

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ МОЛДОВЫ

На правах рукописи

C.Z.U: 633.62

РАЙКОВ ВИКТОР ЛЕОНИДОВИЧ

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ
КОМБАЙНА ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОГО СОРГО**

**СПЕЦИАЛЬНОСТЬ 255.01 (ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА
МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА)**

**Диссертация на соискание учёной степени доктора технических
наук**

Научный руководитель: **Хэбэшеску И.Ф.**, доктор хабилитат
технических наук, член-корреспондент Академии Наук РМ

Автор: **Райков В.Л.**

КИШИНЁВ, 2017

UNIVERSITATEA AGRARĂ DE STAT DIN MOLDOVA

Cu titlu de manuscris

C.Z.U: 633.62

RAICOV VICTOR LEONID

**FUNDAMENTAREA TEORETICĂ ȘI EXPERIMENTALĂ A
PARAMETRILOR ORGANELOR DE LUCRU ALE COMBINEI
PENTRU RECOLTAREA SORGULUI ZAHARAT**

**SPECIALITATEA 255.01 (TEHNOLOGII ȘI MIJLOACE TEHNICE
ÎN AGRICULTURĂ ȘI DEZVOLTAREA RURALĂ)**

Teză de doctor în tehnică

Consultant științific: **Hăbășescu I.**, dr. hab., membru cor. AȘM

Autorul: **Raicov V.**

CHIȘINĂU, 2017

© Райков Виктор Леонидович, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

АННОТАЦИЯ	6
ADNOTARE	7
ANNOTATION	8
ВВЕДЕНИЕ	9
1. ОБЗОР МЕТОДОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ УБОРКИ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ГРУБОСТЕБЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР	11
1.1 Культура сахарного сорго: морфологические свойства, энергетический потенциал, актуальность возделывания	11
1.2 Анализ существующих технологий и технических средств для уборки грубостебельных культур, их преимущества и недостатки	14
1.3 Цели и задачи исследования	29
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОМБАЙНА ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОГО СОРГО	31
2.1 Предлагаемая технология уборки сахарного сорго и требования к техническим средствам для её реализации	31
2.2. Расчёт рабочих органов жатки	32
2.2.1. Расчёт дискового режущего аппарата	33
2.2.2 Условие захвата стеблей	36
2.2.3 Определение радиуса зубчатого барабана	38
2.2.4 Захват стеблей зубьями при помощи направляющих	39
2.3 Питающий аппарат, измельчитель, противорез	40
2.3.1 Совместное пространственное расположение питающего аппарата, измельчителя и противореза	40
2.3.2 Уменьшение эффекта торможения стеблей за счёт применения гребёнок из эластичного материала	46
2.3.2.1 Гибкие гребёнки на валках, фиксированных в вертикальном направлении	47
2.3.2.2 Гибкие гребёнки на валках, подпружиненных в вертикальном направлении	54
2.3.3 Швыряющая способность ножей измельчителя	59
2.4 Аспирационная система комбайна	68
3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОМБАЙНА ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОГО СОРГО	77
3.1 Программа экспериментальных исследований	77

3.2	Экспериментальные установки, оборудование и измерительные приборы	77
3.3	Калибровка измерительных приборов	84
3.4	Порядок и методика экспериментальных исследований	85
3.5	Обработка экспериментальных данных	92
4.	РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И РАСЧЁТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМБАЙНА ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОГО СОРГО	93
4.1	Определение сопротивления стеблей сорго сжатию	93
4.2	Определение скоростей витания фрагментов стеблей и листьев	98
4.3	Определение тянущей способности валков	101
4.4	Определение степени чистоты конечного продукта	105
4.5	Исследование различных типов очистных вентиляторов	109
4.6	Эксплуатационные испытания комбайна	114
4.7	Расчёт экономической эффективности от внедрения комбайна	120
	ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ	126
	ЛИТЕРАТУРА	129
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	Расчёт теоретической производительности комбайна	137
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	Матрицы экспериментов и проверка статистической значимости результатов	146
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	Дисперсионный анализ отсеивающего эксперимента по определению чистоты конечного продукта	150
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	Технико-экономические расчёты	157
ПРИЛОЖЕНИЕ 5	Протокол испытаний комбайна для уборки сахарного сорго и линии переработки стеблей сорго	160
ПРИЛОЖЕНИЕ 6	Акт о внедрении в производство результатов научных работ по комбайну для уборки сахарного сорго и линии переработки стеблей сорго	162
	ДЕКЛАРАЦИЯ ОБ ОТВЕТСТВЕННОСТИ	163
	АВТОБИОГРАФИЯ АВТОРА	164

АННОТАЦИЯ

Автор - Райков Виктор.

Заглавие: "Теоретическое и экспериментальное обоснование параметров рабочих органов комбайна для уборки сахарного сорго". Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук. ГАУМ. Кишинёв, 2017.

Работа включает в себя введение, 4 раздела, библиографических пунктов 126, страниц основного текста 128, рисунков 70, таблиц 40.

Достигнутые результаты отражены в 10 научных работах.

Ключевые слова: сахарное сорго, комбайн, роторная жатка, аспирационная система, измельчающий аппарат.

Область исследований: технологии и технические средства для уборки высокостебельных культур преимущественно в энергетических целях. Цель работы: создание агрегата, обеспечивающего уборку растений сахарного сорго и подготовку их в качестве сырья для получения биоэтанола. Задачи: создание оптимальной технологической и конструктивной схемы комбайна, выбор технических характеристик, обеспечивающих выполнение технологического процесса, всестороннее обоснование геометрических и кинематических параметров рабочих органов. Научная новизна полученных результатов: теоретическое обоснование и экспериментальное подтверждение целесообразности использования в питающем аппарате валков с гибкими гребёнками, установление прочностных характеристик стеблей сахарного сорго на сжатие по критерию остаточной повреждаемости, применение в аспирационной системе диаметрального вентилятора.

Представленный комбайн нашёл применение в хозяйствах, занятых уборкой и переработкой грубостебельных культур, в том числе в энергетических целях. Это будет способствовать решению задачи энергетической безопасности Республики Молдова и других стран.

ADNOTARE

Autorul: Raicov Victor

Titlu: „Fundamentarea teoretică și experimentală a parametrilor organelor de lucru ale combinei pentru recoltarea sorgului zaharat”. Teză pentru obținerea titlului științific de doctor al științelor tehnice. UASM.Chișinău, 2017.

Structura tezei: introducere, 4 capitole, 126 surse bibliografice, 128 pagini conținutului de bază, 70 imagini și 40 tabele.

Rezultatele obținute sunt reflectate în 10 lucrări științifice.

Cuvinte cheie: sorgul zaharat, combină, secerătoare de rotor, sistem aspirațional, aparat de mărunțire.

Domeniu de cercetare: tehnologiile și mijloacele tehnice pentru recoltarea plantelor cu tulpină înaltă în special în scopuri energetice. Scopul lucrării: crearea unui agregat, care va asigura recoltarea speciilor de sorg zaharat și prepararea acestora în calitate de materie primă pentru obținerea bioetanolului. Obiective: crearea unei scheme tehnologice, optime și constructive a unei combine, selectarea caracteristicilor tehnice, care asigură realizarea procesului tehnologic, argumentarea cuprinzător a parametrilor geometrici și cinematici ale organelor de lucru. Noutatea rezultatelor obținute: argumentarea teoretică și verificarea experimentală utilizării în sistemul distribuției de tulpine tăvălugilor cu palete flexibile, determinarea caracteristicilor de rezistență a tulpinelor sorgului zaharat la compresiune după criteriul deteriorării reziduale, utilizarea ventilatorului diametral în sistemul aspirațional.

Combina prezentată a fost implementată în gospodăriile agricole, unde se cultivă și se prelucrează culturi cu tulpini viguroase, inclusiv în scopul energetice. Acest va contribuind la soluționarea obiectivelor privind siguranța energetică a Republicii Moldova și a altor țări.

ANNOTATION

Author: Raicov Victor

Theme: “Theoretical and experimental study of operative parts characteristics of combine harvester for sugar sorgo”. PhD thesis in technic. SAUM, Chisinau, 2017.

The work includes introduction, 4 chapters, 126 bibliography points, 128 pages of body text, 70 pictures, 40 schedules.

The obtained results are reflected in 10 research papers.

Key-words: sugar sorgo, combine, rotary harvest, dust collector system, chopping device.

Field of research: technologies and technical equipment for harvest of tall-stalked crops preferred in energetic scopes. Goal of research: development of aggregate, which will provide the harvest of sugar sorgo and its preparation as row product for producing of bioethanol. Tasks: development of the optimal and framing scheme of the combine, selection of technical characteristics, provided implementation of technological process, comprehensive grounding of geometrical and kinematical parameters of the working body. Scientific novelty of receipt results: the theoretical grounding and experimental confirmation of usage in the system of dropping stalks of felting with supple blades, fixing of strong characteristics of sugar sorgo stalks by pressure by residual damageability criteria, usage in dust collector system of cross flow fan.

Presented harvester has found application in the farms engaged in the harvesting and processing of tall-stalked crops, including for energy purposes. This will contribute to the solution of the problem of energy security of the Republic of Moldova and other countries.

ВВЕДЕНИЕ

Объём производства в современном мире неуклонно возрастает, что непосредственно связано с потреблением всё большего количества энергии. Для таких важнейших отраслей мировой экономики как производство тепловой энергии и транспорт традиционным энергетическим сырьём на протяжении многих лет остаётся нефть. Однако в силу ограниченных ресурсов нефти настоятельно требуется поиск альтернативных источников энергии. Одним из них являются углеводороды, содержащиеся в биомассе [16]. После соответствующей переработки из них можно получать биотопливо (этанол, метиловый спирт). Таким образом, сельское хозяйство способно выдвинуться в ряды производителей этого важного продукта. Как демонстрируют результаты исследований в области получения этанола, его наименьшая цена получается при выработке из сахарного тростника и сахарного сорго (соответственно 160 USD/м³ и 200...300 USD/м³) [13].

Республика Молдова принадлежит к ряду стран со сложной энергетической ситуацией. 97% необходимой энергии импортируется. Правительство страны утвердило в 2007 г. Постановление об Энергетической стратегии Республики Молдова до 2020 г., в котором особо оговаривается необходимость роста возобновляемых источников энергии. На первом по значимости месте среди этих источников названа биомасса [17]. Энергетический потенциал биомассы, доступной для переработки в масштабах страны, оценивается в 21,5 ПДж, из которых на долю предположительно вырабатываемого биотоплива приходится около 10%. Освоение этих внутренних энергетических ресурсов (п. 68 Постановления) соответствует экологической политике мирового содружества, выраженной, в частности, Директивой Евросоюза 2003/30 «О поощрении использования биотоплива или другого возобновляемого топлива на транспорте» [112].

В специальном разделе Постановления, касающегося возобновляемых источников энергии, подчёркивается высокое значение культуры сахарного сорго для освоения энергетического потенциала биомассы. Обладая высоким энергетическим потенциалом, это растение имеет ценные агрономические качества, такие как неприхотливость к условиям произрастания, климатическим изменениям и состоянию почв. Сахарное сорго можно возделывать во всех почвенно-климатических зонах Молдовы, что показывает опыт многих хозяйств, с успехом применяющих его в качестве кормовой культуры [19].

Во исполнение Постановления Правительства РМ научно-исследовательские организации страны выработали программу исследования: «Разработка технологии производства и использования возобновляемых источников энергии на базе сырья и отходов сельскохозяйственного производства». Цель исследований - создание эффективной технологии подготовки биомассы для последующего использования в

качестве топлива. В частности, были разработаны рекомендации, касающиеся возделывания в почвенно-климатических условиях Молдовы сахарного сорго, а также способов уборки и переработки этой культуры в энергетических целях.

Однако до настоящего времени не разработано общепризнанной технологии и технических средств для решения указанных задач. В Молдове и других странах уборка сорго ведётся при помощи устаревших силосоуборочных комбайнов, не обеспечивающих сохранность стеблей и требуемую степень их измельчения. Как показывает анализ состояния уборочной техники в агропромышленном и перерабатывающем секторе страны на данный момент, из имеющихся 391 единицы силосоуборочной техники в работоспособном состоянии находится только 48,8% [27]. Для других типов комбайнов этот показатель ненамного выше.

Для указанных целей также могут быть использованы комбайны для уборки сахарного тростника. Однако эти машины серийно выпускаются в самоходном варианте, предназначены для работы на огромных площадях и дорогостоящи. Ценовой диапазон комбайнов “Claas”, “Camco”, “Austoft”, “Case IH” порядка 90...400 тыс. USD [74].

Для решения указанной проблемы поставлена цель создания специализированного комбайна для уборки сахарного сорго. Это предполагает обоснование технологической схемы, а также конструктивных и кинематических параметров машины. Для поставленной цели необходимо решить ряд задач, в частности: исследование характеристик и свойств стеблей и листьев сахарного сорго; подбор наиболее подходящих типов уборочных, измельчающих и очистных рабочих органов комбайна; выявление факторов, влияющих на процессы, происходящие в рабочих органах.

Научная новизна полученных результатов: теоретическое обоснование и экспериментальное подтверждение целесообразности использования в питающем аппарате валков с гибкими гребёнками, применение в аспирационной системе диаметрального вентилятора. Представленный комбайн нашёл применение в хозяйствах, занятых уборкой и переработкой грубостебельных культур, в том числе в энергетических целях.

В главах диссертации отражены: обзор существующих методов уборки грубостебельных культур; теоретические обоснования типа, конструкции и характеристик рабочих органов комбайна; методика, описание и результаты экспериментальных исследований; технико-экономический расчёт; выводы и рекомендации.

Работа, отражённая в данной диссертации, в некоторой мере способствует решению указанной задачи и нацеливает на дальнейшие исследования в данной области.

1. ОБЗОР МЕТОДОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ УБОРКИ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ГРУБОСТЕБЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР

1.1 Культура сахарного сорго: морфологические свойства, энергетический потенциал, актуальность возделывания

В настоящее время в мире возрастает энергетическое значение не только различных видов растительного сырья, но и отходов сельскохозяйственного производства. Внимание научной мысли направлено на изыскание альтернативных источников энергии, в том числе в связи с концепцией безотходного производства пищевых и других продуктов. В развивающихся странах с аграрным уклоном производства в наибольшей степени проявляется тенденция использования энергетического потенциала биомассы. Некоторые растения имеют в этом отношении преимущества перед другими. Для этих культур характерны большая запасаемая энергия, устойчивость к воздействию внешней среды и отработанные веками приёмы возделывания. Одним из таких растений является сахарное сорго. В табл. 1.1 приведены сравнительные данные о выходе биоэтанола из различных сельскохозяйственных культур и его стоимости [14].

Таблица 1.1 Выход биоэтанола из сельскохозяйственных культур и его стоимость

Показатель	Культура					
	Сахарный тростник	Сахарное сорго	Кукуруза	Сахарная свекла	Пшеница	Картофель
Объём производства, т/га	3,5...5,0	3,0...5,0	2,5	2,5...3,0	0,5...2,0	1,2...2,7
Стоимость, USD/ м ³	160	200...300	250...400	300...400	380...400	800...900

Важной особенностью сахарного сорго является сочетание свойств культурных растений, что позволяет получать хорошие урожаи, и в то же время неприхотливость и стойкость к неблагоприятным климатическим воздействиям – свойства диких культур, прошедших длительный естественный отбор. Это растение более устойчиво к засухе по сравнению с подобным ему сахарным тростником. Оно может результативно возделываться в почвенно-климатических зонах с дефицитом влажности, к которым относится Молдова, в особенности её южные районы. Проф. Лупашко пишет: «В засушливых районах юга республики стабильное обеспечение хозяйств кормами невозможно обеспечить без культивации видов, устойчивых к засухе, таких как сорго...» [19].

Сахарное сорго (*sorghum saccharatum*) было окультурено около 1,5 тыс. лет назад, но совсем недавно, в 50-х годах прошлого века, были получены его гибриды с большой листостебельной массой и высокой урожайностью. В РМ сахарное сорго получило

широкое распространение в конце 80-х годов, после создания отечественных сортов «Порумбень-4 и -5» с содержанием сахара в соке стеблей 12-16% [19]. В таблице 1.2 даны показатели урожайности этих сортов в разных климатических зонах Молдовы в сравнении с другими культурами [19, 118].

Таблица 1.2 Показатели урожайности сортов сорго в сравнении с другими культурами

Культура	Урожайность, ц/га				
	Северная зона (среднее за 11 лет)		Центральная зона 9 (среднее за 7 лет)		Южная зона (среднее за 5 лет)
	Зелёная масса	Сухая масса	Зелёная масса	Сухая масса	Зелёная масса
Сахарное сорго	394	113,8	433	126,3	461
Суданская трава	376	102,4	326	94,1	364
Кукуруза	339	88,1	309	90,5	240

После извлечения сока отходы (бегасса) могут использоваться для получения топливных брикетов и гранул. С учётом полноты переработки извлечение биологического углерода с 1 га посевов может достигать до 50-55 тыс. кВт. В этом отношении сахарное сорго - оптимальная культура, поскольку позволяет получать биоэтанол без ущерба для продовольственной безопасности нашей страны. Немаловажен и экологический аспект. В процессе фотосинтеза сахарное сорго поглощает до 55 т CO₂ на 1 га и выделяет соответственно 45-50 т O₂ – в 6-7 раз больше, чем кукуруза, и в 5 раз больше, чем лиственный лес. Всё это позволяет причислить данное растение к стратегическим культурам для РМ – в энергетическом, экологическом и экономическом отношении.

Однако следует учесть, что высокий энергетический потенциал данного растения имеет нежелательную сторону – интенсивное истощение почв питательными элементами. Поэтому при разработке средств эффективной уборки и переработки сахарного сорго необходимо параллельно заботиться о поддержании плодородия почв путём эффективного применения минеральных удобрений.

Для получения из растений сорго сока пригодны только стебли [59]. Листья и метёлки не только неэффективны вследствие низкого содержания сахара, но и содержат химические соединения, которые могут создать технологические проблемы при ферментации сока [10].

Качество работы уборочной техники и её производительность зависят в значительной степени от физико-механических и размерных характеристик убираемой культуры. Поэтому необходимо оценивать растения по степени пригодности к машинной уборке и переработке. В соответствии с рекомендациями [59] на одном гектаре должно размещаться не более 80-100 тыс. растений. Ширина междурядья - 70 см, шаг посевов -

20...25 см. Поскольку предполагаемая технология уборки предусматривает использование комбайнов ручьевого типа, важное значение имеет прямолинейность посевов. Допускаемое отклонение от прямолинейности – не более 10 см [100]. Хорошие результаты в этом отношении даёт индустриальная технология возделывания [63], где предусматривается предпосевная обработка почвы, гарантирующая равномерное развитие всех растений.

В табл. 1.3 приведены данные о массовых соотношениях различных частей растений по результатам замеров.

Таблица 1.3 Массовые соотношения различных частей сахарного сорго

Масса							
растения		делового стебля		листьев		метёлки	
кг	%	кг	%	кг	%	кг	%
0,68	100	0,5	73,5	0,1	14,7	0,08	11,8
0,92		0,68	73,9	0,08	8,7	0,16	17,4
0,98		0,68	69,3	0,14	14,3	0,16	16,3
0,76		0,52	68,4	0,1	13,2	0,14	18,4
0,54		0,38	70,4	0,06	11,1	0,1	18,5
0,88		0,62	70,4	0,12	13,6	0,14	15,9
0,36		0,22	61,1	0,06	16,7	0,08	22,2
1,12		0,8	71,4	0,18	16,1	0,14	12,5
0,86		0,62	72,1	0,13	15,1	0,11	12,8
0,5		0,36	72	0,06	12	0,08	16
Средние по столбцам							
0,76	100	0,538	70,8	0,103	13,5	0,119	15,7

ПРИМЕЧАНИЕ: длина деловой части стебля составляет 80...85% от общей длины стебля.

Изменение фаз спелости сорго существенно меняет условия работы комбайнов. Фазы спелости определяются по состоянию зерна метёлок: молочная, молочно-восковая, восковая, полная. Эти фазы изменяются в зависимости от календарных сроков развития растений и климатических условий. Лучший срок уборки сорго – молочно-восковая спелость, когда растения сочны и содержат много сахара в стеблях, а в листьях имеется минимальное количество синильной кислоты [59].

Уборку сорго следует производить в максимально короткие сроки, так как во время продолжительного стояния на корню увеличиваются обвисание листьев и полегание стеблей. Оптимальный срок уборки – 7...15 календарных дней со дня наступления молочно-восковой спелости.



Рис. 1.1 Культура сахарного сорго на плантации Института защиты растений (г. Кишинёв)

1.2 Анализ существующих технологий и технических средств для уборки сахарного сорго, их преимущества и недостатки

Методы и средства уборки высокостебельных и травяных культур в настоящее время привлекают всё более пристальное внимание исследователей в связи с проблемами интенсификации сельскохозяйственного производства, рационального использования прямых и побочных продуктов в перерабатывающих отраслях, открытием новых направлений в технике и технологии энергетической, пищевой и других областей промышленного производства. Так, одной из недавно появившихся нетрадиционных отраслей энергообеспечения стало использование этанола в качестве альтернативной разновидности горючего для двигателей внутреннего сгорания. В этой области достигнуты определённые успехи: например, в Бразилии значительная доля транспортных

средств переведена на топливо из этанола, получаемого из сахарного тростника [2]. Развитие этого направления нетрадиционной энергетики позволит частично решить проблему дефицита энергетических ресурсов в производстве и на транспорте. Эта проблема крайне актуальна для стран с ограниченным энергетическим потенциалом и запасами неорганических природных ресурсов, к числу которых относится и Республика Молдова. Решение этой проблемы предполагает в числе прочего и интенсивное исследование способов получения этанола из выращиваемых в настоящее время злаковых культур, в частности, сахарного сорго. Как указывалось выше, эта тепло- и влаголюбивая культура, исключительно пригодна для возделывания и произрастания на территории Молдовы.

