{\alpha_{\text{Ано}}}^{\alpha_{\text{Анк}}} \int_{\rho_{\text{Ано}}}^{\rho_{\text{Анк}}} \frac{(v_{\text{маш}} - \omega_{\text{дс}} \rho_{\text{Ан}}) \rho_{\text{Ан}}}{\sqrt{(\omega_{\text{дс}} \rho_{\text{Ан}})^2 + v_{\text{маш}}^2 - 2\omega_{\text{дс}} \rho_{\text{Ан}} v_{\text{маш}} \cos \alpha_{\text{Ан}}}} d\rho_{\text{Ан}} d\alpha_{\text{Ан}}, \quad (1.9)$$

где τ_n – коэффициент, характеризующий силу прилипания к поверхности подкапывающего рабочего органа, Н/м^2 ;

$\alpha_{\text{Ан}}$ – угол, координирующий точку A_n на диске, град;

$\rho_{\text{Ан}}$ – радиус-вектор точки A_n на диске, м;

$v_{\text{маш}}$ – поступательная скорость движения агрегата, м/с;

$\omega_{\text{дс}}$ – угловая скорость вращения диска, рад/с.

Погорелым Л.В. получена формула для определения фактической пропускной способности скребкового транспортера свеклоуборочной машины [12]

$$Q_{\text{вх}} = 3600 B v_c d_k \gamma \left(1 - \frac{f d_k}{T \sin \alpha \sqrt{1 + f^2}} \right), \quad (1.10)$$

где B – ширина транспортера, м;

d_k – средний диаметр корнеплода, м;

v_c – скорость схода корнеплодов, м/с;

f – коэффициент трения;

α – угол наклона полотна, град;

T – шаг скребков, м.

Также Л.В. Погорелым опытным путем определена допустимая угловая скорость кулачков питателя свеклопогрузчика [12]

$$\omega_{\text{Пдоп}} = \frac{[\sigma]^2 \sqrt{2\pi b(1 - \mu^2)^3}}{\kappa_{\text{нв}} \left(\frac{\rho}{r} + \frac{1}{\sqrt{1 + \kappa^2}} \right) \sqrt{mE^3}}, \quad (1.11)$$

где b – ширина кулачка, м;

m – масса корнеплода, кг;

$\kappa_{\text{нв}}$ – коэффициент нагрузки;

$\kappa = \text{tg} \tau_k$, τ_k – угол между нормалью к кривой и радиусом-вектором в точке контакта кулачка с корнеплодом, град;

μ – коэффициент Пуассона материала корнеплода;

$[\sigma]$ – допускаемые контактные напряжения, кПа;

ρ – расстояние до точки контакта кулачка с корнеплодом от центра вращения питателя, м;

r – радиус поперечного сечения тела корнеплода, м.

От конструкции питателя зависит производительность погрузчика, которую можно определить по общепринятой зависимости [12]

$$W = 3,6Bq(B)v, \quad (1.12)$$

где W – производительность погрузчика, обусловленная техническим заданием, кг/с;

B – ширина захвата питателя, м;

$q(B)$ – масса вороха единицы площади, занятой под кагатом (валком), кг/м;

v – поступательная скорость движения погрузчика, м/с.

Производительность горизонтального скребкового транспортера определяется по следующей формуле

$$Q = (PBv)/T, \quad (1.13)$$

где T – шаг скребков, м;

P – масса вороха, транспортируемой единицей длины одного скребка, кг;

v – скорость полотна, м/с;

B – ширина транспортера, м.

Производительность роторно-пальцевого рабочего органа питателя погрузчика непрерывного действия определяется по выражению

$$Q = V_{от} \rho z n / 60, \quad (1.14)$$

где $V_{от}$ – объем отделяемого слоя картофеля одним рядом пальцев, м³;

ρ – плотность массы картофеля, кг/м³;

n – число оборотов барабана, об/мин.

При расчете производительности машин непрерывного транспорта при перемещении сыпучего груза используют формулу

$$Q = \rho A v, \quad (1.15)$$

где ρ – плотность груза, кг/м³;

A – площадь поперечного сечения потока груза, м²;

v – скорость движения груза, м/с.

Таким образом, несмотря на имеющиеся исследования, отсутствуют рекомендации по режимным и конструктивным параметрам питателей погрузчиков непрерывного действия, обеспечивающих высокую производительность и низкую энергоемкость, что не позволяет применять их для обоснования параметров разрабатываемого питателя. Кроме того, недостаточно исследовано взаимодействие рабочих органов с сахарной свеклы вовремя погрузки из кагата, при совмещении функций захвата и транспортировки.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КУЛАЧКОВО-ПЛАНЧАТОГО ПИТАТЕЛЯ

Машины и устройства для погрузки сахарной свеклы из кагатов имеют различное конструктивное исполнение, которое зависит от размеров кагатов, компоновки машины и от вида рабочих органов питателя.

Одним из основных факторов, определяющих компоновку и его основные параметры, является тип питателя, используемого на машине. Питатели должны удовлетворять следующим требованиям [4]:

- иметь высокую производительность;
- осуществлять технологический процесс при минимальных повреждениях корнеплодов;
- обеспечивать копирование микрорельефа основания кагата;
- обеспечивать передачу осыпавшейся части кагата на последующие транспортирующие рабочие органы.

Основными параметрами машин для погрузки корнеплодов из хранилищ и кагатов являются: производительность; способность к внедрению в массу сахарной свеклы; мощность, потребная на движение и привод рабочих органов.

Производительность погрузчика зависит не только от выбранных типа и параметров питателя, но и от высоты и свойств кагата корнеплодов. При выгрузке сахарной свеклы из кагатов больших объемов, например в навальном хранилище, в нее внедряется только часть машины – заборный рабочий орган (питатель).

Производительность погрузчика складывается из производительности питателя $Q_{\text{п}}$, производительности $Q_{\text{тр}}$ наклонного транспортера, по которому груз движется со скоростью $v_{\text{тр}}$ и производительности последующих очистительных и отгрузочных транспортеров $Q_{\text{тр-п}}$, движущихся со

скоростью $v_{\text{тр-п}}$. Для обеспечения бесперебойной работы погрузчика должно выполняться условие:

$$Q_{\text{тр-п}} \geq Q_{\text{тр}} = Q_{\text{п}}. \quad (2.1)$$

2.1. Конструктивно-технологическая схема кулачково-планчатого питателя

Для выявления перспективных конструктивно-технологических схем питателей, проведен анализ существующих конструкций, который показал, что для повышения эффективности погрузки сахарной свеклы подходит питатель с двумя рабочими органами – кулачковым валом и планчатым транспортером. Кулачки, должны иметь форму с нагребавшим характером движения, для осуществления захвата груза. Вал с кулачками помещен внутрь планчатого транспортера, что снизит количество ударных воздействий на сахарную свеклу и положительно скажется на энергоемкости и сохранности груза.

На кафедре «Процессы и сельскохозяйственные машины в АПК» СГАУ им. Н.И. Вавилова с учетом ранее проведенных научных и теоретических исследований разработан кулачково-планчатый питатель (рисунок 2.1) к погрузчику корнеплодов (Приложение А).

Кулачково-планчатый питатель (рисунок 2.1) состоит из вала с кулачками 1, цепного транспортера с планками 2, состоящий из приводных цепей, которые соединены между собой планками в виде прутка с шагом не менее 50 мм (рисунок 2.3), а также трех опорных роликов 3, препятствующих провисанию полотна цепного транспортера.

Питатель работает следующим образом: вал 1 захватывает сахарную свеклу кулачками, которые при разгрузке уходят внутрь планчатого транспортера 2, оставляя груз на нем. Последний без дополнительных сопротивлений переносит сахарную свеклу на планках к отгрузочному окну.

Данная конструктивно-технологическая схема имеет ряд особенностей: реализован принцип переноса груза на тяговом органе – на планках цепного

транспортера, объединение двух рабочих органов – вала с кулачками и цепного транспортера с планками, что снизит количество ударных воздействий на сахарную свеклу и положительно скажется на энергоемкости и сохранности груза.

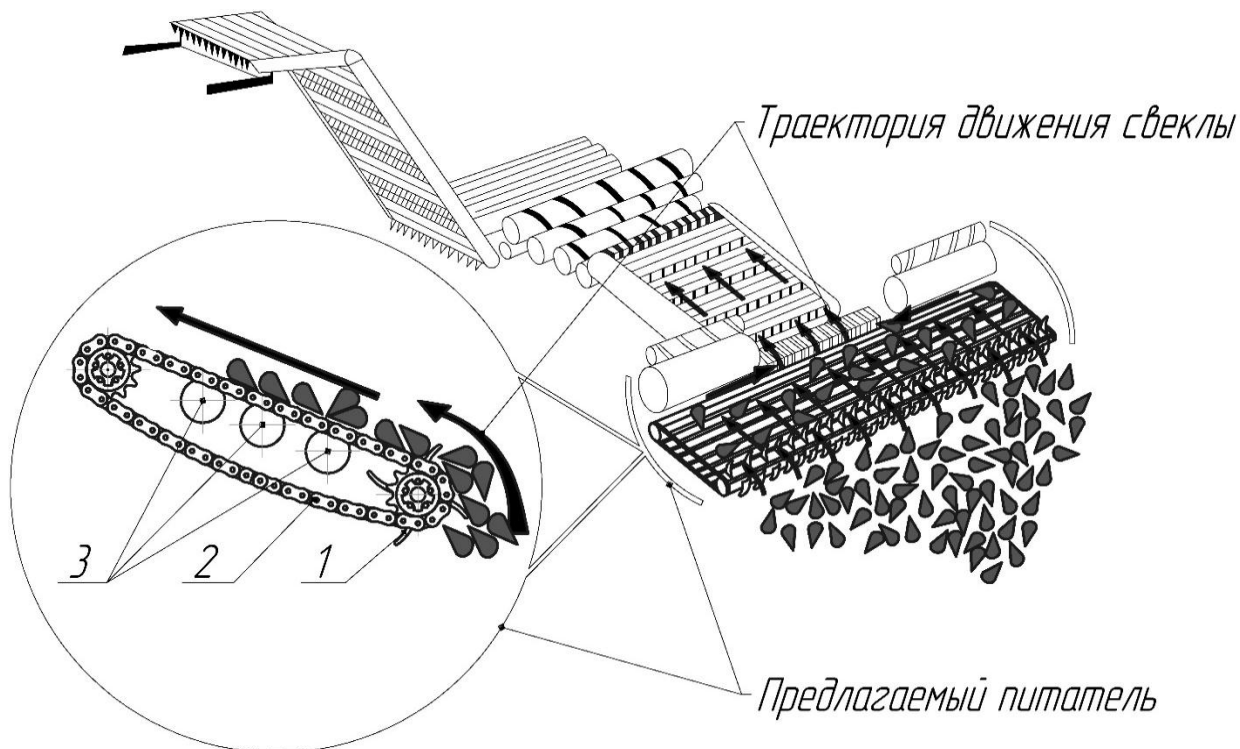


Рисунок 2.1 – Схема кулачкового планчатого питателя

1 – вал с кулачками; 2 – цепной транспортер с планками; 3 – поддерживающие ролики

2.2. Кинематическое исследование

Для получения математических зависимостей с целью определения мощности P , производительности Q и энергоемкости E кулачково-планчатого питателя, и определения законов движения рабочих органов, необходимо провести кинематический анализ работы питателя.

2.2.1. Основные параметры кулачково-планчатого питателя

Выделим основные и режимные и конструктивные параметры кулачково-планчатого питателя (рис 2.2, 2.3):

D_k – диаметр вала с кулачками, м;

$D_{зв}$ – диаметр звездочки, м;

z – число кулачков, шт;

l – длина траектории кулачка в массиве, м;

B – ширина захвата питателя, м;

H – высота кагата, м;

$V_{\text{осп}}$ – объем осыпавшегося материала, м³;

$V_{\text{к}}$ – объем материала, захватываемый кулачками, м³;

φ – угол поворота кулачка питателя, град;

$\gamma_{\text{тр}}$ – угол между горизонталью и осевой линией транспортера, град;

φ_0 – начальный угол поворота кулачка питателя, град;

$\varphi_{\text{е.о}}$ – угол естественного откоса, град;

$\varphi_{\text{п.р}}$ – угол предельного равновесия, град;

$\varphi_{\text{д}}$ – угол естественного откоса в движении, град;

ρ – плотность материала, кг/м³;

$\omega_{\text{к}}, \omega_{\text{зв}}$ – угловая скорость питателя, звездочки соответственно, рад/с;

$v_{\text{п}}$ – поступательная скорость погрузчика, м/с;

$n_{\text{к}}$ – частота вращения кулачков, с⁻¹;

l_1 – ход питателя, м;

l_2 – ход питателя до осыпания, м;

h – высота кулачка, м;

b – толщина кулачка, м;

b_1 – расстояние между кулачками, м;

k – количество рядов кулачков питателя, шт;

$n_{\text{к}}$ – количество кулачков в одном ряду, шт;

$z_{\text{м}}$ – число кулачков одновременно перемещающихся в массиве, шт;

ψ – угол, определяющий сектор взаимодействия рабочего органа с грузом, град;

$\beta_{\text{тр}}$ – угол установки транспортера, град;

$R_{\text{пл}}$ – радиус плода сахарной свеклы, м.

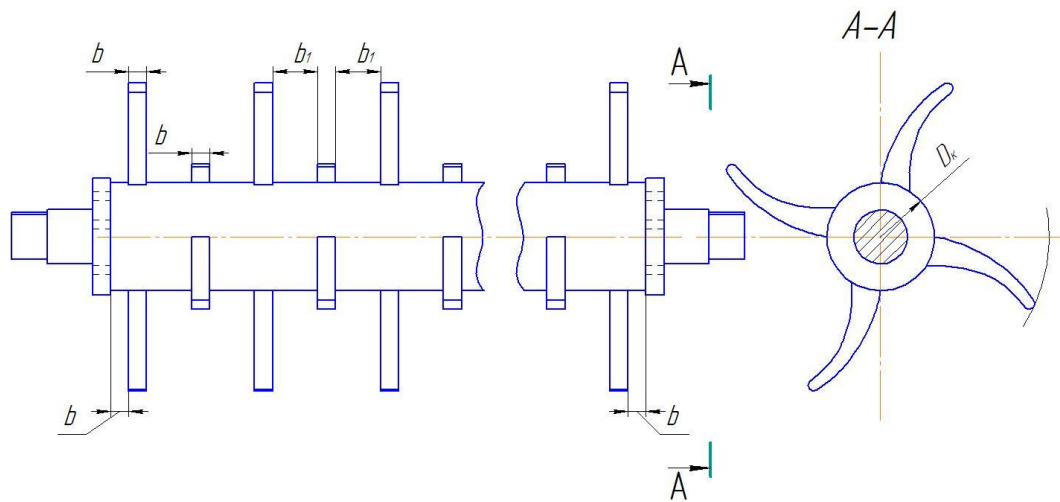


Рисунок 2.2 – Схема вала с конструктивными параметрами

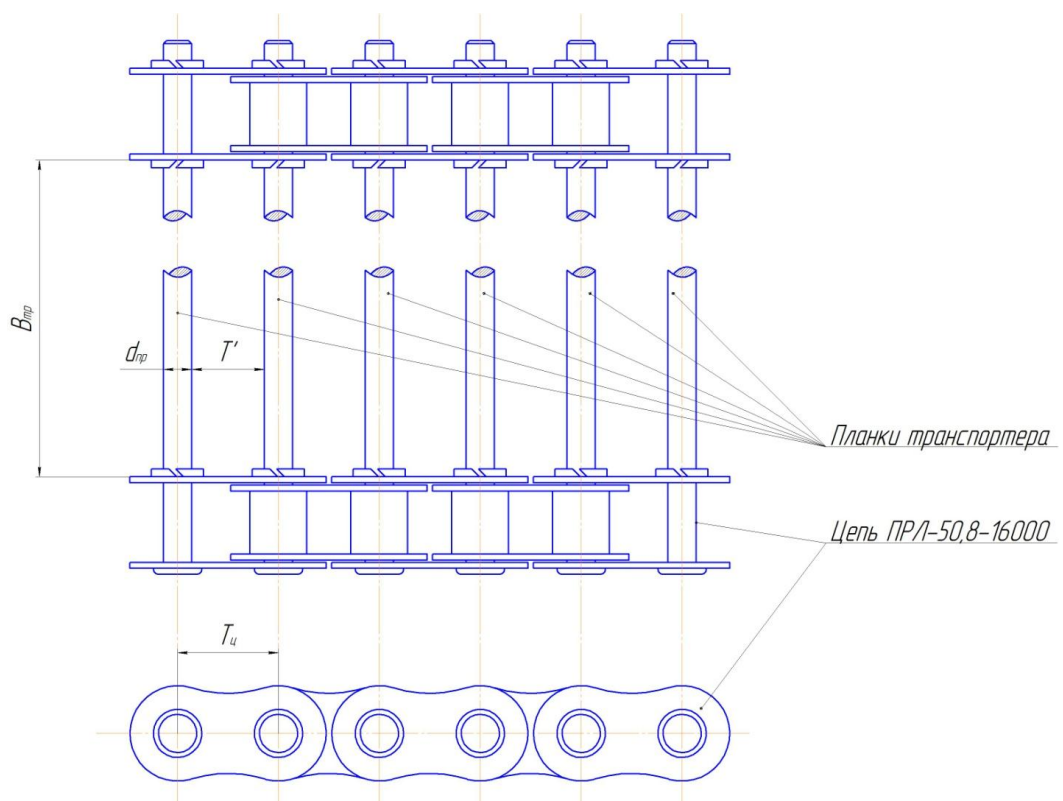


Рисунок 2.3 – Схема полотна цепного транспортера с планками

2.2.2. Кинематика рабочих органов кулачкового-планчатого питателя

При работе погрузчик движется фронтально (рисунок 2.4) со скоростью $v_{п.}$ Кулачковый вал вращается с угловой скоростью $\omega_{к.}$ Так как конструктивно приводная звездочка транспортера расположена на одном валу с питателем, то угловая скорость $\omega_{к.}$ равна $\omega_{зв.}$

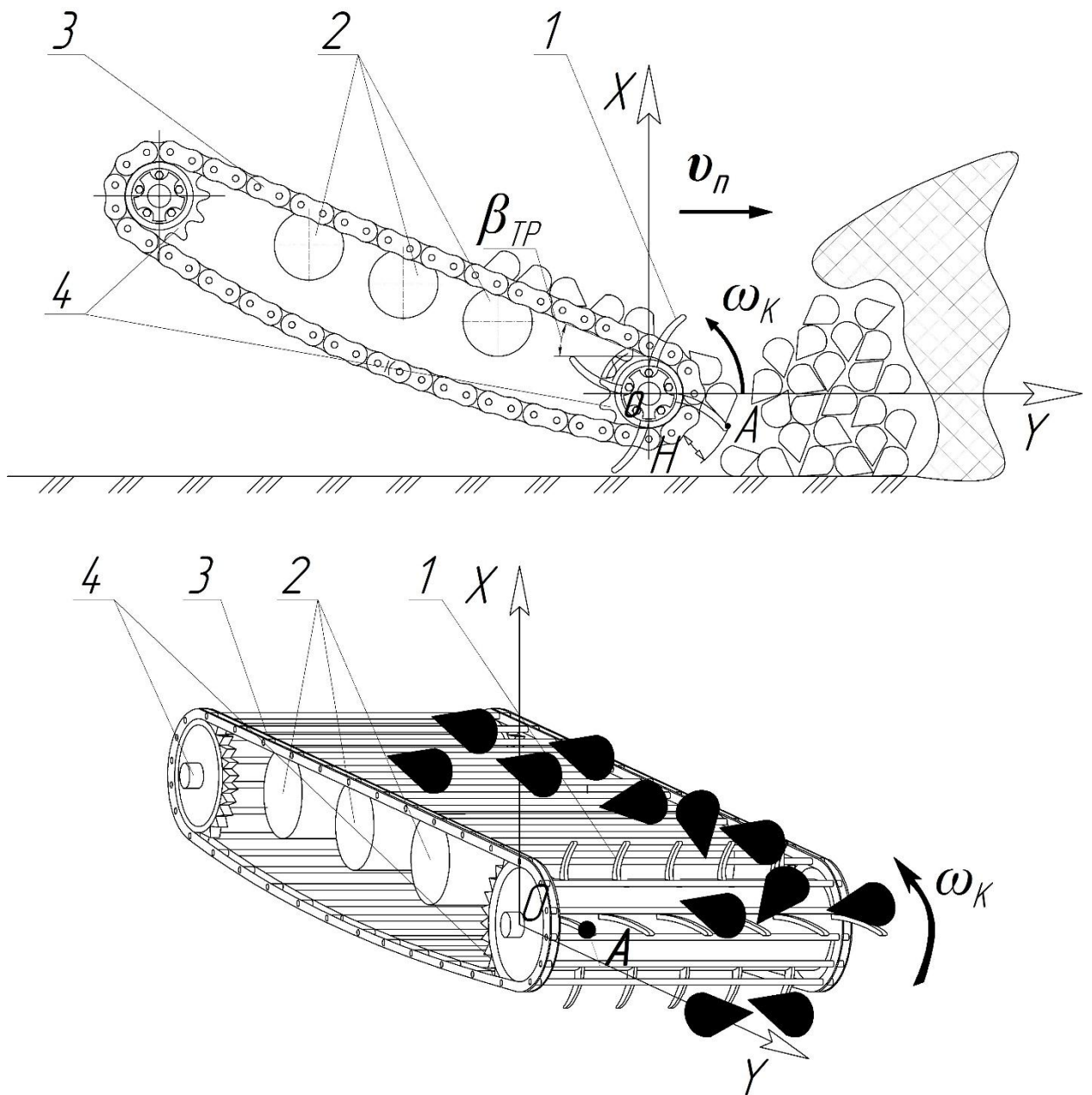


Рисунок 2.4 – Схема работы кулачково-планчатого питателя

1 – кулачки вала; 2 – поддерживающие барабаны; 3 – цепной транспортер с планками; 4 – звездочки цепного транспортера

Каждая точка на кулачке совершает относительное движение со скоростью:

$$v_r = \omega_K \frac{D_K}{2}, \quad (2.2)$$

где D_K – диаметр кулачка, м;

$\omega_K = 2\pi n_K$ – угловая скорость, рад/с, где n_K – частота вращения вала с кулачками, c^{-1} .

Окончательно получим:

$$v_r = \pi n_k D_k. \quad (2.3)$$

Абсолютная скорость будет равна:

$$v_a = \sqrt{v_k^2 + v_r^2 - 2v_k v_r \cos(180 + \omega_k t - \beta_{тр})}. \quad (2.4)$$

С учетом $\cos[180 + (\omega_k t - \beta_{тр})] = -\cos(\omega_k t - \beta_{тр})$ и $\omega_k t = \varphi$ получим:

$$v_a = \sqrt{v_{\pi}^2 + (\pi n_k D_k)^2 + 2v_{\pi} \pi n_k D_k \cos(\varphi - \beta_{тр})}. \quad (2.5)$$

Рассмотрим систему в плоскости xOy . Точка A будет совершает криволинейное движение вокруг оси вала с кулачками. Параметрические уравнения движения точки A в координатной форме при перемещении погрузчика и вращении вала с кулачками будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} x &= v_{\pi} t + \frac{D_k}{2} \cos \varphi \\ y &= \frac{D_k}{2} \sin \varphi \end{aligned} \right\} \varphi = \varphi_0 + \omega_k t, \quad (2.6)$$

где D_k – диаметр вала с кулачками, м;

φ – угол поворота кулачка, град;

φ_0 – начальный угол поворота кулачка, град.

2.2.3. Исследование процесса взаимодействия кулачка питателя с массивом корнеплодов на участке забора

При работе погрузчика с кагатом осуществляется забор корнеплодов с помощью рабочего органа – кулачкового вала. Захват сахарной свеклы осуществляется с поверхности земли от основания кагата, при прохождении кулачков через слой корнеплодов. Кагат сахарной свеклы характеризуется наличием остатков почвы, которые увеличивают внутреннее трение и сцепление между плодами. В связи с этим для определения объема, поступающего от вала с кулачками на отгрузочный транспортер, будем рассматривать кагат не как массив, состоящий из корнеплодов, а как единую связную систему.

Объем, захватываемый и перемещаемый валом с кулачками, будет зависеть от:

- длины траектории l , которую проходит кулачок за время t от момента соприкосновения с массивом до разгрузки на транспортер;
- расстояния S_{Π} , на которое переместится погрузчик, двигаясь со скоростью v_{Π} за время t ;
- ширины захвата питателя B .

$$V_k = lS_{\Pi}B = l\vartheta_{\Pi}tB. \quad (2.7)$$

Рабочая длина траектории движения кулачка определится по формуле

$$l = \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{(x'_t)^2 + (y'_t)^2} dt, \quad (2.8)$$

и будет зависеть от угловой скорости вала с кулачками и поступательной скорости погрузчика.

Перепишем систему уравнений (2.6), при $r_k = \frac{D_k}{2}$, значения производных примут вид

$$\begin{aligned} x'_t &= v_{\Pi} - r_k \omega_k \sin \varphi; & y'_t &= r_k \omega_k \cos \varphi \\ (x'_t)^2 + (y'_t)^2 &= v_{\Pi}^2 + r_k^2 \omega_k^2 \sin^2 \varphi - 2v_{\Pi} r_k \omega_k \sin \varphi + r_k^2 \omega_k^2 \cos^2 \varphi = \\ &= v_{\Pi}^2 + r_k^2 \omega_k^2 - 2v_{\Pi} r_k \omega_k \sin \varphi. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Подставим преобразованное выражение под знак интеграла

$$l = \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{v_{\Pi}^2 + r_k^2 \omega_k^2 - 2v_{\Pi} r_k \omega_k \sin \varphi} dt, \quad (2.10)$$

где t_1 и t_2 – соответственно время контакта кулачка с массивом корнеплодов и разгрузки кулачка, с.

Откуда $\sin \varphi = \cos(\varphi - \pi/2) = \cos \alpha$, где $\alpha = \varphi_0 - \pi/2 + \omega_k t$; $d\alpha = \omega_k dt$.

Пределы интегрирования $\alpha(t_2)$ и $\alpha(t_1)$.

$$l = \int_{\alpha(t_1)}^{\alpha(t_2)} \sqrt{v_{\Pi}^2 + r_k^2 \omega_k^2 - 2v_{\Pi} r_k \omega_k \cos \alpha} d\alpha, \quad (2.11)$$

$$\int \sqrt{a - b \cos x} dx = 2\sqrt{a+b}E\left(\arcsin \sqrt{\frac{(a+b)(1-\cos x)}{2(a-b \cos x)}}\right), \quad (2.12)$$

$$\sqrt{2b/(a+b)} - 2b \sin x / \sqrt{a - b \cos x},$$

где E – эллиптический интеграл второго рода; если $a > b > 0$ и $0 \leq x \leq \pi$;

$$a = v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 > 0; \quad b = 2v_{\Pi} r_K \omega_K > 0;$$

$a - b = v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 - 2v_{\Pi} r_K \omega_K = (v_{\Pi} - r_K \omega_K)^2$, первое условие выполняется всегда.

$$0 \leq \varphi - \pi/2 \leq \pi \Rightarrow \pi/2 \leq \varphi \leq 3\pi/2; \quad (2.13)$$

$$l = 1/\omega_K \int_{\alpha(t_1)}^{\alpha(t_2)} \sqrt{v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 - 2v_{\Pi} r_K \omega_K \cos \alpha} d\alpha =$$

$$= [(1/\omega_K) 2\sqrt{v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 + 2v_{\Pi} r_K \omega_K} \times$$

$$\times E\left(\arcsin \sqrt{\frac{(v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 + 2v_{\Pi} r_K \omega_K)(1 - \cos \alpha)}{2(v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 - 2v_{\Pi} r_K \omega_K \cos \alpha)}}\right), \quad (2.14)$$

$$\left. \sqrt{\frac{4v_{\Pi} r_K \omega_K}{v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 + 2v_{\Pi} r_K \omega_K}} - \frac{2b \sin \alpha}{\sqrt{v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 + 2v_{\Pi} r_K \omega_K}} \right]_{\alpha(t_1)}^{\alpha(t_2)} =$$

$$= \left[\frac{2(v_{\Pi} + r_K \omega_K)}{\omega_K} E\left(\arcsin(v_{\Pi} + r_K \omega_K) \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2(v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 - 2v_{\Pi} r_K \omega_K \cos \alpha)}}\right), \right.$$

$$\left. \frac{2\sqrt{v_{\Pi} r_K \omega_K}}{v_{\Pi} + r_K \omega_K} - \frac{2b \sin \alpha}{v_{\Pi} + r_K \omega_K} \right]_{\alpha(t_1)}^{\alpha(t_2)};$$

т. к. $\cos \alpha = \sin \varphi = \sin(\varphi_0 + \omega_K t)$, а $\sin \alpha = -\cos(\varphi) = -\cos(\varphi_0 + \omega_K t)$, то получим конечную формулу для определения длины траектории движения кулачка:

$$l = \left[\frac{2(v_{\Pi} + r_K \omega_K)}{\omega_K} \times \right. \quad (2.15)$$

$$\left. \times [E(\arcsin((v_{\Pi} + r_K \omega_K) \sqrt{\frac{1 - \sin(\varphi_0 + \omega_K t_2)}{2(v_{\Pi}^2 + r_K^2 \omega_K^2 - 2v_{\Pi} r_K \omega_K \sin(\varphi_0 + \omega_K t_2))}})) \right]$$

$$\begin{aligned}
& \frac{2\sqrt{v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}) - \\
& -E(\arcsin((v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}) \sqrt{\frac{1 - \sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1)}{2(v_{\Pi}^2 + r_{\text{K}}^2\omega_{\text{K}}^2 - 2v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}\sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1))}}), \\
& \frac{2\sqrt{v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}})) - \frac{4v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}} [-\cos(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_2) + \cos(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1)].
\end{aligned}$$

Окончательно, объем захватываемый кулачками определится

$$\begin{aligned}
V_{\text{K}} &= v_{\Pi}tB \left[\frac{2(v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}})}{\omega_{\text{K}}} \times \right. \\
& \times [E(\arcsin((v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}) \sqrt{\frac{1 - \sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_2)}{2(v_{\Pi}^2 + r_{\text{K}}^2\omega_{\text{K}}^2 - 2v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}\sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_2))}}), \\
& \left. \frac{2\sqrt{v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}) - \right. \\
& -E(\arcsin((v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}) \sqrt{\frac{1 - \sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1)}{2(v_{\Pi}^2 + r_{\text{K}}^2\omega_{\text{K}}^2 - 2v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}\sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1))}}), \\
& \left. \frac{2\sqrt{v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}})) - \frac{4v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}} [-\cos(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_2) + \cos(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1)].
\end{aligned} \tag{2.16}$$

откуда производительность определится

$$\begin{aligned}
Q_{\text{K}} &= \rho v_{\Pi}B \left[\frac{2(v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}})}{\omega_{\text{K}}} \times \right. \\
& \times [E(\arcsin((v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}) \sqrt{\frac{1 - \sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_2)}{2(v_{\Pi}^2 + r_{\text{K}}^2\omega_{\text{K}}^2 - 2v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}\sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_2))}}), \\
& \left. \frac{2\sqrt{v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}) - \right. \\
& -E(\arcsin((v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}) \sqrt{\frac{1 - \sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1)}{2(v_{\Pi}^2 + r_{\text{K}}^2\omega_{\text{K}}^2 - 2v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}\sin(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1))}}), \\
& \left. \frac{2\sqrt{v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}})) - \frac{4v_{\Pi}r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}}{v_{\Pi} + r_{\text{K}}\omega_{\text{K}}} [-\cos(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_2) + \cos(\varphi_0 + \omega_{\text{K}}t_1)].
\end{aligned} \tag{2.17}$$

где ρ – плотность груза, кг/м³.

Данное выражение в исходном виде можно использовать при высоте кагата $H \leq 1,5 \dots 2,0D_k$, т.к. груз, поступающий от кулачков, в том же объеме, будет захватываться транспортером. Учитывая то, что угловая скорость вала с кулачками ω_k равна угловой скорости звездочки привода транспортера $\omega_{зв}$, получим

$$Q_k = Q_{тр} = Q_{пит}. \quad (2.18)$$

где $Q_{тр}$ – производительность отгрузочного транспортера, кг/с;

$Q_{пит}$ – производительность питателя, кг/с.

Однако при работе с кагатом корнеплодов на работу машины существенно влияет осыпание кагата. Если выбрать сахарную свеклу (рисунок 2.5) из основания кагата высотой H и с поверхностью естественного откоса, угол наклона которого $\varphi_{е.о.}$, то по мере удаления корнеплодов из слоя в кагате образуется откос предельного равновесия с углом $\varphi_{п.р.}$. Этот откос неустойчив, и при дальнейшей работе машины часть его отделяется от основного массива и осыпается, располагаясь по линии осыпания с углом $\varphi_{ос} < \varphi_{е.о.}$

В этом случае к объему, поступающему на транспортер от вала с кулачками V_k добавляется объем осыпавшегося материала $V_{осп}$.

Производительность питателя составит

$$Q_{пит} = \frac{(V_k + V_{осп})\rho}{t}, \quad (2.19)$$

и будет зависеть от количества материала, который осыпается на транспортер, определяться углами предельного равновесия и естественного откоса в движении.

Профили откосов естественного и предельного равновесия имеют прямолинейный характер. Профиль откоса осыпания характеризуется эмпирическим выражением.

Работа погрузчика с предлагаемым питателем будет носить циклический характер, и включать два этапа. На первом этапе погрузчик движется фронтально, на питатель поступает материал объемом V_k , до

образования откоса предельного равновесия $\varphi_{п.р.}$. Далее питатель внедряется в откос. Происходит осыпание откоса предельного равновесия, машина останавливается и выбирает осыпавшиеся корнеплоды. Объем осыпавшегося материала $V_{осп}$ вычислим с помощью трехкратного интеграла. Если подынтегральная функция $f(x, y, z) = 1$, тройной интеграл по области $V_{обр}$ выразится

$$V_{осп} = \iiint dx dy dz. \quad (2.20)$$

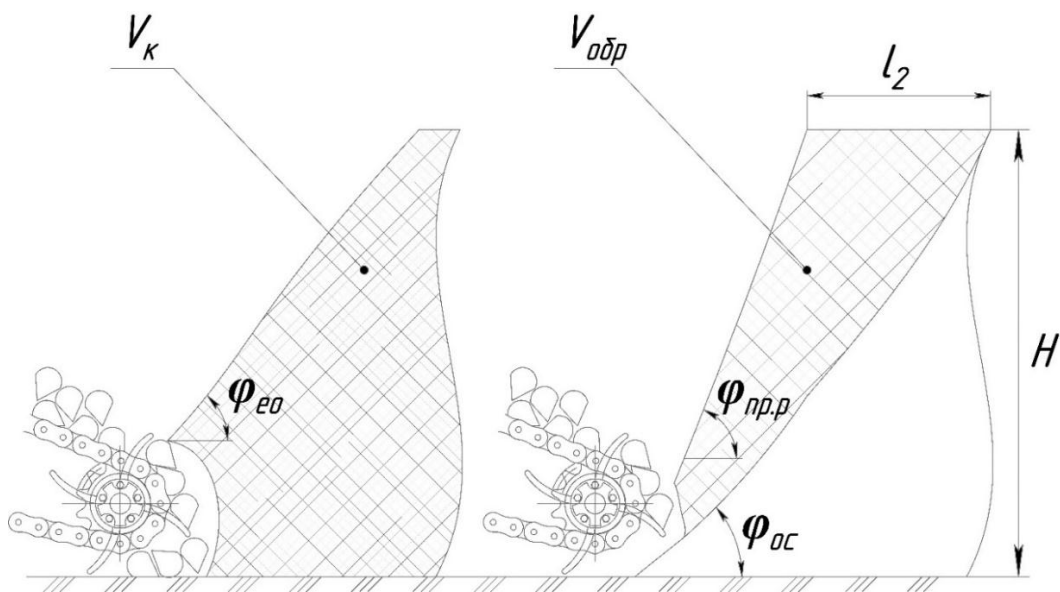


Рисунок 2.5 – Возникновение откосов в кагате клубней при внедрении в него питателя по поверхности основания

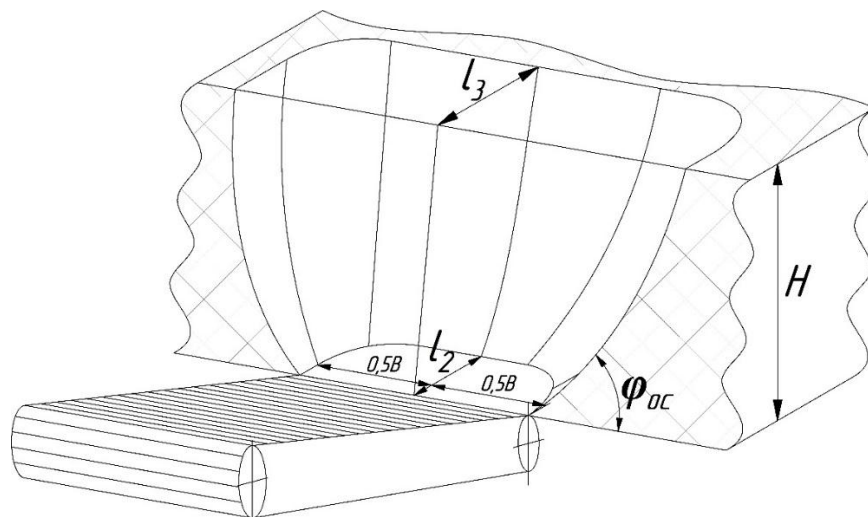


Рисунок 2.6 – Объем выгрузки клубней из кагата

Объем осыпавшегося материала представим эллипсоидом ограниченного снизу поверхностью $z = -l_2\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2} - \frac{y^2}{H^2}}$, а сверху - поверхностью $z = l_2\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2} - \frac{y^2}{H^2}}$. Проекцией этого эллипсоида на плоскость oxy является эллипс $\frac{x^2}{0,25B^2} + \frac{y^2}{H^2} = 1$. Используя при вычислении 3-х кратный интеграл получим

$$\begin{aligned}
 V_{\text{осп}} &= \int_{-0,5B}^{0,5B} \left[\int_{-H\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2}}}^{H\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2}}} \left(\int_{-l_2\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2} - \frac{y^2}{H^2}}}^{l_2\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2} - \frac{y^2}{H^2}}} dz \right) dy \right] dx = \\
 &= 2l_2 \int_{-0,5B}^{0,5B} \left[\int_{-H\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2}}}^{H\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2}}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2} - \frac{y^2}{H^2}} dy \right] dx. \quad (2.21)
 \end{aligned}$$

При вычислении внутреннего интеграла, x считается постоянным. Сделаем подстановку

$$y = H\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2}} \sin t; \quad dy = H\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2}} \cos t dt. \quad (2.22)$$

Переменная y изменяется от $-\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2}}$ до $\sqrt{1 - \frac{x^2}{0,25B^2}}$, поэтому t меняется от $-\frac{\pi}{2}$ до $\frac{\pi}{2}$. Подставляя в интеграл новые пределы, получим

$$\begin{aligned}
V_{\text{осп}} &= 2l_2 \int_{-0,5B}^{0,5B} \left[\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{0,25B^2}\right) - \left(1 - \frac{x^2}{0,25B^2}\right) \sin^2 t} H \times \right. \\
&\quad \left. \times \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{0,25B^2}\right) \cos t} dt \right] dx = \\
&= 2l_2 H \int_{-0,5B}^{0,5B} \left[\left(1 - \frac{x^2}{0,25B^2}\right) \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 t dt \right] dx = \\
&= \frac{l_2 H \pi}{0,25B^2} \int_{-0,5B}^{0,5B} (0,25B^2 - x^2) dx = \frac{2}{3} \pi B l_2 H.
\end{aligned} \tag{2.23}$$

Осыпавшийся материал составит половину полученного объема за вычетом сегмента, представляющего эллиптический параболоид. В итоге объем осыпавшегося материала определится по выражению

$$V_{\text{осп}} = \frac{\pi H}{12} [H^2 \text{ctg}^2 \varphi_{\text{д}} + H \text{ctg} \varphi_{\text{д}} (1 + l_2 + 1,5B) + 2Bl_2], \tag{2.24}$$

где H – высота кагата, м; $\varphi_{\text{д}}$ – угол естественного откоса в движении, град;

l_2 – ход питателя до осыпания, м;

B – ширина захвата питателя, м.

Объем корнеплодов поступающий от вала с кулачками $V_{\text{к}}$ и $V_{\text{обр}}$ далее транспортируется отгрузочным цепным транспортером. Основными параметрами транспортера являются: производительность $Q_{\text{тр}}$, ширина полотна транспортера $B_{\text{тр}}$, скорость движения цепи $v_{\text{тр}}$, потребляемая мощность $N_{\text{тр}}$, длина $L_{\text{тр}}$.

Производительность транспортера $Q_{\text{мп}}$ (кг/с) определим по известному выражению

$$Q_{\text{тр}} = F v_{\text{тр}} \rho K_{\beta} K_{\text{п}}, \tag{2.25}$$

где F – площадь поперечного сечения транспортируемого слоя сахарной свеклы, м²;

ρ – плотность сахарной свеклы, кг/м³;

$K_\beta = 1 \dots 0,75$ – коэффициент, учитывающий осыпание материала при угле наклона транспортера от 0 до 20° [28];

K_Π – коэффициент производительности.

В результате анализа существующих конструкций питателей и их элементов, обеспечивающих надежность технологического процесса, была предложена конструкция вала с кулачками встроенного в транспортер. Кулачки, выполненные по профилю логарифмической спирали, размещаются с наклоном против направления вращения вала для устранения защемления сахарной свеклы при разгрузке ее на транспортер, а также для устранения захвата и защемления компонентов вороха и наматывания растительности на валы.

2.2.4. Условие взаимодействия кулачка с планками транспортера при совместной работе

Для нахождения расстояния между планками рассмотрим перемещение двух точек – M (рисунок 2.7), которая принадлежит поверхности пальца и N , которая принадлежит ленте конвейера. Точка N будет совершать равномерное прямолинейное движение со скоростью $v_{тр}$. Точка M будет совершать криволинейное движение с постоянной угловой скоростью $\omega_{зв}$ по окружности радиуса ρ , где ρ – радиус логарифмической спирали.

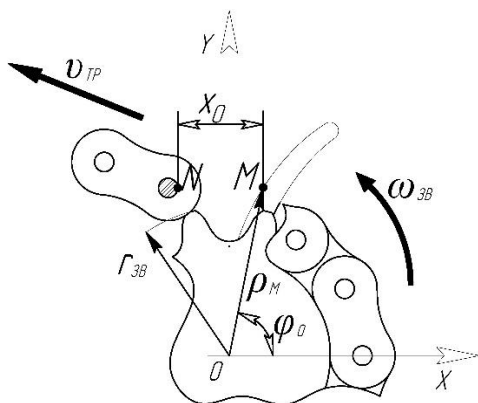


Рисунок 2.7 – Схема перемещения кулачка и планки

В полярной системе координат

$$\rho = ae^{b\varphi_0}, \quad (2.26)$$

где a и b – действительные числа (a – расстояние между витками логарифмической спирали, а b – шаг витков);

φ_0 – угол отклонения точки от нуля (от оси Ox).

Законы движения точек M и N

относительно оси x будут иметь вид

$$x_N = x_0 + vt; \quad (2.27)$$

$$x_M = \rho \cos(\varphi_0 - \omega t), \quad (2.28)$$

где x_0 – расстояние между точками M и N вдоль оси x в начале движения.

С учетом вышеприведенных выражений формулы (2.27) и (2.28) можно переписать в виде

$$x_N = x_0 + r\omega t; \quad (2.29)$$

$$x_M = ae^{b\varphi_0} \cdot \cos(\varphi_0 - \omega t), \quad (2.30)$$

Условие работы конвейера можно сформулировать в виде неравенства $x_M < x_N$, или с учетом формул (2.29) и (2.30)

$$ae^{b\varphi_0} \cos(\varphi_0 - \omega t) < x_0 + r\omega t, \quad (2.31)$$

откуда

$$x_0 > ae^{b\varphi_0} \cos(\varphi_0 - \omega t) - r\omega t. \quad (2.32)$$

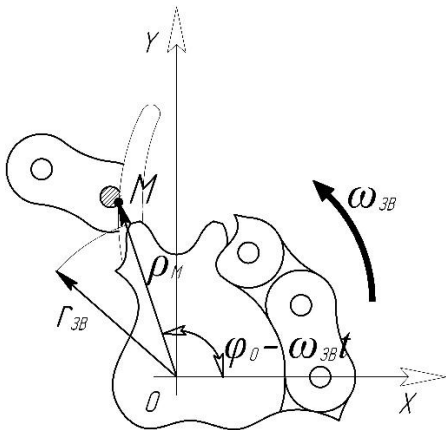


Рисунок 2.8 – Момент пересечения кулачком траектории движения планки.

Встреча точек M и N при их совместном движении наиболее вероятна при пересечении точкой M траектории движения точки N (рисунок 2.8). При этом справедливо равенство

$$\cos[90^\circ - (\varphi_0 - \omega t)] = \frac{r}{\rho}, \quad (2.33)$$

или

$$\sin(\varphi_0 - \omega t) = \frac{r}{\rho}. \quad (2.34)$$

Тогда момент времени t_B , при котором наиболее вероятна встреча точек M и N будет равен

$$t_B = \frac{1}{\omega} \left(\varphi_0 - \arcsin \frac{r}{\rho} \right). \quad (2.35)$$

Определив момент времени t_B , можно найти минимальное расстояние между двумя соседними планками $S = 2 x_0$, которое с учетом неравенства (2.32) будет равно

$$S > 2ae^{b\varphi_0} \cos(\varphi_0 - \omega t_B) - r\omega t_B. \quad (2.36)$$

Из анализа функции $y = ae^{b\varphi_0}$ можно определить предельное значение радиуса ρ , соответствующее наибольшему удалению произвольной точки M , лежащей на поверхности кулачка, от центра вращения вала O и с учетом данного значения произвести точный расчет параметра S в соответствии с выражениями (2.35) и (2.36).

2.2.5. Условие, исключаящее защемление корнеплода

Рабочая форма кулачков образована логарифмической спиралью - плоской кривой, описываемой точкой M (рисунок 2.9), движущейся по прямой VU , которая вращается относительно одной из своих точек O (полюса). Совместим наклонную ветвь скребкового транспортера с прямой VU .

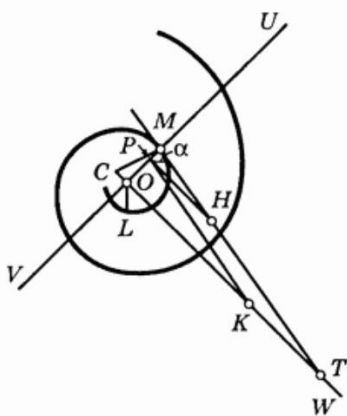


Рисунок 2.9 – Рабочая форма кулачка образованная по логарифмической спирали

Логарифмическая спираль имеет следующее свойство: угол α , составляемый касательной MT в произвольной точке M с радиус-вектором точки касания OM , постоянный, и зависит от числа b – действительного числа отвечающего за густоту витков или параметр, выражающийся через коэффициент роста q .

$$b = \frac{\ln q}{2\pi}, \quad (2.37)$$

Геометрический смысл параметра b прочитывается из соотношения:

$$b = \operatorname{ctg} \alpha, \quad (2.38)$$

где $\alpha = \angle OMT$ – угол между прямой OM , совпадающей с веткой транспортера, и касательной MT . Выразив угол α получим

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{\ln q}{2\pi}. \quad (2.39)$$

Для того чтобы корнеплоды выскользывали из пространства между кулачком и транспортером без травмирования, должно выполняться условие

$$\alpha \geq \varphi_c, \quad (2.40)$$

где φ_c – максимальный угол защемления, для корнеплодов его значение составляет 40 градусов [12].

2.3. Силовой анализ

При погрузке корнеплодов можно выделить процессы захвата корнеплодов кулачками, транспортирования груза в массиве и разгрузки на отгрузочный транспортер.

Рассмотрим силы, действующие на сахарную свеклу при захвате кулачками, после начала движения. На сахарную свеклу будут действовать сила тяжести, центробежная сила. Со стороны корнеплода и массива будет иметь место сопротивление внедрению кулачка. При захвате сахарной свеклы она будет стремиться скатиться с криволинейной поверхности, поэтому между кулачком и корнеплодом будет возникать сила трения качения (рисунок 2.10).

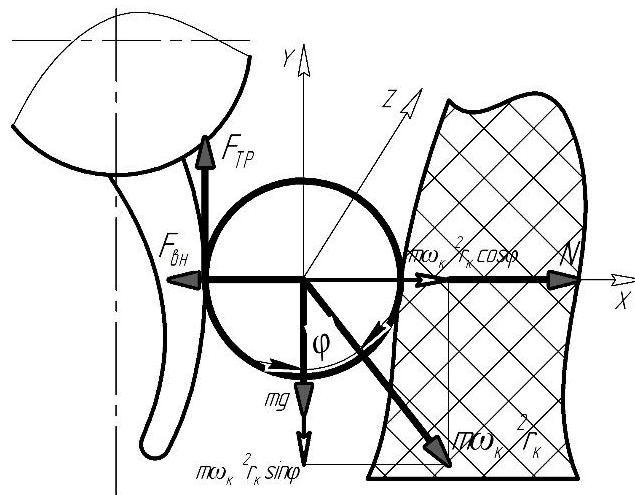


Рисунок 2.10 – Схема сил действующих на кулачек при захвате.

2.3.1. Определение угловой скорости вала с кулачками

Определим угловую скорость вала с кулачками, при которой сахарная свекла будет оставаться на его поверхности без проскальзывания [83]. Для

этого спроецируем все силы и моменты, действующие на корнеплод, на оси x, y, z .

Составим систему уравнений

$$\begin{cases} m\ddot{x} = \sum F_x \\ m\ddot{y} = \sum F_y \\ J_z\ddot{\varphi} = \sum M_z(\bar{F}) \end{cases} \quad (2.41)$$

Спроецируем все силы на ось x

$$m\ddot{x} = ma^n = N - F_{\text{вн}} - mg \sin\varphi, \quad (2.42)$$

где m – масса клубня, кг;

φ – угол, определяющий начальное положение корнеплода, град;

N – реакция поверхности кулачка, Н;

$F_{\text{вн}}$ – усилие внедрения кулачка в массив, Н.

$$F_{\text{вн}} = A[\tau], \quad (2.43)$$

где A – площадь поперечного сечения рабочей поверхности кулачка, м²;

$[\tau]$ – удельное сопротивление внедрению, зависящее от свойств груза, кПа [28].

Зная длину пути l , который проходит кулачок в массиве при повороте вала на угол φ , выразим площадь поперечного сечения через массу клубня и плотность массива

$$A = \frac{m}{\rho l}, \quad (2.44)$$

где ρ – плотность груза, кг/м³;

$$l = \frac{\pi r_k \varphi}{180}. \quad (2.45)$$

где r_k – радиус вала с кулачками, м.

Окончательно усилие внедрения

$$F_{\text{вн}} = \frac{[\tau]m}{\rho l}. \quad (2.46)$$

Спроецируем все силы на ось y

$$m\ddot{y} = ma^t = F_{\text{тр}} - m\omega_k^2 r_k - mg \cos\varphi, \quad (2.47)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения ($F_{\text{тр}} = fmg \cos\varphi$), Н;

f – коэффициент трения качения;

$m\omega_k^2 r_k$ – сила инерции, Н;

ω_k – угловая скорость вала с кулачками, рад/с.

Сила тяжести и сила инерции будут способствовать сходу сахарной свеклы с поверхности кулачка, а сила трения способствует удержанию ее на поверхности. Корнеплод будет оставаться на поверхности кулачка, если сумма проекций всех сил на ось y , будет равна нулю.

Сумма моментов определится по выражению

$$J_z \ddot{\varphi} = F_{\text{тр}} R_{\text{пл}} - M_{\text{т}}, \quad (2.48)$$

где $R_{\text{пл}}$ – радиус плода сахарной свеклы, м;

$M_{\text{т}}$ – момент сопротивления качению ($M_{\text{т}} = fNR_{\text{пл}}$), Нм.

Выразим из выражения (2.42) силу нормальной реакции N , а из выражения (2.48) силу трения $F_{\text{тр}}$, и подставим в выражение (2.47).

$$N = F_{\text{вн}} + mg \sin\varphi; \quad (2.49)$$

$$F_{\text{тр}} = fN = f(F_{\text{вн}} + mg \sin\varphi); \quad (2.50)$$

$$m\omega_k^2 r_k = F_{\text{вн}} f + fmg \sin\varphi - mg \cos\varphi. \quad (2.51)$$

Окончательно, с учетом (2.46), получим

$$\omega_k = \sqrt{\frac{\left(\frac{f[\tau]}{\rho l} + fg \sin\varphi - g \cos\varphi\right)}{r_k}}. \quad (2.52)$$

2.3.2. Суммарное усилие взаимодействия кулачков со свеклой

Рассмотрев процессы захвата, транспортирования груза в массиве и разгрузки на транспортер составим уравнение суммарного сопротивления движению. Помимо сил тяжести груза mg , необходимо преодолеть сопротивление внедрению питателя $F_{\text{вн}}$, сопротивление сдвига порции груза $F_{\text{сдв}}$ и сил инерции масс груза $F_{\text{и}}$. Тогда суммарное усилие

$$F_{\Sigma} = mg + F_{\text{вн}} + F_{\text{сдв}} + F_{\text{и}} + N_{\text{к}}. \quad (2.53)$$

Масса груза m в первом слагаемом выразится через объем, захватываемый валом с кулачками V_k и плотность сахарной свеклы

$$mg = \rho V_k g. \quad (2.54)$$

При работе погрузчика кулачки вращаясь, внедряются в кагат, преодолевая начальное сопротивление внедрения. Рассмотрим рабочую поверхность кулачка, совмещенную с осью y (рисунок 2.10), т.к. именно в этом месте происходит контакт кулачка с массивом. Угол β , определяющий его поворот, будет равен нулю. При дальнейшем повороте, кулачок захватив корнеплод перемещает его сквозь слой материала. Как уже говорилось ранее возможны два варианта, когда погрузчик движется фронтально и производит подбор корнеплодов, и когда кулачковый вал, при скорости погрузчика $v_{п}=0$, перемещает клубни сахарной свеклы не только в массиве основного кагата, но и внутри осыпавшегося объема $V_{осп}$.

Угол ψ нахождения кулачка в слое груза, в последнем случае, определится как $\psi = 270^\circ - \beta_{тр}$, где $\beta_{тр}$ – угол установки транспортера, град.

Усилие внедрения кулачка определится по выражению

$$F_{вн} = A[\tau], \quad (2.55)$$

где A – площадь поперечного сечения рабочей поверхности кулачка, m^2 ;

$[\tau]$ – удельное сопротивление внедрению, зависящее от свойств груза, кПа [28].

Площадь поперечного сечения кулачка равна

$$A = hb, \quad (2.56)$$

где h – высота кулачка, м;

b – толщина кулачка, м.

Расстояние между кулачками примем конструктивно $b_l = 50$ мм, исходя из наименьшего значения диаметра корнеплода, допустимого по агротехническим требованиям. Корнеплоды диаметром менее 50 мм не представляют технологической ценности и могут не подбираться [12].

Конструктивно, кулачки питателя расположены в k рядов ($k = 4$) по n_k кулачков в ряду, таким образом число кулачков, одновременно перемещающихся в массиве определится по выражению

$$z_m = kn_k \frac{\psi}{360}, \quad (2.57)$$

где ψ – угол (град), определяющий сектор взаимодействия рабочего органа с грузом, т.е. когда кулачек находится в массиве.

Зная толщину кулачков b и расстояние между ними b_1 определим число кулачков в ряду

$$n_k = \frac{B}{b+b_1}. \quad (2.58)$$

Окончательно усилие внедрения питателя

$$F_{вн} = \frac{\left(270 - \frac{\beta_{тр}}{360}\right) B k h b [\tau]}{b+b_1}. \quad (2.59)$$

После захвата корнеплода кулачком приходится преодолевать сопротивление, которое является результатом взаимодействия захваченного корнеплода с фронтально расположенными клубнями в массиве. Это взаимодействие будет происходить по определенной ранее траектории, длина которой равна l .

Сдвигающее усилие $F_{сдв}$ получим

$$F_{сдв} = \sigma A, \quad (2.60)$$

где σ – удельное сопротивление сдвигу, кПа, зависящее от физико-механических свойств, условий и сроков хранения, степени загрязнения корнеплодов;

A – площадь поверхности сдвига, м². Площадь определится по выражению

$$A = Bl, \quad (2.61)$$

где B – ширина захвата питателя, м;

l – длина траектории кулачка в массиве, м.