Эти обстоятельства в свою очередь требуют повышения эффективности процессов уборки, транспортирования, хранения и переработки сельскохозяйственного сырья. В этом плане технологии и средства уборки имеют первостепенное значение, так как от состояния растений, прошедших воздействие органов уборочных машин, зависит как количество, так и качество продукта.

Технология уборки сельскохозяйственных культур предусматривает кроме срезания растений процесс их первичной переработки, причём весь комплекс этих процессов целесообразно осуществлять в одной машине – комбайне. Как правило, срезанные растения подвергаются измельчению и транспортируются в бункера-накопители самого комбайна или вспомогательного транспортного средства. Различие физических и агрономических свойств сельскохозяйственных культур, разнообразие требований, предъявляемых к их послеуборочному состоянию, необходимость помимо измельчения других операций (например, очистка от некондиционных частей) определяют большое разнообразие конструктивных и технологических схем комбайнов и их технологических показателей.

В настоящее время известно несколько компоновочных схем уборочных органов комбайнов для уборки высокостебельных культур, которые можно упрощённо подразделить на три типа:

- 1) с использованием жаток сплошного среза;
- 2) с использованием роторных режущих аппаратов;
- 3) с использованием дисковых режущих органов.

Схемы 1) и 2) традиционно компонуются с цепными транспортёрами подачи срезанных растений на измельчение, схема 3) – с дисково-зубчатыми подающими органами. Из указанных способов в сельхозмашиностроении стран СНГ применяют в основном схемы 1) и 2), Схема 3) применена в конструкциях зарубежных комбайнов. По

отзывам хозяйств, использующих эту технику, она не всегда эффективно выполняет технологический процесс уборки в местных условиях. Отсюда вывод: указанные схемы и компоновки рабочих органов не применяются на достаточных научных основаниях.

Специфика растений сахарного сорго и сахарного тростника заключается в том, что они имеют значительную высоту (до 5 м) и прочный стебель (диаметр у основания 40...60 мм), разделённый членистыми узлами, в которых твердость и прочность поверхностной оболочки существенно возрастают [7]. Культурные насаждения сахарного сорго имеют стандартные размеры, применяемые для посадки кукурузы (расстояние между рядками 700 мм, шаг растений в рядке 200 мм), но отличаются от последних большей мощностью и густотой листостебельной массы.

Технологический процесс уборки сахарного сорго для получения этанола включает в себя следующие операции: срезание стеблей у основания, отделение верхушек, очистку стеблей от листьев, измельчение стеблей на куски определенной длины и погрузку очищенных стеблей в транспортные средства.

В настоящее время наиболее распространённый способ осуществления указанного технологического процесса – прямое комбайнирование, когда все стадии переработки стеблей осуществляются в одной машине. При этом комбайн может быть как прицепного типа, так и самоходным.

Во многих странах очистку стеблей от листьев производят путём обжига растений на корню (Австралия) или в кучах и валках после срезания (южные штаты США). Обжиг снижает трудоёмкость уборки и позволяет упростить конструкцию уборочных машин, однако имеет ряд недостатков, которые приводят к снижению воспроизводства культуры, уменьшению содержания сахара и усложнению процесса его получения.

Большое многообразие компоновочных схем уборочных агрегатов до настоящего времени не получило единой и общепризнанной классификации. Машины с жаткой сплошного среза выпускаются серийно и широко распространены, их достоинства и недостатки хорошо изучены. Применение в подобной схеме в качестве режущих органов сегментных аппаратов обусловлено простотой их конструкции и низкими затратами энергии на привод режущего аппарата. Основным недостатком этого типа аппарата является возвратно-поступательное движение ножа, вызывающее знакопеременные инерционные нагрузки, которые ограничивают увеличение скорости резания, а следовательно, и производительность машины [46]. На работе этих аппаратов сказывается большой разброс диаметров срезаемых стеблей, причём при малых значениях диаметра эти режущие аппараты склонны к забиванию, а при больших – уменьшается надёжность захвата стеблей «клином», образованным режущим и противорежущим сегментом [60].

Конструктивное совершенствование аппаратов этого типа [76] ведётся параллельно с агрономическими работами по выведению короткостебельных сортов растений, подлежащих уборке, и поэтому не учитывает специфических потребностей техники для уборки длинностебельных культур.

Замена сегментных режущих аппаратов роторным с горизонтальной осью и шарнирной подвеской молотков (рис. 1.2) не решает проблему, так как в таких условиях срез распространяется в значительной степени вдоль стебля и способствует его раскалыванию, что делает стебель непригодным для измельчения на куски установленной длины.

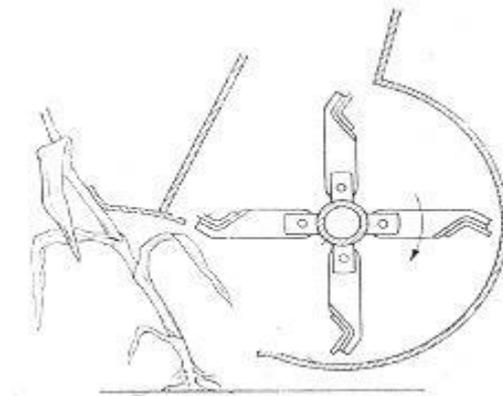


Рис. 1.2. Жатка роторного типа с горизонтальной осью и шарнирной подвеской ножей

Широко распространены также дисковые режущие органы. Они применяются в основном в травяных косилках, и снабжены набором режущих сегментов различной формы (рис. 1.3).

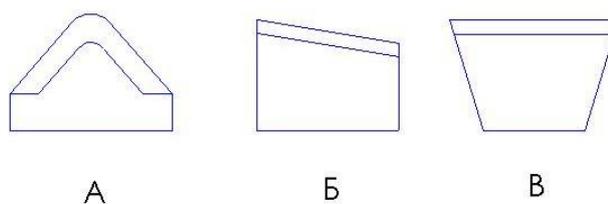


Рис. 1.3. Форма режущих сегментов, применяемых в косилках и тростникоуборочных комбайнах

Исходя из опытных данных, относящихся к процессу резания сахарного тростника сегментами различной формы [88], наибольшую эффективность показали сегменты трапецидальной формы («В», см. рис. 1.3) при окружной скорости резания свыше 30 м/с и сплошном расположении на периферии диска.

Помимо указанных недостатков традиционная схема кукурузоуборочных комбайнов имеет слабое место, связанное с конструкцией захватывающих и подающих

органов в виде цепных транспортёров. Из теории деталей машин известно, что цепные передачи устойчиво и надёжно работают лишь при вертикальном расположении плоскости цепи [38]. В данном же случае цепи должны захватывать и транспортировать вертикально расположенные стебли, то есть располагаться в плоскости, близкой к горизонтальной. Это требует применения специальных прижимных механизмов с автоматическим поджатием, что сильно усложняет конструкцию и не предотвращает периодический сход цепи со звёздочек. Помимо этого возникает проблема захвата срезанного стебля. Надёжность этой операции зависит от размеров входных звёздочек в контурах подающих цепей и зазора между рабочими ветвями смежных контуров (рис. 1.4).

Тяговое усилие F контура подающих цепей (в направлении движения) зависит от усилия защемления (сжатия) стебля и коэффициента трения цепей о стебель [100]:

$$F = 2 \times f \times Q = 2 \times f \times a \times e^{n\psi}, \text{ где:}$$

f – коэффициент трения цепей о стебель;

a, n – коэффициенты, зависящие от степени деформации стеблей.

$\psi = (d_c - m) / d_c$ - степень деформации стебля, где:

d_c - диаметр стебля;

m – толщина стебля после деформации.

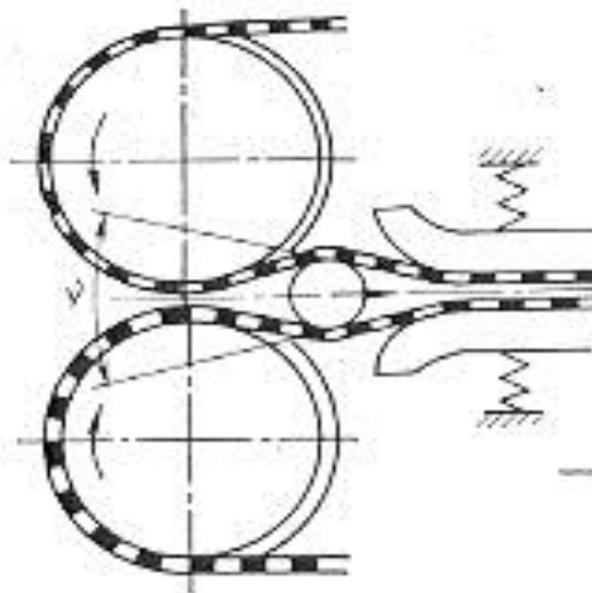


Рис. 1.4. Схема захвата стебля цепными подающими органами

Максимального значения это усилие достигает на линии центров входных звёздочек. Затем оно изменяется в зависимости от силы сжатия рабочих ветвей смежных

контуров прижимными планками. В промежутке перехода контуров от звёздочек к прижимным планкам цепь не имеет подпора, и усилие, необходимое для сжатия (деформации) стебля Q , достигается только за счёт натяжения холостых участков контуров. При недостаточном натяжении на этом участке цепи образуется «клин» с углом ν (см. рис. 1.4), препятствующий дальнейшей транспортировке стеблей. Наличие клина на этом участке крайне нежелательно, но устранить его конструктивно невозможно. Задача проектирования сводится к уменьшению величины клина, что не может считаться полноценным решением проблемы. Практика работы комбайнов ККХ-3 и «Херсонец-7» подтвердила вредное значение большого угла ν , при этом попытки увеличить надёжность транспортирования стеблей за счёт натяжения цепей приводили к их повышенному износу. Экспериментальными исследованиями установлено, что энергоёмкость подающих цепей комбайна ККХ-3 достигает 2 кВт, что является достаточно большой величиной [100].

Имеются примеры совершенствования конструкции цепных транспортёров, в частности, применения цепей с различного рода захватами и лапками, эластичных гофрированных ремней, приклёпанных к цепям (рис. 1.5), попытки синхронизации скорости цепей со скоростью комбайна. Однако все эти попытки остаются на уровне единичного экспериментирования либо кустарных изделий местного значения (рис. 1.6). Всё сказанное позволяет прийти к выводу о несовершенстве самого принципа цепного транспортирования срезанных стеблей и о неоправданном усложнении конструкции

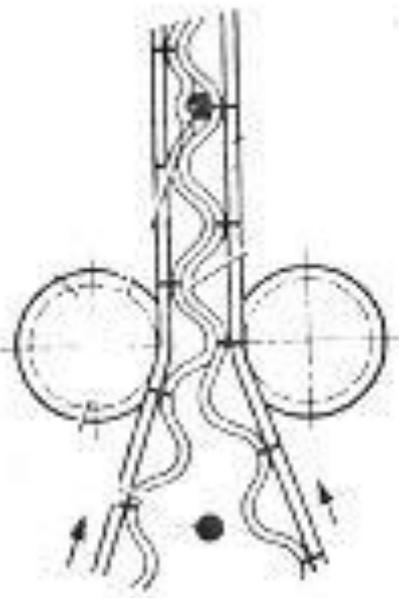


Рис. 1.5. Конструкция захватывающего устройства с гибким ремнём и гофрированными пластинами комбайна в попытках уменьшить явление забивания русел. Это заставляет критически

отнестись к конструктивной схеме, в которой принцип цепного транспортирования сочетается с механизмом срезания стеблей по типу сплошной жатки. Следует также принять во внимание сложность и ненадёжность механизма привода возвратно-поступательного движения режущих сегментов. В процессе работы комбайна увеличиваются зазоры в соединениях деталей режущего аппарата и изнашиваются их режущие кромки [30].



Рис. 1.6. Самодельный комбайн с подающими цепями и захватывающими лапками (Бразилия)

Замена традиционного кривошипно-ползунного механизма привода ножа на механизм качающейся шайбы не устраняет такие недостатки, как необходимость изготовления деталей по высокому классу точности и трудоёмкость сборки [39].

Имеются попытки решения проблемы уборки длинных стеблей с одновременным их измельчением [80]. Схема такого устройства показана на рис. 1.7. Принцип работы устройства заключается в следующем. За один оборот кривошипа приводного устройства 4 каждая режущая кромка двойного параллелограмма 8 перекрывает соответствующий противорежущий нож 5 с минимальным зазором и удаляется от него, образуя рабочую щель между противорежущим ножом и режущей кромкой параллелограмма. При поступательном движении уборочной машины стебли прямостоящих культур направляются стебленаправительными щитками 6 в рабочие щели. Стороны 1 и 2 параллелограмма, двигаясь к ножам, срезают стебли и удаляются от них, образуя рабочие щели. Стебли снова попадают в них и срезаются режущими кромками уже на меньшей высоте. Цикл повторяется. Срезанные куски стеблей собираются на вогнутой стороне

стебленаправительных щитов.

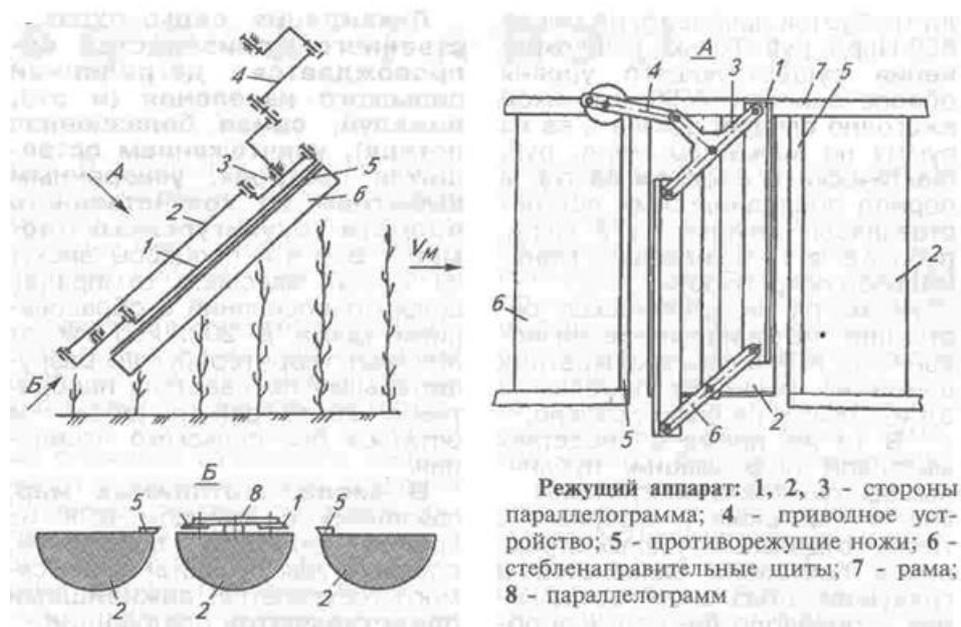


Рис. 1.7. Схема устройства для уборки длинностебельных культур с одновременным измельчением

По поводу описанной конструкции следует отметить прежде всего наличие в ней большого количества шарнирных соединений, что безусловно снижает общую надёжность системы. Кроме того, из практики известно, что для изготовления многозвенных шарнирных механизмов, в частности, параллелограммных, требуется высокоточное изготовление звеньев этих механизмов с соблюдением необходимых узких допусков на их длину. Между тем сельскохозяйственной технике присуща тенденция к упрощению конструкций деталей и узлов и понижению класса точности обработки поверхностей, работающих преимущественно в условиях загрязнения. Поэтому применение данной схемы уборки и измельчения стеблей осталось на уровне единичного опытного образца.

Необходим поиск иных способов решения указанной технической задачи и компоновочных схем, в частности, использование в качестве режущих аппаратов плосковращающихся дисков. Имеются четыре основные технологические схемы компоновки комбайнов с применением дисковых режущих аппаратов (рис. 1.8) [88].

Схема I предназначена для уборки стеблей с предварительно обожжёнными листьями. Схема II – для стеблей с обрезанием верхушек и механической очисткой от листьев. Схемы III и IV представляют варианты компоновок с обрезанием верхушек, очистки от листьев механо-пневматическим способом с последующим измельчением стеблей. Обрезание верхушек применяется в большинстве схем. Эта операция, несмотря на её относительно сложное техническое воплощение, оправдывает себя. Причина в том,

что верхушки стеблей содержат в себе зерновую часть, попадание которой в извлечённый сок ухудшает качество последнего. Помимо этого состав верхушек представляет собой ценный кормовой материал и должен быть использован по назначению.

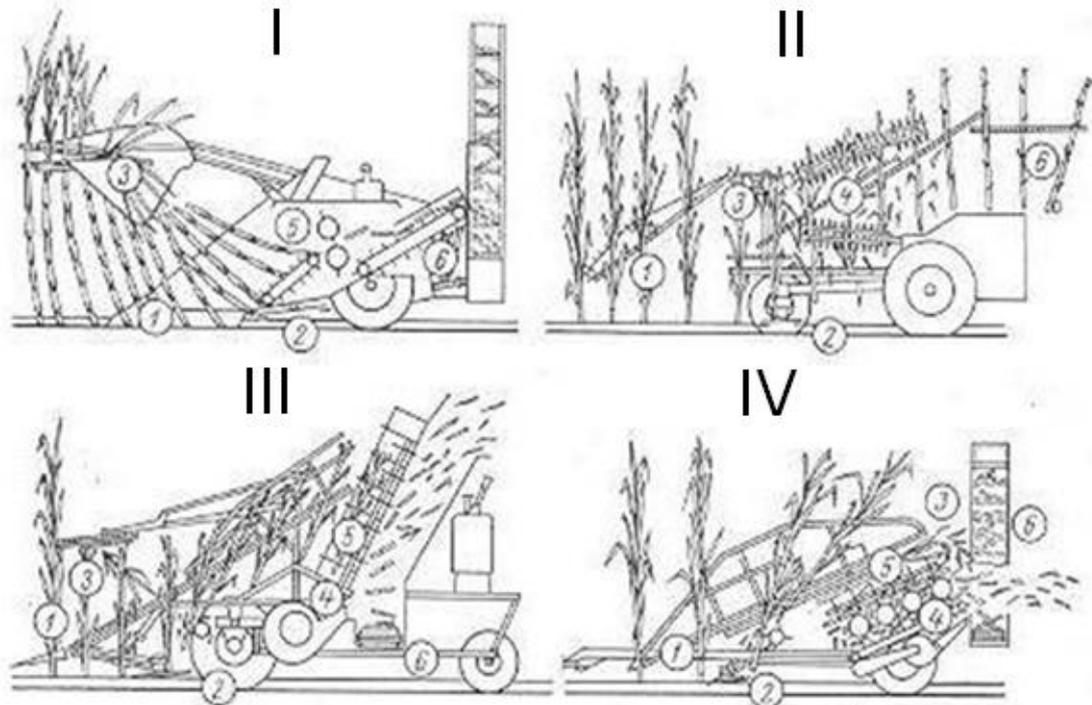


Рис. 1.8. Компоновочные схемы комбайнов для уборки длинностебельных культур с применением дисковых режущих органов

1 – приёмные механизмы; 2 и 3 – режущие аппараты; 4 – устройство для отделения листьев; 5 – устройство для разрезания стеблей на части; 6 – выгрузной транспортёр

Как было сказано, удаление листьев путём обжига - неприемлемый способ, и в дальнейшем будут рассматриваться схемы с удалением листьев в составе технологического процесса комбайна.

Удаление листьев – специфическая особенность комбайнов для уборки сахарного тростника и сахарного сорго, и выбор способа удаления влияет на компоновочную схему комбайна в целом. Имеются два способа удаления листьев: очёсывание и отделение листьев в воздушном потоке. Первый способ используется в экспериментальном комбайне USDA (США) (рис. 1.9) и комбайне КСТ-1 (СССР) в применении к уже срезанным стеблям. В экспериментальной навесной установке (Китай) [117] применена схема с очёсыванием листьев перед срезанием стеблей. С этой целью в передней части установки смонтированы консоли со стойками, на которых укреплены битера с горизонтальными осями и эластичными пальцами. При работе вращающиеся битера проходят в промежутке между рядами сорго и сбивают листья, при этом степень очистки стеблей, по сообщению изготовителей, достигает 70%. Что касается упомянутых выше серийных конструктивных

схем очёсывания листьев после срезания, то они требуют прежде всего решения проблемы транспортирования цельных стеблей, что сопряжено с большими техническими трудностями (применение цепных транспортёров – см. выше).