Заменим в данном выражении условие, содержащее эллиптический интеграл второго рода на коэффициент k_3 .

$$k_3 = [E(\arcsin((v_{п} + r_k \omega_k) \times \dots))] \quad (2.62)$$

$$\times \sqrt{\frac{1 - \sin(\varphi_0 + \omega_k t_2)}{2(v_{\Pi}^2 + r_k^2 \omega_k^2 - 2v_{\Pi} r_k \omega_k \sin(\varphi_0 + \omega_k t_2))}} \cdot \frac{2\sqrt{v_{\Pi} r_k \omega_k}}{v_{\Pi} + r_k \omega_k} -$$

$$- E(\arcsin((v_{\Pi} + r_k \omega_k) \sqrt{\frac{1 - \sin(\varphi_0 + \omega_k t_1)}{2(v_{\Pi}^2 + r_k^2 \omega_k^2 - 2v_{\Pi} r_k \omega_k \sin(\varphi_0 + \omega_k t_1))}} \cdot \frac{2\sqrt{v_{\Pi} r_k \omega_k}}{v_{\Pi} + r_k \omega_k}})))]$$

Окончательно усилие сдвига определится

$$F_{\text{сдв}} = \sigma B \left[\left(\frac{2(\vartheta_{\Pi} + r_k \omega_k)}{\omega_k} \right) k_{\vartheta} - \frac{4\vartheta_{\Pi} r_k \omega_k}{(\vartheta_{\Pi} + r_k \omega_k)} \times \right. \quad (2.63)$$

$$\left. \times [-\cos(\varphi_0 + \omega_k t_2) + \cos(\varphi_0 + \omega_k t_1)] \right]$$

В случае, когда скорость погрузчика $v_{\Pi} = 0$, после осыпания материала, длина траектории движения кулачка в массиве будет соответствовать длине дуги окружности с рабочим углом $\psi = 270^\circ - \beta_{\text{тр}}$

$$l = \frac{\pi r_k \psi}{180} = \frac{\pi r_k (270 - \beta_{\text{тр}})}{180}. \quad (2.64)$$

Усилие, которое необходимо для сообщения массе сахарной свеклы скорости, определяется из основного уравнения динамики, исходя из условия равенства импульса силы и сообщаемого количества движения.

$$F_{\text{и}} = m \omega_k^2 r_k = V_k \rho \omega_k^2 r_k. \quad (2.65)$$

где ρ – плотность материала, кг/м³.

При взаимодействии кулачка с полотном транспортера со стороны корнеплода будут действовать следующие силы (рисунок 2.11):

$F_{\text{тр}}$ – сила трения корнеплода о поверхность кулачка, Н;

$N_{\text{тр}}$ – реакция поверхности транспортера, Н;

$N_{\text{к}}$ – реакция поверхности кулачка, Н;

mg – сила тяжести корнеплода, Н.

Сила трения корнеплода $F_{\text{тр}}$, реакция поверхности транспортера $N_{\text{тр}}$ и реакция поверхности кулачка $N_{\text{к}}$ связаны зависимостями

$$F_{\text{тр}} = N_{\text{тр}} \sin \alpha; \quad (2.66)$$

$$N_K = N_{TP} \sin(90 - \alpha) = N_{TP} \cos \alpha; \quad (2.67)$$

$$\frac{F_{TP}}{N_K} = \frac{N_{TP} \sin \alpha}{N_{TP} \cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.68)$$

где α – угол защемления корнеплода между кулачком и транспортером.

Разложим реакцию поверхности транспортера на координатные оси и получим

$$N_{TPY} = N_{TP} \sin \alpha; \quad (2.69)$$

$$N_{TPX} = N_{TP} \cos \alpha; \quad (2.70)$$

$$F_{TP} = N_K f, \quad (2.71)$$

где f – коэффициент трения корнеплода о металл.

Проектируя все силы на оси x и y , беря сумму моментов относительно точки n , имеем

$$N_K = \frac{N_{TP} c_2 - G c_1 \sin \alpha}{c_2 \cos \alpha + c_3 \sin \alpha}. \quad (2.72)$$

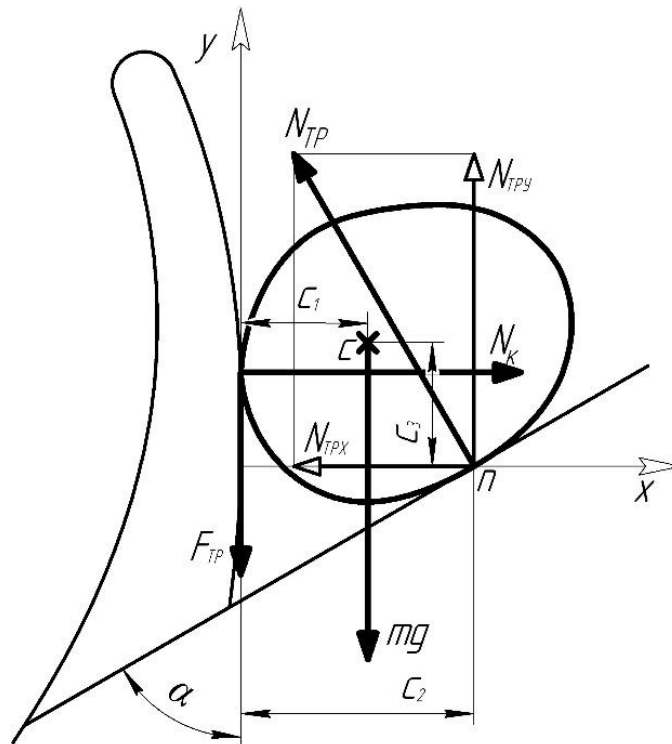


Рисунок 2.11 – Взаимодействие корнеплода с кулачком и полотном транспортера.

Окончательно, суммарное усилие на захват, перемещение и разгрузку корнеплодов, запишется

$$\begin{aligned}
 F_{\Sigma} = & \rho V_{\kappa} g + \frac{\left(270 - \frac{\beta_{\text{ТР}}}{360}\right) B k h b [\tau]}{b + b_1} + \\
 & + \sigma B \left[\left(\frac{2(\vartheta_{\Pi} + r_{\kappa} \omega_{\kappa})}{\omega_{\kappa}} \right) k_{\varepsilon} - \frac{4\vartheta_{\Pi} r_{\kappa} \omega_{\kappa}}{(\vartheta_{\Pi} + r_{\kappa} \omega_{\kappa})} \times \right. \\
 & \left. \times [-\cos(\varphi_0 + \omega_{\kappa} t_2) + \cos(\varphi_0 + \omega_{\kappa} t_1)] \right] + \\
 & + V_{\kappa} \rho \omega_{\kappa}^2 r_{\kappa} + \frac{N_{\text{ТР}} c_2 - G c_1 \sin \alpha}{c_2 \cos \alpha + c_3 \sin \alpha}
 \end{aligned} \tag{2.73}$$

2.4. Мощность, необходимая для привода кулачково-планчатого питателя

Перемножив усилие перемещения груза на абсолютную скорость движения кулачкового питателя получим мощность на привод кулачкового питателя

$$\begin{aligned}
 P_{\kappa} = & (\rho V_{\kappa} g + \frac{\left(270 - \frac{\beta_{\text{ТР}}}{360}\right) B k h b [\tau]}{b + b_1} + \\
 & + \sigma B \left[\left(\frac{2(\vartheta_{\Pi} + r_{\kappa} \omega_{\kappa})}{\omega_{\kappa}} \right) k_{\varepsilon} - \frac{4\vartheta_{\Pi} r_{\kappa} \omega_{\kappa}}{(\vartheta_{\Pi} + r_{\kappa} \omega_{\kappa})} \times \right. \\
 & \left. \times [-\cos(\varphi_0 + \omega_{\kappa} t_2) + \cos(\varphi_0 + \omega_{\kappa} t_1)] \right] + \\
 & + V_{\kappa} \rho \omega_{\kappa}^2 r_{\kappa} + \frac{N_{\text{ТР}} c_2 - G c_1 \sin \alpha}{c_2 \cos \alpha + c_3 \sin \alpha}) \times \\
 & \times \sqrt{v_{\Pi}^2 + (\pi n_k D_k)^2 + 2v_{\Pi} \pi n_k D_k \cos(\varphi - \beta_{\text{ТР}})}.
 \end{aligned} \tag{2.74}$$

Конструктивно, вал с кулачками совмещен с цепным транспортером с планками, поэтому для определения суммарной мощности, затрачиваемой на привод питателя, учтем затраты мощности на привод цепного транспортера

$$P_{\text{ТР}} = F_{\text{Т}} v_{\text{ТР}}, \tag{2.75}$$

где F_T – расчетное тяговое усилие (окружная сила) на ведущей звездочке, Н;
 $u_{тр}$ – скорость движения ветви транспортера, м/с.

Суммарная мощность потребляемая кулачково-планчатым питателем

$$P = P_k + P_{тр}. \quad (2.76)$$

Энергоемкость процесса погрузки корнеплодов определится по формуле

$$E = \frac{P_k + P_{тр}}{Q_{пит}}, \quad (2.77)$$

где $Q_{пит}$ – где производительность кулачково-планчатого питателя, кг/с.

Расчетные формулы позволили получить зависимости производительности, потребляемой мощности и энергоемкости кулачково-планчатого питателя от режимных и конструктивных параметров (рисунок 2.12).

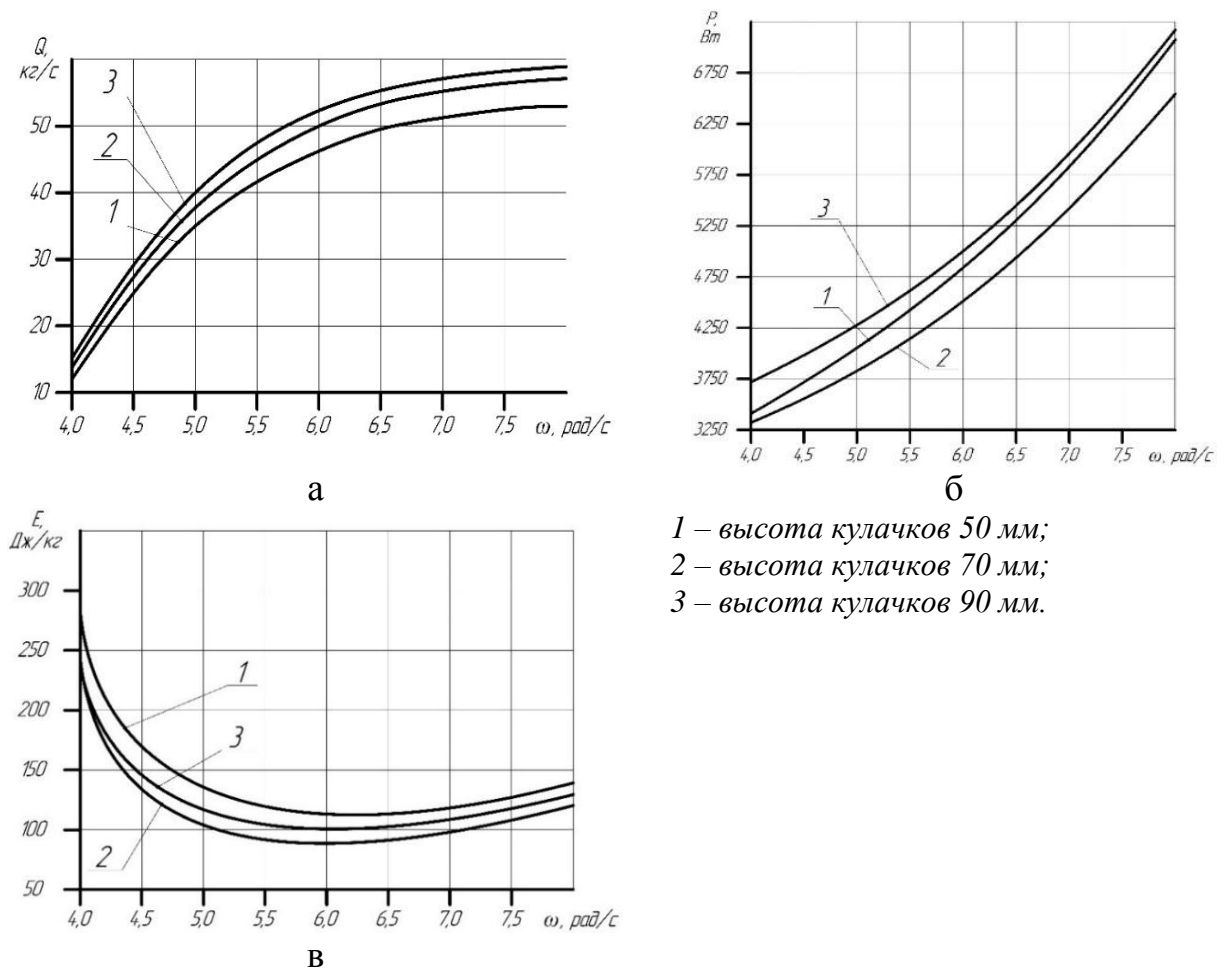


Рисунок 2.12 – Зависимости производительности Q (а), мощности P (б) и энергоемкости E (в) кулачково-планчатого питателя от угловой скорости ω_k

2.5. Выводы по главе

На основании теоретических исследований кулачково-планчатого питателя погрузчика непрерывного действия были получены следующие результаты:

1. Предложена новая конструктивно-технологическая схема кулачково-планчатого питателя (патент на изобретение № 2513549), включающая два рабочих органа, вал с кулачками, служащий для захвата сахарной свеклы и цепной транспортер с планками, для перемещения груза к отгрузочному транспортеру.

2. Установлено, что наибольшее влияние на показатели рабочего процесса оказывают режимные параметры: угловая скорость кулачкового вала и ведущей звездочки цепного транспортера с планками и поступательная скорость питателя, а также конструктивный параметр: высота кулачков вала.

3. Кинематический анализ работы питателя позволил получить математические выражения для определения:

- усилия внедрения кулачков в кагат в зависимости от высоты кулачков, угловой скорости кулачкового вала и ведущей звездочки цепного транспортера с планками и поступательной скорости питателя;

- усилия при захвате груза кулачками и транспортирования его цепным транспортером с планками в зависимости от физико-механических свойств сахарной свеклы, высоты кулачков, угловой скорости кулачкового вала и ведущей звездочки цепного транспортера с планками и поступательной скорости питателя, коэффициентов трения.

4. В результате теоретических исследований получены аналитические зависимости для определения мощности необходимого привода и энергоемкости его работы.

ГЛАВА 3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

По результатам проведенных исследований питателей к погрузчикам непрерывного действия, а также исследований процесса взаимодействия рабочих органов с сахарной свеклой [28, 11, 29, 12, 9, 30] разработана программа и методика экспериментальных исследований, включающая в себя:

Исследование физико-механических свойств сахарной свеклы.

Проверка работоспособности и эффективности конструктивно-технологической схемы кулачково-планчатого питателя.

Исследование степени влияния режимных и конструктивных параметров рабочих органов на критерии оптимизации питателя и проверку достоверности теоретических положений и аналитических выражений, полученных в главе 2.

Экспериментальное определение оптимальных режимных и конструктивных параметров кулачково-планчатого питателя, обеспечивающих при минимальных затратах мощности максимальную производительность.

3.1. Методика исследования физико-механических свойств корнеплодов сахарной свеклы

Во время проведения экспериментальных исследований определялись и контролировались физико-механические свойства сахарной свеклы [5, 24, 20, 22, 23].

К важной особенности сахарной свеклы относится её геометрическая форма (рисунок 3.1). Существует ряд методик определения геометрических параметров корнеплода сахарной свеклы. В данной работе использовались материалы изложенные в работе Комарова Ю.В. В указанной методике исследуются, такие геометрические параметры, как диаметр, длина, индекс

формы, коэффициент смещения центра массы, конусность и углы при вершине корнеплода.

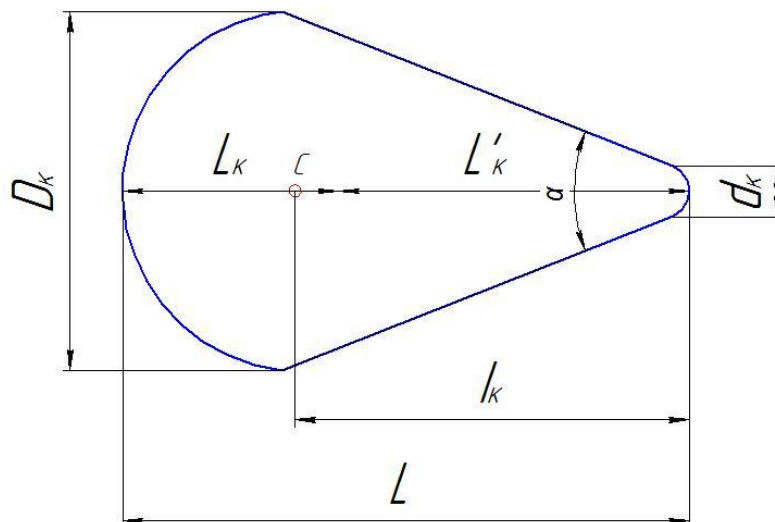


Рисунок 3.1 – Геометрические параметры сахарной свеклы

C - центр массы плода; L - длина плода; D_k - диаметр коронки плода; d_k - диаметр носика плода; L_k - длина коронки плода; L'_k - длина носика плода; l_k - расстояние от минимального до максимального диаметра корнеплода; α - угол при вершине корнеплода

Для определения длины корнеплодов сахарной свеклы и расположения центра масс Комаровым Ю.В. использовался прибор, принцип действия которого заимствован из устройства для определения центра тяжести зерен овса (рисунок 3.2).

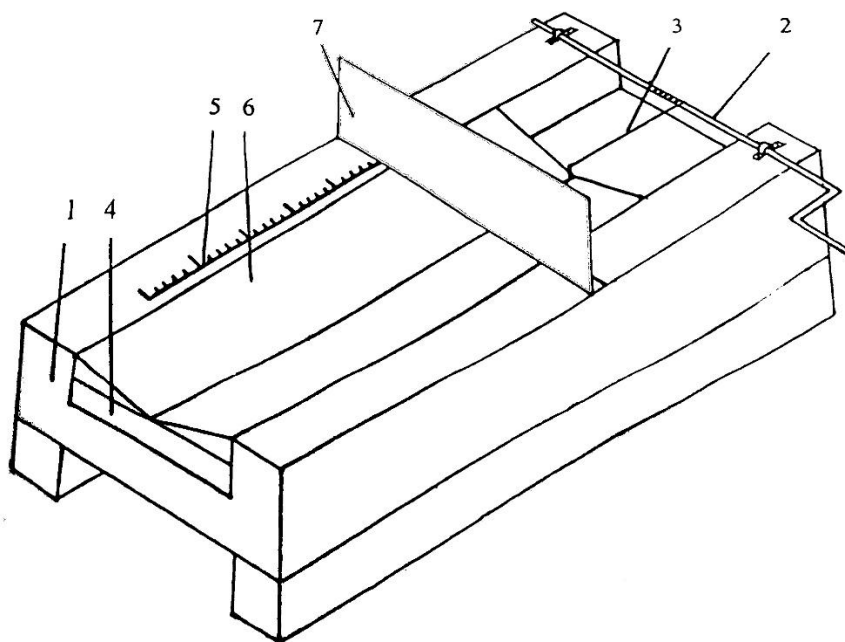


Рисунок 3.2 – Схема прибора для определения центра тяжести сахарной свеклы

Прибор состоит из желоба 1, внутри которого свободно перемещается с помощью лебедки 2 и шнурка 3 ползков 4. На ползке закреплено опорное ложе 6, на желобке линейка 5 и над ползком упор 7. Упор 7 отполирован и имеет наклон в сторону лебедки 2.

С помощью данного прибора определяли общую длину корнеплода L и положение центра массы C . Центр массы определялся следующим образом.

Сахарная свекла помещается на ложе 5 до касания ее упором 7. Ползков 4 с помощью лебедки 2 плавно выдвигается из под корнеплода до момента его опрокидывания. На линейке 6 фиксируется расстояние от края корнеплода касающегося упора до его центра массы C . Из-за появления сил трения проводят двукратный замер. Сначала, когда сахарная свекла касается упора своей коронкой – L_k , а потом когда касается его носком – L'_k .

Коэффициент смещения центра массы определяется по формуле

$$K_c = l_c/L, \quad (3.1)$$

где l_c – расстояние от головки корнеплода, до точки опрокидывания, мм;
 L – длина корнеплода, мм.

Расстояние от головки корнеплода до точки опрокидывания подсчитывается по формуле

$$l_c = l_r + (L_k - (l_r + l_n))/2, \quad (3.2)$$

где L_k – длина коронки плода, мм;

l_r – показания на линейке в момент опрокидывания сахарной свеклы, при касании упора головкой, мм;

l_n – показания на линейке в момент опрокидывания сахарной свеклы, при касании упора носиком, мм.

Диаметр сахарной свеклы замеряется в месте расположения наибольшей величины с помощью штангенциркуля. Далее определяется индекс формы сахарной свеклы

$$K_\phi = L/D_k, \quad (3.3)$$

где D_k – диаметр сахарной свеклы, мм.

Конусность сахарной свеклы определяется по формуле

$$C_k = (D_k - d_k)/l_k, \quad (3.4)$$

где d_k – минимальный диаметр сахарной свеклы, мм;

l_k – расстояние от минимального до максимального диаметра сахарной свеклы, мм.

Угол при вершине сахарной свеклы определяется расчётным путем

$$\alpha/2 = \arctg = (D_k - d_k)/2l_k. \quad (3.5)$$

Эксперимент проводился на свекле «Сесвандархаве Манон», со средним содержания сахара 20-22%.

Для изучения рабочего процесса, обеспечения достоверности экспериментов и подтверждения теоретических положений отслеживались следующие основные физико-механические свойства: размерно-весовые характеристики плодов, коэффициент трения, плотность, угол естественного откоса.

Плотность сахарной свеклы может изменяться от условий внешней окружающей среды, срока хранения и вида хранилища.

Угол естественного откоса зависит от влажности и сил внутреннего трения, которые возникают при перемещении корнеплодов относительно друг друга. Угол служит показателем подвижности материала относительно друг друга. Для сахарной свеклы в сухом состоянии угол естественного откоса в покое составляет 38...42°, в движении 28-34°.

Коэффициент трения, является важным параметром при конструкторских расчетах. Его значение зависит от физико-механических свойств груза и свойств материала, с которым контактирует перемещаемый груз. При работе питателя сахарная свекла будет захватываться металлическими кулачками, затем будет транспортироваться до выгрузного окна на металлических планках цепного транспортера.

3.2. Методика и программа исследований воздействия режимных и конструктивных параметров питателя на травмируемость корнеплодов сахарной свеклы

Показателем повреждаемости для сахарной свеклы принято считать процент корнеплодов с сильными механическими повреждениями – это корнеплоды, у которых нарушена целостность ткани на 1/3 и более в результате сколов, срезов, обрывов и раздавливания [61]. Они зависят от целого ряда факторов: сортовых особенностей, физико-механических свойств, уровня агротехники, конструкции рабочих органов уборочных и погрузочных машин [39, 36, 34, 32, 48]. Поэтому при разработке новых машин необходимо учитывать степень влияния режимных и конструктивных показателей.

Повреждения можно разделить на четыре группы:

- 1) повреждение кожицы на поверхности, воспринимавшей удар;
- 2) повреждение мякоти – вмятины, как правило, незначительной глубины (1 – 3 мм);
- 3) трещины;
- 4) разламывание корнеплода на две части.

Определение травмируемости ведется по методике изложенной в ГОСТе Р 53036-2008 «Свекла сахарная. Методы испытаний», которая включает в себя следующие операции: после каждого опыта из массы сахарной свеклы прошедшей через питатель выбирается проба массой не менее 12 кг, после чего корнеплоды очищаются и визуально осматриваются на предмет механических повреждений, результаты фиксируются в журнале проведения эксперимента, вычисляется процент корнеплодов с сильными механическими повреждениями. Согласно ГОСТу 17421-82 «Свекла сахарная. Технические условия» корнеплоды с сильными механическими повреждениями должны составлять не более 12% от общей массы пробы.

Программа исследований повреждений корнеплодов в процессе погрузки включает четыре этапа:

- 1) определение повреждаемости корнеплодов в зависимости от изменения конструктивных параметров вала с кулачками и цепного транспортера;
- 2) определение повреждаемости корнеплодов в зависимости от изменения режимных параметров вала с кулачками и цепного транспортера;
- 3) определение повреждаемости корнеплодов в зависимости от сочетания исследуемых конструктивных и режимных параметров рабочих органов питателя.

3.3. Методика лабораторно-полевых исследований

Подтверждение работоспособности кулачково-планчатого питателя (патент на изобретение РФ № 2513549) (рисунок 3.3) при работе с сахарной свеклой, определение оптимальных режимных и конструктивных параметров, соответствующим минимальной энергоемкости, являлось главной целью лабораторно-полевых исследований.

3.3.1. Схема и описание работы экспериментальной установки

В соответствии с программой экспериментальных исследований необходимо изучить степень влияния на работу питателя сахарной свеклы, следующих факторов: высоты кулачков расположенных на валу, угловой скорости вала с кулачками и скорости поступательного движения погрузчика с питателем.

Питатель состоит из рамы 1 (рисунок 3.3) с опорными колесами 2, вала 3 с установленными на нем кулачками 4, цепного транспортера с планками 5, шнеков 6 и 7, обеспечивающие движение свёклы к центру питателя.

Для проведения эксперимента на базе рамы питателя погрузчика СПС-4,2 была изготовлена экспериментальная установка (рисунок 3.4, рисунок 3.5), состоящая из неподвижной рамы 1 и подвижной тележки 2, причем часть нагрузки берут на себя опорные колеса 3 (рисунок 3.10). Питатель (рисунок 3.3) передвигается по всей длине неподвижной рамы 1 при помощи механизма привода (рисунок 3.7), включающего электрическую лебедку 4,

тяговый канат 5 с тензометрическим звеном 6. Вал с кулачками 7 и цепной транспортер с планками 8 приводятся в движение при помощи электродвигателя постоянного тока 9 (рисунок 3.6, рисунок 3.13) через угловой редуктор 10 (рисунок 3.13), центральный редуктор 11 (рисунок 3.13), тензометрический вал 12 (рисунок 3.7), цепные передачи 13, 14 и 15 (рисунок 3.12) Управление электродвигателем и электрической лебедкой осуществлялось с пульта 16.

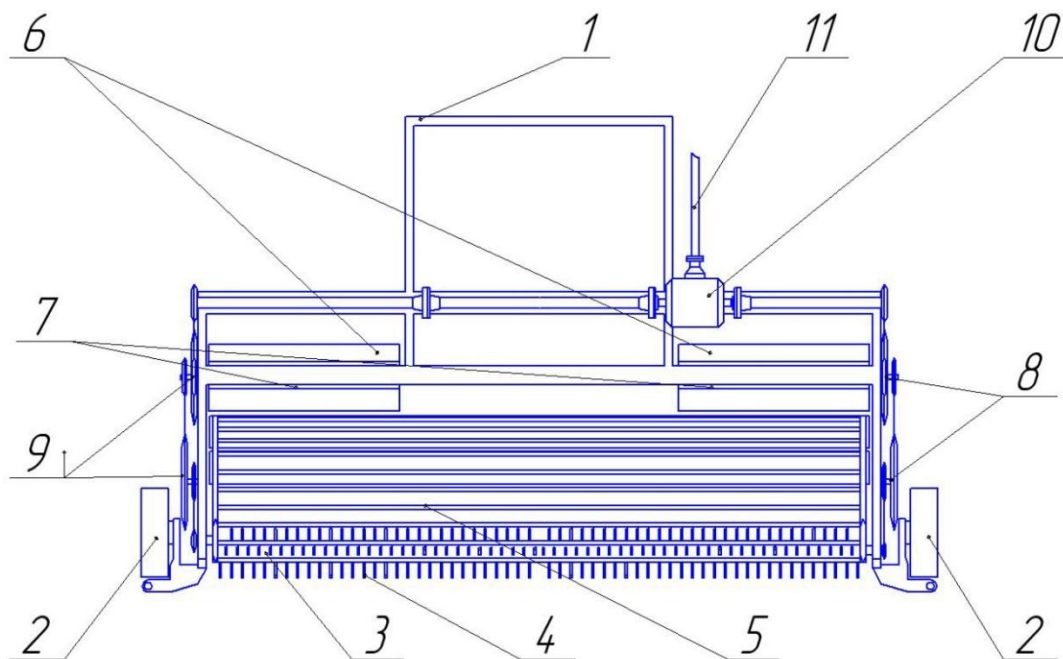


Рисунок 3.3 – Схема кулачково-планчатого питателя (вид сверху)

1 – рама; 2 – опорные колеса; 3 – вал с кулачками; 4 – кулачки; 5 – цепной транспортер с планками; 6 и 7 – шнеки; 8 и 9 – цепные передачи; 10 – редуктор; 11 – вал

Приводной механизм кулачково-планчатого питателя состоит из электродвигателя, редуктора (рисунок 3.6), тензометрического вала.

Кулачково-планчатый питатель, во время рабочего цикла перемещается по всей длине четырех метровой рамы механизмом привода (рисунок 3.8), включающим электрическую лебедку, тяговый канат с тензометрическим звеном (рисунок 3.9). Днищем установки служил бетонный пол между направляющими рамы 1.



Рисунок 3.5 – Экспериментальная установка.



Рисунок 3.6. Приводной механизм кулачково-планчатого питателя.



Рисунок 3.7 – Механизм привода.