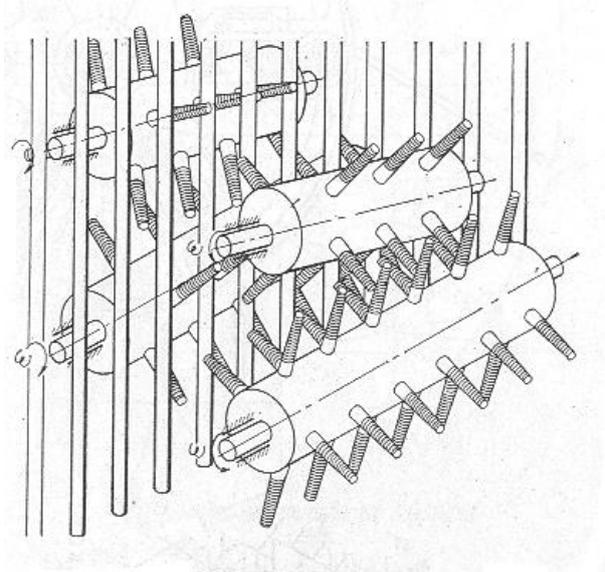


Рис. 1.9. Экспериментальная установка с применением устройства для очёсывания листьев

Процесс очёсывания требует больших окружных скоростей битеров, однако при повышении скорости свыше 15 м/с наблюдается значительное повреждение стеблей [88]. Указанные способы применяются при необходимости получения очищенных цельных стеблей. Однако для технологии получения этанола целесообразнее получить на выходе из комбайна отрезки стеблей заданной длины -- 150...200 мм. Поскольку измельчение стеблей сопровождается отделением значительной части лиственной массы, выгодно применять пневматический способ удаления этой массы в специальный бункер или разбрасывание её по полю.

Развитием схем III и IV (см. рис. 1.8) являются компоновки современных тростникоуборочных комбайнов фирмы «Claas» (ФРГ) (рис. 1.10) [114]. У растений срезаются верхушки приспособлением 1, затем сами растения срезаются под комель дисковыми ножами 2, подхватываются лапчатыми валками 3 и направляются на измельчение и отделение листьев – либо планчатым транспортёром 4 в схеме II, либо системой валков 5 в схеме I. Отделённые листья сдуваются потоком воздуха от вентилятора 6 и через раструб 7 разбрасываются по полю. Куски стеблей удаляются из комбайна с помощью скребкового транспортёра 8 в транспортное средство.

Режущие органы дискового типа позволяют производить уборку самых мощных и высоких растений. Созданы экспериментальные образцы комбайнов, рассчитанные для уборки от восьми до четырнадцати рядков растений [98]. При всех достоинствах их

высокая стоимость делает эту технику недоступной для потребителей небольших стран.

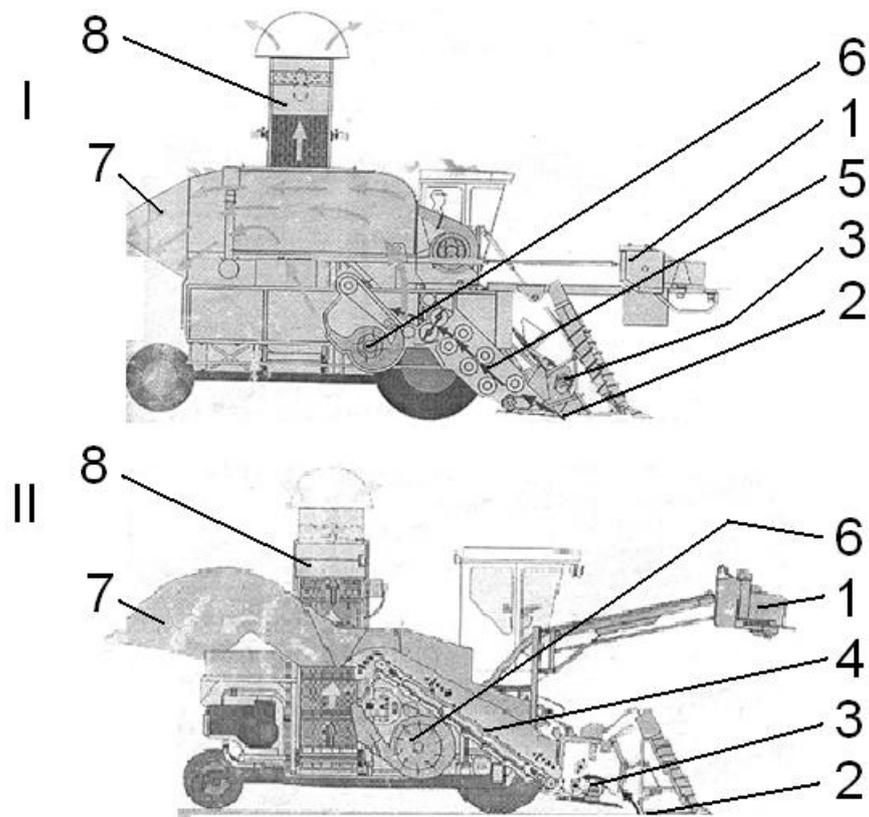


Рис. 1.10. Тростникоуборочный комбайн фирмы «Claas». I, II - варианты компоновки транспортёра стеблей

Особенностью тростникоуборочных комбайнов является применение массивных шнековых стеблеподъёмников и лапчатых валков, предназначенных для работы с полеглыми и перепутанными стеблями. Однако применение такой конструкции оправдывает себя в случае уборки сахарного тростника, представляющего собой растение кустового типа [88] и нецелесообразно для уборки сорго, стебли которого расположены поодиночке в ряд. В целом, описанная конструкция предназначена для подготовки стеблей тростника к технологии получения сахара, что предполагает однородное измельчение стеблей до минимальных размеров.

Это является неприемлемым для технологии получения этанола, где продукт комбайновой переработки (куски стеблей) должен обеспечивать возможность отжима из него сока на вальцевых прессах. Поэтому применение лапчатых и зубчатых валков (рис. 1.11) для подачи стеблей к измельчающему органу должно сочетаться с механизмом ориентировки срезанных цельных стеблей, что обеспечило бы процесс индивидуальной резки каждого стебля и получение отдельных мерных кусков вместо силосоподобной массы.

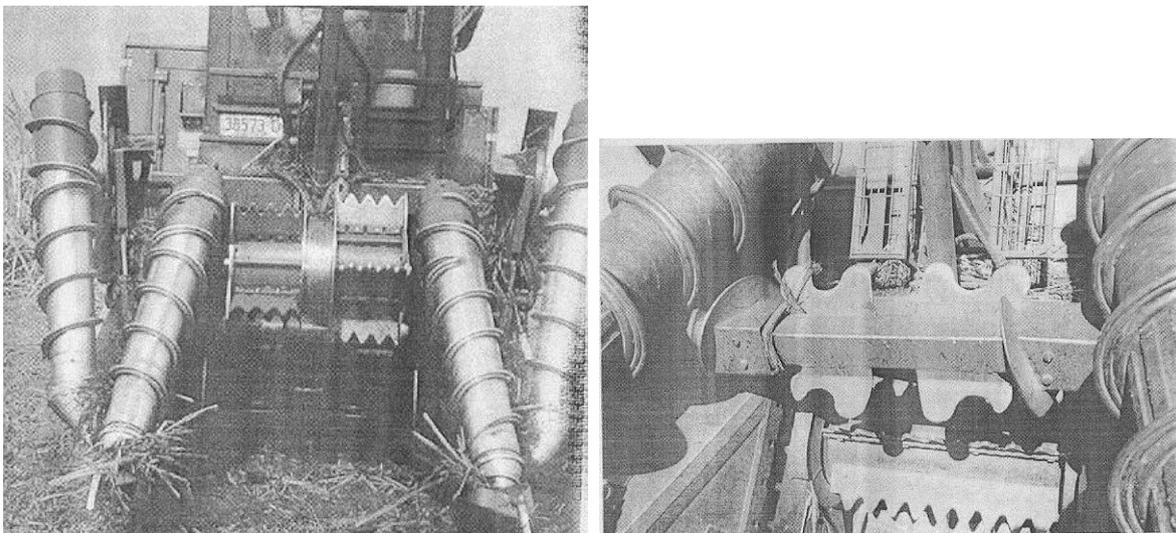


Рис. 1.11. Слева -- шнековые стеблеподъёмники тростникоуборочного комбайна фирмы «Самесо» (США). Справа -- устройство для подачи стеблей тростника в измельчитель, фирма «Austoft» (Австралия)

Указанным требованиям в максимальной степени удовлетворяет конструкция комбайна фирмы «Pottinger» (Австрия) (рис. 1.12).

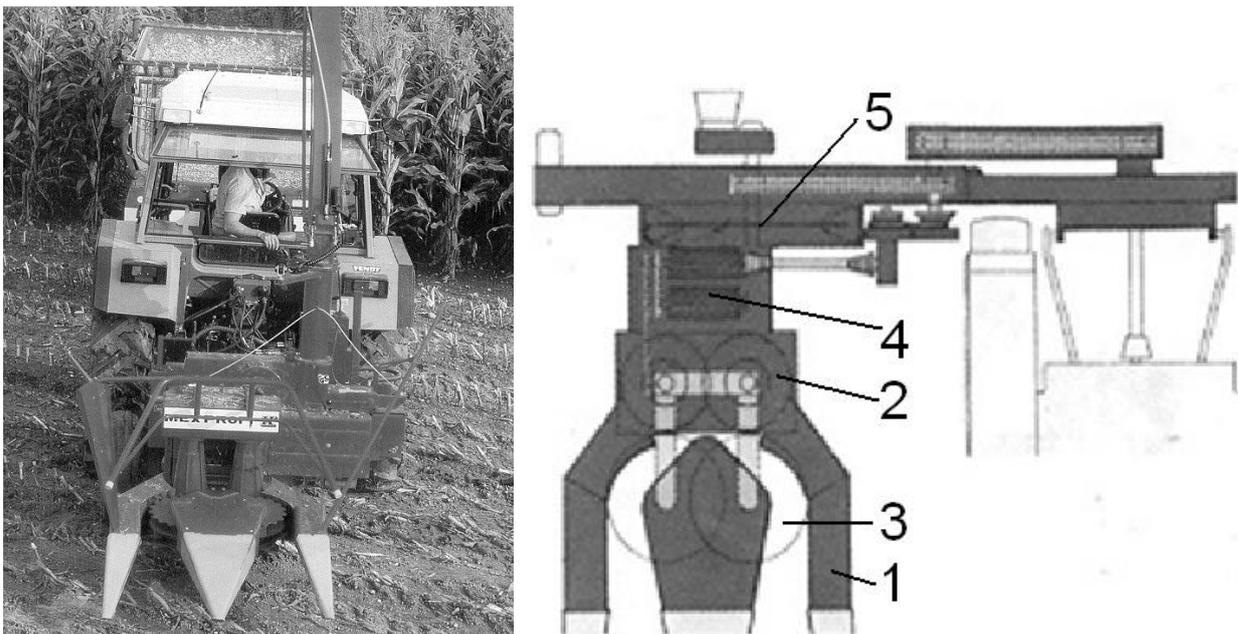


Рис. 1.12. Навесной кукурузоуборочный комбайн фирмы «Pottinger». Слева – общий вид. Справа – кинематическая схема

Комбайн работает следующим образом. Стебли выпрямляются при помощи пассивных стеблеподъёмников 1, срезаются дисковыми ножами 2, после чего захватываются специальным звёздчатым механизмом 3, который ориентирует их в направлении «комлем вперёд» и перемещает к зубчатым валкам 4, направляя на измельчение. Следует отметить, что в указанной машине применена жатка роторного типа, являющаяся прогрессивной по сравнению с широко применяемой для уборки

зерновых и кормовых культур сегментно-пальцевой жаткой. Как показано в работе [12], преимущества этой жатки состоят в простоте конструкции, технологии изготовления, надёжности работы и удобстве обслуживания.

В комбайне «Pottinger» стебли измельчаются дисковым аппаратом 5 (см. рис. 1.12) с горизонтальной осью вращения, планчатыми ножами и вентиляторными лопатками (рис. 1.13). Сам принцип работы дискового измельчающего органа предназначен для тонкого измельчения стеблей на силосную массу. Это подтверждается тем обстоятельством, что подача стебельного материала осуществляется перпендикулярно плоскости диска, имеющего сплошную поверхность для крепления ножей. При этом очевидно, что длина кусков стеблей после измельчения не может быть больше, чем высота лезвий ножей над поверхностью диска.

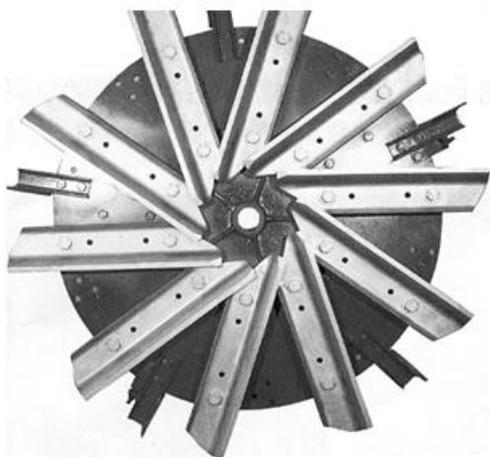


Рис. 1.13. Измельчитель комбайна фирмы «Pottinger» с вентиляторными лопатками

Настройка скоростей валков и измельчающего диска позволяет получить максимальную длину кусков стеблей 50 мм, что недостаточно для существующей технологии получения этанола. Механизм ориентации стеблей довольно компактен (см. рис. 1.12), в нём отсутствуют громоздкие и ненадёжные цепные транспортёры, привод звёздочек осуществляется системой зубчатых передач от ВОМ трактора. Компактность и простота конструкции позволяет использовать её в качестве навесного устройства трактора без дополнительных опорных колёс, что выгодно отличает её от конструкций других типов комбайнов. Однако данная установка пригодна в основном для уборки кукурузы молочно-восковой спелости на силос и неспособна справиться с мощными стеблями сахарного сорго. Представляется более целесообразным использование режущего барабана роторного типа, применяемого в кукурузоуборочном комбайне КСКУ-6 (рис. 1.14). Длина кусков стеблей при такой конструкции будет определяться расстоянием от режущего лезвия до поверхности центрального вала и зависеть от диаметра ротора.

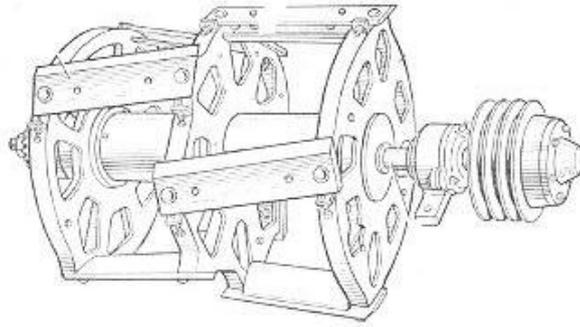


Рис. 1.14. Роторный измельчитель стеблей комбайна КСКУ-6 «Херсонец-200»

Простейшие соображения показывают, что при наиболее часто применяемых в серийных конструкциях роторов с диаметром около 400 мм и диаметром центрального вала 80...100 мм (что определяется только прочностными характеристиками вала) длина кусков измельчаемых стеблей составит $(400 - 80...100)/2 = 160...150$ мм. Это вполне приемлемо для существующей технологии получения сока из стеблей сорго.

Вторым ограничением, накладываемым на длину кусков, является соотношение частоты вращения барабана и числа ножей (чем больше частота, тем реже должны быть расположены ножи по окружности ротора). Однако частота определяет скорость резания (рубки) стеблей. Если скорость ниже некоторого значения (≈ 32 м/с [64]), то процесс измельчения происходит некачественно. Поэтому очень важно подобрать конструктивные параметры измельчающего барабана таким образом, чтобы заданное значение длины кусков стеблей не сопровождалось деформацией, расщеплением стеблей и потерей сока и обеспечивало бы максимальную производительность.

С работой измельчающего барабана связана подача измельчённых кусков в бункер-накопитель. Барабан выполняет функцию швырялки, причём транспортирование измельчённой массы происходит как за счёт динамического удара от лопаток барабана, так и под воздействием создаваемого лопатками воздушного потока [54]. При этом важное значение имеет не только частота вращения барабана, но и геометрические параметры раструба швыряющего устройства (рис. 1.15). Направление результирующего вектора скорости измельчённого материала V желательно осуществить параллельным стенке раструба, в противном случае материал при движении будет прижиматься к стенке, а значительная часть энергии затрачиваться на преодоление сил трения. С другой стороны, имеется возможность совместить транспортирование измельчённого материала и отделение от него листовенной массы, непригодной для получения сока, но весьма ценной в качестве корма для животных. Подобное совмещение имеет место в серийном комбайне «Claas» (см. рис. 1.10). Однако в технологической схеме этой машины транспортирование кусков стеблей осуществляется скребковым транспортёром 8, что является неоправданным усложнением для конструкции, призванной совмещать надёжность в

работе и доступность в цене для хозяйств небольших стран.

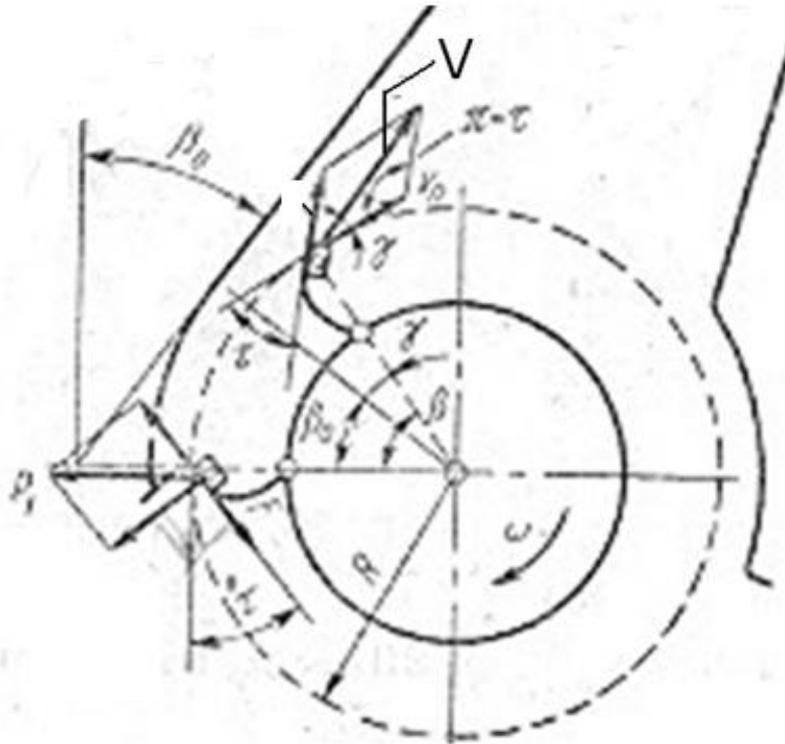


Рис. 1.15. Геометрия измельчающего и швыряющего устройства барабанного типа

Желательно осуществить транспортирование и отделение листьев в одном устройстве. Однако требует изучения вопрос о том, насколько разделение всей измельчённой массы на стебли и листья может быть получено одним измельчающим и швыряющим барабаном - за счёт разницы в весе и аэродинамическом сопротивлении указанных фракций. В противном случае понадобится установка дополнительного вентилятора, создающего воздушный поток для увлечения листьев как более лёгкой фракции.

Всё сказанное позволяет сделать следующие выводы:

1. Традиционная технологическая схема кукурузоуборочных комбайнов, включающая аппарат сплошной жатки с возвратно-поступательным движением сегментных ножей, а также цепные подающие и защемляющие транспортёры - неэффективна ввиду склонности цепных русел к забиванию листостебельной массой, а режущих аппаратов -- к частым поломкам, износу и нестабильной работе, вызванной сложностью конструкции и неустранимым вредным влиянием сил инерции.

2. Существующие схемы специализированных тростникоуборочных комбайнов не обеспечивают необходимой длины кусков стеблей, требуемой по технологии получения сока.

3. Существует перспективное решение проблемы подачи и ориентации срезанных стеблей (фирма «Pottinger»), основанное на применении зубчатого механизма, работающего в паре с дисковым режущим органом.

4. Использование вышеуказанного механизма для уборки толстых и прочных стеблей сахарного сорго требует его адаптации по части увеличения прочности и жёсткости деталей. Этому должны сопутствовать детальные теоретические проработки и экспериментальные обоснования полученных зависимостей.

5. Большое разнообразие конструкций измельчающих барабанов кукурузоуборочных комбайнов обусловлено стремлением к наиболее эффективному получению силосной массы, а не мерных кусков стеблей.

6. Насущной задачей является создание измельчающего органа, который сочетал бы в себе, с одной стороны, качество и высокую производительность измельчения, а с другой – получение продуктов измельчения, пригодных для последующей переработки в линии отжима сока из стеблей.

7. Транспортирование измельчённых стеблей в бункер-накопитель целесообразно совместить с отделением в воздушном потоке листовенной массы, имеющей кормовую ценность, при этом подлежит исследованию необходимость использования дополнительного вентилятора и проведение расчёта оптимальных геометрических размеров силосопровода.

1.3 Цели и задачи исследования

Целью исследований в данной работе является обоснование параметров рабочих органов комбайна для уборки сахарного сорго, основных компоновочных и конструктивных решений, а также технических характеристик машины в целом.

В свете поставленной цели предстоит решить следующие задачи:

1. Экспериментально исследовать размерные характеристики, прочностные и аэродинамические свойства частей растений сахарного сорго – стеблей, листьев и верхушек.

2. Выяснить целесообразность применения на предлагаемом комбайне роторной жатки, включающей в себя диски с режущими сегментами и соосно расположенные с ними подающие зубчатые барабаны.

3. Обосновать геометрические размеры и кинематику валков питающего аппарата, измельчителя и противорежущей пластины, а также параметры их взаимного расположения.

4. Исследовать эффект торможения подаваемых на измельчение стеблей ножами измельчающего барабана и выработать меры по минимизации этого эффекта.