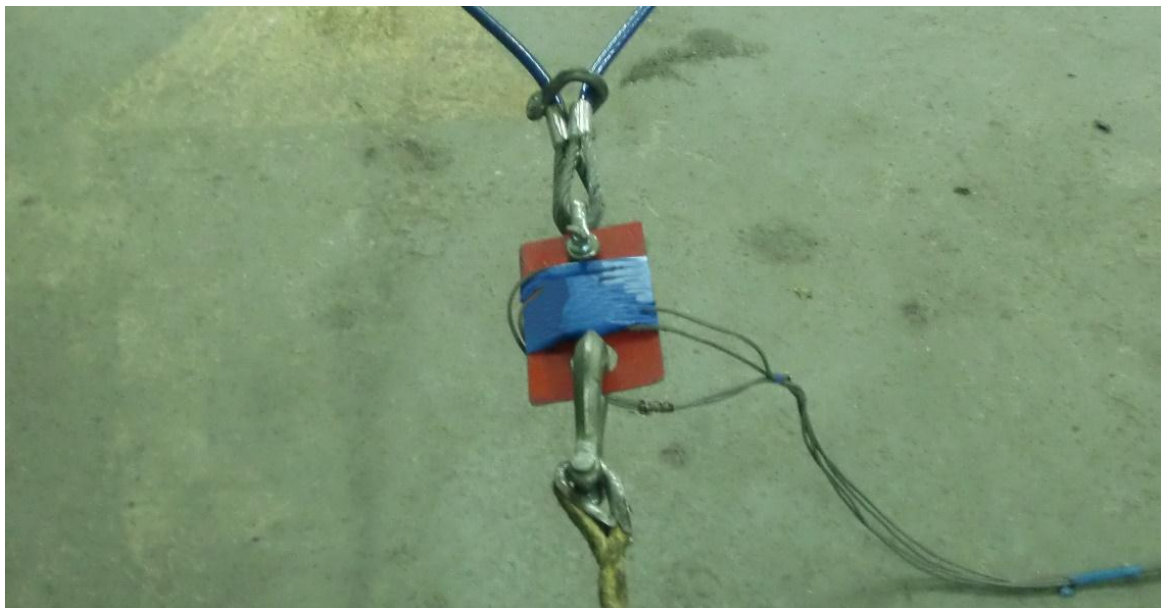


Рисунок 3.8 – Тяговый канат с тензометрическим звеном.

Управление электродвигателем питателя и лебедкой осуществлялось с стационарного пульта. Частота вращения питателя менялась с помощью латра (рисунок 3.9). Реверсирование асинхронного электродвигателя осуществлялось по электрической схеме (рисунок 3.10). Лабораторная установка позволила наглядно моделировать рабочий процесс реального погрузчика сахарной свеклы.

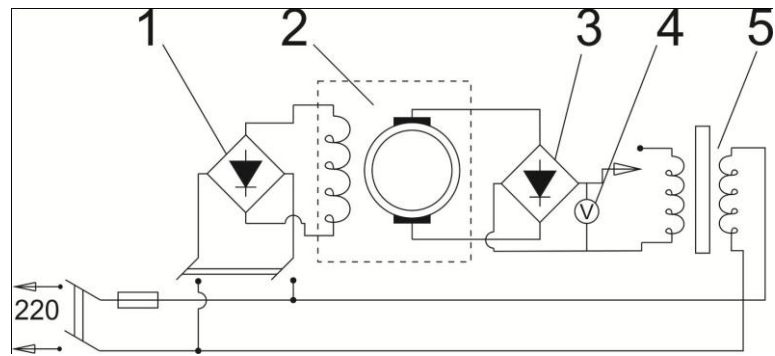


Рисунок 3.9 – Электрическая схема привода кулачково-планчатого питателя
 1 – диодный мост обмотки возбуждения; 2 – электродвигатель постоянного тока; 3 – диодный мост якоря двигателя; 4 – вольтметр; 5 – лампа

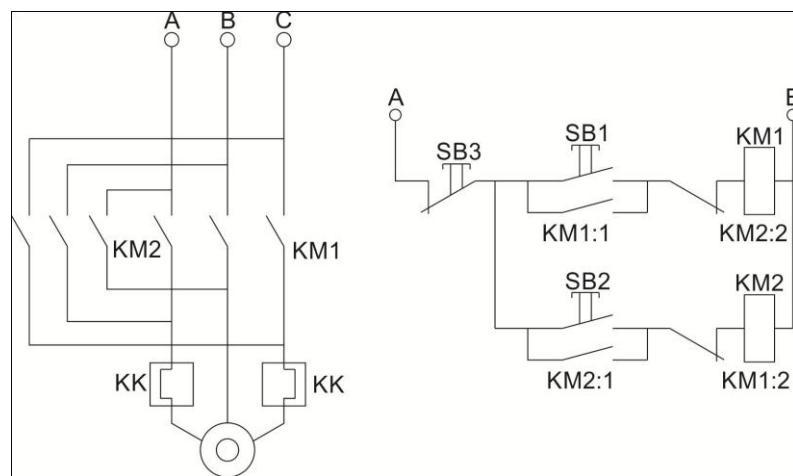


Рисунок 3.10 – Схема управления реверсивным электродвигателем.



Рисунок 3.11 – Цепные передачи привода кулачково-планчатого питателя.

Во время проведения исследований изменялись конструктивные параметры: высота кулачков вала – установкой звездочек цепного транспортера с планками с разным количеством зубьев. Высота кулачков составила: 45 – 47 мм, 65 – 67 мм, 88 – 90 мм.

Также в ходе исследований изменялись режимные параметры: угловая скорость вала с кулачками и скорость цепного транспортера с планками, и поступательная скорость перемещения тележки с питателем – задавались с пульта управления, изменением напряжения в цепи электродвигателя.

В ходе проведения опытов с помощью тензометрических датчиков (рисунок 3.7, рисунок 3.9) фиксировались следующие параметры: крутящий момент на валу привода вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с планками, тяговое усилие перемещения тележки с питателем. Для измерения крутящего момента и тягового усилия на приводной вал и тяговое звено закреплены соединенные по мостовой схеме тензодатчики. Сигнал от которых передавался на осциллограф «GOS 620FG» (рисунок 3.12), где записывались на электронный носитель.

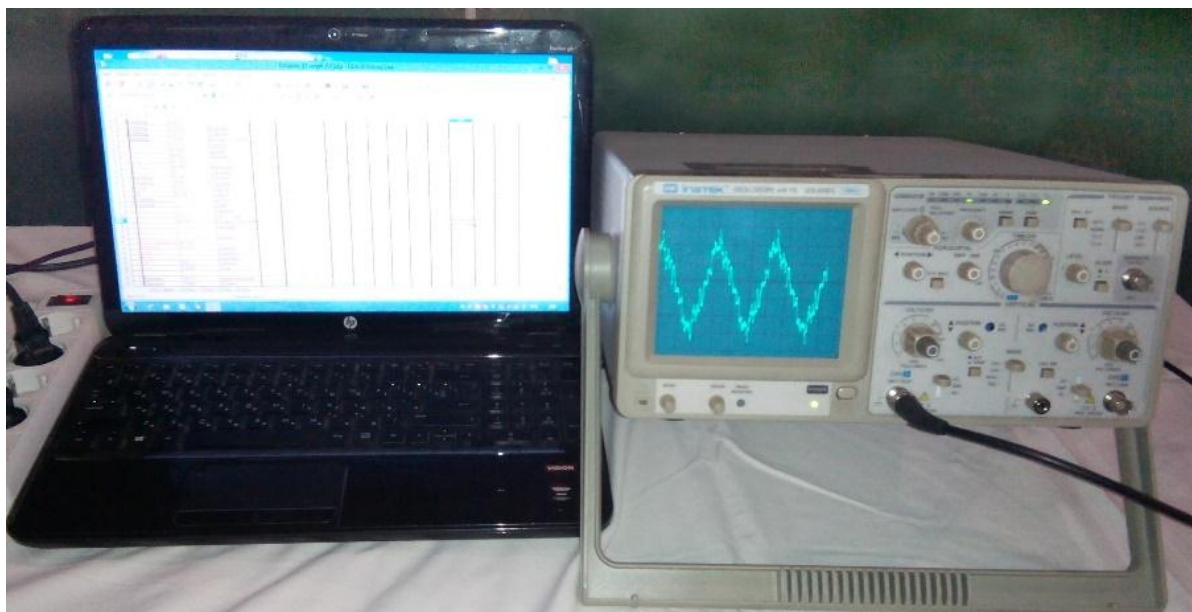


Рисунок 3.12 – Осциллограф «GOS 620FG»

Частота вращения вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с планками фиксировалась с помощью катушки индуктивности. Сигнал от неё передавался на осциллограф и записывался на электронный носитель. Тарировка тензометрических элементов производилась на лабораторной установке.

3.3.2. Порядок проведения исследований

Экспериментальные исследования проводились в следующей последовательности:

1. Установка необходимых конструктивных и режимных параметров в соответствии с матрицей планирования эксперимента, а именно, угловой скорости вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с планками, поступательная скорость перемещения тележки, высота кулачков вала.
2. Проверка работоспособности кулачково-планчатого питателя.
3. Укладка сахарной свеклы на дно установки.
4. Включение, прогрев и настройка регистрирующей аппаратуры.
5. Запись осциллографом нулевых линий и масштабного сигнала.
6. Включение в работу питателя сахарной свеклы.
7. Отключение электроприводов после прохождения заданного пути.
8. Запись нулевых линий.
9. Отключение регистрирующей аппаратуры.
10. Возврат погрузчика в исходное положение.

Питатель сахарной свеклы включался в работу в следующей последовательности: электропривод вала с кулачками и цепного транспортера, подключение лебедки для перемещения экспериментальной установки. В специальном журнале фиксировались визуальные наблюдения. После каждого опыта рассчитывалась производительность, путем взвешивания материала отгруженного питателем за определенный промежуток времени, а также отбиралась проба сахарной свеклы для

определения ее травмирования. Проверка и анализ результатов производился после проведения серии опытов.

3.3.3. Методика планирования лабораторных исследований

При проведении экспериментальных исследований доверительная вероятность была принята 0,95 и ошибка не более трех стандартов, поэтому каждый опыт проводился с трехкратной повторностью.

Элементы влияния неуправляемых и неконтролируемых факторов на отклик были внесены благодаря рандомизации порядка проведения опытов - расположение их один за другим в процессе исследования в случайном порядке. В процессе проведения исследований работа велась с тремя факторами, поэтому эксперимент считается многофакторным. Главными преимуществами многофакторного эксперимента являются [1]:

получение количественной оценки степени влияния факторов;
сокращение числа опытов по сравнению с однофакторным методом;
возможность построения необходимой математической модели процесса;
увеличение объема полученной информации за счет данных о взаимодействиях факторов между собой.

Эксперимент проводился по некомпозиционному 3-х факторному плану Бокса-Бенкина. Главные преимущества данного плана от ортогональных и ротатабельных заключается в том, что он прост в организации, что существенно упрощает и удешевляет конструкцию лабораторной установки, более экономичен по числу опытов, позволяет повысить точность результатов экспериментальных исследований, требует меньше времени для проведения экспериментов. [1]. Матрица плана представлена в таблице 3.1.

Математическая модель объекта исследования второго порядка имеет вид [1]

$$y = b_0 + \sum^k b_i x_i + \sum_{i < j}^k b_{ij} x_i x_j + \sum^k b_{ii} x_i^2, \quad (3.6)$$

где b_0 , b_i , b_{ij} , b_{ii} – коэффициенты регрессии.

Таблица 3.1 – Матрица трехфакторного плана

№ опыта	Фактор			Значение фактора		
	X ₁	X ₂	X ₃	H, мм	v, м/с	ω, рад/с
1	+	+	0	90	0,35	6,25
2	-	-	0	50	0,05	6,25
3	+	-	0	90	0,05	6,25
4	-	+	0	50	0,35	6,25
5	+	0	+	90	0,2	8,0
6	-	0	-	50	0,2	4,5
7	-	0	+	50	0,2	8,0
8	+	0	-	90	0,2	4,5
9	0	+	+	70	0,35	8,0
10	0	-	-	70	0,05	4,5
11	0	+	-	70	0,35	4,5
12	0	-	+	70	0,05	8,0
13	0	0	0	70	0,2	6,25
14	0	0	0	70	0,2	6,25
15	0	0	0	70	0,2	6,25

Формальной целью проведения экспериментальных исследований является определение численных значений коэффициентов регрессии. Воспроизводимость опытов при однородном дублировании проверялась по критерию Кохрена. Условие однородности опытов означает одинаковое влияние случайных помех и ошибок по всем точкам в матрице планирования. Критерий Кохрена применяется в случае, когда число повторностей опытов одинаково во всех строках матрицы опытов и представляет собой отношение максимальной дисперсии к сумме всех дисперсий [1]

$$G_{\text{расч}} = S_{yu \text{ max}}^2 / \sum_{u=1}^N S_{yu}^2. \quad (3.7)$$

Вычисленное значение сравнивалось с табличным значением G – критерия, взятым из таблиц в зависимости от уровня значимости α , числа степеней свободы $f = n-1$ и числа опытов N ($S_{yu \max}^2$ – наибольшая в ряду дисперсия; $\sum_{u=1}^N S_{yu}^2$ – сумма дисперсии всех опытов) [1].

Ряд дисперсии считается однородным, если $G^{\text{расч}} < G^{\text{табл}}$.

По полученным данным строилась математическая модель второго порядка. Коэффициенты регрессии рассчитывались по выражениям [1]

$$\begin{aligned}
 b_0 &= C_1 \sum_{u=1}^N y_u - C_2 \sum_{i=1}^K \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 y_u \\
 b_i &= C_3 \sum_{u=1}^N x_{iu} y_u \\
 b_{ij} &= C_4 \sum_{u=1}^N (x_i x_j)_u y_u
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

$$b_{ii} = C_5 \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 y_u + C_6 \sum_{i=1}^K \sum_{u=1}^N x_{ij}^2 y_u - C_2 \sum_{u=1}^N y_u,$$

где C_i – вспомогательные коэффициенты.

Для трехфакторного плана Бокса-Бенкина вспомогательные коэффициенты принимались согласно рекомендациям [1] $C_1=0,33333$; $C_2=0,16667$; $C_3=0,12500$; $C_4=0,25000$; $C_5=0,25000$; $C_6=0,02083$.

После расчета коэффициентов проверялась их значимость по критерию Стьюдента, с помощью доверительных интервалов оценок коэффициентов, которые определялись по формуле[1]

$$\Delta b_i = t_{\alpha; f_i} S_{bi}, \tag{3.9}$$

где t – критерий Стьюдента, берется из таблиц в зависимости от уровня значимости α и числа степеней свободы f_i при определении дисперсии опыта S_y^2 ;

S_{bi} – среднеквадратичная ошибка в определении коэффициента регрессии.

Коэффициент считается статистически значимым, когда его абсолютная величина больше доверительного интервала или равна ему, то

есть $|b_i| > \Delta b_i$ [1]. Абсолютная величина коэффициента должна быть в t раз больше, чем ошибка его определения [1].

Адекватность полученной модели проверялась по критерию Фишера. Расчетное значение F - критерия (критерия Фишера) определялось по формуле [1]

$$F_{f_2, f_1}^{\text{расч}} = S_{\text{неад}}^2 / s_y^2, \quad (3.10)$$

где $S_{\text{неад}}^2$ – дисперсия неадекватности математической модели;

s_y^2 – дисперсия ошибки опыта определенная с f_1 - числом степеней свободы.

В свою очередь дисперсия неадекватности рассчитывается по формуле

$$S_{\text{неад}}^2 = \sum_{u=1}^N (y_u - \bar{y})^2 / f_2, \quad (3.11)$$

где y_u – значения критерия оптимизации в параллельных опытах (в u -й строке);

\bar{y} – среднее значение критерия оптимизации в опыте;

f_2 – число степеней свободы.

Числа степеней свободы – разность между числом опытов и числом коэффициентов регрессии, вычисляемые по результатам этих опытов независимо друг от друга и определяемые по выражению [1]

$$f_2 = N - k', \quad (3.12)$$

где k' – число оставленных коэффициентов уравнения;

N – число опытов плана.

Критерий F отвечает за адекватности модели по результатам экспериментов. Предположение об адекватности модели принимают в том случае, когда значение критерия F не превышает табличного для выбранного уровня значимости, то есть $F^{\text{расч}} \leq F^{\text{табл}}$ [1].

3.3.4. Анализ математической модели

Каноническое преобразование, включающие в себя перенос начала координат в некоторую точку S и поворот осей на некоторый угол в

факторном пространстве, проводят для анализа и систематизации уравнения второго порядка. [1]. Уравнение регрессии в канонической форме имеет вид

$$Y - Y_S = B_{11}X_1^2 + B_{22}X_2^2 + \dots + B_{KK}X_K^2, \quad (3.13)$$

где Y – значение критерия оптимизации;

Y_S – значение критерия оптимизации в оптимальной точке;

X_1, X_2, \dots, X_K – новые оси координат, повернутые относительно старых осей x_1, x_2, \dots, x_K ;

$B_{11}, B_{22}, \dots, B_{KK}$ – коэффициенты регрессии в канонической форме.

Для того чтобы найти значения факторов, оптимизирующие величину критерия оптимизации, нужно определить координаты центра поверхности отклика. Для этого необходимо решить систему дифференциальных уравнений, которую можно получить если продифференцировать функцию[1]

$$\frac{\partial y}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial y}{\partial x_2} = 0; \quad \frac{\partial y}{\partial x_2} = 0. \quad (3.14)$$

Подставляя найденные значения в уравнение регрессии второго порядка определяют величину критерия оптимизации в точке $S (y_s)$.

После переноса центра в точку «S» уравнение 3.15 запишется

$$Y = Y_S + \sum_{ij}^K b_{ij}x_i y_j + \sum^K b_{ij}x_i^2. \quad (3.15)$$

В новом начале координат S оси координат поворачиваем на угол α до совмещения с главными осями геометрической поверхности.

Угол α поворота осей координат в точке S определяется по формуле

$$tg2\alpha = b_{ij}/(b_{ii} - b_{jj}). \quad (3.16)$$

Коэффициенты регрессии в канонической форме, при $K = 2$, определяются из соотношений

$$\begin{aligned} B_{ii} &= b_{ii} \cos^2 \alpha + b_{ij} \cos \alpha \sin \alpha + b_{jj} \sin^2 \alpha; \\ B_{jj} &= b_{ii} \sin^2 \alpha - b_{ij} \sin \alpha \cos \alpha + b_{jj} \cos^2 \alpha. \end{aligned} \quad (3.17)$$

При подстановке различных значений оптимизируемого параметра в уравнение (3.10) получаем уравнения соответствующих контурных кривых – эллипсов, представляющие сопряженные между собой эллипсы [1].

Проведя каноническое преобразование и определив вид поверхности отклика, с помощью двумерных сечений проводился ее анализ[1].

Для облегчения расчетов анализ проводился с закодированными величинами факторов[1].

3.3.5. Программа и методика производственных испытаний

На основании лабораторных исследований составлялась программа и методика испытаний. Целью производственных испытаний являлось:

проверка достоверности теоретических разработок;

определение технической характеристики кулачково-планчатого питателя на основании результатов производственных испытаний;

подтверждение работоспособности кулачково-планчатого питателя;

В производственных испытаниях использованы оптимальные значения режимных и конструктивных параметров, при которых снижается энергоемкость процесса погрузки, полученных во время проведения лабораторных исследований кулачково-планчатого питателя (рисунок 3.15).

Для проведения испытаний в КФХ «Агрос Красное знамя» и КФХ «ИП Н.А. Федюнин» Ртищевского района Саратовской области был изготовлен производственный образец питателя (патент на изобретение РФ № 2513549), питатель устанавливался на погрузчик СПС-4,2 (рисунок 3.14). Для воспрепятствования осыпания кагата, на питатель (рисунок 3.14) были дополнительно установлены створки 1 от штатного питателя.

Скорость поступательного движения погрузчика, угловая скорость вращения вала с кулачками и высота данных кулачков установлены на основании результатов лабораторных исследований. Привод рабочих органов питателя (рис 3.13.) осуществлялся от силовой установки погрузчика через вал 11 и редуктор 10, привод (рисунок 3.14) створок 1 осуществлялся через гидросистему погрузчика посредством гидроцилиндров 2.

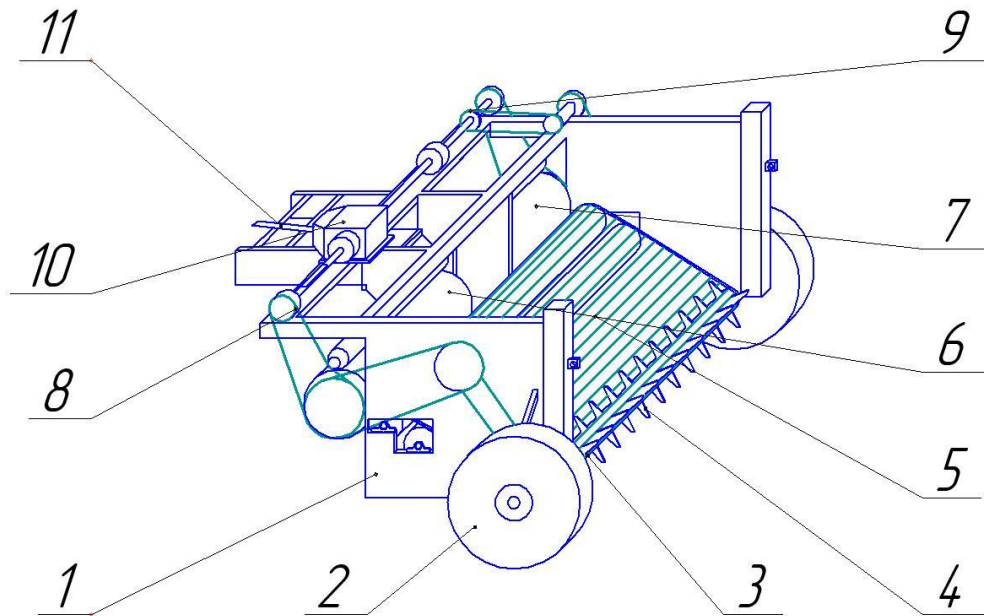


Рисунок 3.13. Схема кулачково-планчатого питателя

1 – рама; 2 – опорные колеса; 3 – вал с кулачками; 4 – кулачки; 5 – цепной транспортер с планками; 6 и 7 – шнеки; 8 и 9 – цепные передачи; 10 – редуктор; 11 – вал

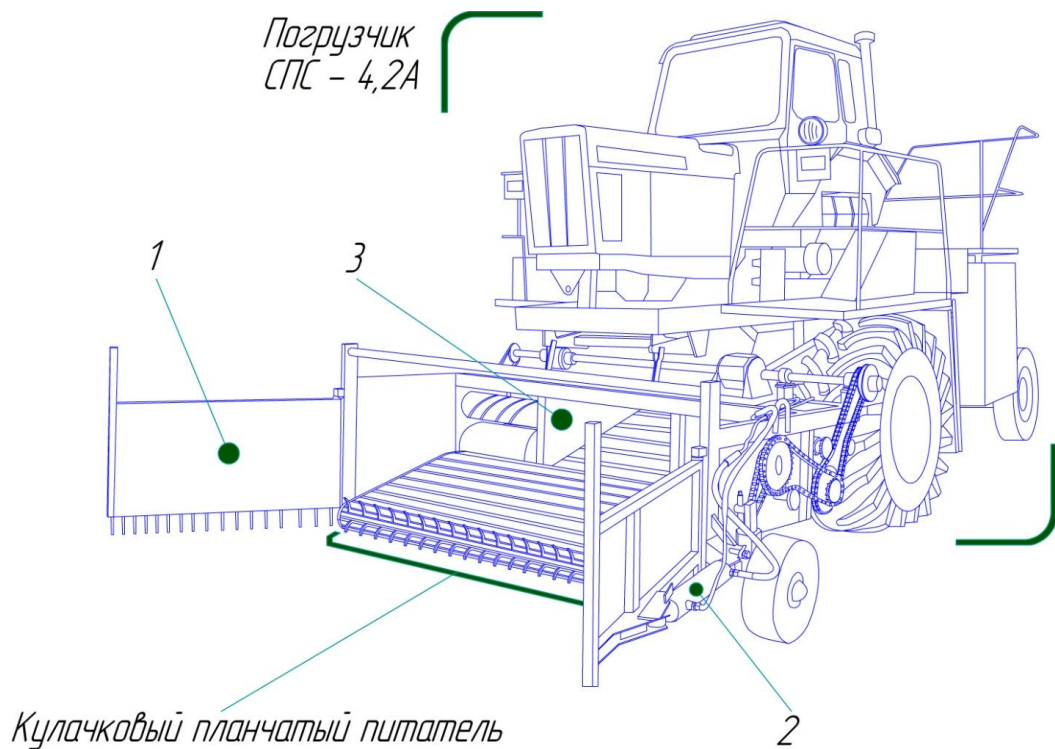


Рисунок. 3.14 – Кулачково-планчатый питатель установленный на погрузчике СПС – 4,2

1 – створки; 2 – гидроцилиндр; 3 – приемное окно.

Питатель (рисунок 3.13) работает следующим образом: погрузчик двигаясь поступательно упирается в кагат, кулачки 4 вала 3 внедряясь в массив захватывают свеклу и переносят её на цепочный транспортер с планками 5, кулачки проходя между планок транспортера оставляют корнеплоды на последнем, который переносит груз (рисунок 3.14) к приемному окну 3 и далее на другие секции погрузчика СПС-4,2.

Программа производственных испытаний предусматривала:

- определение производительности погрузчика. Для чего производилась загрузка сахарной свеклы в транспортное средство, по разности масс груженого и пустого транспортного средства определялась масса погруженной сахарной свеклы за время t .
- определение энергоемкости процесса погрузки сахарной свеклы, которая определялась по формуле

$$E = N/Q, \quad (3.18)$$

где Q – производительность погрузчика свеклы, кг/с;

N – мощность свеклопогрузчика, Вт.

3.4. Выводы по главе

1. Изготовлена лабораторная установка, оснащенная тензометрической аппаратурой и комплексной системой регистрации, позволяющая исследовать режимные и конструктивные параметры питателя.
2. Разработана методика определения физико-механических свойств сахарной свеклы и её травмирования.
3. Разработан 3-х факторный план эксперимента для исследований и оптимизации режимных и конструктивных параметров, методика его реализации и обработки экспериментальных данных.

ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1. Физико-механические свойства корнеплодов

Физико-механические свойства сахарной свеклы являются одними из основных факторов, влияющих на работу кулачково-планчатого питателя. Свойства сахарной свеклы могут меняться от таких факторов, как: влажность, продолжительность хранения, загрязненность и т.д. [5, 20, 23, 24, 25, 26] Поэтому, для исследования физико-механических свойств сахарной свеклы за основу брались:

- влажность;
- средняя масса корнеплода;
- модуль упругости;
- сопротивление сжатию и резанию;
- физическая плотность;
- объемная масса в кагате;
- коэффициенты трения движения в покое и в движении;
- углы естественного откоса в покое и в движении;
- геометрические параметры сахарной свеклы.

Такие свойства как, влажность, средняя масса корнеплода, физическая плотность, объемная масса в кагате, модуль упругости, сопротивление сжатию и резанию, коэффициенты трения движения и углы естественного откоса исследованы в достаточной мере и принимались по табличным значениям [5, 24, 25]. Результаты сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Физико-механические свойства сахарной свеклы

Физико-механические свойства	Обозначения	Значения
Влажность	%	14,6
Средняя масса корнеплода	г	500...600
Физическая плотность	кг/м ³	1090

<i>Продолжение таблицы 4.1</i>		
Плотность в кагате	кг/м ³	600
Коэффициент трения движения по стали:		
в покое		0,90
в движении		0,54
Угол естественного откоса, град		
в покое		38-42
в движении		28-34
Сила сопротивления сжатию	Н	100-500
Удельное сопротивление резанию	кПа	78,4-137,2
Модуль упругости	МПа	6,3-13,7

По методике, изложенной в главе 3, получены геометрические параметры сахарной свеклы. Результаты исследований сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Геометрические параметры сахарной свеклы

Наименование параметра	Обозначения	Значения
Общая длина корнеплода	мм	93...185
Диаметр коронки плода	мм	62...123
Диаметр носика плода	мм	15...37
Коэффициент смещения центра массы		0,3...0,45
Индекс формы		1,51...1,53
Конусность		0,025

4.2. Результаты лабораторно-полевых исследований

Исследования питателя к погрузчику сахарной свеклы осуществлялись при погрузке на площадке временного хранения.

В качестве исследуемых факторов были приняты высота кулачков вала, угловая скорость вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с планками и поступательная скорость перемещения тележки с

питателем. Уровни факторов и интервалы варьирования представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Уровни факторов и интервалы их варьирования

Фактор	Обозначение		Уровень фактора			Интервал варьирования
	закод.	раскод.	-1	0	+1	
Угловая скорость, рад/с	x_1	ω	4,5	6,25	8,0	1,75
Поступательная скорость, м/с	x_2	v	0,05	0,2	0,35	0,15
Высота кулачков	x_3	H	50	70	90	20

Для исследований был принят трехфакторный план эксперимента Бокса-Бенкина.

Согласно плану эксперимента каждый опыт проводился с 3-х кратной повторностью. В качестве критерия оптимизации выбран крутящий момент на валу питателя (T , Нм) и усилие внедрения питателя (F_H , Н), при одновременном определении производительности и степени воздействия на груз [1].

4.2.1. Влияние исследуемых факторов на крутящий момент на валу питателя

После проведения всех опытов с помощью критерия Кохрена ряд значений проверялся на однородность дисперсии. Для этого определялась величина

$$G_{\text{расч}} = S_{yu \max}^2 / \sum_{u=1}^N S_{yu}^2 \quad (4.1)$$

где $S_{yu \max}^2$ – наибольшая в ряду дисперсия;

$\sum_{u=1}^N S_{yu}^2$ – сумма дисперсии всех опытов.

$G_{\text{расч}}$ сравнивалась со значением G – критерия, взятым из таблиц.

Для начала подсчитывались построчные дисперсии S_{yu}^2 по выражению

$$S_{yu}^2 = \frac{\sum_1^{n_u} (y_{ug} - \bar{y}_g)^2}{Nf_u}, \quad (4.2)$$

где y_{ug} – результат g -го повторения u -го опыта;

\bar{y}_g – среднее арифметическое значение критерия оптимизации всех дублей u -го опыта, (столбец 3 Приложения Б);

f_u – число степеней свободы при определении u -ой построчной дисперсии

$$f_u = n_u - 1, \quad (4.3)$$

где n_u – число повторностей u -го опыта, $n_u = 3$.

Построчная дисперсия S_{yu}^2 рассчитывается для каждого опыта и приведена в столбце 4 Приложения Б.

$S_{yu \max}^2$ равна $2,467 \times 10^{-2}$ (4 столбец 3 опыт), а сумма дисперсии всех опытов, $\sum_{u=1}^N S_{yu}^2 = 0,0734733$. Решая выражение (4.1) получим $G_{\text{расч}} = 0,3357$.

Табличное значение критерия для уровня значимости $\alpha = 0,05$, числа степеней свободы $f_u = 2$ и числа опытов $N = 15$ составляет 0,355. Следовательно, $G_{\text{расч}} < G_T$ ряд дисперсии является статистически однородным.

По полученным данным строилась математическая модель второго порядка, которая в общем виде имеет вид

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i < j}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2, \quad (4.4)$$

где b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} , – коэффициенты регрессии.

Коэффициенты регрессии для применяемого плана Бокса – Бенкина рассчитывались по формулам

$$b_0 = C_1 \sum_{u=1}^N y_u - C_2 \sum_{i=1}^K \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 y_u \quad (4.5)$$

$$b_i = C_3 \sum_{u=1}^N x_{iu} y_u$$

$$b_{ij} = C_4 \sum_{u=1}^N (x_i x_j)_u y_u$$

$$b_{ii} = C_5 \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 y_u + C_6 \sum_{i=1}^K \sum_{u=1}^N x_{ij}^2 y_u - C_2 \sum_{u=1}^N y_u,$$

где C_i – вспомогательные коэффициенты.

Для трехфакторного плана Бокса - Бенкина вспомогательные коэффициенты принимались: $C_1=0,33333$; $C_2=0,16667$; $C_3=0,12500$; $C_4=0,25000$; $C_5=0,25000$; $C_6=0,02083$.

Значения, стоящие под знаками сумм (в выражении 4.3) принимались из предварительных расчетов приведенных в Приложение Б.

Рассчитанные коэффициенты составили

$$b_0 = 820,00; b_1 = 55,65; b_2 = 112,40; b_3 = -9,53;$$

$$b_{12} = 38,73; b_{13} = 31,42; b_{23} = 36,82;$$

$$b_{11} = 26,79; b_{22} = 52,59; b_{33} = 38,19.$$

После расчета коэффициентов проверялась их значимость по критерию Стьюдента, с помощью доверительных интервалов оценок коэффициентов, которые определялись по формуле

$$\Delta b_i = t_{\alpha; f_i} S_{b_i}, \quad (4.6)$$

где t – критерий Стьюдента, берется из таблиц в зависимости от уровня значимости $\alpha=5\%$ и числа степеней свободы $f_i=30$ при определении дисперсии опыта S_y^2 ;

S_{b_i} – среднеквадратичная ошибка в определении коэффициента регрессии.

Доверительные интервалы оценок коэффициентов при 5%-ном уровне значимости определялись для числа степеней свободы $f_i=30$ и величине критерия Стьюдента $t_{0,05;30} = 2,04$ определялись по выражениям (4.6)

$$S_{b_0} = C_7 S_y = 0,1565;$$

$$S_{b_i} = C_8 S_y = 0,0958; \quad (4.6)$$

$$S_{b_{ij}} = C_9 S_y = 0,1355;$$

$$S_{b_{ii}} = C_{10} S_y = 0,1411.$$

Вспомогательные коэффициенты принимались равными $C_7=0,57735$; $C_8=0,35355$; $C_9=0,50000$; $C_{10}=0,52041$.

Доверительные интервалы составили:

$$\Delta b_0 = 0,3193; \Delta b_i = 0,1955; \Delta b_{ij} = 0,2765; \Delta b_{ii} = 0,2878.$$

Таким образом, все коэффициенты являются статистически значимыми, и полученное уравнение регрессии запишется

$$y' = 820,00 + 55,65x_1 + 112,40x_2 - 9,53x_3 + 38,73x_1x_2 + 31,42x_1x_3 + 36,82x_2x_3 + 26,79x_1^2 + 52,59x_2^2 + 38,19x_3^2. \quad (4.7)$$

Адекватность полученной модели проверялась по критерию Фишера.

Дисперсия неадекватности составила

$$S_{\text{неад}}^2 = \frac{\sum_{u=1}^N (\hat{y}'_u - y_u)^2}{f_2} = 0,3386, \quad (4.8)$$

где y' – расчетное значение;

$f_2 = N - k'$ – число степеней свободы, $f_2 = 15$;

k' – число оставленных коэффициентов модели.

Расчетное значение критерия Фишера определяют по формуле

$$F_{f_2, f_1}^{\text{расч}} = S_{\text{неад}}^2 / s_y^2 = 1,7354. \quad (4.9)$$

Табличное значение критерия Фишера для числа степеней свободы числителя 15, знаменателя 30 и 5 % уровня значимости составляет $F_{0,05; 30}^{\text{табл}} = 2,09$. Следовательно, выполняется условие

$$F^{\text{расч}} \leq F^{\text{табл}}, \quad (4.10)$$

и модель можно признать адекватной.

В уравнении (4.7) факторы приведены в кодированной форме. Для использования его в качестве расчетных формул и интерпретации результатов опытов необходимо провести раскодирование – преобразование к именованным величинам.

Раскодирование осуществляется по следующим формулам

- при преобразовании линейных членов уравнения

$$b_i x_i = (b_i/\varepsilon_i)X_i - (b_i/\varepsilon_i)X_{0i}; \quad (4.11)$$

- при преобразовании членов уравнения, содержащих взаимодействия

$$b_{ij} x_i x_j = (b_{ij}/\varepsilon_i \varepsilon_j)(X_i X_j - X_i X_{0j} - X_j X_{0i} + X_{0i} X_{0j}), \quad (4.12)$$

- при преобразовании квадратичных членов уравнения

$$b_{ii} x_i^2 = (b_{ii}/\varepsilon_i^2)(X_i^2 - 2X_i X_{0i} + X_{0i}^2), \quad (4.13)$$

где x_i – кодированное значение фактора (безразмерная величина);

X_i – натуральное значение фактора;

X_{0i} – натуральное значение фактора на нулевом уровне;

ε – натуральное значение интервала варьирования фактора.

$$\varepsilon = (X_i^B - X_i^H)/2, \quad (4.14)$$

где X_i^B – значение фактора на верхнем уровне;

X_i^H – значение фактора на нижнем уровне.

Уравнение регрессии в раскодированном виде:

$$T = 4812,9 - 863,0\omega - 13815,6v - 29,0H + 1326,0\omega v + 2,2\omega H + \\ + 46,0vH + 50,3\omega^2 + 32868,8v^2 + 0,095H^2. \quad (4.15)$$

4.2.2. Анализ математической модели, описывающей изменение крутящего момента на валу питателя

Для изучения координат оптимума и изучения свойств поверхности отклика в окрестностях оптимума проведены канонические преобразования полученной математической модели. С помощью двумерных сечений поверхности отклика проводился его анализ с закодированными величинами факторов.

Принимая величину третьего фактора (высота кулачка) на нулевом уровне, проведем анализ поведения поверхности отклика в координатах «угловая скорость питателя – поступательная скорость погрузчика». Уравнение регрессии в этом случае запишется

$$y = 820,00 + 55,65x_1 + 112,40x_2 + 38,73x_1x_2 + \quad (4.16)$$

$$+26,79x_1^2 + 52,59x_2^2.$$

Приравняв к нулю частные производные от полученного уравнения регрессии по каждой из координат и решив систему уравнений, получим координаты нового центра поверхности

$$\begin{aligned} \partial y / \partial x_1 &= 55,65 + 38,73x_2 + 53,58x_1 = 0 \\ \partial y / \partial x_2 &= 111,40 + 38,73x_1 + 1051,8x_2 = 0 \end{aligned} \Rightarrow x_1 = -0,3625; x_2 = -0,9352$$

После раскодирования оптимальные значения частоты колебаний и амплитуды колебаний составят: $\omega=7,06$ рад/с; $v=0,033$ м/с.

Подставив полученные оптимальные значения факторов в уравнение регрессии (4.16) получим значения крутящего момента на приводном валу питателя в центре поверхности отклика $y_s = 757,64$.

Определим угол поворота осей координат в точке «S»

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} 2\alpha &= b_{12} / (b_{11} - b_{22}); \\ \alpha &= -28^\circ 17'. \end{aligned}$$

Канонические коэффициенты определим по формулам

$$\begin{aligned} B_{11} &= b_{11} \cos^2 \alpha + b_{12} \cos \alpha \sin \alpha + b_{22} \sin^2 \alpha = 16,43; \\ B_{22} &= b_{11} \sin^2 \alpha - b_{12} \cos \alpha \sin \alpha + b_{22} \cos^2 \alpha = 62,97. \end{aligned}$$

Каноническое уравнение поверхности запишется

$$Y - 757,64 = 16,43X_1^2 + 62,97X_2^2. \quad (4.17)$$

Так как канонические коэффициенты при квадратичных членах имеют одинаковые знаки, следовательно последнее уравнение описывает эллиптический параболоид с максимумом в центре. Если подставлять различные значения критерия оптимизации, получим уравнения контурных кривых, а именно семейство сопряженных эллипсов.

Так как угол α получается с отрицательным знаком, то оси X_1 и X_2 поворачиваем относительно осей x_1 и x_2 по часовой стрелке.

Таблица 4.4 – Координаты основных точек при построении двумерных сечений

Величина параметра Y , Нм	X1	X2
757,64	0	0
760	$\pm 0,37$	0
760	0	$\pm 0,19$
765	$\pm 0,67$	0
765	0	$\pm 0,34$
770	$\pm 0,87$	0
770	0	$\pm 0,44$
775	$\pm 1,03$	0
775	0	$\pm 0,53$

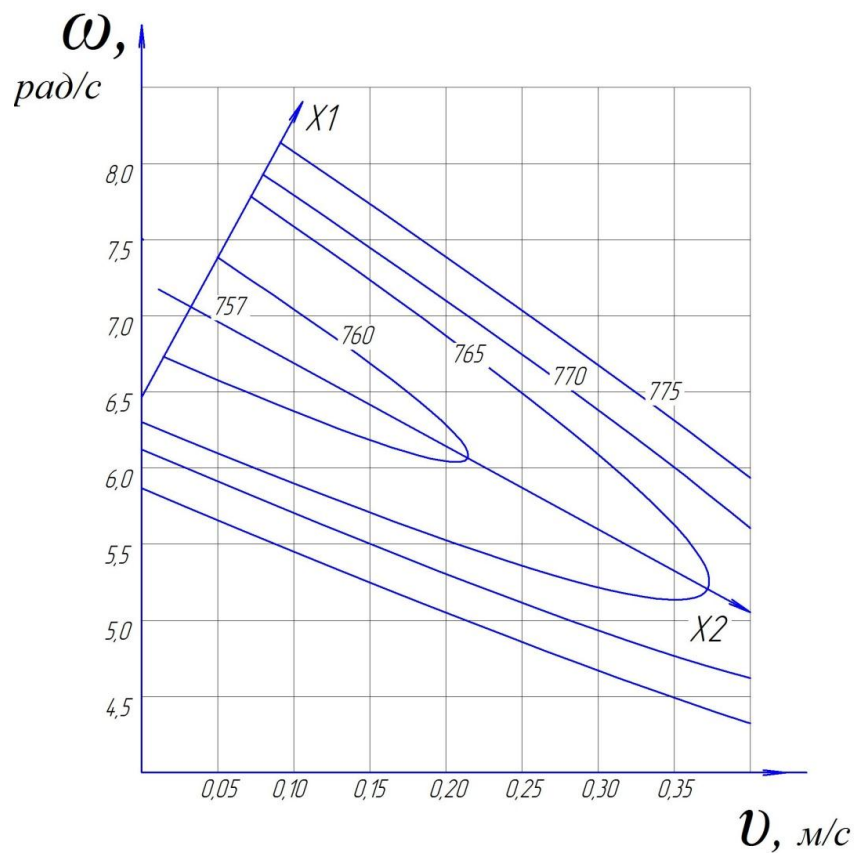


Рисунок 4.1 – Зависимость крутящего момента на валу питателя от угловой скорости питателя ($X1$) и поступательной скорости погрузчика ($X2$)

Уравнение регрессии при нулевом значении фактора «поступательная скорость погрузчика» запишется

$$y = 820,00 + 55,65x_1 - 9,53x_3 + 31,42x_1x_3 + 26,79x_1^2 + 38,19x_3^2. \quad (4.18)$$

Приравняв к нулю частные производные от полученного уравнения регрессии по каждой из координат и решив систему уравнений получим координаты нового центра поверхности

$$\begin{aligned} \frac{\partial y}{\partial x_1} = 55,65 + 31,42x_3 + 53,58x_1 &= 0 \\ \frac{\partial y}{\partial x_3} = -9,53 + 31,42x_1 + 76,38x_3 &= 0 \end{aligned} \Rightarrow x_1 = -1,4647; x_3 = 0,7272$$

После раскодирования оптимальные значения угловой скорости питателя и высоты лопасти составят: $\omega=6,26$ рад/с; $H=64,55$ мм.

Подставив полученные оптимальные значения факторов в уравнение регрессии (4.18) получим значения крутящего момента в центре поверхности отклика $y_s = 776,08$.

Определим угол поворота осей координат в точке «S»

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} 2\alpha &= b_{13}/(b_{11} - b_{33}); \\ \alpha &= -35^\circ 03'. \end{aligned}$$

Канонические коэффициенты определим по формулам

$$\begin{aligned} B_{11} &= b_{11} \cos^2 \alpha + b_{13} \cos \alpha \sin \alpha + b_{33} \sin^2 \alpha = 15,78; \\ B_{33} &= b_{11} \sin^2 \alpha - b_{13} \cos \alpha \sin \alpha + b_{33} \cos^2 \alpha = 49,20. \end{aligned}$$

Каноническое уравнение поверхности запишется

$$Y - 776,08 = 15,78X_1^2 + 49,20X_3^2. \quad (4.19)$$

Так как канонические коэффициенты при квадратичных членах имеют одинаковые знаки, следовательно последнее уравнение описывает эллиптический параболоид, максимум в центре. Если подставлять различные значения крутящего момента, то получим уравнения контурных кривых, а именно семейство сопряженных эллипсов.

Так как угол α получается с отрицательным знаком, то оси X_1 и X_3 поворачиваем относительно осей x_1 и x_3 по часовой стрелке.

Таблица 4.5 – Координаты основных точек при построении двумерных сечений

Величина параметра Y , Нм	X1	X3
776	0	0
780	$\pm 0,49$	0
780	0	$\pm 0,28$
800	$\pm 1,23$	0
800	0	$\pm 0,7$
820	$\pm 1,67$	0
820	0	$\pm 0,9$
840	± 2	0
840	0	$\pm 1,14$

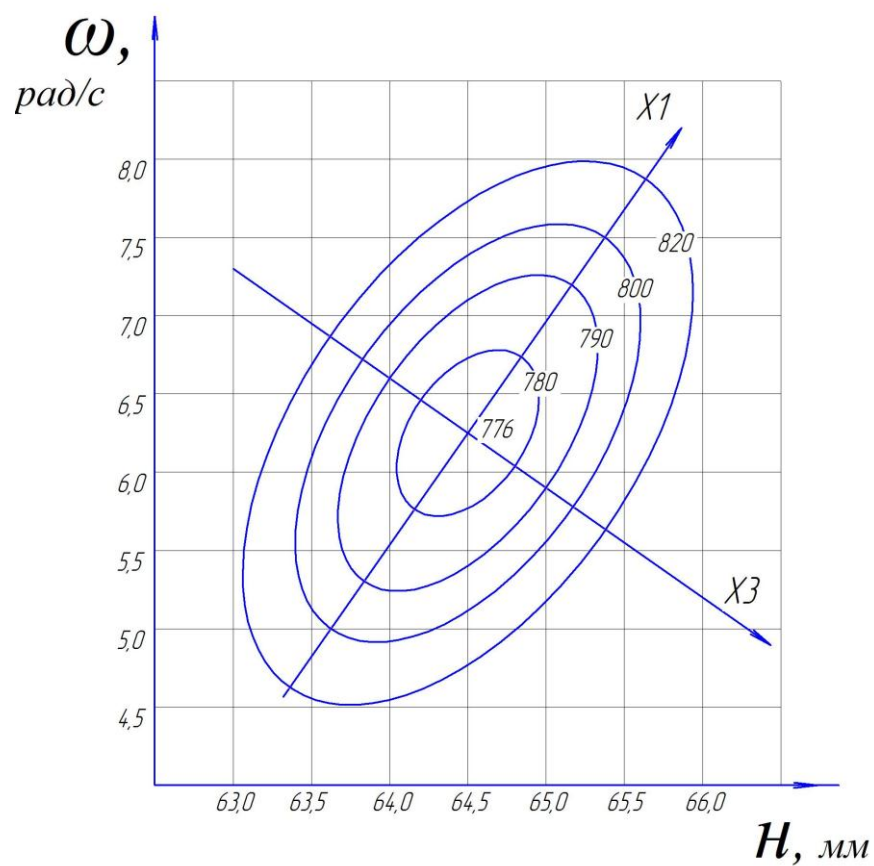


Рисунок 4.2 – Зависимость крутящего момента на валу питателя от угловой скорости питателя ($X1$) и высоты кулачков ($X3$)

Уравнение регрессии при нулевом значении фактора «угловая скорость питателя» запишется

$$y = 820,00 + 112,40x_2 - 9,53x_3 + 36,82x_2x_3 + 52,59x_2^2 + 38,19x_3^2. \quad (4.20)$$

Приравняв к нулю частные производные от полученного уравнения регрессии по каждой из координат и решив систему уравнений получим координаты нового центра поверхности

$$\begin{aligned} \frac{\partial y}{\partial x_2} = 112,40 + 36,82x_3 + 105,18x_2 &= 0 \\ \frac{\partial y}{\partial x_3} = -9,53 + 36,82x_2 + 76,38x_3 &= 0 \end{aligned} \Rightarrow x_2 = -1,34; x_3 = 0,77.$$

После раскодирования оптимальные значения поступательной скорости погрузчика и высоты кулачка составят: $v=0,032$ м/с; $H=65,4$ мм.

Подставив полученные оптимальные значения факторов в уравнение регрессии (4.20) получим значения крутящего момента на валу питателя в центре поверхности отклика $y_s = 741$.

Определим угол поворота осей координат в точке «S»

$$\operatorname{tg} 2\alpha = b_{23}/(b_{22} - b_{33});$$

$$\alpha = -34^\circ 3'.$$

Канонические коэффициенты определим по формулам

$$B_{22} = b_{22} \cos^2 \alpha + b_{23} \cos \alpha \sin \alpha + b_{33} \sin^2 \alpha = 65,16;$$

$$B_{33} = b_{22} \sin^2 \alpha - b_{23} \cos \alpha \sin \alpha + b_{33} \cos^2 \alpha = 25,63.$$

Каноническое уравнение поверхности запишется

$$Y - 741 = 65,16X_2^2 + 25,63X_3^2. \quad (4.21)$$

Так как канонические коэффициенты при квадратичных членах имеют одинаковые знаки, следовательно последнее уравнение описывает эллиптический параболоид с максимумом в центре. Если подставлять различные значения крутящего момента, то получим уравнения контурных кривых, а именно семейство сопряженных эллипсов.

Так как угол α получается с положительным знаком, то оси X_2 и X_3 поворачиваем относительно осей x_2 и x_3 против часовой стрелки.

Таблица 4.6 – Координаты основных точек при построении двумерных сечений

Величина параметра Y , Нм	X2	X3
741	0	0
742	$\pm 0,09$	0
742	0	$\pm 0,15$
743	$\pm 0,15$	0
743	0	$\pm 0,25$
745	$\pm 0,23$	0
745	0	$\pm 0,37$
747	$\pm 0,29$	0
747	0	$\pm 0,47$

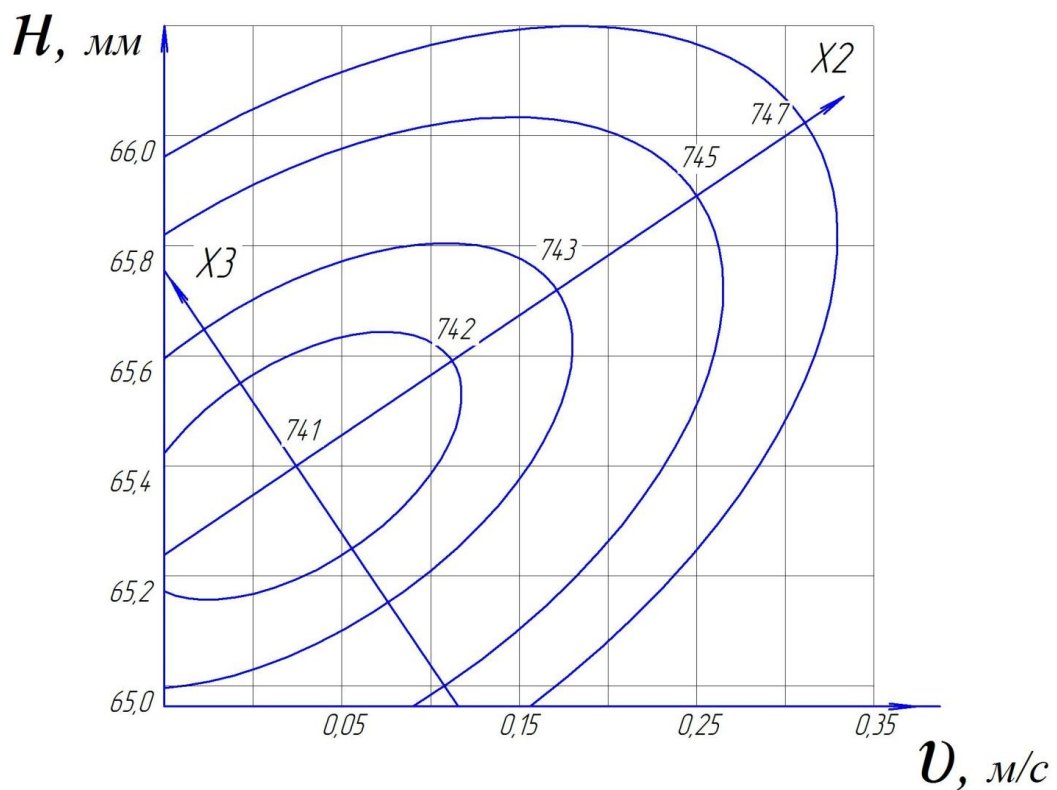


Рисунок 4.3 – Зависимость крутящего момента на валу питателя от поступательной скорости погрузчика (X2) и высоты кулачков (X3)

Полученные сечения располагаются в координатах независимых переменных: угловая скорость (ω), поступательная скорость (v), высота кулачков (H) и представляют собой ряды эллипсов, по которым можно судить об изменении величины критерия оптимизации в зависимости от натуральных значений рассматриваемых факторов.

Центром поверхности отклика является точка, определяющая условный оптимум функции, которая дает наглядное представление о наиболее благоприятном сочетании факторов исследуемого процесса. В центре проведены координатные оси главных направлений канонического уравнения. Рассмотрение двумерных сечений дает наглядное представление о значениях критерия оптимизации, при варьировании факторов. Увеличение или уменьшение значений исследуемых факторов приводит к росту крутящего момента на валу питателя [1].

Увеличение угловой скорости питателя $\omega > (6,3...7,1 \text{ рад/с})$ приводит к тому, что груз захватывается кулачками не равномерно, происходит подбрасывание корнеплодов. С ростом ударных нагрузок наблюдается увеличение крутящего момента и процента поврежденного груза. С уменьшением угловой скорости питателя $\omega < (6,3...7,1 \text{ рад/с})$ материал скапливается перед валом с кулачками, увеличивается объем захватываемого груза, что влечет за собой повышение крутящего момента. Происходит сдавливание груза и снижение производительности.

При снижении поступательной скорости погрузчика $v < 0,03 \text{ м/с}$, наблюдается осыпание груза из-за отсутствия подпора, при этом значительно уменьшается объем захватываемого груза и питатель работает в режиме, близком к холостому. При увеличении поступательной скорости $v > 0,03 \text{ м/с}$, практически весь объем захватываемого груза оказывается на транспортере из-за большого усилия внедрения, создаваемого самим питателем. В результате вал с кулачками и транспортер не успевают перенести весь захваченный материал, что приводит к наслоению груза на транспортере,

значительным ударным нагрузкам и повышению крутящего момента на валу питателя, а также существенно возрастает травмируемость.

При изменении высоты кулачков $H > (65...67 \text{ мм})$, увеличивается объем и масса захватываемого груза, что приводит к росту крутящего момента на валу питателя. При уменьшении высоты кулачков $H < (65...67 \text{ мм})$, наблюдается неравномерный захват сахарной свеклы, в результате создается давление на кагат, что ведет к повышению крутящего момента на валу питателя, и сдавливанию груза.

Анализ двумерных сечений (рисунок 4.1...4.3) позволил установить оптимальные режимные и конструктивные параметры питателя, при которых крутящий момент на приводном валу принимает минимальные значения $T = 741 \text{ Нм}$: угловая скорость вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с планками $\omega = 6,3...7,1 \text{ рад/с}$; поступательная скорость питателя $v = 0,03 \text{ м/с}$; высота кулачков $H = 65...67 \text{ мм}$.

4.2.3. Влияние исследуемых факторов на усилие внедрения питателя

При проверке однородности дисперсии опытов было получено расчетное значение критерия Кохрена $G_{\text{расч}} = 0,176$, что меньше табличного $G_{\text{расч}} = 0,355$ при $\alpha = 0,05$; $f_u = 2$; $N = 15$. Следовательно, ряд дисперсий является статистически однородным.

В результате расчета были получены коэффициенты регрессии, которые составили

$$b_0 = 4223,06; b_1 = 520,00; b_2 = -35,79; b_3 = -50,96;$$

$$b_{12} = -125,33; b_{13} = -168,67; b_{23} = -85,58;$$

$$b_{11} = 410,19; b_{22} = 219,94; b_{33} = 38,94.$$

Доверительные интервалы оценок коэффициентов при 5%-ном уровне значимости при числе степеней свободы $f_l=30$ и величине критерия Стьюдента $t_{0,05;30} = 2,04$ имеют значения

$$\Delta b_0 = 5,2379; \Delta b_i = 3,2075; \Delta b_{ij} = 4,5362; \Delta b_{ii} = 4,7213.$$

После сравнения абсолютных значений коэффициентов регрессии с доверительными интервалами, коэффициенты b_{ij} оказались статистически значимыми, и полученное уравнение регрессии запишется

$$y' = 4223,06 + 520,00x_1 - 35,79x_2 - 50,96x_3 - 125,33x_1x_2 - 168,67x_1x_3 - 85,58x_2x_3 + 410,19x_1^2 + 219,94x_2^2 + 38,94x_3^2. \quad (4.22)$$

После раскодирования уравнение запишется

$$F_H = 34654,6 - 9693,8\omega + 16671,6v + 79,9H - 4292,0\omega v - 11,6\omega H - 107,0vH + 769,7\omega^2 + 137462,0v^2 + 0,097H^2. \quad (4.23)$$

Адекватность полученной модели проверялась по критерию Фишера:

$$F_{f_2, f_1}^{\text{расч}} = S_{\text{неад}}^2 / s_y^2 = 1,629. \quad (4.24)$$

Так как расчетное значение $F_{\text{расч}}$ критерия Фишера оказалось меньше табличного $F_{\text{табл}}$, то модель можно признать адекватной.