5. Изучить возможность подачи измельчённой листостебельной массы в аспирационную камеру за счёт её швыряния ножами измельчающего барабана.
6. Разработать компоновочную схему аэродинамической очистки фрагментов стеблей от листьев и мелких отходов.
7. Выявить факторы, влияющие на процесс очистки фрагментов стеблей от листьев и выяснить степень влияния каждого из факторов и их сочетаний.
8. Исследовать различные типы вентиляторов для аспирационной системы, выявить наиболее подходящий из них, обосновать и экспериментально проверить его основные характеристики.
9. Рассчитать производительность экспериментального образца комбайна по перерабатываемому сырью в условиях рекомендуемых посевов сахарного сорго и с учётом совместной работы с транспортными средствами для сбора конечного продукта.
10. Провести полевые эксплуатационные испытания машины с целью проверки характеристик, установленных техническим заданием, и выявления уровня работоспособности и ремонтпригодности.
11. Произвести технико-экономический расчёт и обосновать эффективность применения разработанной машины в хозяйствах республики.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОМБАЙНА ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОГО СОРГО

Выбор конструктивных решений и технических характеристик комбайна предполагает анализ происходящих в нём технологических процессов, выявление их особенностей и способов устранения или минимизации нежелательных эффектов. Полученные при этом данные представляют собой теоретические гипотезы, подлежащие экспериментальной проверке.

2.1 Предлагаемая технология уборки сахарного сорго и требования к техническим средствам для её реализации

Технология, необходимая для уборки стеблей сорго, посеянных с междурядьем шириной 700 мм, и их первичной переработки с целью получения сока, должна включать в себя следующие операции:

- срезание и измельчение верхушек сахарного сорго;
- срезание стеблей на установленной высоте от уровня почвы;
- измельчение стеблей на фрагменты установленной длины;
- отделение листьев от стеблей;
- погрузка фрагментов стеблей в транспортное средство;
- удаление продуктов очистки стеблей и измельчённых верхушек.

Комбайн должен отвечать следующим агротехническим требованиям:

1. Поверхность поперечного сечения стебля при срезании и измельчении должна быть чистой, без рваных краёв и расщеплений.

2. Высота среза стеблей над уровнем почвы должна составлять 100...200 мм.

3. Обрезку верхушек стеблей следует производить на высоте 1,8...2,5 м над уровнем почвы.

4. Длина фрагментов стеблей после измельчения должна составлять 150...200 мм. Степень дробления стеблей должна быть минимальной.

5. Фракция конечного продукта (фрагментов стеблей) должна содержать не более 25% по массе листьев и мелких отходов. Во фракции листьев и мелких отходов должно содержаться не более 5% по массе фрагментов стеблей.

6. Комбайн должен быть прицепного типа и агрегатироваться с трактором тягового класса не менее 1,4 кН. В качестве ёмкости для стеблей, продуктов очистки и измельчённых верхушек должны использоваться транспортные средства, обычные для использования в агропромышленном комплексе Молдовы (грузовики, прицепы и т. п.).

Технологическая схема комбайна показана на рис. 2.1.

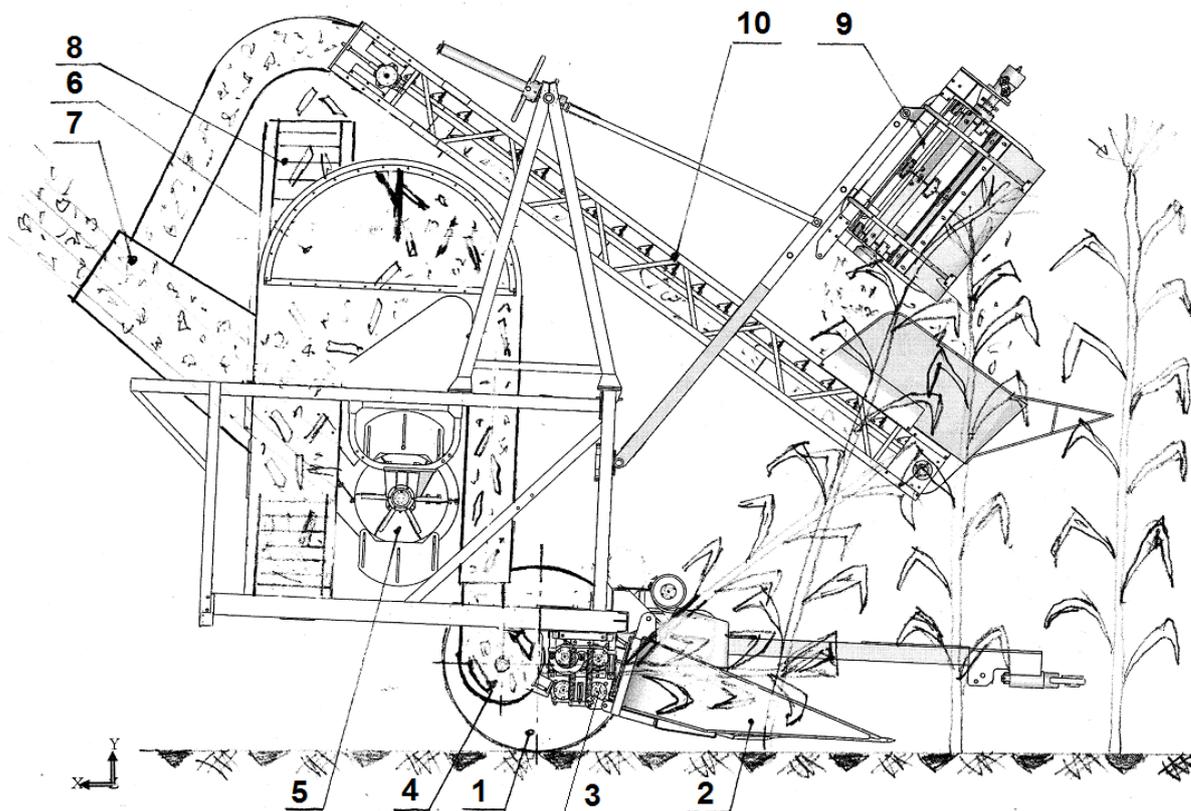


Рис. 2.1. Технологическая схема комбайна для уборки сахарного сорго. 1 - шасси; 2 - роторная жатка; 3 - питающий аппарат; 4 - барабанный измельчитель; 5 - очистной вентилятор; 6 - аспирационная камера; 7 - патрубок удаления листьев; 8 - транспортёр продукта; 9 - измельчитель верхушек; 10 - транспортёр верхушек.

2.2 Расчёт рабочих органов жатки

Требование простоты и надёжности работы уборочных машин привело к созданию в конце прошлого века жаток роторного типа, призванных заменить широко распространённые ранее сегментно-пальцевые жатки. Устройства нового типа особенно пригодны для уборки грубо- и длинностебельных культур, таких как кукуруза, подсолнечник, сахарный тростник, сорго и др. Простота их устройства обусловлена невысокими рабочими скоростями, отсутствием возвратно-поступательно движущихся частей и, как следствие, дополнительных динамических нагрузок.

До сегодняшнего времени не создано общепринятой методики расчёта рабочих органов роторной жатки. Между тем всё более широкое распространение жаток подобного типа влечёт настоятельную потребность как в теоретическом обосновании, так и в проверенных методах проектирования этих устройств.

Технологическая схема роторной жатки для грубостебельных культур показана на

рис. 2.2.

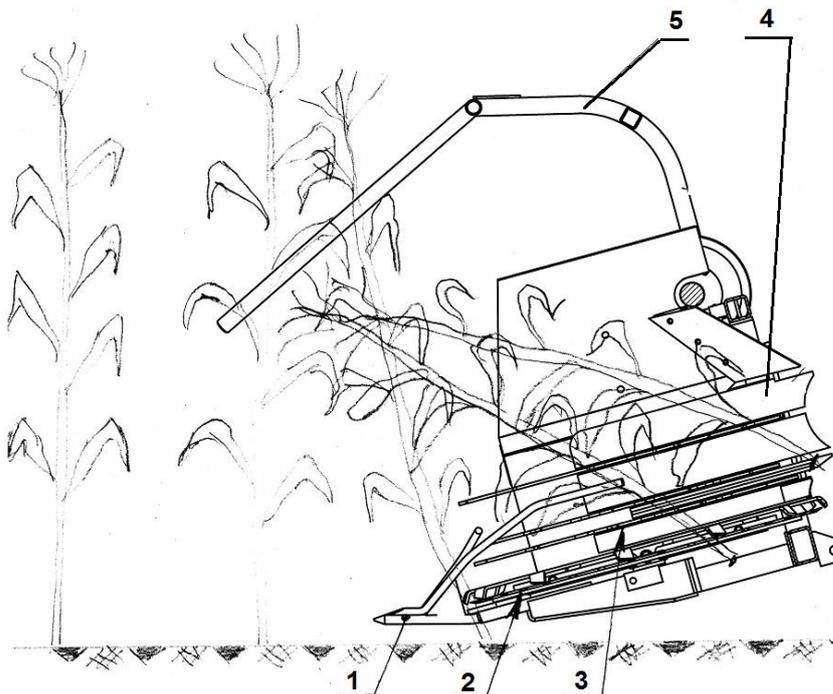


Рис. 2.2 Общий вид роторного режуще-подающего аппарата. 1 – прутковые направляющие; 2 – диск с режущими сегментами; 3 – подающие и ориентирующие диски; 4 – стебельсъемник; 5 – наклоняющий брус

Принцип работы жатки состоит в следующем. Стебли срезаются сегментами режущего диска 2, после чего подхватываются дисками 3 и переводятся из вертикального положения в горизонтальное при помощи направляющих 1 и бруса 5. После этого стебли подаются в питающий аппарат комбайна, принудительно отделяясь от подающих дисков 3 на стебельсъемнике 4. Подающие диски 3 расположенном соосно с режущим диском 2 и имеют разные частоты вращения за счёт встроенного в жатку цилиндрического двухступенчатого редуктора (на рисунке не показан).

2.2.1 Расчёт дискового режущего аппарата

Роторный режущий аппарат должен удовлетворять требованиям срезания стеблей без отгиба, что соответствует чистому и ровному, без расщепления, срезу. Конструктивные параметры режущего органа предварительно определяем исходя из условий компоновки и совместного расположения режущего органа и механизма ориентации стеблей. Диаметр режущего диска $D_{\text{реж}} = 620$ мм; длина лезвия режущего сегмента $L = 45$ мм. Диаметр режущего диска определяется условием уборки двух рядков растений при ширине междурядья 700 мм.

Параметрами дискового режущего аппарата являются траектория движения лезвия сегмента, скорость резания и количество режущих сегментов. Обозначим $O_b = R$ – радиус по наружной точке режущей кромки сегмента. Уравнения движения точки b сегмента 1 в параметрическом виде можно составить исходя из схемы на рис. 2.3 [76]:

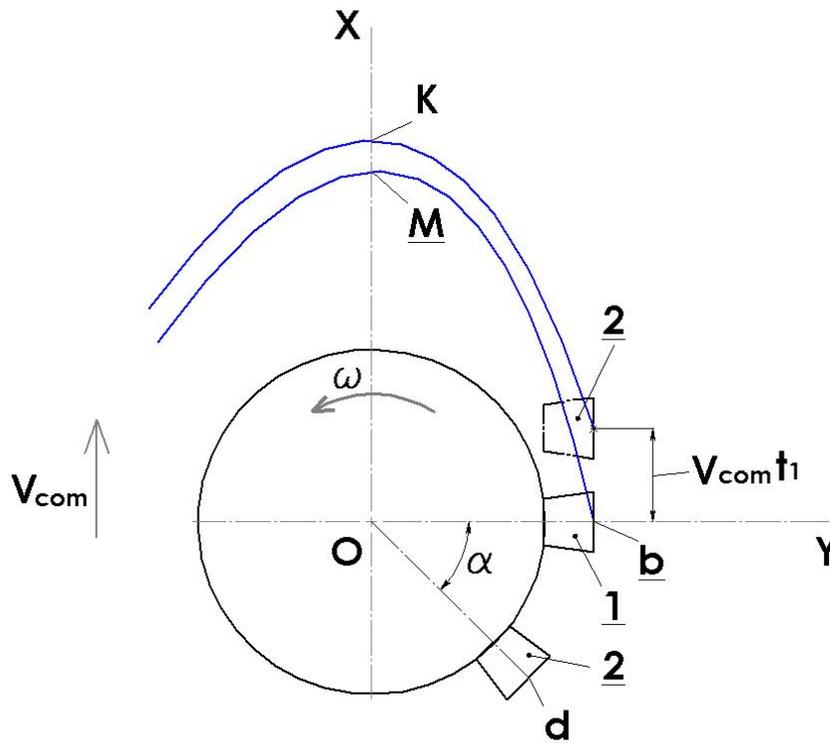


Рис. 2.3. Схема работы плосковращательного режущего аппарата. 1, 2 – режущие сегменты

$$X_b = R \cos \omega t$$

$$Y_b = V_{com} t + R \sin \omega t$$

Уравнения движения точки d сегмента 2 имеют вид:

$$X_d = R \cos(\omega t - \alpha)$$

$$Y_d = V_{com} t + R \sin(\omega t - \alpha)$$

Ось сегмента 2 окажется параллельной оси OX по истечении времени $t_1 = \alpha/\omega$.

Комбайн за это время пройдёт путь $V_{com} t_1$. Абсолютная скорость точки b в любой момент времени:

$$V_b = \sqrt{(dX_b/dt)^2 + (dY_b/dt)^2}$$

Так как $dX_b/dt = -R\omega \sin \omega t$; $dY_b/dt = V_{com} + R\omega \cos \omega t$,

окончательно получим:

$$V_b = \sqrt{R^2 \omega^2 + 2R\omega V_{com} \cos \omega t + V_{com}^2} \quad (1)$$

Из этой формулы следует:

$$V_{b \max} = R\omega + V_{com}; V_{b \min} = R\omega - V_{com}$$

Чтобы перерезать стебли без опоры, скорость сегмента должна быть $V_{b \min} > V_{кр}$ и $\omega > (V_{кр} + V_{com})/R$. Здесь $V_{кр}$ -- скорость резания, при которой срез прямостоящего стебля происходит практически без отгиба. По опытным данным, для толстостебельных культур

$V_{кр} \approx 30$ м/с [76]. Тогда $\omega > (30 + 6)/0,31 = 116$ с⁻¹. Число оборотов режущего диска:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 116}{\pi} = 1108 \text{ мин}^{-1}$$

Как указано в [88], число сегментов не влияет на качество среза, если резание производится передней частью сегмента. Данные экспериментов по исследованию процесса резания у тростникоуборочных комбайнов говорят в пользу трапециевидных сегментов, имеющих заточку только передней кромки. Поэтому резание боковой кромкой следует свести к минимуму. Увеличение числа сегментов вплоть до сплошного их размещения на периферии диска оправдано в случае, если существует опасность попадания сорной травы в промежутки между сегментами при движении комбайна с выключенной и постепенно снижающей обороты жаткой. По технологическим и конструктивным соображениям (удобство сборки и прочность консоли сегмента) для диска с режущей частью диаметром 620 мм оптимальным является число сегментов 36 шт. Проверим, насколько данный параметр позволяет качественно осуществлять процесс срезания стеблей.

Рассмотрим траектории движения точек *b* и *d* сегментов 1 и 2 (см. рис. 2.3). Эти траектории могут совпадать лишь при условии, что $V_{com} = 0$. В противном случае расстояние КМ между точками траекторий по оси *Y* определяет участок стебля, который будет срезан боковой кромкой сегмента.

Точка *b* сегмента 1 придёт в точку *M* за время $t = \pi/2\omega$. Подставив это значение в выражение для *Y*, получим:

$$Y_M = \frac{\pi V_{com}}{2\omega} + R$$

Аналогично для точки *d* сегмента 2 получим:

$$Y_K = \frac{V_{com}}{\omega} \left(\frac{\pi}{2} + \alpha \right) + R$$

Обозначим разность Y_K и Y_M через Y и найдём её:

$$\left(\frac{V_{com}}{\omega} \left(\frac{\pi}{2} + \alpha \right) + R \right) - \left(\frac{\pi V_{com}}{2\omega} + R \right) = Y$$

$$\frac{V_{com}}{\omega} \alpha = Y$$

При числе сегментов 36 шт. $\alpha = \frac{2\pi}{36} = 0,174$ рад. Если V_{com} принять 6 км/ч (1,67 м/с), то $Y = \frac{1,67}{116} 0,174 = 0,0025$ м.

Срезание 2,5 мм тела стебля боковой незаточенной кромкой сегмента повлечёт некоторое ухудшение качества резания. Однако оценить величину этого ухудшения могут только полевые испытания.

2.2.2 Условие захвата стеблей зубьями барабана после срезания и полнота эвакуации стеблей из ряда

В работе [6] рассмотрено условие, при котором срезанный дисковым ножом стебель может быть надёжно захвачен зубьями барабана, переведен в горизонтальное положение и подан в питающий аппарат. Это условие описывается следующим двойным неравенством:

$$2\pi V_{com} m \leq z\omega_{ant} \leq 2\pi V_{com}/d, \text{ где:} \quad (2)$$

V_{com} -- поступательная скорость комбайна, м/с;

m – количество стеблей на 1 м рядка;

z – число зубьев захватывающего барабана;

ω_{ant} – угловая скорость захватывающего барабана, c^{-1} ;

d – диаметр стебля, м.

Перейдём в этом неравенстве от ω_{ant} к n – числу оборотов захватывающего барабана. Тогда:

$$2\pi V_{com} m \leq z \frac{\pi}{30} n \leq 2\pi V_{com}/d \text{ или } 60V_{com} m \leq zn \leq 60V_{com}/d.$$

Левая часть неравенства (2) представляет собой условие полноты эвакуации срезанных стеблей из ряда, правая часть – условие захвата стеблей после срезания при самом неблагоприятном случае, когда в момент срезания зуб барабана расположен по центру стебля. Как видно, произведение $z\omega_{ant}$ является линейной функцией от скорости комбайна V_{com} в обеих частях неравенства (2). Эта функция – прямая линия, пересекающая начало координат и имеющая угловые коэффициенты соответственно $60m$ и $60/d$. Как показывает статистика геометрических и агрономических свойств длинностебельных культур [100], диаметр стеблей и частота растений в рядке при нормальных условиях в период уборки изменяются незначительно. Поэтому с точностью, достаточной для данного расчёта, можно перейти к среднеарифметическим значениям: $d_{cp} = 0,025$ м и $m_{cp} = 5$ м⁻¹. Тогда угловые коэффициенты равны: $60m = 300$; $60/d = 2400$.

Построим график указанных зависимостей, откладывая по оси X диапазон скоростей комбайна от 0 до 6 км/ч (0...1,67 м/с) с шагом 1 км/ч (рис. 2.4).

Из графика видно, что с ростом V_{com} диапазон допустимых частот вращения барабана расширяется. Наложим ограничение на число зубьев барабана исходя из конструктивных соотношений. Согласно этому, $D_6 > D_{реж}$ (рис. 2.5), где:

D_6 -- диаметр барабана по концам зубьев, м;

$D_{реж}$ -- диаметр режущего диска, м.

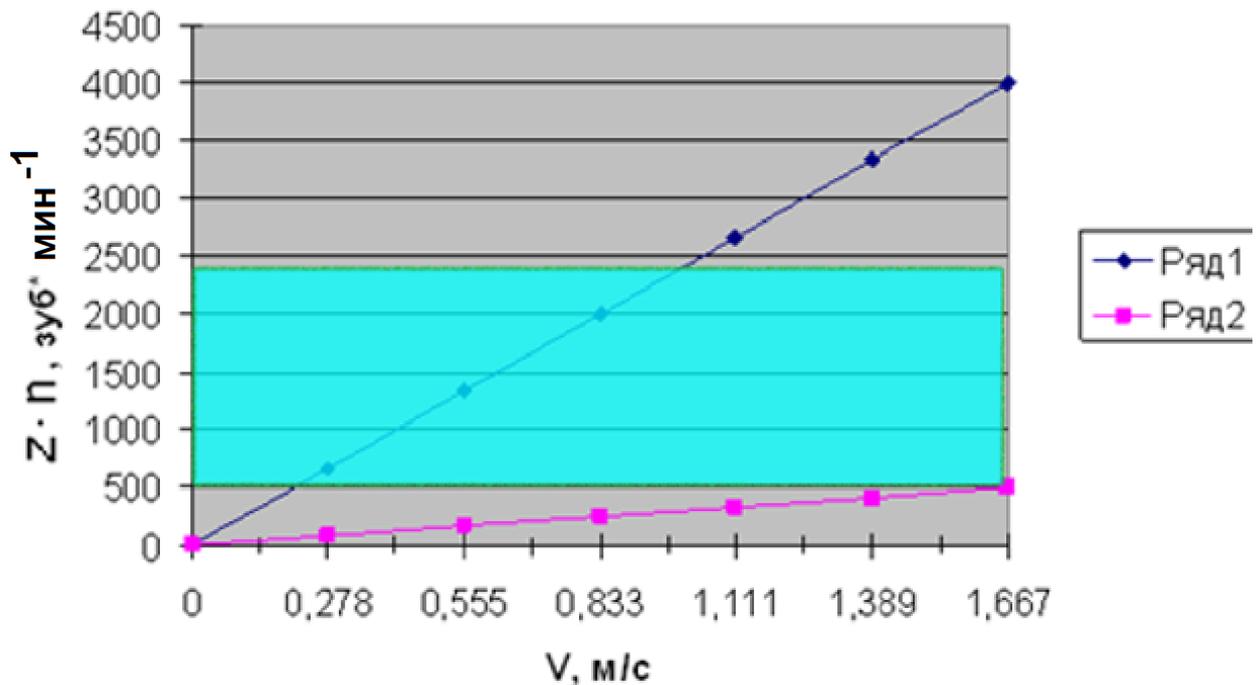


Рис. 2.4. График зависимости частоты вращения зубчатого барабана от линейной скорости комбайна. Ряд 1 – ограничение по условию захвата стеблей. Ряд 2 – ограничение по полноте эвакуации стеблей после срезания. Выделенная область - эффективный диапазон чисел зубьев и частот вращения

Согласно п. 2.2.1 $D_{\text{реж}} = 0,62$ м. Тогда $D_6 \approx 0,63 \dots 0,65$ м. По технологическим соображениям диапазон чисел зубьев для этих значений диаметров должен лежать в пределах 10...16.