4.2.4. Анализ математической модели, описывающей изменение усилия внедрения питателя

Анализ изменения усилия внедрения в зависимости от факторов проводился аналогично анализу математической модели описывающей изменение крутящего момента на валу питателя. Так приняв величину третьего фактора (высота кулачка) на нулевом уровне, уравнение регрессии запишется в следующем виде

$$y' = 4223,06 + 520,00x_1 - 35,79x_2 - 125,33x_1x_2 + 410,19x_1^2 + 219,94x_2^2, \quad (4.24)$$

В данном случае координаты центра будут следующие: $x_1 = -0,6497$; $x_2 = -0,1038$.

После раскодирования оптимальные значения угловой скорости и поступательной скорости составят: $\omega = 6,86$ рад/с; $v = 0,245$ м/с.

Подставив полученные значения в уравнение регрессии (4.24) получим значения усилия внедрения питателя в центре поверхности отклика $y_s = 4056,00$.

Таблица 4.7 – Координаты основных точек при построении двумерных сечений:

Величина параметра Y	X1	X2
4056	0	0
4100	$\pm 0,32$	0
4100	0	$\pm 0,47$
4150	$\pm 0,46$	0
4150	0	$\pm 0,68$
4200	$\pm 0,58$	0
4200	0	$\pm 0,85$
4350	$\pm 0,83$	0
4350	0	$\pm 1,21$
4630	$\pm 1,16$	0
4630	0	$\pm 1,69$

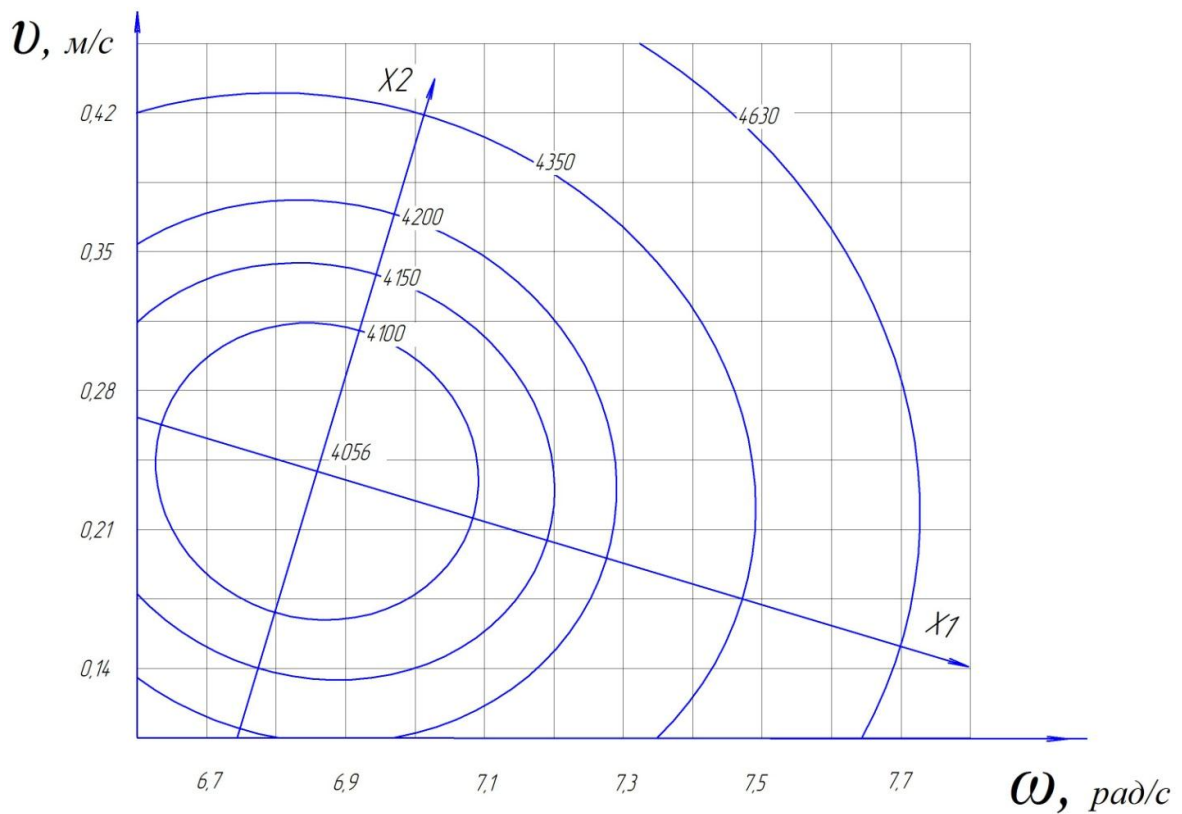


Рисунок 4.4 – Зависимость усилия внедрения питателя от угловой скорости питателя ($X1$) и поступательной скорости погрузчика ($X2$)

Угол поворота в точке «S» составит: $\alpha = -16^{\circ}69'$, а канонические коэффициенты будут равны: $B_{11} = 428,98$; $B_{22} = 201,15$.

Тогда каноническое уравнение поверхности запишется

$$Y - 4056 = 428,98X_1^2 + 201,15X_2^2. \quad (4.25)$$

Так как угол α получается с отрицательным знаком, то оси X_1 и X_2 поворачиваем относительно осей x_1 и x_2 по часовой стрелке.

Уравнение регрессии при нулевом значении фактора «поступательная скорость погрузчика» запишется

$$y' = 4223,06 + 520,00x_1 - 50,96x_3 - 168,67x_1x_3 + \\ + 410,19x_1^2 + 38,94x_3^2. \quad (4.26)$$

Координаты центра: $x_1 = -0,90$; $x_3 = -1,29$.

После раскодирования оптимальные значения угловой скорости питателя и высоты кулачков составят: $\omega = 6,67$ рад/с; $H = 24,00$ мм.

Высота кулачков получилась значительно меньше чем при анализе математической модели описывающей изменение крутящего момента на валу питателя, так как при нулевой поступательной скорости, чем меньше высота кулачков, тем меньше кулачки вала оказывают сопротивление внутри кагата. В результате при высоте кулачка в 24 мм усилие внедрения было минимальным, а груз практически не захватывался.

Подставив полученные оптимальные значения факторов в уравнение регрессии (4.26) получим значения усилия внедрения в центре поверхности отклика $y_s = 4022,03$.

Угол поворота в точке «S» составит: $\alpha = -12^{\circ}22'$, а канонические коэффициенты будут равны: $B_{11} = 428,45$; $B_{33} = 20,68$.

Тогда каноническое уравнение поверхности запишется

$$Y - 4022,03 = 428,45X_1^2 + 20,68X_3^2. \quad (4.27)$$

Так как угол α получается с отрицательным знаком, то оси X_1 и X_3 поворачиваем относительно осей x_1 и x_3 по часовой стрелке.

Таблица 4.8 – Координаты основных точек при построении двумерных сечений:

Величина параметра Y	X1	X3
4022	0	0
4030	$\pm 0,14$	0
4030	0	$\pm 0,62$
4045	$\pm 0,23$	0
4045	0	$\pm 1,05$
4055	$\pm 0,28$	0
4055	0	$\pm 1,26$
4075	$\pm 0,35$	0
4075	0	$\pm 1,60$
4100	$\pm 0,43$	0
4100	0	$\pm 1,94$
4150	$\pm 0,55$	0
4150	0	$\pm 2,49$

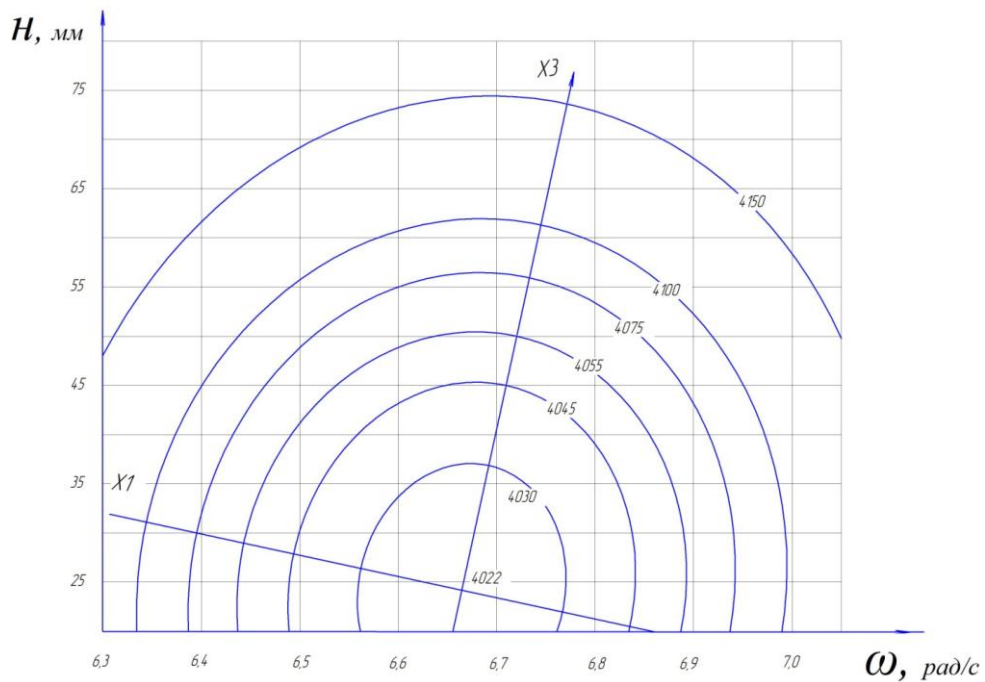


Рисунок 4.5 – Зависимость усилия внедрения питателя от угловой скорости питателя (X1) и высоты кулачков (X3)

Уравнение регрессии при нулевом значении фактора «угловая скорость питателя» запишется

$$y' = 4223,06 - 35,79x_2 - 50,96x_3 - 85,58x_2x_3 + 219,94x_2^2 + 38,94x_3^2. \quad (4.28)$$

Координаты центра: $x_2 = 0,2654$; $x_3 = 0,9460$.

После раскодирования оптимальные значения поступательной скорости питателя и высоты кулачка составят: $v = 0,29$ м/с; $H = 69,00$ мм.

Подставив полученные оптимальные значения факторов в уравнение регрессии (4.28) получим значения усилия внедрения в центре поверхности отклика $y_s = 4194,21$.

Угол поворота в точке «S» составит: $\alpha = -12^\circ 65'$, а канонические коэффициенты будут равны: $B_{22} = 229,55$; $B_{33} = 29,33$.

Тогда каноническое уравнение поверхности запишется

$$Y - 4194,21 = 229,55X_2^2 + 29,33X_3^2. \quad (4.29)$$

Таблица 4.9 – Координаты основных точек при построении двумерных сечений:

Величина параметра Y	X2	X3
4194	0	0
4200	±0,16	0
4200	0	±0,44
4220	±0,34	0
4220	0	±0,94
4250	±0,49	0
4250	0	±1,38
4280	±0,61	0
4280	0	±1,71
4310	±0,71	0
4310	0	±1,99

Продолжение таблицы 4.9		
4350	$\pm 0,82$	0
4350	0	$\pm 2,30$

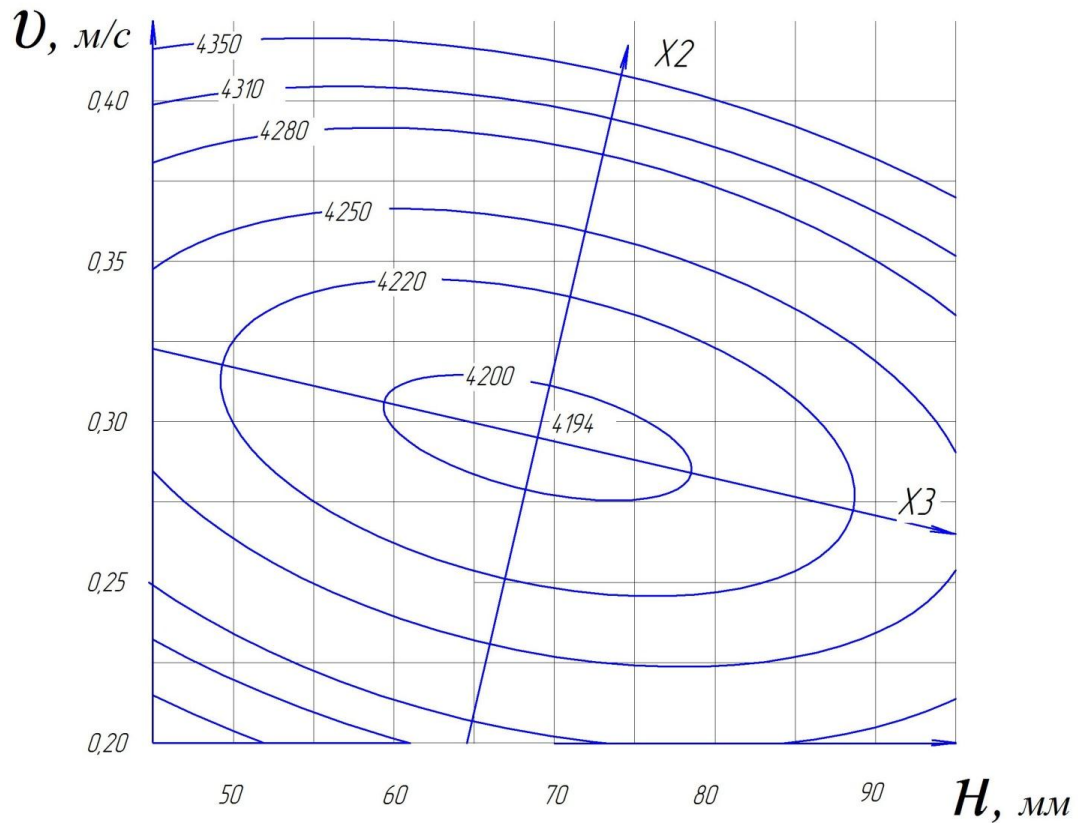


Рисунок 4.6 – Зависимость усилия внедрения питателя от поступательной скорости погрузчика (X2) и высоты кулачков (X3)

Увеличение угловой скорости питателя $\omega > (6,3 \dots 7,1 \text{ рад/с})$ приводит к неравномерному захвату и подбрасыванию груза, из-за чего вырастают ударные нагрузки, что ведет к росту усилия внедрения питателя. При уменьшении угловой скорости питателя $\omega < (6,3 \dots 7,1 \text{ рад/с})$, наблюдается увеличение усилия внедрения из-за скапливания сахарной свеклы перед валом с кулачками, в результате чего нарушается нормальный режим работы питателя.

При увеличении поступательной скорости $v > (0,245 \text{ м/с})$, усилие внедрения возрастает. Происходит частичное сдавливание материала, его

травмирование, увеличение объема поступающего на транспортер груза. Это приводит к значительным перегрузкам, вплоть до полной остановки рабочих органов. При снижении поступательной скорости погрузчика $v < (0,245 \text{ м/с})$, питатель работает в режиме близком к холостому, значительно снижается объем захватываемого груза, в результате чего существенно падает производительность.

Оптимальные значения высоты кулачков определялись по зависимости усилия внедрения питателя от поступательной скорости погрузчика (X_2) и высоты кулачков (X_3). При нулевом значении фактора «скорость скорость питателя», высота кулачков составила 24,00 мм, что значительно меньше ранее полученного, при анализе математической модели описывающей изменение крутящего момента на валу питателя. Это связано с тем, что при нулевой скорости, усилие внедрения минимальное, при наименьшем значении высоты кулачков, так как уменьшается площадь контакта, а вместе с ней уменьшается сопротивление внедрению. При высоте кулачков 24,00 мм груз практически не захватывался, а режим работы близок к холостому. Поэтому оптимальное значение кулачков составило 69,00 мм.

При увеличении высоты кулачков $H > (65...67 \text{ мм})$, возрастают объем и масса захватываемого груза, что приводит к обрушению большого объема груза на питатель. В результате возрастают ударные нагрузки и усилие внедрения. При уменьшении высоты кулачков $H < (65...67 \text{ мм})$, ухудшается захват груза из-за недостаточной площади контакта необходимой для удержания корнеплода на кулачке. Перед питателем образуется свод, что приводит к увеличению давления на кагат и усилия внедрения.

Анализ двумерных сечений позволил установить оптимальные режимные и конструктивные параметры питателя ($\omega = 6,3...7,1 \text{ рад/с}$; $v = 0,245 \text{ м/с}$; $H = 65...67 \text{ мм.}$), при которых усилие внедрения принимает минимальные значения $F_H = 4022 \text{ Н}$.

Поведя анализ математических моделей, описывающих изменения крутящего момента на валу и усилия внедрения питателя, были получены

обобщенные режимные и конструктивные параметры, при которых крутящий момент и усилие внедрения имеют минимальные значения: угловая скорость вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с планками $\omega = 6,3 \dots 7,1$ рад/с; поступательная скорость питателя $v = 0,03 \dots 0,14$ м/с; высота кулачков $H = 65 \dots 67$ мм.

4.3. Производительность кулачково-планчатого питателя

Кулачково-планчатый питатель состоит из двух рабочих органов: вала с кулачками и цепного транспортера с планками, которые имеют одинаковую угловую скорость и одинаковую производительность (Q , кг/с). Производительность определялась по следующей формуле [28]

$$Q = B^2 k_{\pi} k_{\beta} \rho v, \quad (4.30)$$

где B – ширина захвата питателя, м;

k_{π} – коэффициент производительности;

k_{β} – коэффициент, учитывающий осыпание груза;

ρ – плотность сахарной свеклы, кг/м³;

v – скорость транспортера, м/с.

Энергоемкость процесса погрузки определялась по формуле

$$E = N/Q, \quad (4.31)$$

где N – мощность затрачиваемая на привод рабочих органов питателя, Вт.

Мощность определялась через удельный эффективный расход топлива, с учетом количества топлива, израсходованного в процессе погрузки за единицу времени [9]

$$N = g_e / G_T, \quad (4.32)$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/ч; g_e – удельный эффективный расход топлива, для двигателя Д-240 составляет в среднем 220 г/(кВт*ч).

При проведении лабораторно-полевых исследований, степень влияния конструктивных и режимных параметров на производительность кулачково-планчатого питателя определялась путем взвешивания массы сахарной свеклы, отгруженной питателем после каждого опыта.

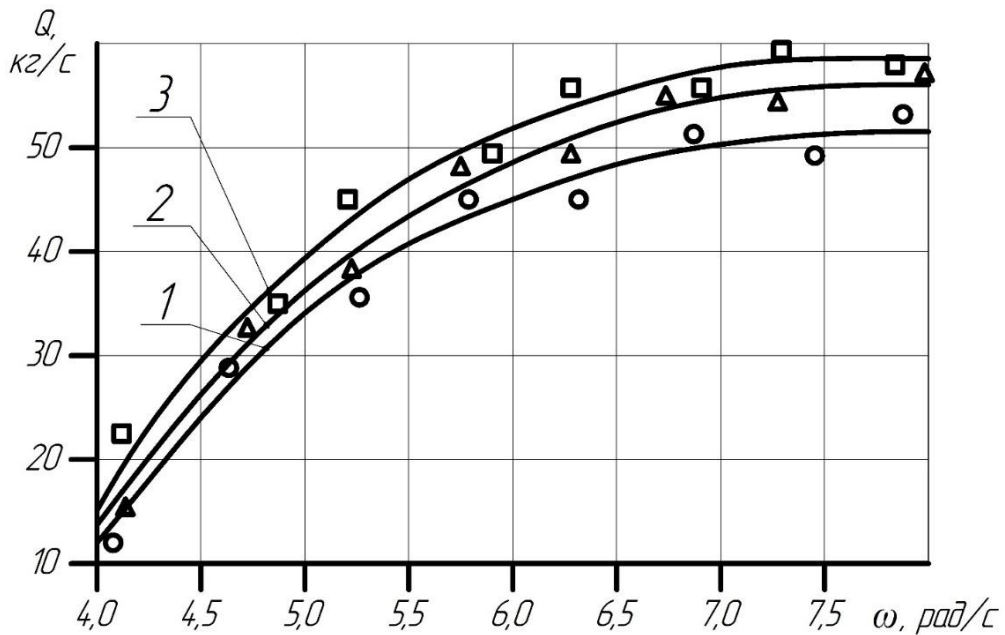


Рисунок 4.7 – Зависимость производительности кулачково-планчатого питателя от угловой скорости и высоты кулачков

1 – высота кулачков 45...47 мм; 2 – высота кулачков 65...67 мм; 3 – высота кулачков 88...90 мм

Из графика (рисунок 4.7) видно, что производительность питателя при угловой скорости от 4,0 до 7,0 рад/с увеличивается до значения 55-56 кг/с, это связано с тем, что в определенный момент времени происходит осыпание кагата в сторону питателя. При увеличении угловой скорости свыше 7,0 рад/с производительность растет не значительно и достигает 56-58 кг/с. Это обусловлено тем, что заборная способность питателя ограничивается фиксированной поступательной скоростью погрузчика.

Изменение высоты кулачков, при проведении эксперимента, показало увеличение производительности (рисунок 4.7). Это связано с тем, что вместе с их размером, увеличивается способность кулачков удерживать корнеплоды во время захвата.

Однако, вместе с увеличением высоты кулачков и площади контакта, происходит рост значений сопротивления внедрению и крутящего момента, а с увеличением угловой скорости возрастают ударные нагрузки. График

зависимости мощности затрачиваемой на привод вала с кулачками от угловой скорости и высоты кулачков представлен на рисунке 4.8.

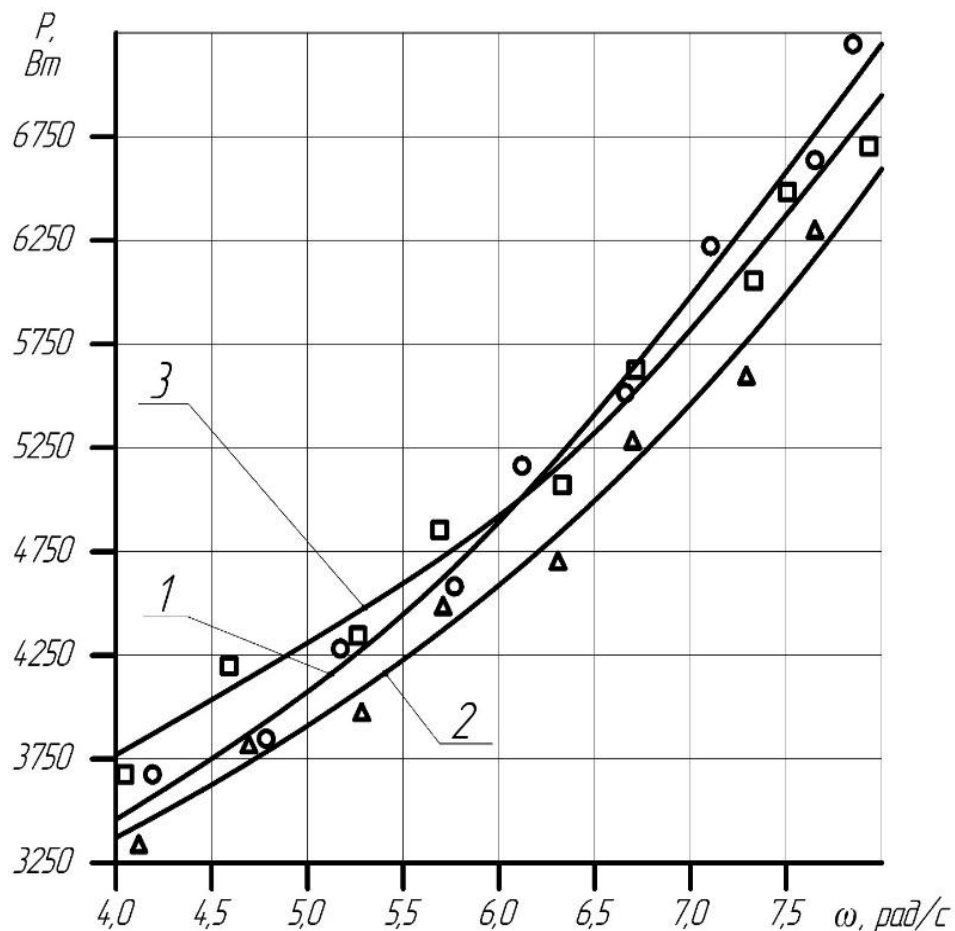


Рисунок 4.8 – Зависимость мощности затрачиваемой на привод вала с кулачками от угловой скорости и высоты кулачков

1 – высота кулачков 45...47 мм; 2 – высота кулачков 65...67 мм; 3 – высота кулачков 88...90 мм

Из графика (рисунок 4.8) видно, что при угловой скорости свыше 6,7 рад/с и высоте кулачков 45 – 47 мм значения мощности превышают аналогичные значения при высоте кулачков 88 – 90 мм. Это объясняется тем, что при росте угловой скорости кулачки с высотой 45 – 47 мм из-за малой площади контакта перестают захватывать корнеплоды и начинают их отбрасывать, при этом увеличиваются ударные нагрузки, крутящий момент, и возрастает процент поврежденной сахарной свеклы.

Используя выражение (4.31) получим зависимость энергоемкости от угловой скорости и высоты кулачков (рисунок 4.9). Анализируя полученные зависимости видно, что энергоемкость питателя с высотой кулачков 45 – 47 мм наибольшая (рисунок 4.9), так как при данной высоте кулачков плохо осуществляется захват корнеплодов, из-за малой площади контакта, что приводит к скапливанию материала перед питателем, поэтому возрастает усилие на внедрение в кагат, что приводит к росту потребляемой мощности.

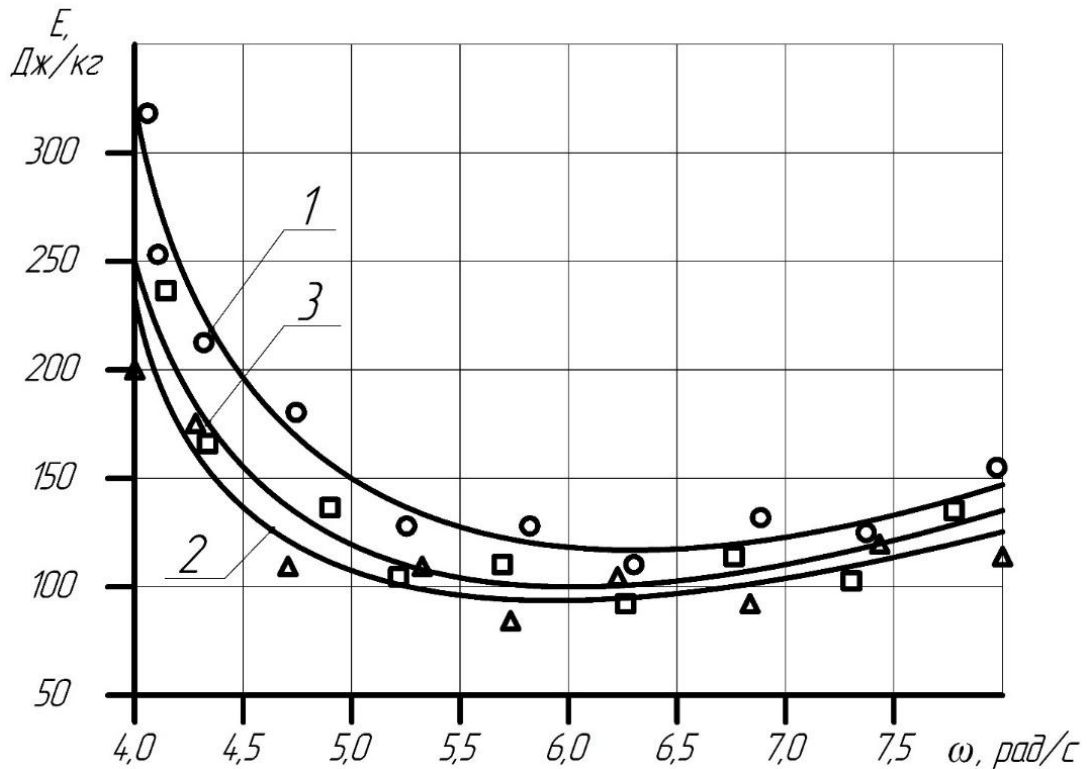


Рисунок 4.9 – Зависимость энергоемкости от угловой скорости и высоты кулачков.

1 – высота кулачков 45...47 мм; 2 – высота кулачков 65...67 мм; 3 – высота кулачков 88...90 мм

Из полученных зависимостей (рисунок 4.7...4.9) видно, что оптимальные значения составляют: угловая скорость $\omega = 6,3 \dots 7,1$ рад/с, высота кулачков $H = 65 \dots 67$ мм. При данных показателях производительность питателя составит 50-55 кг/с, энергоемкость питателя 131 Дж/кг.

Сравнение оптимальных теоретических и экспериментальных зависимостей показаны на рисунке 4.10.