Соответственный диапазон частот вращения барабана для заданной максимальной рабочей скорости 1,67 м/с показан в табл. 2.1.

Таблица 2.1 Числа зубьев и частоты вращения барабана роторной жатки

Z, шт.	10	12	14	16
$n, \text{мин}^{-1}$	50...400	42...333	36...286	31...250

Указанные диапазоны частот вращения достаточно широки и требуют дополнительных ограничений. Этим ограничением является действие центробежных сил, способных отбрасывать срезанные и захваченные стебли в сторону от барабана. Экспериментальные исследования показывают, что реальный эффективный диапазон частот вращения лежит в пределах 50...150 мин^{-1} .

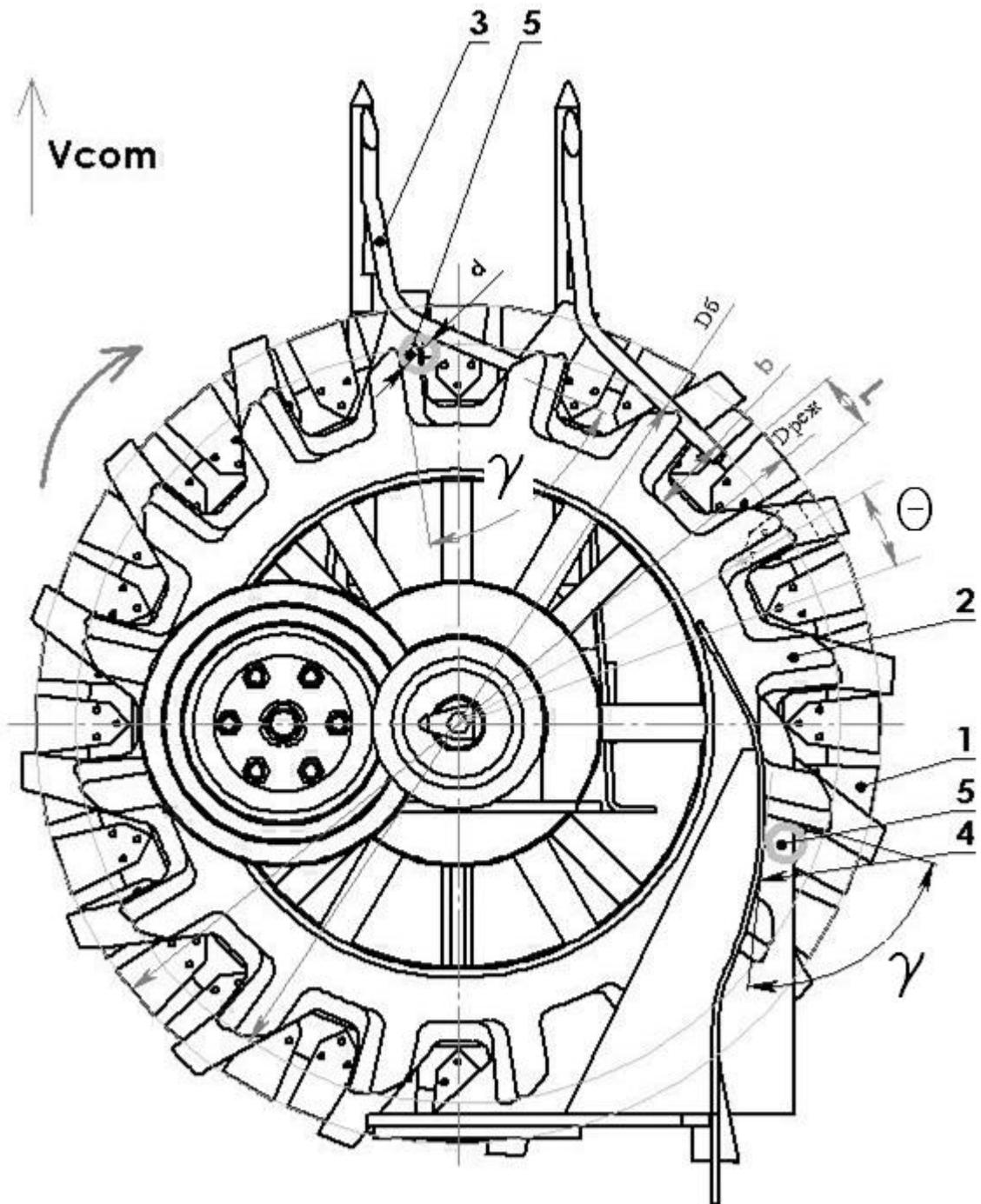


Рис. 2.5. Рабочие органы роторной жатки (вид сверху): 1 – сегмент режущего диска; 2 – зубчатый барабан; 3 – прутковые направляющие; 4 – стебельсъемник; 5 – стебель

2.2.3 Определение радиуса зубчатого барабана и рабочей длины зуба

Введём обозначение $\theta = 2\pi/z$, где z – число зубьев барабана. Для случая $z = 16$ $\theta = 22,5^\circ = 0,393$ рад. Кинематический анализ работы жатки [6] позволяет записать следующее соотношение:

$$\frac{V_{com}}{\omega_{ant}} = \frac{R - (R - b) \sin(\theta + (\pi/2))}{\theta}, \quad (3)$$

где:

R – радиус барабана по зубьям, м;

b – рабочая длина зубьев, м.

Для $V_{com} = 1,67$ м/с после преобразований получаем следующее соотношение между b , R и ω :

$$b = \frac{0,656}{\omega} - 0,082R \quad (4)$$

Чтобы выявить характер зависимости (4), определим значение радиуса барабана и частоты вращения исходя из полученных ранее данных:

$$R = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 \text{ м,}$$

$$\text{а также } n = 50; 70; 90; 110; 130; 150 \text{ мин}^{-1}.$$

Для указанных значений составлен график (рис. 2.6). Этот график будет использоваться в качестве номограммы для подсчёта рабочей длины зуба при заданных значениях радиуса барабана и числа его оборотов. Так, при $R = 0,3$ м и $n = 70$ мин⁻¹ получаем $b = 0,064$ м.

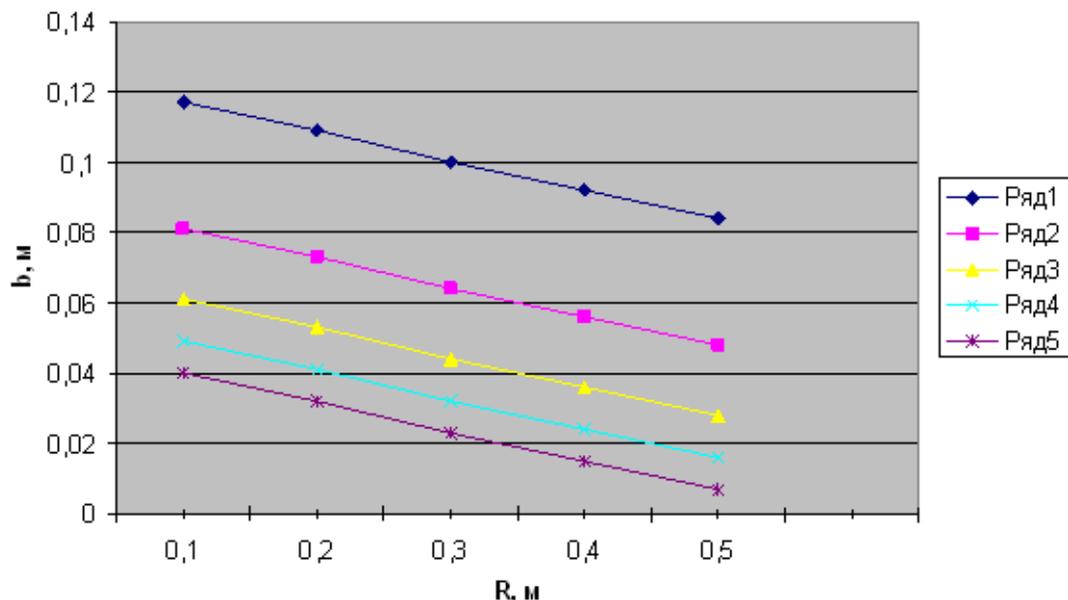


Рис. 2.6. График зависимости рабочей длины зуба от радиуса барабана. Ряд 1 – 50 об/мин; ряд 2 – 70 мин⁻¹; ряд 3 – 90 мин⁻¹; ряд 4 – 110 мин⁻¹; ряд 5 – 130 мин⁻¹

2.2.4 Захват стеблей зубьями при помощи направляющих и сход стеблей с зубьев при помощи стебельсъёмников

Надёжный захват срезанных стеблей зубчатым барабаном обеспечивается не только кинематическими условиями, но и фиксацией стебля при его подаче в питающий аппарат. Это достигается применением прутковых направляющих, имеющих форму

спирали, которая охватывает цилиндрическую поверхность барабана. При этом между рабочими поверхностями зуба и направляющей образуется угол γ , величина которого определяет надёжность захвата. Согласно [6] $\gamma \geq \varphi_1 + \varphi_2$, где φ_1 и φ_2 -- углы трения стебля о поверхность направляющих. Соответственно $\varphi = \tan^{-1} f$, где f – коэффициент трения. Указанное неравенство также справедливо для случая схода стеблей с зубьев при взаимодействии со стенками стеблесьёмников. Для зелёных стеблей и стали $f = 0,25 \dots 0,3$ [100], тогда: $\varphi = 14 \dots 16,7$. В итоге: $\gamma \geq 28 \dots 33,4^\circ$.

2.3 Питающий аппарат, измельчитель, противорез: получение фрагментов стеблей заданного размера

2.3.1 Совместное пространственное расположение питающего аппарата, измельчителя и противореза

Измельчение стеблей сорго на фрагменты заданной длины осуществляется в процессе совместной работы питающего аппарата и измельчителя (рис. 2.7). Срезанные жаткой стебли 5 переводятся из вертикального положения в горизонтальное и подхватываются валками питающего аппарата 1, которые образуют компактный пакет из стеблей, подпрессовывают их и подают на противорезущую пластину (далее по тексту «противорез») 3 для разрезания на части ножом 4. Фрагменты стеблей получают удары ножами 4 и удаляются по раструбу 6.

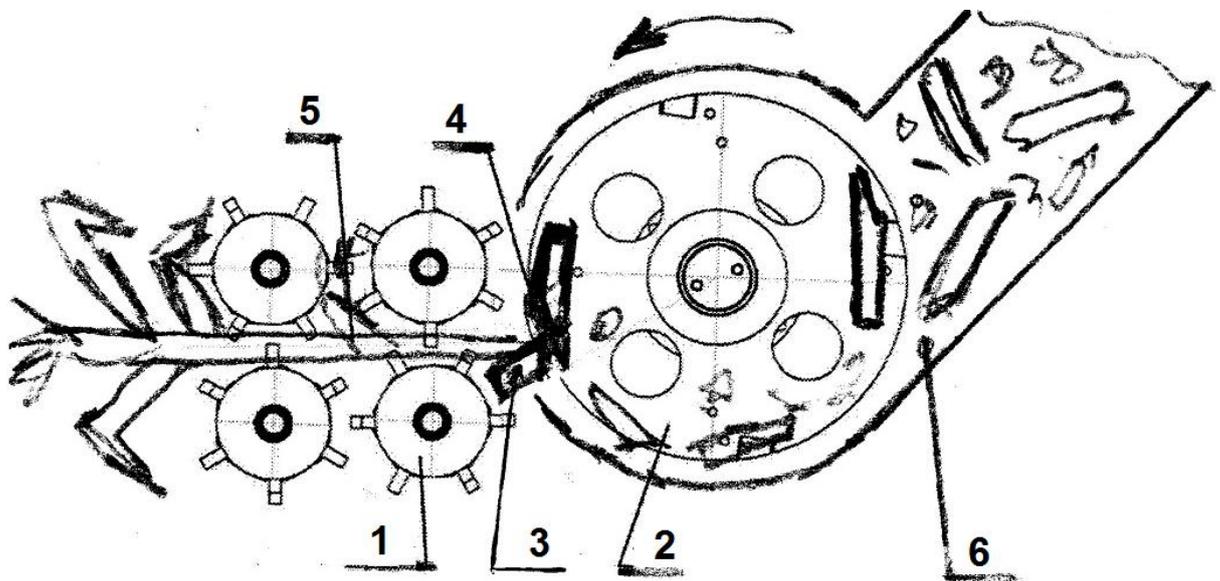


Рис. 2.7. Технологическая схема питающего аппарата и измельчителя. 1 - валки питающего аппарата; 2 - барабанный измельчитель; 3 - противорез; 4 - нож измельчителя; 5 - стебель; 6 - раструб удаления измельченной массы.

Параметры пары «нож-противорез» в плоскости, перпендикулярной к плоскости

резания, показаны на рис. 2.8 [81].

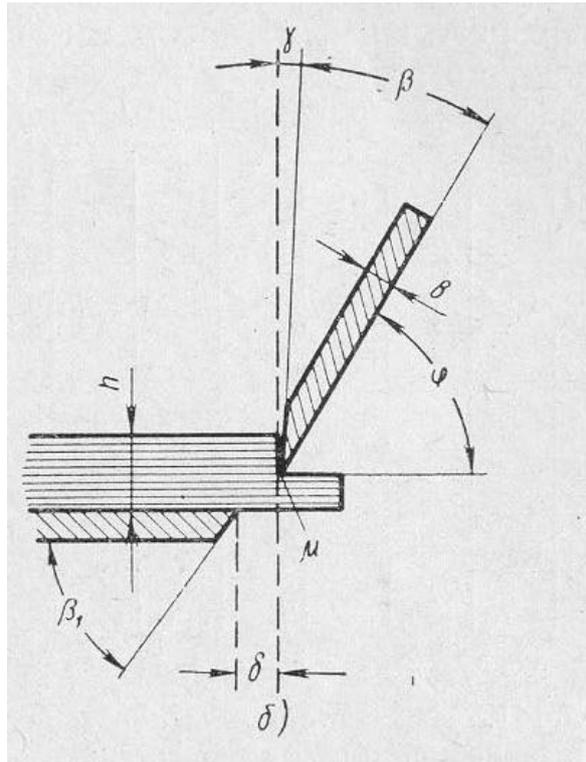


Рис. 2.8. Схема расположения ножа барабана и противорезущей пластины при разрезании стебля

На рисунке 2.8 обозначены:

β - угол заточки ножа;

γ - угол установки ножа;

β_1 - угол установки противореза;

b – толщина ножа;

δ - зазор между ножом и противорезом

h – толщина отдельного стебля или слоя стеблей.

Параметры режущей пары в плоскости резания представлены на рис. 2.9.

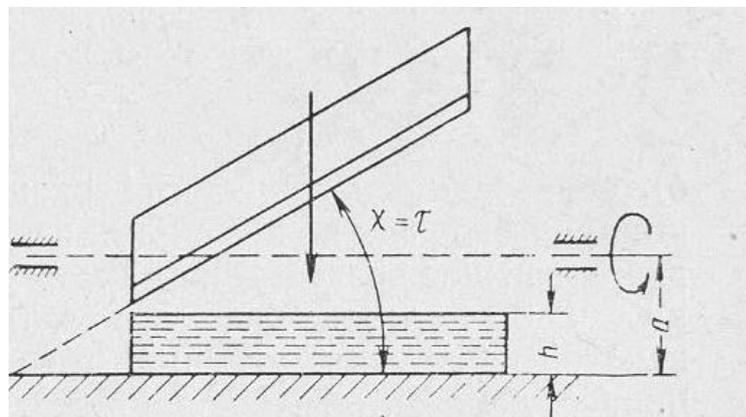


Рис. 2.9. Схема расположения ножа и слоя стеблей (вид со стороны подачи стеблей)

На рис. 2.9 обозначены:

τ - угол скольжения лезвия ножа;

χ - угол защемления материала;

a – высота расположения оси барабана над противорезом.

Угол τ имеет большое значение для процесса резания. Как показывают исследования, проведенные в Кировоградском институте сельхозмашиностроения, наклон лезвия ножа в плоскости, перпендикулярной плоскости вращения, в пределах $8...10^\circ$ с образованием эффекта скользящего резания снижает темп изнашивания ножей в 1,33 раза по сравнению с ножами рубящего действия [73].

В литературе также указывается [82], что основное разрушающее воздействие на материал оказывает лезвие ножа. Фаска лишь содействует процессу резания за счёт своего расклинивающего действия. С уменьшением угла β снижается работа резания, но вместе с ней – износостойкость лезвия. Поэтому важным фактором в рассматриваемых процессах является материал ножа и его твёрдость. Для стали 65Г износостойкость возрастает с увеличением твёрдости в пределах $60...62$ HRC, после чего начинают сказываться прочностные свойства стали при закалке, в частности, пониженная стойкость на удар [86]. Установлено [81], что резкое увеличение работы резания наступает после увеличения угла заточки свыше 30° . Рекомендуемый диапазон углов заточки: $\beta = 24 ... 30^\circ$.

Под остротой лезвия μ следует понимать его толщину, измеряемую по диаметру полукруга вершины. Желательно восстановление лезвия при $\mu > 100$ мк. С увеличением толщины ножа также увеличивается работа резания. До толщины ножа 5 мм работа резания растёт интенсивно [83], однако указанная толщина – минимальная по необходимой прочности. При рациональном выборе угла установки γ толщина ножа перестаёт иметь решающее значение, так как задняя плоскость ножа теряет контакт со слоем массы. Поэтому следует уделять особое внимание выбору угла установки γ . В барабанных измельчающих аппаратах совпадение фаски ножа с цилиндрической образующей барабана позволяет выдержать постоянный зазор между лезвием ножа и противорезом, а также облегчает заточку ножей без их съёма с барабана.

Угол γ влияет на эффект торможения (см. п. 2.3.2). При упоре движущейся растительной массы в нож при резании наклон спинки ножа способствует скольжению массы по ножу вверх. При этом стебли деформируются и разрушаются, что влечёт за собой потери сока. Коренное различие в процессах резания силосной массы (на корм) и сахарного сорго (для последующего извлечения сока) следующее: как можно более мелкое и однородное измельчение в первом случае и как можно более крупное во втором, причём с соблюдением целостности фрагментов. Немаловажное значение имеет при этом угол направления резания по отношению к направлению подачи стебля. Для указанного

условия становится неприменимой формула проф. Резника для величины отвода тыльной кромки ножа: $e = \tan \gamma \cdot B_0$ [83]. Величина e показывает, насколько необходимо наклонить нож (на угол γ) для предотвращения упора движущегося стебля (или слоя стеблей) в плоскость ножа (рис. 2.10).

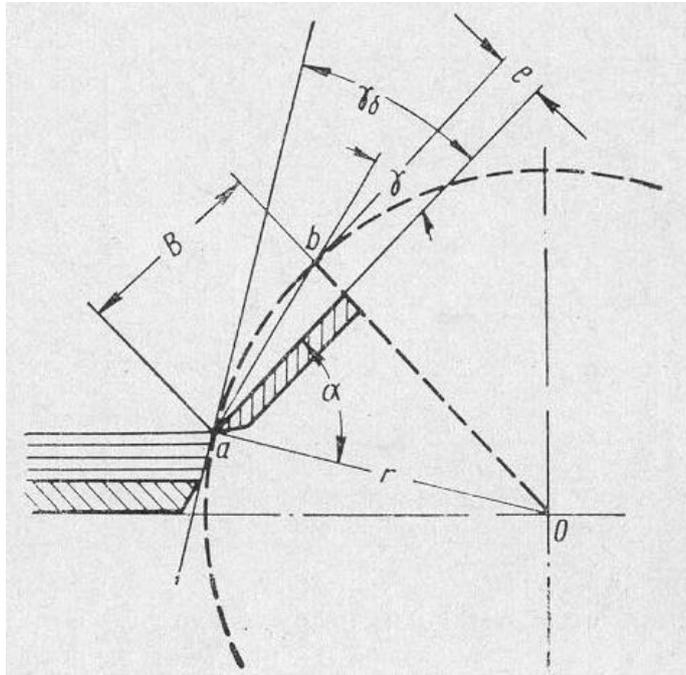


Рис. 2.10. Схема отвода тыльной части ножа для барабанного измельчающего аппарата

Покажем это на примере. Определим скорость слоя массы и скорость резания из условия получения заданной длины фрагментов стеблей в диапазоне 200...300 мм.