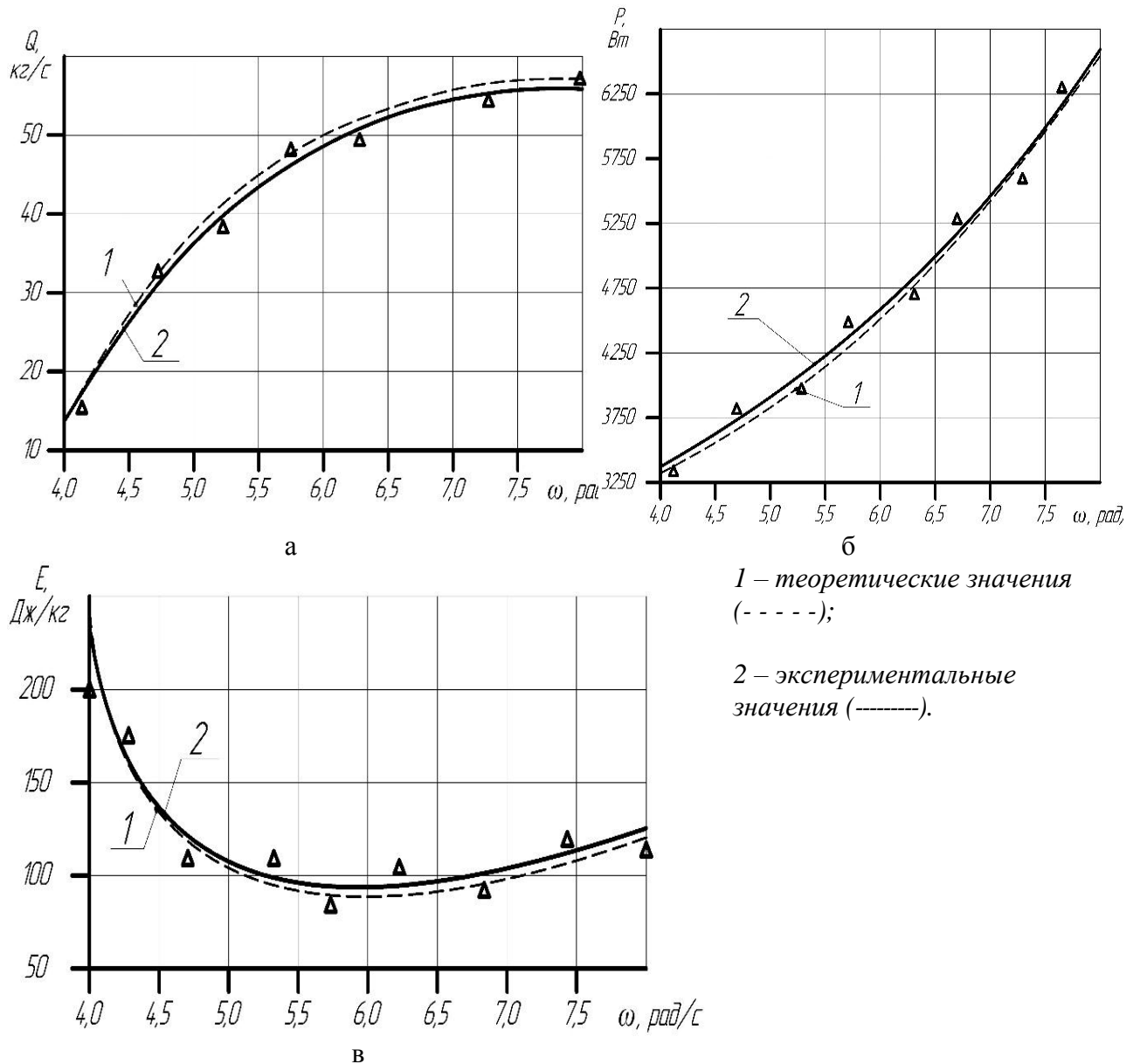


Рисунок 4.10 – Графики сходимости теоретических и экспериментальных зависимостей производительности Q (а), мощности P (б) и энергоёмкости E (в) от угловой скорости ω_k

4.4. Определение травмируемости корнеплодов сахарной свеклы

При проведении лабораторно-полевых исследований определялась степень влияния конструктивных и режимных параметров питателя на повреждение сахарной свеклы. После проведения каждого опыта вручную бралась проба массой 12 кг, согласно ГОСТ Р 52647 – 2006 «Свекла сахарная.

Технические условия». Сахарную свеклу из пробы, согласно ГОСТ Р 53036-2008 «Свекла сахарная. Методы испытаний» очищали, взвешивали, выбирали корнеплоды с сильными механическими повреждениями (корнеплоды, у которых нарушена целостность ткани на 1/3 и более в результате сколов, срезов, обрывов и раздавливания) и определяли процент травмируемости по формуле [59]

$$\xi = \frac{m}{M} 100, \quad (4.33)$$

где m – масса корнеплодов с сильными механическими повреждениями, г;
 M – масса очищенной пробы, г.

Для определения степени влияния угловой скорости на травмируемость, поступательная скорость движения питателя и высота кулачков задавались оптимальными значениями, а угловая скорость изменялась в пределах 4,0...8,0 рад/с (рисунок 4.10).

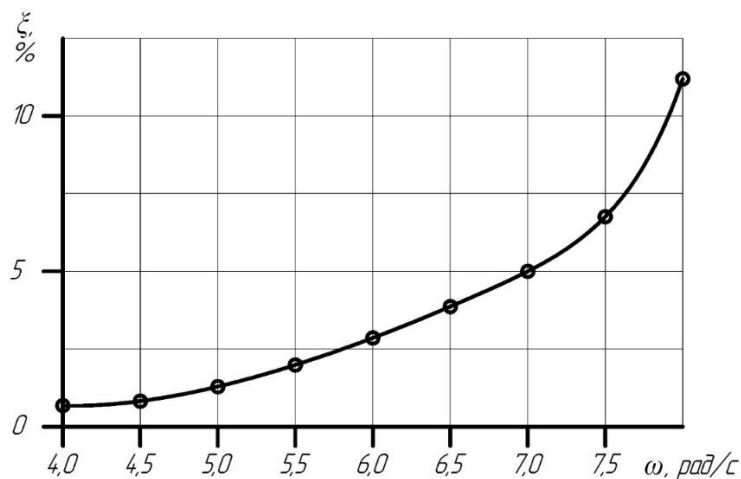


Рисунок 4.10 – Зависимость травмируемости сахарной свеклы от угловой скорости

Затем менялась скорость поступательного движения питателя в пределах 0,02...0,26 м/с, а угловая скорость и высота кулачков фиксировались на оптимальных значениях (рисунок 4.11).

Зависимости травмируемости от угловой скорости и поступательной скорости питателя возрастают с увеличением параметров. При оптимальных

значениях травмируемость составляет 5,0...6,5 %, что не превышает предельно допустимое значение в 12% указанное в ГОСТ Р 52647 – 2006.

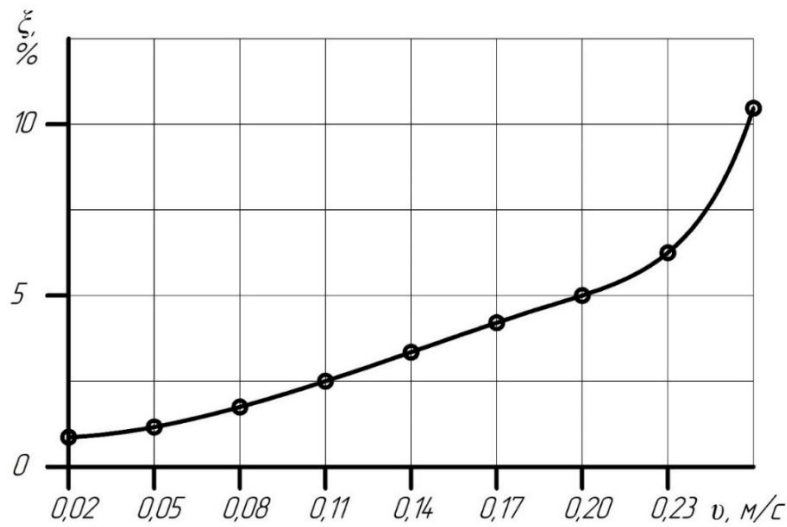


Рисунок 4.11 – Зависимость травмируемости сахарной свеклы от поступательной скорости питателя

Если рассматривать конструктивный параметр – высота кулачков (рисунок 4.11), то травмируемость возрастает при высоте кулачков 88 мм и 47 мм.

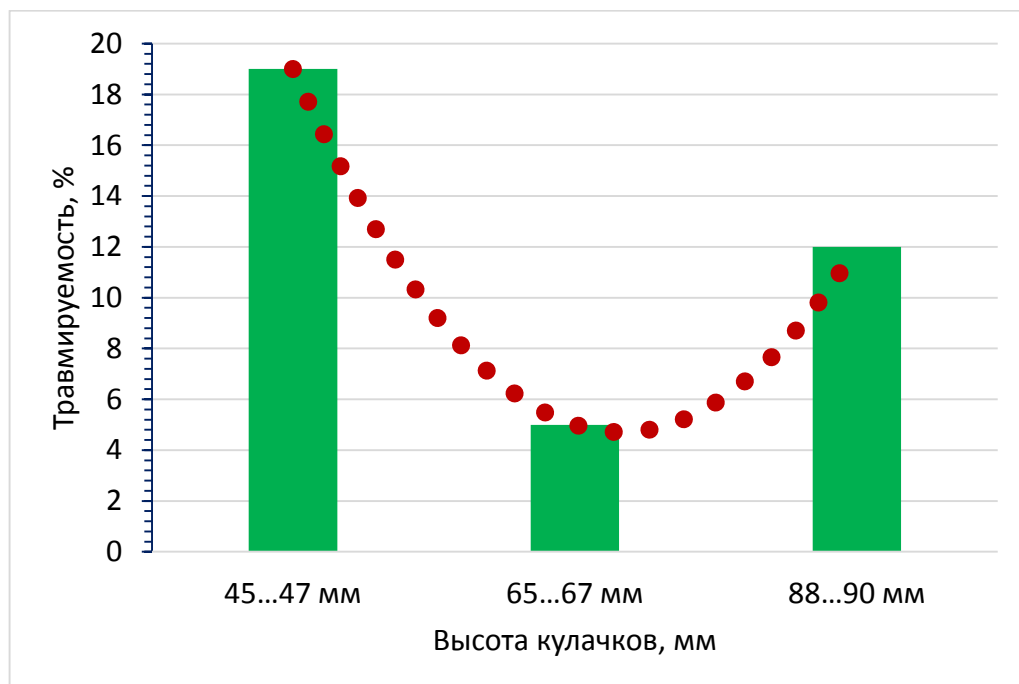


Рисунок 4.12. Зависимость травмируемости сахарной свеклы от высоты кулачков

При использовании кулачков с высотой 88 - 90 мм наблюдался рост ударных нагрузок и большое число разрезанных корнеплодов. При высоте кулачков 45 – 47 мм, захват сахарной свеклы осуществлялся неравномерно, периодически питатель начинал работать по напорному принципу, сдавливая свеклу. Продолжительная работа в таком режиме могла остановить работу питателя. Наиболее распространенным повреждением в данном случае было раздавливание. Наименьшее повреждение оказывали кулачки с высотой 65 – 67 мм, так травмируемость составила 5 %, что также соответствует агротехническим требованиям (ГОСТ Р 52647 – 2006).

4.5. Результаты производственных испытаний

Производственные испытания кулачково-планчатого питателя (рисунок 4.13) установленного на погрузчике СПС-4,2 были проведены в КФХ «Агрос Красное знамя» и КФХ «ИП Н.А. Федюнин» Ртищевского района Саратовской области (рисунок 4.14) (Приложения Г-Ж) на погрузке сахарной свеклы из кагатов на площадке временного хранения. Размеры кагата - ширина до 3,5-4,0 м и высота до 1,5 м.



Рисунок 4.13 – Кулачково-планчатый питатель

Задача производственных испытаний состояла в подтверждении теоретических и лабораторных исследований кулачково-планчатого питателя

для свеклопогрузчика непрерывного действия (патент на изобретение РФ № 2513549).



Рисунок 4.14 – Производственные испытания кулачково-планчатого питателя на погрузчике СПС-4,2

Привод погрузчика был налажен с учетом теоретических и лабораторных исследований и предусматривал оптимальное соотношение между режимными и конструктивными параметрами.

При испытаниях проводились пробные выезды, определение работоспособности питателя при работе со свеклой. Программа исследований проводилась по методике изложенной в главе 3. Основные режимные и конструктивные параметры устанавливались в соответствии с лабораторными и теоретическими исследованиями, указанными в таблице 4.10.

Таблица 4.10 – Параметры кулачково-планчатого питателя

Параметры	Размерность	Значения
Ширина захвата питателя	м	4,2
Угол наклона транспортера	град	22

<i>Продолжение таблицы 4.10</i>		
Высота кулачков	мм	65
Ширина кулачков	мм	20
Шаг кулачков	мм	50
Расстояние между планками транспортера	мм	36,5
Частота вращения вала с кулачками	с ⁻¹	1,12
Масса питателя	кг	317

Эффективность погрузчика во время испытаний определялась по следующим показателям: производительность, энергоемкость погрузки и травмируемость. Результаты указаны в таблице 4.11

Таблица 4.11 - Результаты производственных испытаний

Параметры	Размерность	Значения
Производительность	кг/с	55
Установленная мощность погрузчика	кВт	23,95
Энергоемкость питателя	Дж/кг	131
Энергоемкость погрузчика	Дж/кг	479

Энергоемкость процесса погрузки сахарной свеклы с предлагаемым кулачково-планчатым питателем, при оптимальных конструктивных и режимных параметрах составила 479 Дж/кг.

Производственные испытания подтвердили, что за счет объединения функций захвата и транспортирования, установления оптимальных конструктивных и режимных параметров, достигается наибольший эффект погрузчика с кулачково-планчатым питателем

4.6. Выводы по главе

На основании экспериментальных исследований и производственных испытаний сделаны выводы:

1. Доказана работоспособность и эффективность кулачково-планчатого питателя, использующего принцип переноса груза на рабочей поверхности.

2. Экспериментально подтверждены теоретические положения о степени влияния режимных и конструктивных параметров на показатели работы питателя: крутящий момент на валу питателя (T , Нм) и усилие внедрения питателя (F_H , Н). Получены регрессионные модели и соответствующие им графические зависимости степени влияния исследуемых режимных и конструктивных параметров питателя на критерии оптимизации.
3. На основании анализа результатов экспериментальных исследований установлены оптимальные значения исследуемых параметров: угловая скорость вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с планками $\omega = 6,3 \dots 7,1$ рад/с; поступательная скорость питателя $v = 0,03 \dots 0,14$ м/с; высота кулачков $H = 65 \dots 67$ мм.
4. В результате испытаний выявлено, что повреждаемость сахарной свеклы при оптимальных режимных и конструктивных параметрах питателя находится в пределах допустимых (12 %) и составляет 5 – 6 % от массы.
5. Производственные испытания показали, что фактическая производительность кулачково-планчатого питателя с оптимальными параметрами составляет 55 кг/с; энергоемкость питателя составляет 131 Дж/кг.

ГЛАВА 5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Технико-экономическое обоснование погрузчика непрерывного действия с кулачково-планчатым питателем проводилось в сравнении с серийно выпускающимся погрузчиком СПС-4,2А агрегируемым с трактором класса 1,4.

В качестве базовой машины в расчетах принят погрузчик непрерывного действия СПС-4,2 с установленным в качестве силового агрегата трактором МТЗ-80. Ожидаемая экономическая эффективность определена по существующей методике. Расчеты по погрузчику оснащенного кулачково-планчатым питателем сведены в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Экономическая эффективность погрузчика непрерывного действия с кулачково-планчатым питателем

№ п/п	Параметры	Обозначение	Значения параметров		
			СПС-4,2	Погрузчик с кулачково-планчатым питателем	МТЗ-80
1	Количество рабочих	$Ч$	1	1	
2	Потребляемая мощность, кВт	N	28,52	23,96	
3	Масса, кг	G	9165	9043	
4	Отпускная цена, руб.	$Ц$	1375000	1175543	850000
5	Норма отчислений, %				
	на амортизацию	a	12	12	10
	на капитальный ремонт	a_1	7	7	5
	на ТР и ТО	a_2	10,5	10,5	9,9
6	Производительность, кг/с	$W_ч$	50	55	
7	Затраты труда на единицу работы, чел.-ч/т	T_p	0,01	0,01	
8	Удельный расход энергоресурсов, кг/т	$Э_E$	0,03	0,02	
9	Удельный расход материалов на единицу работы, кг/т	$М_E$	0,35	0,35	
10	Капитальные вложения, руб.	$Б$	1540000	1316608	952000
11	Себестоимость единицы работы, руб./т:	$С$	23,43	20,34	
	аморт. отчисления, руб./т	$С_a$	7,24	6,24	
	заработная плата, руб./т	$С_з$	0,60	0,60	
	затраты на ГСМ, руб./т	$С_г$	1,21	1,02	

Продолжение таблицы 5.1				
затраты на кап. ремонт, руб./т		C_p	6,57	5,70
накладные расходы, руб./т		C_n	7,81	6,78
12	Снижение прямых затрат, %			13,16
13	Годовая экономия, руб.	\mathcal{E}_r	83253,67	
14	Стоимость питателя			
нового		C_n	175543	
переделанного из базового		C_n'	75543	
15	Срок окупаемости, лет:			
изготовление нового питателя		T	2,11	
переделка базового питателя		T'	0,91	

Затраты труда на единицу работы механизированного производства определяются по формуле

$$T_p = \frac{Ч}{W_ч}, \text{ чел.-ч/т,} \quad (5.1)$$

где: $Ч$ – количество рабочих, чел ($Ч=1$).

Удельный расход энергоресурсов рассчитывался по формуле

$$\mathcal{E}_E = \frac{NQ_{уд}K_d}{W_ч}, \text{ кг/т,} \quad (5.2)$$

где: N – мощность двигателя, кВт;

$Q_{уд}$ – удельный расход топлива, кг/кВт ч ($Q_{уд} = 0,24 \dots 0,27$);

K_d – коэффициент, учитывающий степень использования двигателя по мощности и времени ($K_d = 0,8 \dots 0,9$).

Удельный расход материала на единицу работы рассчитывается как сумма по всем составляющим МТА

$$M_E = \frac{G_M + G_{тр} \frac{T_M}{T_{тр}}}{T_M W_ч}, \text{ кг/т,} \quad (5.3)$$

где: G_M и $G_{тр}$ – масса погрузчика и трактора МТЗ-80;

T_M и $T_{тр}$ – годовая загрузка погрузчика и трактора.

Капитальные вложения складываются из отпускной цены и затрат, связанных с доставкой машины и подготовкой её к работе

$$B = ЦK_ц, \text{ руб.,} \quad (5.4)$$

где: $K_ц$ – коэффициент учитывающий дополнительные затраты по доставке и наладке МТА ($K_ц = 1,12$).

Себестоимость единицы работ рассчитывается по зависимости

$$C = C_a + C_3 + C_r + C_p + C_n, \text{ руб.}, \quad (5.5)$$

Амортизационные отчисления определяются как сумма по всем составляющим МТА по зависимости

$$C_a = \frac{B_{тр} a_{тр} T_M / T_{тр} + B_M a_M}{100 T_M W_ч}, \text{ руб./т}, \quad (5.6)$$

где $a_{тр}$ и a_M – нормы амортизационных отчислений соответственно по трактору и машине.

Заработная плата обслуживающего персонала рассчитывается по зависимости

$$C_3 = \frac{\sum C_ч Ч K_3}{W_ч}, \text{ руб./т}, \quad (5.7)$$

где K_3 – коэффициент учитывающий различные виды доплат и начислений ($K_3=1,18$);

$C_ч$ – часовая тарифная ставка соответствующего разряда работы, руб. ($C_ч=59,7$).

Затраты на топливо и смазочные материалы определяются по формуле

$$C_r = \Xi_e C_c K_{см}, \text{ руб./т}, \quad (5.8)$$

где C_c – цена за 1 кг топлива, руб. ($C_c=32$);

$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий затраты на смазочные материалы ($K_{см}=1,15$).

Затраты на капитальный ремонт, текущий ремонт и техническое обслуживание определяются по формуле

$$C_p = \frac{B_{тр}(a_{1тр}+a_{2тр})T_M/T_{тр} + B_M a_{2М}}{100 T_M W_ч}, \text{ руб./т}, \quad (5.9)$$

где $a_{1тр}$ – норма отчислений на капитальный ремонт трактора, %;

$a_{2тр}$ и $a_{2М}$ – норма отчислений ТО и ТР соответственно по трактору и машине.

Накладные расходы принимаем в размере 50 % от суммы предыдущих затрат

$$C_n = 0,5 \times (C_a + C_3 + C_r + C_p), \text{ руб./т}, \quad (5.10)$$

Прямые затраты определяем по формуле:

$$П_з = C \times B, \text{ руб.}, \quad (5.11)$$

где B – годовой объем, т.

Снижение прямых затрат

$$\frac{П_{з1} - П_{з2}}{П_{з1}} \times 100, \%, \quad (5.12)$$

Годовая экономия рассчитывается по формуле

$$Э_г = (C - C') \times B, \text{ руб.}, \quad (5.13)$$

где C' – себестоимость единицы работы погрузчика с предлагаемым питателем.

Срок окупаемости рассчитываем по формуле

$$T = Э_г Ц_п, \text{ руб.}, \quad (5.14)$$

Срок окупаемости изготовленного питателя составляет 2,11 года, так как существует возможность переделки базового питателя погрузчика СПС-4,2А, то себестоимость разработанного питателя уменьшается, следовательно, срок окупаемости также уменьшается. Срок окупаемости переделанного питателя составляет 0,91 года.

Использование кулачково-планчатого питателя на погрузчике непрерывного действия СПС-4,2, в сравнении с серийным питателем, установленным на данном погрузчике, при погрузке сахарной свеклы из кагатов позволит уменьшить прямые затраты на 13,16% и получить годовой экономический эффект 83253,67 рублей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основании проведенного анализа литературных источников и научных работ, связанных с вопросами технологий производства сахарной свеклы, установлено, что энергоемкость существующих свеклопогрузчиков при погрузке сахарной свеклы из кагатов составляет 500 Дж/кг и выше. Разработана классификация питателей свеклопогрузчиков непрерывного действия. Предложена новая конструктивно-технологическая схема кулачково-планчатого питателя (патент на изобретение № 2513549), обеспечивающая объединение функций захвата клубней из кагата и последующее их транспортирование на тяговом органе, что позволяет снизить энергоемкость процесса.
2. Теоретические исследования рабочего процесса позволили выявить кинематические и силовые зависимости, на основании которых получены аналитические выражения производительности, мощности на привод и энергоемкости кулачково-планчатого питателя, учитывающие конструктивные и режимные параметры питателя и физико-механические свойства груза.
3. По результатам экспериментальных исследований получены регрессионные модели и соответствующие им графические зависимости, описывающие изменение критериев оптимизации в зависимости от конструктивных и режимных параметров кулачково-планчатого питателя. Зависимости носят квадратичный характер по исследуемым параметрам. Экспериментальные исследования позволили установить оптимальные значения параметров, соответствующие минимальным величинам крутящего момента $T=741 \text{ Нм}$ и усилия внедрения $F_n = 4022 \text{ Н}$: высота кулачков 65...67 мм, поступательная скорость 0,03...0,14 м/с и угловая скорость вала с кулачками 6,3...7,1 рад/с.
4. Производственные испытания позволили установить эффективность погрузчика непрерывного действия с кулачково-планчатым питателем при

работе с кагатами сахарной свеклы, при этом производительность питателя составила 55 кг/с, энергоемкость – 131 Дж/кг, энергоемкость погрузчика в целом – 479 Дж/кг. Внедрение предлагаемого погрузчика с разработанным питателем по сравнению с погрузчиком СПС-4,2 позволяет снизить прямые затраты на 13,16% и получить годовой экономический эффект 83253,67 руб., срок окупаемости – 2,11 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мельников, С.В. и др. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1980. — 168 с, ил.
2. Аванесов, Ю.Б. и др. Свеклоуборочные машины / Ю.Б. Аванесов, В.И. Бессарабов, И.И. Русанов. — М.: Колос, 1979. — 351 с., ил.
3. Любин, В.Н. и др. Возделывание и уборка сахарной свеклы / В.Н. Любин, С.А.Никитаев, В.М. Слугинов. — М.: Россельхозиздат, 1975 — 55 с., ил.
4. Колчин, Н.Н. Комплексы машин и оборудования для послеуборочной обработки картофеля и овощей / Н.Н. Колчин. — М.: Машиностроение, 1982 — 298 с., ил.
5. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений / под ред. А.И. Буянова. — М.: Колос, 1970. — 457 с.
6. Ильин, В.А. Математический анализ / В.А. Ильин, В.А. Садовничий. — М.: Наука, 1980. — 720 с.
7. Пискунов, Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление для вузов / Н.С. Пискунов. — М.: Наука, 1978. — Т. 1. — 456 с.
8. Погрузчики: Справочник / Ефимов Г.П. [и др.]; под ред. Г.П. Ефимова 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1989. — 240 с.
9. Красников, В.В. Подъемно-транспортные машины / В.В. Красников - 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Колос, 1982. — 320 с., ил.
10. Карпенко, А.Н. Сельскохозяйственные машины / А.Н. Карпенко, А.А. Зеленев. — М.: Колос, 1965 — 373 с., ил.
11. Диденко, Н.Ф. Машины для уборки овощей / Н.Ф. Диденко, В.А. Хвостов, В.П. Медведев. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1984. — 320 с., ил.

12. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983 – с., ил.
13. Борычев, С.Н. Технологии и машины для механизированной уборки картофеля (обзор, теория, расчет): монография / С.Н. Борычев. – Рязань: ИРИЦ ФГОУ ВПО Рязанская ГСХА, 2011 – 220 с.
14. Гатаулина, Г.Г. и др. Технология производства продукции растениеводства / Г.Г. Гатаулина, М.Г. Обьедков, В.Е. Долгодворов. – М.: Колос, 1995 – 448 с.
15. Верещагин, Н.И. Комплексная механизация возделывания, уборки и хранения картофеля / Н.И. Верещагин, К.А. Пшеченков. – М.: Колос, 1977. — 352 с.
16. Кленин, Н.И. Сельскохозяйственные машины / Н.И. Кленин, С.Н. Киселев, А.Г. Левшин. – М.: КолосС, 2008. – 816 с., ил.
17. Базанов, А.Ф. Самоходные погрузчики / А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – М.: Машиностроение, 1979. — 146 с., ил.
18. Летошнев, М.Н. Сельскохозяйственные машины / М.Н. Летошнев. — М.: Сельхозгиз, 1955. 185 с., ил.
19. Василенко, П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. — Киев: УАСХН, 1960. — 284 с.
20. Хвощева, Б.Г. Потери при уборке и хранении сахарной свеклы и пути их сокращения / Б.Г. Хвощева, Р.С. Суханова. – Москва: ВАСХНИЛ, 1987. – 137 с.
21. Производство сахарной и кормовой свеклы без применения гербицидов. – М.: ВИМ, 1991. – 91 с.
22. Производство кормовой свеклы по интенсивной технологии / Под общ. ред. Ф.М. Соловья. – М.: Росагропромиздат, 1989. – 126 с.
23. Федоров, А.И. Передовые приемы и экономическая эффективность возделывания сахарной свеклы / А.И. Федоров. – М.: Мысль, 1964. – 86 с.

24. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений (методы исследования, приборы, характеристики). – М.: Колос, 1970. – 136 с.
25. Бурмистрова, М.Ф. и др. Физико-механические свойства сельскохозяйственных растений / М.Ф. Бурмистрова, Т.К. Комолькова, Н.В. Клемм, М.Т. Панина, И.М. Полуночев, А.И. Пьянков, А.Ф. Соколов и Н.Г. Тетянко. – М.: Колос, 1986. – 216 с.
26. Свекловодство /Под ред. В.Л. Петров, В.Ф. Зубенко. – М.: ИНИТИ, 2001. – 267 с.
27. Типовые нормы выработки и расходы топлива на механизированные погрузочные работы / Под ред. В.К. Попов. Справочник. - М.: Роснисагропром, 2002. - 129 с.
28. Ерохин, М.Н. Проектирование и расчет подъемно-транспортирующих машин сельскохозяйственного назначения / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Н.А. Выхребенцев и др.. М.: Колос, 1999. - 228 с.
29. Подъемно-транспортные машины Текст. /М.Н. Ерохин, С.П. Казанцев, А.В. Карп, Н.А. и др.; Под ред. М.Н. Ерохина и С.П. Казанцева. — М.: КолосС, 2010-335 с.
30. Горячкин, В.П. Собрание сочинений. Текст. / Под ред. Н.Д. Лучинского. Изд. 2-е, т. 1,2,3. -М.: Колос. — 1968. — 1558 с.
31. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с., ил.
32. Васин, В. Моделирование ударных взаимодействий клубней картофеля с рабочими органами сельхозмашин / В. Васин // Сб. научных трудов ВИСХОМ / Исследование рабочих органов сельскохозяйственных машин / Материалы VI научно-технической конференции молодых ученых. – М. 1976 – с. 61 – 66.
33. Ушаков, А.Ф. Поточная уборка сахарной свеклы / А.Ф. Ушаков // Механизация и электрификация / Наука сельскому хозяйству. – М.: Колос, 1964 – с. 112 – 123.

34. Верещагин, Н.И. Пути уменьшения повреждаемости картофеля при машинной уборке / Н.И. Верещагин // Сб. научных трудов ВИСХОМ. Материалы Всесоюзного совещания ОНТИ. 1974. - № 1. — С. 120 - 126.
35. Верещагин, Н.И. Динамические характеристики соударения клубней картофеля с другими телами / Н.И. Верещагин // Сб. научных трудов ВИСХОМ. Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов и овощей. - М. 1990 – с. 50 – 54.
36. Петров, Г.Д. и др. Источники механических повреждений клубней картофеля при уборке комбайнами / Г.Д. Петров, Н.И. Верещагин, Н.А. Гречишкин и А.В. Диколенко // Сб. научных трудов ВИСХОМ. Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов и овощей. - М. 1990 – с. 3 – 10.
37. Зангиев, А.А. Обоснование эксплуатационных параметров уборочных машинно–тракторных агрегатов / А.А. Зангиев // Повышение эффективности и качества работы машинно-тракторного парка: сб. научных трудов. – Москва, 1981 – с. 68 – 72.
38. Бетчер, А.С. и др. Обоснование параметров питателя подборщика-погрузчика корнеплодов из валков / А.С. Бетчер, В.В. Дудка, И.С. Долбиев и Г.К. Ильге // Исследование рабочих органов машин для возделывания и уборки свеклы и кукурузы / Сб. научных трудов НПО ВИСХО и УкрНИИСХОМ. – Москва, 1990 – с. 9 – 19.
39. Бжезовская, А.И. Исследование влияния физико-механических свойств клубней картофеля на повреждаемость их при ударе / А.И. Бжезовская. – Тр. Центр. НИИ, 1970. т 8. С. 51 - 57.
40. Мартынов, В.М. Современные технологии и технические средства для уборки корнеклубнеплодов / В.М. Мартынов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2010. №3. с. 27 – 29.

41. Костенко, М.Ю. и др. Определение внутренних повреждений картофеля / М.Ю. Костенко, А.Н. Шапошников и И.Н. Горячкина // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2008. №11. с. 14 – 15.
42. Емельянов, П.А. Устройство для определения геометрических характеристик корнеплодов конической формы / П.А. Емельянов и Е.Н. Абрамов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2009. №3. с. 9 – 10.
43. Костенко, М.Ю. Вероятностная оценка сепарирующей способности картофелеуборочного комбайна / М.Ю. Костенко и Н.А. Костенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2009. №12. с. 4.
44. Калимуллин, М.Н. Агрегат для уборки сахарной свеклы / М.Н. Калимуллин и Р.К. Абдрахманов // Сельский механизатор. 2013. №11. с. 8 – 11.
45. Сушков, М. Нелегкая судьба сахарной свеклы / М.Сушков // Аграрное обозрение. 2009. №7.
46. Даньшин, А. И. Российский сахар / А.И. Даньшин // География. 2001. №4.
47. Кудряшова, Е.В. Состояние свеклосахарного подкомплекса в Саратовской области / Е.В. Кудряшова // Сахарная свекла. 2011. №7.
48. Ерохин, М.Н. Пути снижения повреждаемости картофеля при механизированной уборке / М.Н. Ерохин, Н.И. Верещагин // Достижения науки и передовой опыт в производстве. ЦНТЭИПРМСХ РФ. 1992. - №2. - 286 с.
49. Демирчев, П.Ф. Зависимость механических повреждений клубней от их физико-механических свойств / П.Ф. Демирчев. — Научн. труды НИИ карт, хоз-ва. -М., 1976. Вып. 24.
50. Комаров, Ю.В. Совершенствование технологического процесса отделения почвенных примесей от корней сахарной свеклы крупноячеистым сепаратором: Автореферат дис. канд. техн. наук. — Саратов: СГАУ, 1997. — 24 с.

51. Максимов, П.Л. Универсальные технические средства для уборки корнеклубнеплодов: Автореферат док. техн. наук. – Москва: Ижевская ГСХА, 2003. – 56 с.
52. Заводнов, С.В. Исследования взаимодействия клубней картофеля с рабочими органами сельскохозяйственных машин / С.В. Заводнов. Дис. канд. Наук. М., 2002. - 186 с.
53. Леонтьев, А.А. Повышение эффективности погрузки картофеля путем обоснования параметров роторно-цепного питателя погрузчика непрерывного действия: Автореферат дис. канд. техн. наук. — Саратов: СГАУ, 2010. — 22 с.
54. Овчинников, А.А. Повышение эффективности барабанной корнеклубнемоющей обоснованием конструктивно-режимных параметров: Автореферат дис. канд. техн. наук. — Саратов: СГАУ, 2014. — 24 с.
55. Государственная программа развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2013 - 2020 годы (постановление Правительства Российской Федерации от 14 июля 2012 г. N 717 г. Москва) // Собрание законодательства Российской Федерации – 2015. – № 45.
56. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации Приказ от 14 июня 2013 г. N 248 Об утверждении отраслевой целевой Программы «Развитие свеклосахарного подкомплекса России на 2013 - 2015 годы» // Собрание законодательства Российской Федерации – 2013. – № 30.
57. Указ Президента РФ от 30.01.2010 N 120 «Об утверждении Доктрины продовольственной безопасности Российской Федерации» // Собрание законодательства Российской Федерации – 2015. – № 45.
58. Федеральный регистр технологий производства продукции растениеводства. Система технологий. – М.: Информагротех, 1999. – 522 с.
59. ГОСТ Р 52647 – 2006 Свекла сахарная. Технические условия. – М.: Стандартин – форм, 2013 – 9 с.

60. ГОСТ 20578-85. Свекла сахарная. Термины и определения. – М.: Стандартин – форм, 2013 – 17 с.
61. ГОСТ Р 53036-2008. Свекла сахарная. Методы испытаний. – М.: Стандартин – форм, 2013 – 12 с.
62. Министерство сельского хозяйства Правительства Саратовской области Приказ от 11 января 2013 г. N 9-ПР О ведомственной целевой программе «Развитие свеклосахарного подкомплекса саратовской области на 2013-2015 годы» / Электронный фонд правовой и нормативной документации. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/467700270>.
63. Буклет «Сельское хозяйство». / Министерство сельского хозяйства Российской Федерации - URL: http://www.mcx.ru/documents/file_document/show/32616.htm.
64. Потребление яиц и сахара на душу населения (в год) / Аналитические данные Федеральной службы государственной статистики Российской Федерации - URL: http://www.gks.ru/bgd/regl/b09_14p/IssWWW.exe/Stg/d1/05-19.htm.
65. А. с. № 1336981, СССР, М. Кл. А 01 D 51/00. Подборщик – очиститель корнеплодов / П.Ю. Зыков, И.Г. Орел, В.Г. Охрименко. – Оpubл. 15.09.87. Бюл. № 34.
66. А. с. № 1685298, СССР, М. Кл. А 01 D 51/00. Рабочий орган подборщика корнеплодов / А.С. Бетчер, В.В. Дудка, И.С. Долбиев, Г.К. Ильге и др. – Оpubл. 23.10.91. Бюл. № 39.
67. А. с. № 1519573, СССР, М. Кл. А 01 D 51/00. Устройство для перегрузки корнеплодов / Л.Л. Золотарев. – Оpubл. 07.11.89. Бюл. № 41.
68. А. с. № 1524839, СССР, М. Кл. А 01 D 51/00. Подборщик – погрузчик сельскохозяйственных культур / Н.П. Ларюшин и Н.В. Байкин. – Оpubл. 30.11.89. Бюл. № 44.
69. Патент на изобретение № 2013921, RU, М. Кл. А 01 D 51/00. Питатель к подборщику корнеклубнеплодов / И.Н. Скругин, Н.В. Шабуров. – Оpubл. 15.06.94. Бюл. № 11.

70. А. с. № 759438, СССР, М. Кл. В 65G 65/02. Заборный орган для перегрузки корнеплодов / Д.Г. Козлов, Б.И. Тникин, И.П. Кривцов и др. – Оpubл.30.08.80. Бюл. № 32.
71. А. с. № 1357327, СССР, М. Кл. В 65G 65/02. Погрузочно-разгрузочное устройство для сельскохозяйственных продуктов / Н.В. Юрков. – Оpubл.07.12.87. Бюл. № 45.
72. Патент на изобретение № 2031067, RU, М. Кл. В 65 G 65/16. Устройство для забора сыпучих грузов / А.С. Елизаренков. - Оpubл.20.03.95. Бюл. № 8.
73. А. с. № 1323500, СССР, М. Кл. В 65 G 65/02. Машина для погрузки навалочных грузов / А.М. Юсупов, В.А. Курилов, А.А. Тетушкин и др. – Оpubл. 15.07.87. Бюл. № 26.
74. Патент на изобретение № 2042599, RU, М. Кл. В 65G 65/00. Устройство для забора сыпучих грузов / А.С. Елизаренков. – Оpubл.27.08.95. Бюл. № 24.
75. А. с. № 370145, СССР, М. Кл. В 65g 65/02. Подборщик-погрузчик корнеплодов и подобных материалов / И.Ф. Кондратьев, А.П. Малик, Н.И. Бондаренко и др. — Оpubл. 15.11.73. Бюл. №11.
76. А. с. № 1625793, СССР, М. Кл. В 65G 65/02. Устройство для забора сыпучих грузов / А.С Елизаренко. – Оpubл.07.02.91. Бюл. № 5.
77. А. с. № 1710471, СССР, М. Кл. В 65 G 65/02. Устройство для перегрузки сыпучих грузов / С.А. Джиенкулов, Р.Н. Таукелев, Б.И. Тникин и др. – Оpubл.07.02.92. Бюл № 5.
78. А. с. № 341738, СССР, М. Кл. В 65 G 65/02. Погрузочно-разгрузочная машина для легкоповреждаемых грузов / Н.И. Черникова, А.Н. Зайцев, А.Я. Дяченко – Оpubл. 14.06.72. Бюл. № 19.
79. А. с. № 69124, СССР, М. Кл. 45e 30. Устройство для погрузки свеклы / М.А. Кондак, Л.А. Ющенко – Оpubл. 13.03.1947.
80. А. с. № 904558, СССР, М. Кл. А 01 D 51/00. Питатель к погрузчику корнеплодов / А.П. Малик, А.С. Кравченко, В.А. Рывлин и др.– Оpubл. 15.02.82. Бюл. № 6.

81. А. с. № 1537175, СССР, М. Кл. А 01 D 51/00. Подборщик клубней картофеля / В.В. Василюк, А.В. Герасимов, В.С. Ферберова и др. – Оpubл. 23.01.90. Бюл. № 3.
82. Патент на изобретение № 2017375, RU, М. Кл. А 01 D 51/00. Устройство для подбора и очистки корнеплодов / И.И. Русанов, Д.И. Кожушко, В.Г. Кузьминов, Г.С. Усиков, В.Е. Нагель. – Оpubл. 15.08.94. Бюл. № 9.
83. Никитин, Н.Н. Курс теоретической механики: Учеб. для машиностроит. и приборостроит. спец. вузов / Н.Н. Никитин. – М.: Высш. шк., 1990. – 607 с.

П Р И Л О Ж Е Н И Я

ПРИЛОЖЕНИЕ А
РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2513549

**ПИТАТЕЛЬ К ПОГРУЗЧИКУ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ
НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2012146209

Приоритет изобретения **29 октября 2012 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации **20 февраля 2014 г.**

Срок действия патента истекает **29 октября 2032 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Б.П. Симонов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11) **2 513 549** (13) **C1**(51) МПК
A01D 51/00 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2012146209/13, 29.10.2012

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
29.10.2012

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 29.10.2012

(45) Опубликовано: 20.04.2014 Бюл. № 11

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: GB 997158 A, 07.07.1965. SU 973068 A1, 15.11.1982. GB 884259 A, 13.12.1961. DE 4220040 A1, 23.12.1993

Адрес для переписки:
410012, г.Саратов, Театральная пл., 1, ФГБОУ
ВПО "Саратовский государственный аграрный
университет имени Н.И.Вавилова", патентный
отдел

(72) Автор(ы):
Дмитриев Роман Сергеевич (RU),
Хакимянов Рустам Рафитович (RU)

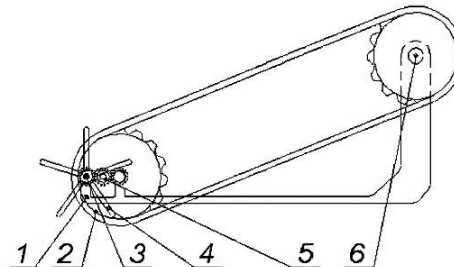
(73) Патентообладатель(и):
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
"Саратовский государственный аграрный
университет имени Н.И.Вавилова" (RU)

(54) ПИТАТЕЛЬ К ПОГРУЗЧИКУ КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

(57) Реферат:

Изобретение относится к устройствам для механизации погрузочных работ в сельскохозяйственном производстве, а именно для погрузки корнеклубнеплодов из кагатов. Питатель содержит горизонтальный вал (3), несущий кулачки (4) с рабочей кромкой, установленные секциями. Рабочие кромки кулачков в каждой секции расположены параллельно друг другу. Горизонтальный вал (3) установлен со смещением внутри цепного транспортера (2) с поперечными планками

относительно оси вращения ведомого вала (6) цепного транспортера (2) и соединен с ведомым валом (6) посредством шестереночной передачи (5). Кулачки (4) установлены так, чтобы проходить между планками цепного транспортера (2). Изобретение обеспечивает равномерный захват корнеклубнеплодов и их подачу на разгрузочный транспортер, снижение энергетических затрат при переносе корнеклубнеплодов от рабочего органа до разгрузочного транспортера. 3 ил.



Фиг. 1

Стр.: 1

RU 2 5 1 3 5 4 9 C 1

RU 2 5 1 3 5 4 9 C 1

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

		Y_g	$(Y_{ug}-Y_g)^2$	S^2y_u		X1	X2	X3
	1103,1							
1	1102,34	1103,117	1,232866667	0,041095556		1	1	0
	1103,91							
	774,23							
2	774,43	774,4267	0,076066667	0,002535556		-1	-1	0
	774,62							
	808,21							
3	807,14	807,84	0,7358	0,024526667		1	-1	0
	808,17							
	914							
4	915,15	914,7767	0,905266667	0,030175556		-1	1	0
	915,18							
	962,86							
5	962,92	962,83	0,0234	0,00078		1	0	1
	962,71							
	871,36							
6	871,12	871,2667	0,033066667	0,001102222		-1	0	-1
	871,32							
	788,71							
7	788,1	788,27	0,2954	0,009846667		-1	0	1
	788							
	920,38							
8	920	920,16	0,0776	0,002586667		1	0	-1
	920,1							
	1055,11							
9	1055,21	1055,213	0,022066667	0,000735556		0	1	1
	1055,32							
	841,28							
10	841,33	841,2867	0,003266667	0,000108889		0	-1	-1
	841,25							
	999,18							
11	999,22	999,5333	0,667466667	0,022248889		0	1	-1
	1000,2							
	749							
12	750	749,7	0,74	0,024666667		0	-1	1
	750,1							
	819							
13	820,15	819,7733	0,897266667	0,029908889		0	0	0
	820,17							
	822,1							
14	822	822,14	0,0536	0,001786667		0	0	0
	822,32							
	819,52							
15	819,1	819,3267	0,089866667	0,002995556		0	0	0
	819,36							
		Y_g		сумма всех S^2y_u				
		13249,66		0,1951				

№ опыта	X1 Y	X2 Y	X3Y	X1^2	X2^2	X3^2	X1^2*Y	X2^2*Y	X3^2*Y
1	1103,1	1103,1	0	1	1	0	1103,1	1103,1	0
2	-774,43	-774,43	0	1	1	0	774,43	774,43	0
3	807,84	-807,84	0	1	1	0	807,84	807,84	0
4	-914,78	914,78	0	1	1	0	914,78	914,78	0
5	962,83	0	962,83	1	0	1	962,83	0	962,83
6	-871,27	0	-871,27	1	0	1	871,27	0	871,27
7	-788,27	0	788,27	1	0	1	788,27	0	788,27
8	920,16	0	-920,16	1	0	1	920,16	0	920,16
9	0	1055,2	1055,2	0	1	1	0	1055,2	1055,2
10	0	-841,29	-841,29	0	1	1	0	841,29	841,29
11	0	999,53	-999,53	0	1	1	0	999,53	999,53
12	0	-749,7	749,7	0	1	1	0	749,7	749,7
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	X1Y	X2Y	X3Y				X1^2*Y	X2^2*Y	X3^2*Y
	445,21	899,39	-76,233				7142,7	7245,9	7188,3
							Сумма	всех =	21577

№ опыта	X1 X2 Y	X1 X3 Y	X2 X3 Y	(X1X2)^2 *Y	(X1X3)^2 *Y	(X2X3)^2 *Y
1	1103,1	0	0	1103,117	0	0
2	774,43	0	0	774,4267	0	0
3	-807,84	0	0	807,84	0	0
4	-914,78	0	0	914,7767	0	0
5	0	962,83	0	0	962,83	0
6	0	871,27	0	0	871,2667	0
7	0	-788,27	0	0	788,27	0
8	0	-920,16	0	0	920,16	0
9	0	0	1055,2	0	0	1055,213
10	0	0	841,29	0	0	841,2867
11	0	0	-999,53	0	0	999,5333
12	0	0	-749,7	0	0	749,7
13	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0
	X1 X2 Y	X1 X3 Y	X2 X3 Y	(X1X2)^2 *Y	(X1X3)^2 *Y	(X2X3)^2 *Y
	154,93	125,67	147,27	3600,16	3542,527	3645,733
				Сумма	всех =	10788,42

ПРИЛОЖЕНИЕ В


		\bar{Y}_g	$(Y_{ug}-\bar{Y}_g)^2$	S^2_{2y}	X1	X2	X3
	5203						
1	5200	5205	78	2,6	1	1	0
	5212						
	4259						
2	4258	4254,333	104,6666667	3,488888889	-1	-1	0
	4246						
	5538						
3	5527	5532	62	2,066666667	1	-1	0
	5531						
	4429						
4	4422	4428,667	84,66666667	2,822222222	-1	1	0
	4435						
	4980						
5	4979	4978,333	8,666666667	0,288888889	1	0	1
	4976						
	4030						
6	4032	4032,333	12,66666667	0,422222222	-1	0	-1
	4035						
	4261						
7	4263	4262,667	4,666666667	0,155555556	-1	0	1
	4264						
	5420						
8	5425	5422,667	12,66666667	0,422222222	1	0	-1
	5423						
	4314						
9	4317	4316,333	8,666666667	0,288888889	0	1	1
	4318						
	4484						
10	4477	4480	26	0,866666667	0	-1	-1
	4479						
	4585						
11	4588	4584,333	32,66666667	1,088888889	0	1	-1
	4580						
	4555						
12	4558	4554,333	32,66666667	1,088888889	0	-1	1
	4550						
	4216						
13	4222	4221,333	50,66666667	1,688888889	0	0	0
	4226						
	4224						
14	4221	4224,667	32,66666667	1,088888889	0	0	0
	4229						
	4226						
15	4220	4225	42	1,4	0	0	0
	4229						
		\bar{Y}_g		сумма всех S^2_{2y}			
		68722		19,77777778			

X1 Y	X2 Y	X3Y	X1^2	X2^2	X3^2	X1^2*Y	X2^2*Y	X3^2*Y
5205	5205	0	1	1	0	5205	5205	0
-4254,3	-4254,3	0	1	1	0	4254,33	4254,33	0
5532	-5532	0	1	1	0	5532	5532	0
-4428,7	4428,67	0	1	1	0	4428,67	4428,67	0
4978,33	0	4978,33	1	0	1	4978,33	0	4978,33
-4032,3	0	-4032,3	1	0	1	4032,33	0	4032,33
-4262,7	0	4262,67	1	0	1	4262,67	0	4262,67
5422,67	0	-5422,7	1	0	1	5422,67	0	5422,67
0	4316,33	4316,33	0	1	1	0	4316,33	4316,33
0	-4480	-4480	0	1	1	0	4480	4480
0	4584,33	-4584,3	0	1	1	0	4584,33	4584,33
0	-4554,3	4554,33	0	1	1	0	4554,33	4554,33
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
X1Y	X2Y	X3Y				X1^2*Y	X2^2*Y	X3^2*Y
4160	-286,33	-407,67				38116	37355	36631
						Сумма	всех =	112102

X1 X2 Y	X1 X3 Y	X2 X3 Y	(X1X2)^2 *Y	(X1X3)^2 *Y	(X2X3)^2 *Y
5205	0	0	5205	0	0
4254,33	0	0	4254,3333	0	0
-5532	0	0	5532	0	0
-4428,7	0	0	4428,6667	0	0
0	4978,33	0	0	4978,3333	0
0	4032,33	0	0	4032,3333	0
0	-4262,7	0	0	4262,6667	0
0	-5422,7	0	0	5422,6667	0
0	0	4316,33	0	0	4316,3333
0	0	4480	0	0	4480
0	0	-4584,3	0	0	4584,3333
0	0	-4554,3	0	0	4554,3333
0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0
X1 X2 Y	X1 X3 Y	X2 X3 Y	(X1X2)^2 *Y	(X1X3)^2 *Y	(X2X3)^2 *Y
-501,33	-674,67	-342,33	19420	18696	17935
			Сумма	всех =	56051

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

УТВЕРЖДАЮ

ИП глава крестьянского
фермерского хозяйства

Н.А. Федюнин
«18» октября 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

научно – исследовательской работы

Мы, нижеподписавшиеся: представители Саратовского государственного аграрного университета им. Н.И. Вавилова Хакимзянов Р. Р., Дмитриев Р.С. с одной стороны и представители КФХ «ИП Федюнин Н.А.» пос. Выдвиженец Ртищевского района Саратовской области глава КФХ Федюнин Н.А. и главный инженер Борисов С.А., с другой стороны, составили настоящий акт о том, что с 13 по 18 октября 2015 г. сотрудниками Саратовского ГАУ внедрена в КФХ «ИП Федюнин Н.А.» научно-исследовательская разработка «Кулачково-планчатый питатель к погрузчику непрерывного действия».

В процессе внедрения выполнены следующие работы:

1. Испытания экспериментального кулачково-планчатого питателя, проводились на погрузчике непрерывного действия СПС-4,2А при погрузке сахарной свеклы из кагатов. Производственные испытания проводились при угловой скорости вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с поперечными планками $\omega = 6,3...7,1$ рад/с, скорости движения погрузчика $v = 0,03...0,14$ м/с, высоте кулачков $H = 65...67$ мм. Сопоставления качественных показателей и производительности с сравниваемым базовым погрузчиком осуществляли в соответствии с агротехническими требованиями. Проведена агротехническая оценка кулачково-планчатого питателя.

2. Техничко-экономические показатели внедрения разработки определены по сравнению с базовым исходным вариантом погрузчика непрерывного действия СПС-4,2А. По результатам испытания кулачково-планчатого питателя (патент РФ на изобретение № 2513549) при погрузке сахарной свеклы из кагатов получены следующие качественные показатели: снижены приведенные затраты на 13,16 %, годовой экономический эффект составил 83253,67 рублей, производительность 55 кг/с.

3. Предложения о дальнейшем внедрении работы и другие замечания.

По результатам внедрения кулачково-планчатого питателя к погрузчику непрерывного действия (патент РФ на изобретение № 2513549) в КФХ «ИП Федюнин Н.А.», предлагаем использовать данную разработку для погрузки сахарной свеклы. Рекомендуем конструкторским бюро и заводам изготовителям погрузчиков корнеплодов использовать в своей работе предлагаемые технические решения при разработке новых погрузчиков.

Акт составлен в 4 экземплярах.

Представители СГАУ им. Н.И. Вавилова

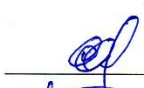


Хахимзянов Р.Р.




Дмитриев Р.С.

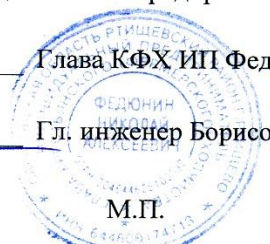
Представители предприятия:



Глава КФХ ИП Федюнин Н.А.

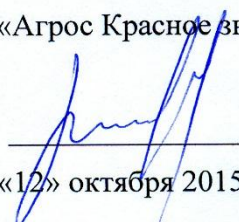


Гл. инженер Борисов С.А.


М.П.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

УТВЕРЖДАЮ

Управляющий КФХ
«Агрос Красное знамя»
Крюков П.Н.
«12» октября 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

научно – исследовательской работы

Мы, нижеподписавшиеся: представители Саратовского государственного аграрного университета им. Н.И. Вавилова Хакимзянов Р. Р., Дмитриев Р.С. с одной стороны и представители КФХ «Агрос Красное знамя» с. Голицыно Ртищевского района Саратовской области управляющий Крюков П.Н. и главный инженер Кириков А.А. , с другой стороны, составили настоящий акт о том, что с 08 по 12 октября 2015 г. сотрудниками Саратовского ГАУ внедрена в КФХ «Агрос Красное знамя» научно-исследовательская разработка «Кулачково-планчатый питатель к погрузчику непрерывного действия».

В процессе внедрения выполнены следующие работы:

1. Испытания экспериментального кулачково-планчатого питателя, проводились на погрузчике непрерывного действия СПС-4,2А при погрузке сахарной свеклы из кагатов. Производственные испытания проводились при угловой скорости вала с кулачками и ведущей звездочки цепного транспортера с поперечными планками $\omega = 6,3...7,1$ рад/с, скорости движения погрузчика $v = 0,03...0,14$ м/с, высоте кулачков $H = 65...67$ мм. Сопоставления качественных показателей и производительности с сравниваемым базовым погрузчиком осуществляли в соответствии с агротехническими требованиями. Проведена агротехническая оценка кулачково-планчатого питателя.
2. Техничко-экономические показатели внедрения разработки определены по сравнению с базовым исходным вариантом погрузчика непрерывного действия СПС-4,2А. По результатам испытания кулачково-планчатого питателя (патент РФ на изобретение № 2513549) при погрузке сахарной свеклы из кагатов получены следующие качественные показатели: снижены приведенные затраты на 13,16 %, годовой экономический эффект составил 83253,67 рублей, производительность 55 кг/с.

3. Предложения о дальнейшем внедрении работы и другие замечания.

По результатам внедрения кулачково-планчатого питателя к погрузчику непрерывного действия (патент РФ на изобретение № 2513549) в КФХ «Агрос Красное знамя», предлагаем использовать данную разработку для погрузки сахарной свеклы. Рекомендуем конструкторским бюро и заводам изготовителям погрузчиков корнеплодов использовать в своей работе предлагаемые технические решения при разработке новых погрузчиков.


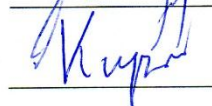
Акт составлен в 4 экземплярах.

Представители СГАУ им. Н.И. Вавилова


Хакимзянов Р.Р.

Дмитриев Р.С.

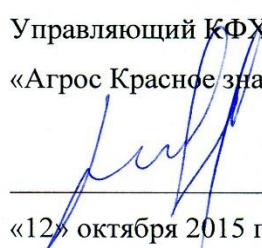
Представители предприятия:


Управляющий Крюков П.Н.

Гл. инженер Кириков А.А.



ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

УТВЕРЖДАЮ

Управляющий КФХ
«Агрос Красное знамя»

 _____ Крюков П.Н.
 «12» октября 2015 г.

АКТ ХОЗЯЙСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ

кулачково-планчатого питателя к погрузчику непрерывного действия

Ртищевский район

«12» октября 2015 г.

Комиссия в составе управляющего Крюкова П.Н., главного инженера Кирикова А.А. и механика Добренкова П.А., составили настоящий акт на хозяйственные испытания, производственную проверку, и внедрение кулачково-планчатого питателя к погрузчику непрерывного действия, разработанного кафедрой «Процессы и сельскохозяйственные машины В АПК» СГАУ им. Н. И. Вавилова.

Испытания и производственная проверка проводились с 08 по 12 октября 2015 г. на погрузчике непрерывного действия СПС-4,2А.

Погрузчик непрерывного действия СПС-4,2А с кулачково-планчатым питателем обслуживается одним оператором.

Масса питателя 673 кг. Проверка кулачково-планчатого питателя показала высокую производительность при низкой энергоемкости транспортирования свеклы. В ходе испытаний была достигнута производительность при погрузке сахарной свеклы 55 кг/с.

При установки кулачково-планчатого питателя на погрузчик непрерывного действия СПС-4,2А, приведенные затраты будут снижены на 13,16 %, а годовой экономический эффект составит 83253,67 рублей, по сравнению со стандартным питателем данного погрузчика.

Члены комиссии:




Крюков П.Н.

Кириков А.А.

Добренков П.А.