Согласно формуле $L = \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_B}{m_{\text{и}} \cdot n_{\text{и}}}$, м (вывод формулы содержится в п. 2.3.2) этому условию

удовлетворяют следующие параметры измельчающего устройства: $D_B = 145$ мм; $D_{\text{и}} = 400$ мм; $m = 2$; $n_B = 1056$ мин⁻¹; $n_{\text{и}} = 1100$ мин⁻¹. Тогда окружная скорость валков:

$$v_B = (\pi/60) \cdot D_B \cdot n_B = (\pi/60) \cdot 0,145 \cdot 1056 \approx 8 \text{ м/с};$$

окружная скорость измельчителя:

$$v_{\text{и}} = (\pi/60) \cdot D_{\text{и}} \cdot n_{\text{и}} = (\pi/60) \cdot 0,4 \cdot 1106 \approx 23 \text{ м/с}.$$

Примем угол скольжения $\tau = 9^\circ$. Тогда:

$$\tan \gamma = \frac{v_B}{v_{\text{и}} \cdot \cos \tau} = \frac{8}{23 \cdot \cos 9^\circ} = 0,352.$$

В свою очередь, если B – ширина ножа, а B_0 -- ширина ножа в плоскости, перпендикулярной к оси барабана, то последнее определяется как $B_0 = B/\cos \tau = 50/\cos 9^\circ = 50,6$ мм. Тогда $e = 0,352 \cdot 50,6 = 17,8$ мм. Как видно, величина e не будет в данном случае эффективной для указанного диапазона длины резки: поскольку $e \ll L = 200 \dots 300$, при отрезании фрагмента неизбежно будет происходить упор стебля в

плоскость ножа. В связи с этим необходимо минимизировать эффект торможения, о чём подробнее будет сказано в п. 2.3.2.

Важное значение для правильного процесса измельчения имеет расположение оси барабана относительно слоя растительной массы. Составим план скоростей движения режущей кромки ножа измельчающего барабана. Для этого примем, что не слой движется навстречу барабану, а барабан – навстречу неподвижному слою (рис. 2.11).

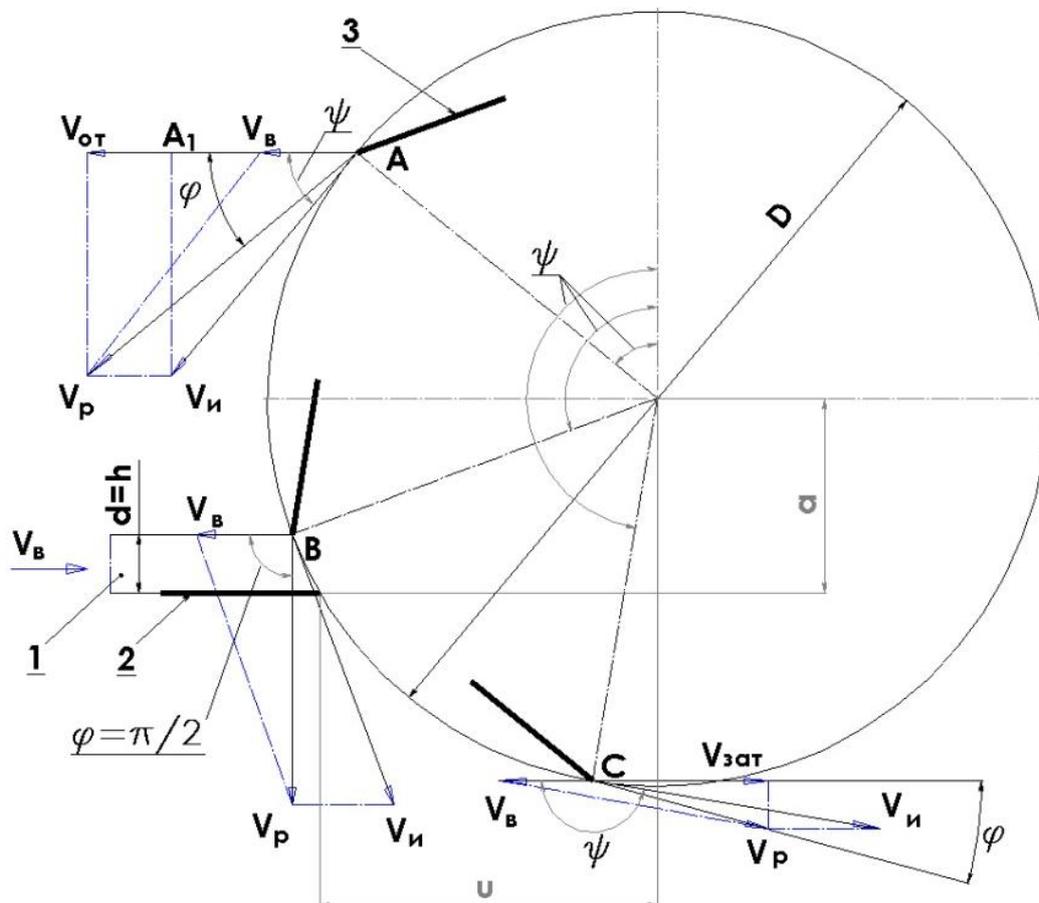


Рис. 2.11. Схема для обоснования высоты расположения оси измельчителя относительно противореза: 1 – слой стеблей; 2 – противорез; 3 – нож барабана

Результирующая скорость v_p ножа в зависимости от его положения меняет своё направление относительно движения слоя. При этом изменяется характер воздействия лезвия на слой. В точке А вектор v_p направлен так, что нож отталкивает слой, поступающий на измельчение. Поэтому подача должна осуществляться в той точке, где $v_{от} = 0$, где $v_{от}$ -- проекция v_p на ось X. С другой стороны, $v_{опт} = v_p \cos \varphi$, где φ – угол между векторами v_p и $v_{от}$. Тогда для соблюдения указанного условия должно быть $\varphi = \pi/2$, что означает перпендикулярность векторов v_p и $v_{сл}$ (слоя). Из параллелограмма скоростей для положения ножа в любой точке можно записать:

$$v_p^2 = v_B^2 + v_{и}^2 - 2v_B v_{и} \cos \psi, \text{ где:} \quad (5)$$

v_B -- линейная скорость валков питающего аппарата;

v_H -- линейная скорость ножей измельчителя;

ψ – текущий угол поворота барабана.

Тогда для точки В контакта ножа и слоя уравнение (5) принимает вид:

$$v_p^2 = v_H^2 - v_B^2 \quad (6)$$

Для ещё более смещённого вниз положения ножа $v_{от}$ меняет знак и становится направленной по ходу слоя. Это означает, что слой будет затягиваться вперёд под воздействием ножа (вместо $v_{от}$ появляется $v_{зат}$). Для определения условия изменения отталкивания слоя на его затягивание приравняем (5) и (6) и выразим из них $\cos \psi$:

$$\cos \psi = \frac{AA_1}{v_H} = \frac{v_{от} - v_B}{v_H} = \frac{v_p \cos \varphi - v_B}{v_H}, \text{ откуда при } \varphi = \pi/2: \cos \psi = -\frac{v_B}{v_H}$$

(знак минус появляется в геометрии скоростей для левого нижнего квадранта окружности барабана).

Если приравнять толщину слоя стеблей высоте горловины h , то будет иметь место равенство:

$$a - h = \frac{D_H}{2} \cos \psi, \text{ откуда } a = h + \frac{D_H}{2} \cdot \frac{v_B}{v_H}, \quad (7)$$

где a – расстояние по вертикали от оси барабана до рабочей кромки противореза.

Величина $\frac{D_H}{2} \cdot \frac{v_B}{v_H}$ в (7) определяет возвышение оси барабана над слоем стеблей.

Можно найти также горизонтальную координату кромки противореза относительно оси барабана:

$$u = a / \tan \psi_n, \quad (8)$$

где ψ_n -- угол, определяющий положение кромки противореза относительно оси барабана, то есть $\sin \psi_n = 2a/D$.

Эффект затягивания стеблей ножом барабана весьма желателен при измельчении силосной массы, так как способствует продвижению стеблей в нужном направлении. Однако для толстых стеблей сорго этот эффект влечёт за собой наклонное резание стебля, частично в продольном направлении, что приводит к деформации стебля. Поэтому параметры u и a необходимо установить близко к значениям, определяемым выражениями (7) и (8).

Вычислим значения этих параметров, основываясь на ранее принятых допущениях, а также принимая толщину слоя, равную 30 мм (примерно одинарный слой стеблей).

Тогда $a = 30 + \frac{400}{2} \cdot \frac{8}{23} \approx 100$ мм; $u = 100 / \tan(\sin^{-1} 2 \cdot 100/400) \approx 173$ мм.

2.3.2 Уменьшение эффекта торможения стеблей за счёт применения гребёнок из эластичного материала

Длину фрагментов стеблей L можно определить из следующих соображений. Очевидно:

$$L = v_b \cdot t, \text{ где:}$$

L - длина фрагментов, м;

v_b -- окружная скорость валков, м/с;

t – период отрезания фрагментов стеблей, с, причём $1/t$ - частота вращения ножей измельчителя.

С другой стороны:

$$t = 60/(m_n \cdot n_n), \text{ с, где:}$$

m_n – число ножей измельчителя;

n_n – число оборотов измельчителя в минуту.

Выразим v_b через число оборотов валков в минуту: $v_b = (\pi/60) \cdot D_b \cdot n_b$, м/с, где D_b и n_b -- соответственно диаметр и число оборотов валков. Производя подстановки,

$$\text{получаем: } L = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_b}{m_n \cdot n_n}, \text{ м} \quad (9)$$

Данное выражение получено в предположении, что диаметры верхних и нижних валков питающего аппарата одинаковы. Указанный фактор имеет значение для процесса поджатия слоя стеблей, протягиваемого валками. Для силосоуборочных комбайнов поджатие должно быть заменено прессованием силосной массы, что способствует её лучшему измельчению. При уборке сорго прессование недопустимо, однако убранные стебли с листьями должны образовывать компактный пакет. Поэтому очень важна величина абсолютной деформации слоя стеблей в процессе их транспортировки. Как показывают исследования проф. Особова [31], отношение абсолютных деформаций для валков с одинаковыми и разными диаметрами выражается как:

$$\lambda = \frac{2D}{D+d}, \quad (10)$$

где: D и d - диаметры валков.

Величина λ имеет положительное значение, следовательно, валки с одинаковыми диаметрами дают бóльшую абсолютную деформацию пакета стеблей. В дальнейшем диаметры валков питающего аппарата везде предполагаются одинаковыми.

Как будет обосновано в п. 2.4, предпочтительна максимальная длина фрагментов стеблей, поскольку они имеют большую скорость витания и в силу этого легче происходит их очистка от листьев и мелких продуктов измельчения. Учитывая

компоновку комбайна и размеры рабочих органов, определяем ориентировочную длину фрагментов в диапазоне 150...200 мм.

Число валков питающего аппарата – четыре, они образуют две пары, верхняя пара закреплена шарнирно и подпружинена. Расстояние между валками и измельчителем должно быть минимально, расстояние между воображаемой осью подачи стеблей и осью измельчителя по вертикали -- соответствовать требованию минимальных затрат энергии на измельчение (см. п. 2.3.1). Остальные параметры должны быть оптимизированы по критерию качества получаемого продукта. Для фрагментов стеблей это означает сохранение целостности стеблей, их нерасщепление и как следствие – сохранение в них сока. Для этой оптимизации следует учитывать так называемый эффект торможения, характерный для указанного сочетания и пространственного расположения питающего аппарата и измельчителя.

Эффект торможения состоит в следующем. Разрезание стебля ножом происходит за время t_1 , за которое кромка ножа смещается от верхней к нижней части стебля. За это время стебель не может продвинуться вперёд, так как упирается в спинку ножа (см. рис. 2.6). Кроме того, нужно время t_2 для полного выхода ножа за пределы стебля. Таким образом, за время $t = t_1 + t_2$ стебель будет стоять на месте, однако к нему будут приложены силы со стороны гребёнок валков. Действие этих сил приведёт к деформации стебля, разрыву и расщеплению его оболочки и потерям сока. Кроме того, гребёнки во множестве отрывают от стебля мелкие куски, очистка от которых основного продукта становится затруднительной.

Проведём анализ способов, позволяющих минимизировать эффект торможения.

2.3.2.1 Гибкие гребёнки на валках, фиксированных в вертикальном направлении

Один из способов уменьшения эффекта торможения -- применение подающих валков не с жёсткими, а с эластичными гребёнками, которые транспортируют стебли за счёт сил трения между стеблями и прижимающими поверхностями гребёнок. Степень гибкости гребёнок должна быть такой, чтобы, с одной стороны, не допускать разрыва внешней оболочки стеблей и вытекания сока, а с другой – обеспечить надёжную, без пробуксовки подачу стеблей в измельчитель. Ясно, что надёжность подачи стеблей гибкими гребёнками должна быть меньше, чем у металлических валков традиционной конструкции. Абсолютная надёжность захвата стеблей может быть достигнута только за счёт внедрения зубьев гребёнок в тело стебля.

Примем надёжность подачи стеблей жёсткими гребёнками за 100% и выясним, насколько снизится эта надёжность с применением гибких гребёнок. При этом

необходимо учесть, что сила прижатия к стеблям таких гребёнок должна быть заведомо меньше минимального усилия раздавливания стеблей.

Конструкция питающего аппарата с жёсткими гребёнками должна обеспечивать сдвиг по углу между гребёнками верхнего и нижнего валков. Это необходимо для того, чтобы верхняя и нижняя гребёнки не врезались в стебель одновременно, что могло бы привести к его повреждению или разрыву. Когда гребёнка нижнего валка ещё не вышла из зацепления со стеблем, гребёнка верхнего валка должна вступать с ним в контакт. Определяющим для работы жёстких гребёнок является угол контакта гребёнок со стеблями φ_k (рис. 2.12).

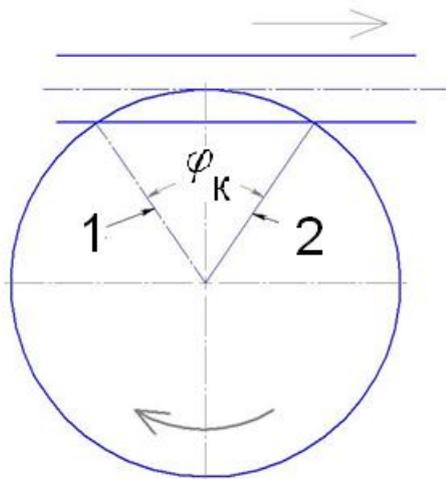


Рис. 2.12. Угол контакта во взаимодействии валка и стебля: 1 – начальное положение гребёнки; 2 – конечное положение гребёнки

Однако валки с гибкими гребёнками должны действовать по иному принципу. Такие гребёнки должны обеспечивать достаточное протягивающее усилие, и, как будет показано дальше, это усилие может обеспечить только совместное воздействие на стебель двух гребёнок – верхнего и нижнего валков одновременно. Поэтому в таком питающем аппарате не должно быть углового смещения гребёнок верхнего и нижнего валков. Помимо этого силы воздействия гребёнок на стебель не постоянны, а зависят от прогиба гребёнок. В свою очередь этот прогиб есть функция угла поворота валков. Следовательно, угол контакта φ_k для гибких гребёнок не представляет собой достаточного условия для перемещения стебля. Этот угол определяет начало и конец контакта гребёнок со стеблем, когда сами гребёнки находятся в прямом состоянии и не воздействуют на стебель в горизонтальном направлении. В пределах этого угла должен иметь место эффективный угол контакта гибких гребёнок $\varphi_k^{\text{эф}}$ (рис. 2.13).

Угол захвата $\varphi_z = \varphi_k - \varphi_k^{\text{эф}}$ определяет положение гребёнок, когда они, после контакта со стеблем, при дальнейшем поворачивании валка изогнутся настолько, что развиваемая ими сила окажется достаточной для перемещения стебля.

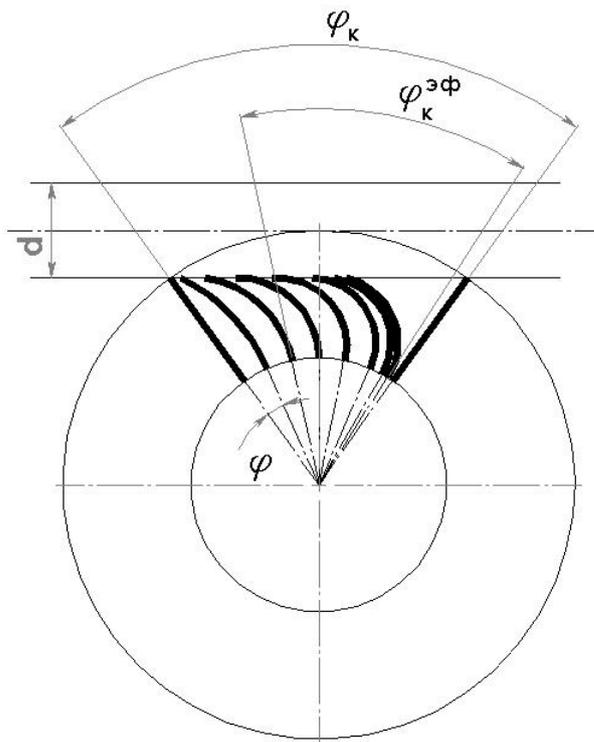


Рис. 2.13. Схема воздействия на стембель валка с гибкими гребёнками

Рассмотрим действие на стембель сил со стороны гибких гребёнок на произвольном угле поворота φ (рис. 2.14).

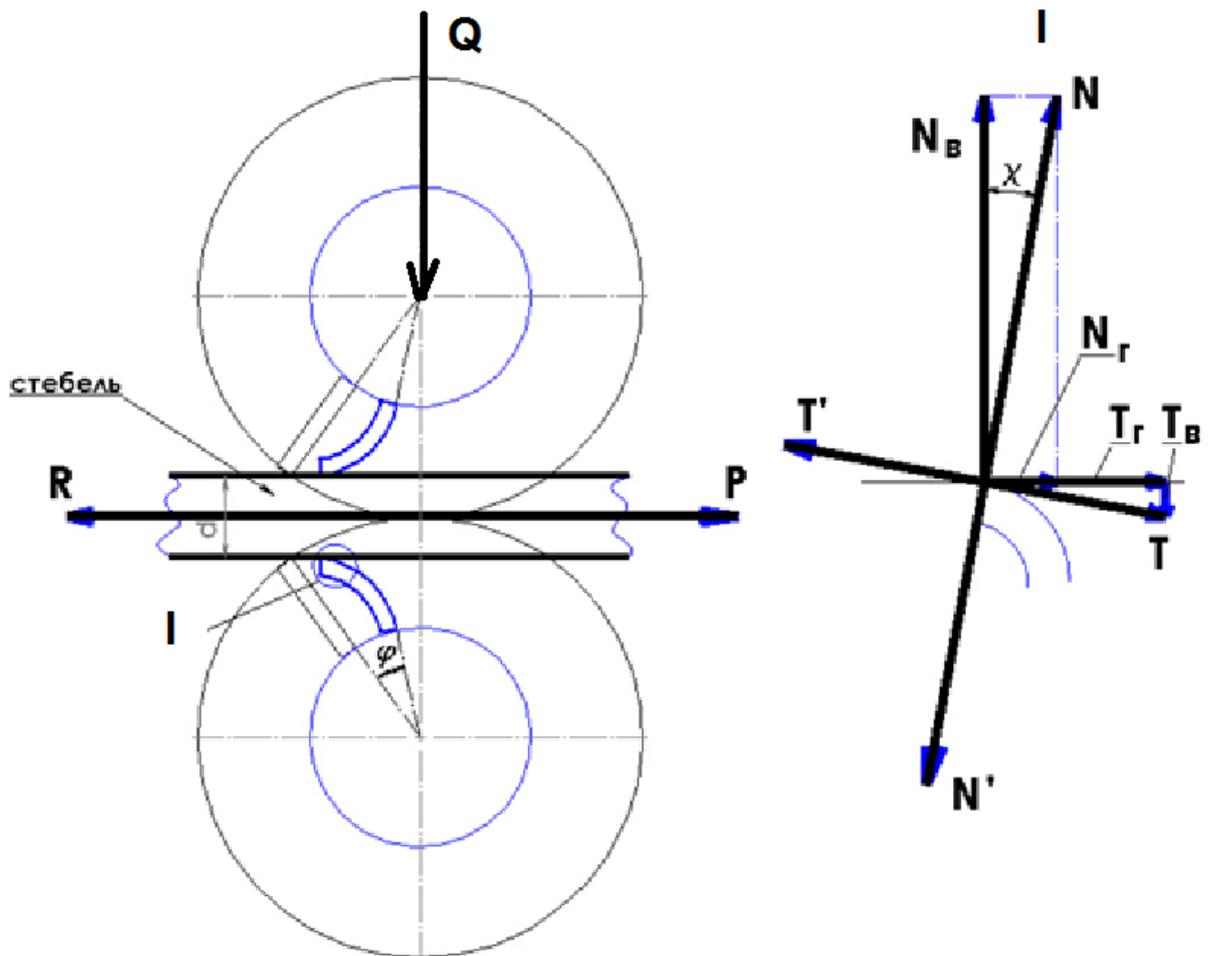


Рис. 2.14. Силы, действующие на стембель со стороны гибкой гребенки

На стебель действует сила реакции гребёнки N , направленная перпендикулярно касательной, проведенной к кривой изгиба гребёнки в месте контакта со стеблём, а также сила трения T . Протягивающее усилие P от одной гребёнки равна сумме горизонтальных составляющих указанных сил: $N_r = N \sin \chi$ и $T_r = Nf \cos \chi$, где $f \approx 0,08$ - коэффициент трения между гребёнкой и стеблем (низкая величина коэффициента трения обусловлена наличием сока, попадающего из измельчителя при резке стеблей):

$$P = N \sin \chi + Nf \cos \chi \quad (11)$$

Учитывая действие на стебель одновременно двух гребёнок, условие подачи стеблей в измельчитель выразится как: $2P > R$, где R -- сила сопротивления перемещению стеблей.

Примем допущение о том, что гребёнка представляет собой плоскую пружину и изгибается по дуге окружности от места заделки. В соответствии с теорией таких пружин их усилие [86]:

$$N = \frac{FEbt^3}{6r^3}, \text{ Н} \quad (12)$$

где:

F -- прогиб гребёнки, см;

E -- модуль упругости, МПа;

b – ширина гребёнки, см;

t -- толщина гребёнки, см;

r -- радиус изгиба, см.

Для нахождения F рассмотрим гребёнку бесконечно малой толщины, изогнутой по радиусу r , закреплённой на валке радиуса R , при повороте валка на угол φ , в контакте со стеблем, находящимся от точки заземления на расстоянии H по вертикали (рис. 2.15).

Из геометрических соображений можно получить значение для F :

$$F = \frac{\tan v(H+R(1+\cos \varphi))}{\cos \varphi} \left(1 + \frac{\sin v \sin \varphi}{\cos(\varphi+v)} \right) \quad (13)$$

где v - половина центрального угла, стягиваемого изогнутой гребёнкой.

В полученном уравнении кроме F неизвестной является v . Для нахождения v требуется дополнительно задаться длиной гребёнки L . Используя известные зависимости между длиной дуги, хордой и стягиваемым ею углом, получим уравнение:

$$\frac{360L}{\pi} \cdot \frac{\sin v \cos(\varphi+v)}{H+R(1-\cos \varphi)} - v = 0 \quad (14)$$

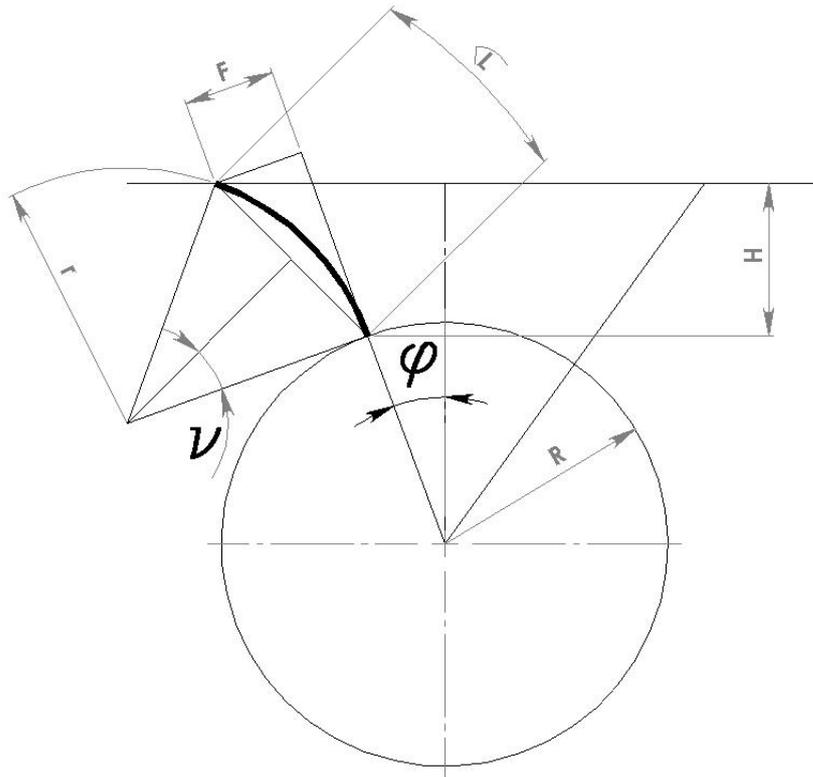


Рис. 2.15. Геометрия изогнутой гребёнки

Данное уравнение относится к классу трансцендентных, поскольку неизвестное ν входит в него как в свободном виде, так и под знаком тригонометрической функции. Такие уравнения не решаются простыми аналитическими средствами, и для нахождения неизвестного требуется громоздкий аппарат методов половинного деления или итераций [45]. Однако можно поступить следующим образом. При помощи графических средств компьютерного моделирования определим ν , а затем F для любого значения угла φ при фиксированном значении остальных параметров. Приведём данные для определения F , r и χ , принимая φ_k равным 71° (см. рис. 2.13) (определяется указанными геометрическими параметрами валков и гребёнок). Этот угол разбит на шесть равных частей $\varphi = 11,89^\circ$, для каждой из которых произведены указанные вычисления. В табл. 2.2 приведены значения силы N , вычисленные по формуле (12).

Таблица 2.2 Нормальное усилие гибких гребёнок как функция угла поворота валков

Показатель	φ , град						
	11,89	23,78	35,66	47,55	59,44	65,38	68,35
Прогиб гребёнки F , см	1,33	2,14	2,57	2,76	2,823	2,818	2,806
Радиус изгиба гребёнки r , см	5,779	3,304	2,501	2,105	2,024	2,033	2,062
Угол между силой N и вертикалью χ , град	26,57	8,77	-1,64	-4,70	0,53	7,01	11,53
Сила N , Н	126	1090	3020	5470	6470	6190	5900

В качестве материала для гибких гребёнок подходит транспортёрная лента с резиновыми обкладками и прокладками из хлопчатобумажной или лавсановой ткани типа БКНЛ. По разным источникам модуль упругости ленты и близких к ней материалов (например, приводных ремней шкивов) колеблется от 120 до 210 МПа [35] в зависимости от типа и толщины ленты. Для ленты БКНЛ-65 толщиной 6 мм принимаем значение 150 МПа. Ширину гребёнки устанавливаем из условия $V_{гр} > V_r$, где $V_r = 300$ мм – ширина горловины жатки, тогда $V_{гр} = 340$ мм.

По значениям прогибов и углов поворота валков вычислены значения сил, обеспечивающих перемещение стеблей. Результаты вычислений сведены в табл. 2.3. Последняя строка таблицы содержит удвоенное значение протягивающего усилия, соответствующее одновременному воздействию на стебель двух гребёнок – нижнего и верхнего валков.

Таблица 2.3 Протягивающее усилие гибких гребёнок как функция угла поворота валков

Показатель	φ , град							
	11,89	23,78	35,66	47,55	59,44	65,38	68,35	
$N_r = N \sin \chi$	Н	56,4	166	-86	-448	60	755	1180
$T_r = Nf \cos \chi$		9	86	241	436	517	491	462
$P = N_r + T_r$		65,4	252	155	-12	577	1246	1642
$2P$		131	504	310	-24	1154	2492	3284

Для определения эффективности развиваемого гребёнками протягивающего усилия необходимо оценить силу сопротивления перемещению стеблей. Эта сила появляется в основном за счёт трения снопа стеблей о стенки приёмной камеры – верхней, нижней и двух боковых (рис. 2.16).

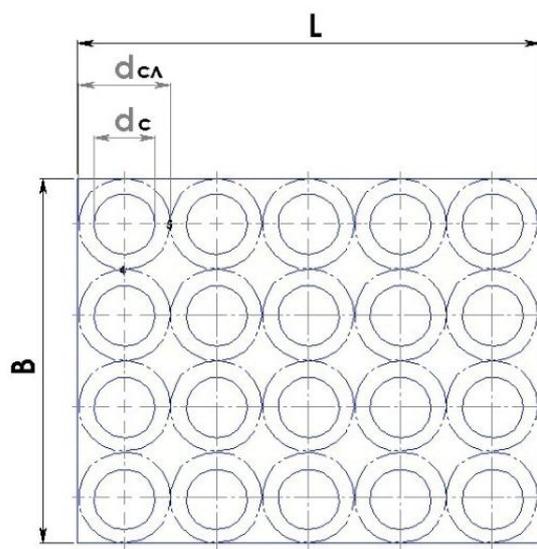


Рис. 2.16. Поперечное сечение уплотнённого снопа стеблей в горловине жатки: d_c -- диаметр стебля; $d_{сл}$ -- диаметр стебля с уплотнившимися листьями; L и B – размеры горловины

Из-за большой длины снопа (до трёх метров) следует учитывать его трение о другие части жатки – стеблесъёмники, делители, диски подающих барабанов. Из-за

сложности явного определения этих сил учтём их введением поправочного коэффициента $K = 2$. В горловине стебли подвергаются сжатию и уплотнению, и вследствие упругих свойств стеблей и листьев на стенки действуют распирающие силы. Необходимо определить степень уплотнения ε листостебельной массы:

$$\varepsilon = (1 - V'/V) \cdot 100\% \quad (15)$$

где V' и V -- соответственно объёмы уплотнённого и неуплотнённого снопа стеблей.

В данном случае отношение объёмов удобнее заменить отношениями площадей F' и F поперечного сечения снопа. Для неуплотнённого снопа:

$$F = \frac{2q_{\text{пср}}}{\gamma v} \quad (16)$$

где:

$q_{\text{пср}} = 5$ кг/с – пропускная способность одного русла жатки (приложение 1);

$\gamma = 14,1$ кг/м³ – насыпная плотность неуплотнённых стеблей сорго с листьями;

v -- линейная скорость снопа в питающем аппарате при установившемся движении, м/с

$$v = \frac{\pi}{60} D_{\text{эф}} n = 0,052 \cdot 0,145 \cdot 1000 = 7,5 \text{ м/с,}$$

где $D_{\text{эф}}$ -- диаметр, на котором осуществляется контакт гибкой гребёнки со стеблём, достаточный для перемещения стебля.

$$\text{Таким образом, } F = \frac{2q_{\text{пср}}}{\gamma v} = \frac{2 \cdot 5}{14,1 \cdot 7,5} = 0,095 \text{ м}^2.$$

Теперь определим F' -- площадь поперечного сечения горловины жатки:

$$F' = LB = 0,18 \cdot 0,3 = 0,054 \text{ м}^2, \text{ где } L \text{ и } B \text{ -- ширина и высота горловины, м.}$$

$$\text{Отсюда } \varepsilon = (1 - 0,054/0,095) \cdot 100\% = 43,2\%$$

Для дальнейшего расчёта необходимо иметь данные о зависимости $p = f(\varepsilon)$, где p – давление, развиваемое уплотнённым материалом (или оказываемое на материал для его уплотнения). Исходя из того, что уменьшение объёма при уплотнении снопа стеблей происходит практически только за счёт листьев (уменьшение пустот между ними), воспользуемся номограммой для лугового сена [87]. Из неё получаем $p = 2100$ Па. Находим площадь стенок камеры, воспринимающих давление уплотнённого снопа. Крышка и днище: $2 \cdot 0,25 \cdot 0,18 = 0,09 \text{ м}^2$; боковые стенки: $2 \cdot 0,25 \cdot 0,3 = 0,15 \text{ м}^2$; в сумме $0,24 \text{ м}^2$. Коэффициент трения снопа о стенки примем $0,7$. Тогда с учётом поправочного коэффициента K (см. выше) сила сопротивления снопа перемещению равна:

$$R = KpFf = 2 \cdot 2100 \cdot 0,24 \cdot 0,7 = 705 \text{ Н.}$$

Сравнение с данными табл. 2.3 показывает, что только при повороте валка на угол $\varphi = 60^\circ$ гибкие гребёнки будут развивать силу, достаточную для затягивания стеблей и подачи их в измельчитель. Следовательно, $\varphi_k^{\text{эф}} = \varphi_k - 60^\circ = 71^\circ - 60^\circ = 11^\circ$. Угловой шаг гребёнок Φ , определяемый их числом, должен быть согласован с полученным значением $\varphi_k^{\text{эф}}$. В используемом питающем аппарате, при девяти гребёнках, это условие выполняется: $\varphi_k^{\text{эф}} = 11^\circ < \Phi = 40^\circ$.

2.3.2.2 Гибкие гребёнки на валках, подпружиненных в вертикальном направлении

Как показано в предыдущем пункте, при угле $\varphi < 60^\circ$ протягивающее усилие P недостаточно для перемещения стебля, однако уже при $\varphi = 60^\circ$ оно становится чрезмерно большой. Это связано с тем, что максимальный прогиб гребёнки достигается в конце её контакта со стеблём. В этих условиях значительная часть развиваемого усилия приходится не на перемещение стебля, а воспринимается самим стеблем. Это нежелательно, так как приводит к деформации, а зачастую и к расщеплению стеблей и потерям сока. Так, при $N_{\text{max}} = 6470 \text{ Н}$ и $\chi = 0,53^\circ$ вертикальная составляющая усилия от прогиба двух гребёнок равна $2 \cdot 6470 \cdot \cos 0,53 = 12940 \text{ Н}$. Это усилие действует на длине 340 мм. Определим количество стеблей диаметром 30 мм на этой длине: $340/30 = 11,3$ стебля. Тогда на один стебель приходится усилие: $\frac{12940}{11,3} = 1145 \text{ Н}$. Как будет показано в экспериментальной части диссертации, это значение намного превосходит усилия сжатия, достаточные для необратимого (с потерями сока) повреждения стеблей сорго.

Таким образом, требуются меры, которые позволили бы снизить нагрузку на стебель без уменьшения эффективности транспортирования стеблей в измельчитель. Кроме того, гребёнки в процессе работы подвержены износу, который необходимо компенсировать без трудоёмкой операции замены гребёнок. Наиболее простое техническое решение в данном случае - подпружинивание валков в вертикальном направлении. Подобная конструкция питающего аппарата необходима в силосоуборочных и других комбайнах, где требуется подпрессовывание убираемой массы перед её измельчением. Однако в нашем случае излишнее подпрессовывание недопустимо исходя из требования неповреждаемости стеблей. Сила пружин должно быть такой, чтобы обеспечивать достаточное протягивающее усилие P , поджимать гребёнки при их износе и не превышать критическую силу сжатия для стеблей. Определим, как зависит сила P от усилия поджатия валков Q . Конструктивно валки питающего аппарата могут перемещаться в вертикальном направлении, занимая положение, при котором усилие гребёнок компенсируется усилием пружин. При этом протягивающее усилие P должно

быть больше силы сопротивления: $P > R$.

Определим силу Q из условия равновесия валков (см. рис. 2.14). На гребёнку одного валка действуют со стороны стебля силы N' и T' , численно равные N и T и направленные в противоположную сторону. Сила Q должна компенсировать действие этих сил. Тогда, в расчёте на один валок:

$$\frac{Q}{2} = N' \cos \chi - T' \sin \chi = N \cos \chi - fN \sin \chi \quad (17)$$

$$Q = 2N(\cos \chi - f \sin \chi) \quad (18)$$

Для нахождения N воспользуемся графическим методом из п. 2.3.2.1. Рассмотрим шесть угловых положений гребёнки в её прохождении угла φ_k . Однако теперь в каждом из этих положений вертикальное расстояние между валком и стеблем будет меняться. Это расстояние в каждый момент времени обусловлено равенством силы Q пружин и вертикальных составляющих сил реакции стебля на валок. Геометрически действие силы Q отразится на величине угла χ . Значение углов φ и χ полностью определяет положение изогнутой гребёнки по отношению к стеблю. Поэтому для нахождения прогиба F и радиуса изгиба r гребёнки (необходимых для вычисления N) достаточно для каждого угла φ задать диапазон углов χ . Отрицательное значение угла χ означает направление действия N_r в сторону, противоположную требуемому перемещению стебля (см. рис. 2.14). Зададимся диапазоном $\chi = 10 \dots 80^\circ$ с интервалом 10° . По результатам графического определения F и r и вычисленного значения N можно определить значения P и Q и установить зависимость P от Q . Однако вначале необходимо выяснить, в каком диапазоне углов φ и χ происходит эффективное транспортирование стеблей. На рис. 2.17 показаны зависимости сил P от углов φ и χ в указанных диапазонах углов для гребёнки толщиной 4 мм.

Анализ графика позволяет сделать следующие выводы:

1. При повороте гребёнки на угол $\varphi = 70^\circ$ сила P резко падает до нуля. Это связано с выпрямлением гребёнки при выходе её за пределы угла контакта φ_k .

2. Превышение силой P расчётного усилия сопротивления $R = 705$ Н происходит в диапазоне углов $50^\circ < \varphi < 70^\circ$ и $0^\circ < \chi < 50^\circ$.

Эффективный угол контакта $\varphi_k^{\text{эф}} = 70^\circ - 50^\circ = 20^\circ$. Это приводит к теоретическому значению количества гребёнок на валке $360^\circ/20^\circ = 18$ шт. Однако на практике достаточное число гребёнок 9...12 шт. Это связано с тем, что неравномерность движения стебля при таком количестве гребёнок незначительно влияет на производительность и степень измельчения.

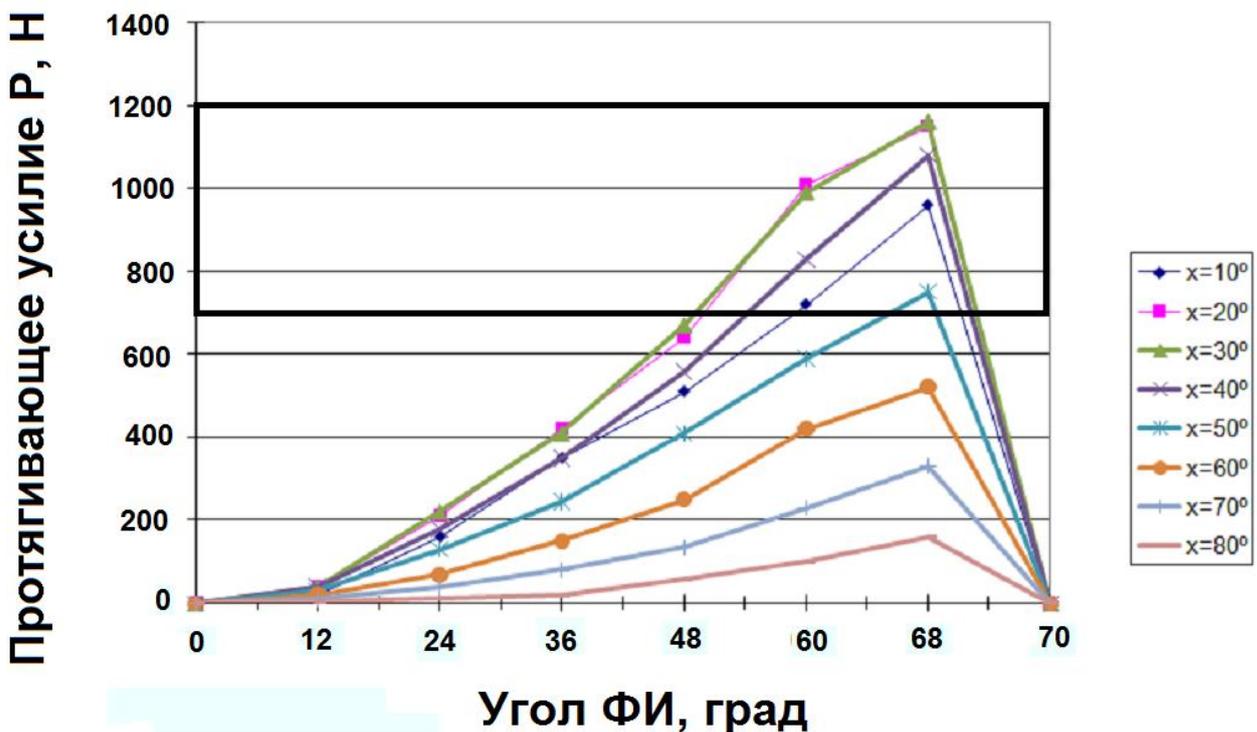


Рис. 2.17. Зависимость тянущей силы P от углов φ и χ . Выделенная область - эффективное значение протягивающего усилия

Угол χ при любом текущем угле φ определяется только силой Q и параметрами гребёнки (ширина и толщина). Зависимость $P = f(Q)$ следует определять при φ , обеспечивающем максимальное значение P при любом χ . Согласно графику $P = f(\varphi)$ это значение лежит в пределах $65 \dots 68^\circ$. Для последующих вычислений задаёмся $\varphi = 68^\circ$. Данные для построения графиков приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4 Протягивающее усилие гибких гребёнок как функция угла отклонения их нормального усилия от вертикали

χ	$\varphi = 68^\circ$										
	F, см	r, см	t, см								
			0,3			0,35			0,4		
			N	P	Q	N	P	Q	N	P	Q
Н											
10°	2,8	2,0	800	400	1550	1270	640	2470	1900	960	3690
20°	2,7	2,2	580	480	1060	920	770	1680	1380	1150	2520
30°	2,6	2,4	430	490	710	680	770	1120	1020	1160	1680
40°	2,5	2,6	330	460	470	520	730	740	770	1080	1100
50°	2,3	3,0	190	310	220	310	510	360	460	750	530
60°	2,1	3,4	120	220	100	190	340	160	290	520	250
70°	1,9	3,9	70	135	40	120	230	60	170	330	90
80°	1,8	4,8	30	60	6	50	100	10	80	160	15

χ	$\varphi = 68^\circ$					
	F, см	r, см	t, см			
			0,45		0,5	
			N	P	N	P
Н						
10°	2,8	2,0	2710	1370	2710	1370
20°	2,7	2,2	1960	1630	1960	1630
30°	2,6	2,4	1460	1660	1460	1660
40°	2,5	2,6	1100	1550	1100	1550

50°	2,3	3,0	660	1080	660	1080	660	1080
60°	2,1	3,4	410	740	410	740	410	740
70°	1,9	3,9	250	480	250	480	250	480
80°	1,8	4,8	110	220	110	220	110	220

По данным таблицы построены графики, представленные на рис. 2.18.

На основании графиков можно определить диапазон толщин гребёнок и сил Q , которые обеспечивают подачу стеблей без их раздавливания гребёнками валков. Допустимая сила раздавливания одного стебля – 250 Н (см. п. 4.1), одиннадцати стеблей (по ширине питающего аппарата) – 2750 Н. Эта сила равна вертикальной составляющей силы изгиба гребёнки $N_b = N \cos \chi$ и численно равна Q . Из графика видно, что не все гребёнки из выбранного диапазона толщин способны преодолеть силу сопротивления снопа стеблей 705 Н (см. п. 2.3.2.1).

Рассмотрим по отдельности значение P при $Q = 2750$ Н для гребёнки каждой из указанных толщин:

- гребёнка толщиной 3 мм: усилие P не доходит до значения 705 Н на всём диапазоне Q . Применение исключается;
- гребёнка толщиной 3,5 мм: развивает $P > 705$ Н при $Q = 740 \dots 1680$ Н. При снижении Q до этих значений применение оправдано;
- гребёнка толщиной 4 мм: развивает $P > 705$ Н при $Q = 490 \dots 3700$ Н. Применение оправдано;
- гребёнка толщиной 4,5 мм: развивает $P > 705$ Н при $Q = 300 \dots 5300$ Н. Применение оправдано;
- гребёнка толщиной 5 мм: развивает $P > 705$ Н при $Q = 220 \dots 7300$ Н. Применение оправдано.

Учитывая, что сила сопротивления стеблей может варьировать в широких пределах за счёт изменения коэффициента трения, примем возрастание силы R в 1,5 раза: $R_{max} = R \cdot 1,5 = 705 \cdot 1,5 = 1050$ Н. Тогда диапазон усилий пружин Q должен лежать в пределах 500...1100 Н, а диапазон толщин гребёнок ограничен снизу значением 4 мм. В существующей конструкции питающего аппарата применён комплект из четырёх пружин растяжения. Материал – проволока 60С2АФ4 по ГОСТ 14959 диаметром 4 мм, диаметр пружины 30 мм, длина без нагрузки 220 мм. Максимальное рабочее усилие одной пружины 350 Н, четырёх пружин – 1400 Н.

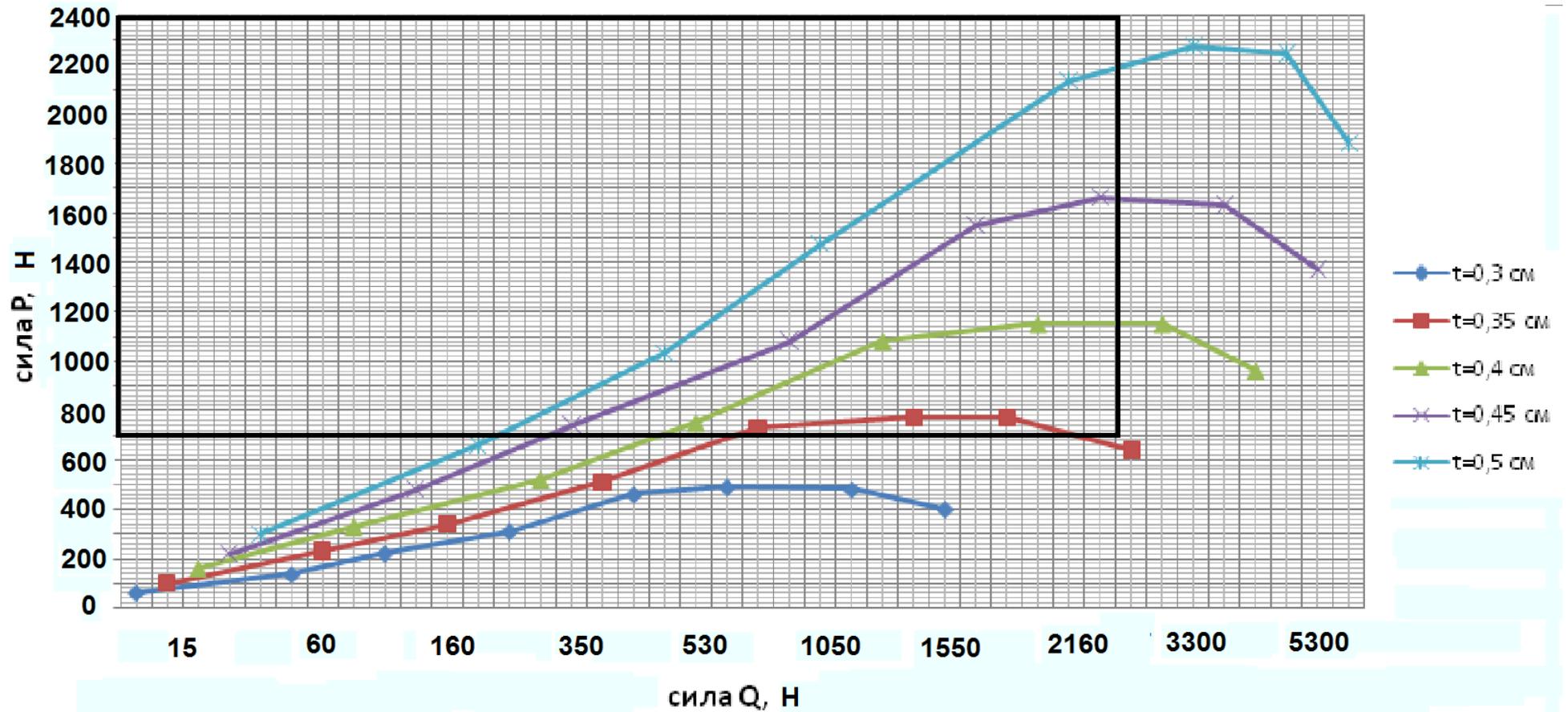


Рис. 2.18. Зависимость протягивающего усилия P от силы прижатия валков Q для гребёнок различных толщин. Выделенная область - эффективное протягивающее усилие $P \geq 705$ Н при сжимающей силе $Q_{\text{крит}} \leq 2750$ Н

2.3.3 Швыряющая способность ножей измельчителя

В традиционных тростникоуборочных комбайнах для измельчения стеблей применяются так называемые «чопперы» -- пара ножевых барабанов, совершающих медленное встречное движение. Для передачи полученной измельчённой массы на очистку используется специальный транспортёр, значительно усложняющий конструкцию комбайна и увеличивающий его массу. В предлагаемом комбайне для уборки сорго картина иная. Линейные скорости быстровращающегося измельчителя (около 25...30 м/с) сообщают отрезанным фрагментам большую кинетическую энергию, которая при надлежащих конструктивных мерах может быть использована для транспортировки фрагментов в аспирационную камеру. Подобный измельчитель обладает свойствами швырково-пневматических транспортёров (ШПТ), которые широко применяются в различных машинах.

Главной особенностью транспортировки материала указанным устройством является бросание лопастями, а не увлечение потоком воздуха. Последнее хотя и имеет место, носит вспомогательный характер [54]. Подобный способ транспортирования стеблей позволяет значительно экономить энергию. Затрачиваемая энергия при чисто пневматическом способе транспортирования пропорциональна кубу окружной скорости рабочего колеса, тогда как в ШПТ – лишь квадрату этой скорости. Здесь воздушный поток помогает транспортировке только тогда, когда его скорость не меньше скорости частиц материала, полученной от удара ножом барабана. В противном случае поток воздуха только тормозит движение. Но, как будет отмечено далее, значительная скорость фрагментов стеблей может оказаться неблагоприятным фактором при попадании фрагментов в аспирационную камеру. Таким образом, встаёт задача оптимизации скорости фрагментов, которая должна благоприятствовать последующему технологическому процессу – отделению листьев от стеблей.

Как показало наблюдение за работой макета комбайна, кинетическая энергия фрагментов после измельчения заведомо превышает энергию, необходимую для переброски их в камеру. Источник кинетической энергии – форма поперечного сечения ножей. Во всех традиционных ШПТ этому сечению стремятся придать лопаткообразную форму, что придаёт ножам сходство с лопастями вентилятора. Однако излишек кинетической энергии нарушает правильную работу аспирационной системы и не позволяет получить нужную степень чистоты конечного продукта. Причина этого в том, что фрагменты стеблей слишком быстро проходят зону действия воздушного потока, создаваемого очистным вентилятором.

В соответствии с требованием минимального усилия резания угол α ножа должен

быть максимальным (рис. 2.19) [83]. Нож можно рассматривать как швыряющую лопасть, установленную со значительным наклоном вперёд. При первом обороте барабана нож врезается в слой стеблей и отрезает фрагмент длиной L и диаметром d . Нож стремится увлечь за собой этот фрагмент. Но сила воздействия ножа недостаточна, так как при не до конца отрезанном фрагменте его верхняя часть подпирается нижней, неподвижной относительно ножа частью. Таким образом, к концу перерезания фрагмент не приобретает такой скорости, которая вызвала бы центробежную силу, прижимающую фрагмент к грани ножа. Вследствие этого сила трения, возникающая между фрагментом и гранью, незначительна в сравнении с силой инерции фрагмента.

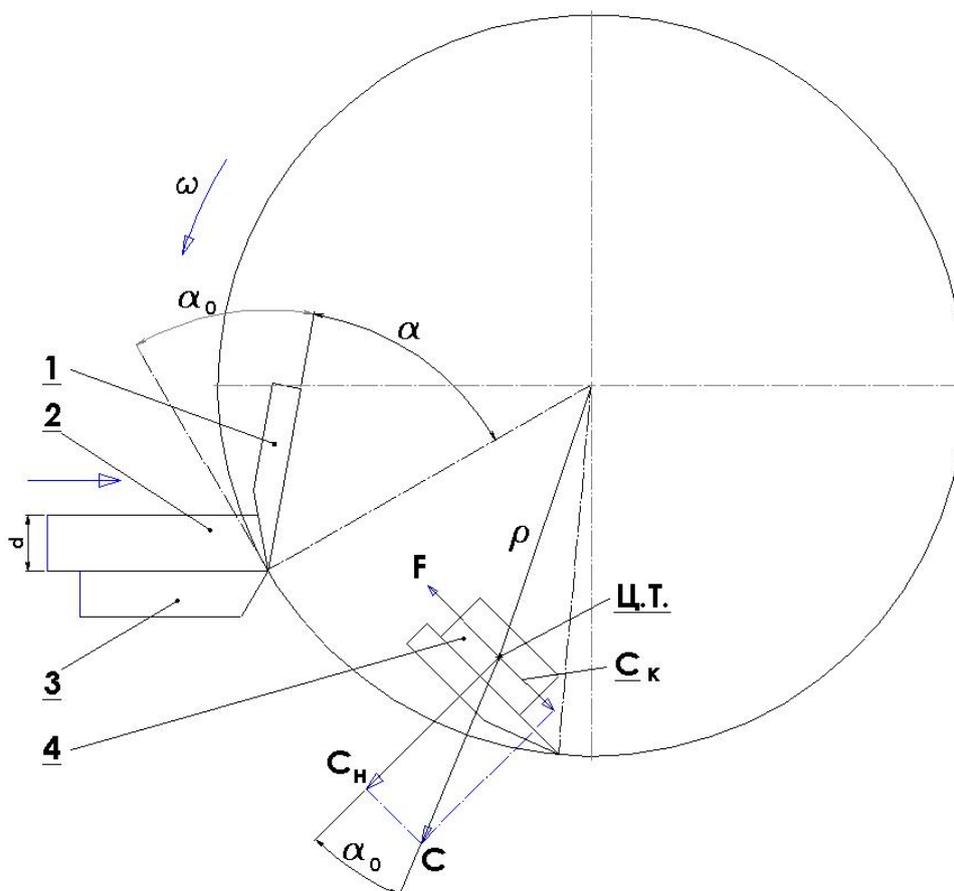


Рис. 2.19. Схема для анализа движения материала по грани ножа: 1 – нож; 2 – слой стеблей; 3 – противорез; 4 – отрезанный фрагмент

В результате отрезанные фрагменты движутся в пространстве внутри барабана под влиянием силы тяжести и некоторого отбрасывающего действия грани ножа, причём скорость движения фрагментов относительно мала. Некоторая часть фрагментов получает удар ножами влёт в направлении раструба, другая их часть ударяется о стенки кожуха и увлекается ножами во вращательное движение. При этом на фрагмент действует центробежная сила C , приложенная в центре тяжести фрагмента и определяемая по формуле $C = m\omega^2\rho$, где ρ - радиус вращения центра тяжести фрагмента.

Нормальная C_n и касательная C_k составляющие этой силы определяются по выражениям [83]:

$$C_n = m\omega^2\rho \cos \alpha_0$$

$$C_k = m\omega^2\rho \sin \alpha_0$$

где α_0 -- угол, дополнительный к углу установки ножа α .

Под действием силы C_k фрагмент стремится переместиться по грани в направлении этой силы. При таком относительном перемещении со скоростью v возникает кориолисова сила $k = 2m\omega v$, которая вместе с силой C_n создаёт нормальное давление на грань ножа. От этого возникает сила трения $F = f(C_n + k)$, где f – коэффициент трения стебля о сталь.

Так как в измельчающем барабане передняя грань имеет значительный наклон, C_k приобретает малую величину, а C_n сильно возрастает. Под действием последней из фрагментов, прижимающихся к ножам, может выделяться сок, что приводит к прилипанию мелких продуктов измельчения к грани ножей. Это резко повышает коэффициент трения материала о нож. Сила трения F настолько увеличивается, что сила C_k не в состоянии переместить некоторые фрагменты по грани ножа.

Если скорость вдоль действия силы C_k равна нулю, то исчезает и кориолисова сила. Тогда сила трения возникает только за счёт C_n , то есть:

$$F = fC_n = fm\omega^2\rho \cos \alpha_0 \quad (19)$$

При указанном условии справедливо также уравнение:

$$C_k = F$$

или

$$m\omega^2\rho \sin \alpha_0 = fm\omega^2\rho \cos \alpha_0,$$

откуда

$$f = \frac{\sin \alpha_0}{\cos \alpha_0} = \tan \alpha_0 \quad (20)$$

С другой стороны $f = \tan \varphi$, где φ -- угол трения материала о грань ножа, откуда:

$$\alpha_0 = 90^\circ - \alpha < \varphi$$

Это условие определяет значение угла α_0 ножа, при котором движение материала по его передней части под влиянием центробежной силы ещё отсутствует. Исходя из того, что $\varphi = 35 \dots 40^\circ$ [82], обычно $\alpha_0 = 25 \dots 30^\circ$. При этом условии фрагменты увлекаются ножами во вращательное движение. Однако при отрезании следующего фрагмента он сталкивается с грани ножа предыдущий фрагмент с силой P_0 , величина которой должна быть больше силы трения, действующей со стороны предыдущего фрагмента:

$$P_0 \geq F = fm\omega^2\rho \cos \alpha_0 \quad (21)$$

Сила трения F здесь изменила своё направление (рис. 2.20, ср. с рис. 2.19).

Составляющая силы P_0 сила $P'_0 = P_0 \cos \alpha_0$ создаёт на валу барабана дополнительный момент $M_{\text{тр}} = \rho P_0 \cos \alpha_0 = f m \omega^2 \rho^2 \cos^2 \alpha_0$.

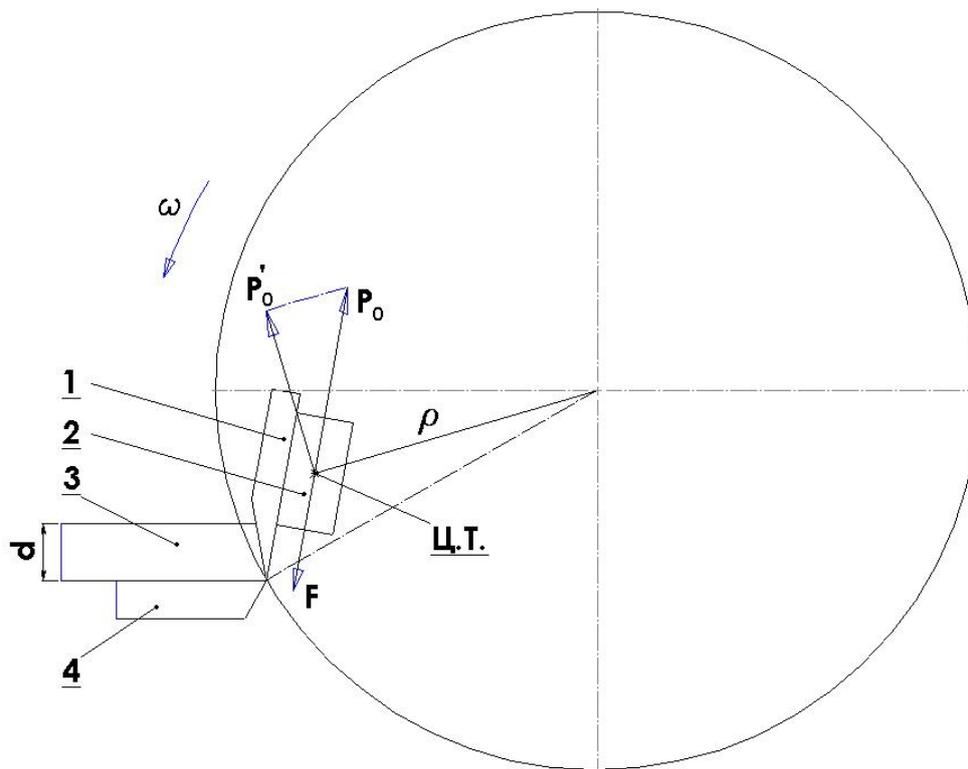


Рис. 2.20. Схема возникновения дополнительного крутящего момента на валу барабана: 1 – нож; 2 – отрезанный фрагмент; 3 – слой стеблей; 4 – противорез

В связи с тем, что на ножах измельчителя, установленных с большим передним углом α_0 , образуется скопление материала, необходимая мощность возрастает, так как производится дополнительная работа по преодолению трения при сталкивании этих скоплений. Однако эффект сталкивания скоплений вновь отрезаемыми фрагментами при всём недостатке, связанным с потреблением дополнительной энергии, обладает и важным преимуществом. Сталкивание фрагментов с ножом заставляет фрагменты пребывать в поле силы тяжести и одновременно подвергаться многочисленным ударам со стороны других фрагментов. Всё это способствует тому, чтобы фрагмент, находясь в хаотичном движении внутри барабана, в определённый момент получал сильный удар от вращающихся ножей. Это сразу или после нескольких отражений от стенок кожуха посылает фрагмент в нужном направлении – по продуктопроводу в сторону аспирационной камеры.

Следует проанализировать, какие факторы способствуют, а какие препятствуют тому, чтобы швыряние фрагментов в нужном направлении происходило максимально эффективно. Для этого примем во внимание, что ножи в барабане установлены не только с наклоном передней грани под углом α_0 , близком к углу трения материала о сталь, но и с

наклоном лезвия ножа под углом скольжения τ к цилиндрической образующей барабана. В результате поверхность ножа оказывается повернутой относительно плоскости вращения барабана и образующей. Передняя грань ножа, по которой происходит её контакт с отрезанными фрагментами, оказывается расположенной по касательной к воображаемой винтовой поверхности. Предпочтителен вариант, когда линия лезвия располагается по краю этой поверхности -- винтовой линии. Однако такое исполнение ножа связано с технологическими трудностями. Помимо использования дорогостоящих штампов для самого ножа, требуется ещё специальное заточное оборудование. Ведущие зарубежные фирмы, такие как “Claas”, “Mammut”, “McCormick”, “Krone”, при всех их широких возможностях не используют винтовые ножи в барабанных измельчителях.

Рассмотрим схему установки прямых, повернутых относительно образующей барабана ножей (рис. 2.21). Немаловажным фактором для процесса швыряния является форма «шеврона», образованного взаимным наклоном ножей, находящихся по обе стороны от плоскости симметрии измельчающего барабана. Здесь возможны два варианта: «клином вперёд» и «клином назад». На рисунке представлен второй вариант. Такой выбор подсказан исследованиями к.т.н. Баранова о зависимости скорости потока воздуха от формы ножевого «шеврона», когда вращение барабана создаёт вентиляторный эффект [32]. Установлено, что наиболее активный аэродинамический режим создаётся при расположении ножей «клином назад», при этом уменьшается неравномерность поля скоростей воздуха. Как было указано, движение воздуха способствует забрасыванию измельчённой массы, поскольку позволяет снизить аэродинамические сопротивления [54].

Применительно к силосоуборочным машинам проф. Резником получена система дифференциальных уравнений, полностью описывающая движение частицы материала по грани швыряющей лопасти [83]:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 x - 2\omega v_{\text{л}} \sin \tau \sin \theta - f[\omega^2(r_0 + y \sin \tau) \cos \tau + 2\omega v_{\text{л}} \cos \tau \cos \theta] \cos \theta \quad (22)$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \omega^2(r_0 + y \sin \tau) \sin \tau + 2\omega v_{\text{л}} \sin \tau \cos \theta - f[\omega^2(r_0 + y \sin \tau) \cos \tau + 2\omega v_{\text{л}} \cos \tau \cos \theta] \sin \theta \quad (23)$$

где обозначены, кроме указанных ранее:

x, y – текущие координаты частицы;

$v_{\text{л}}$ -- скорость относительного перемещения частицы по грани лопасти;

r_0 -- радиус-вектор частицы;

θ -- угол наклона вектора $v_{\text{л}}$ по отношению к плоскости вращения;

τ - угол наклона лопасти в плоскости, перпендикулярной к плоскости вращения.

Таким образом, если плоскость лопасти (или ножа) наклонена на угол τ в продольном направлении, то частица будет смещаться в этом же направлении под действием новых появившихся составляющих указанных ранее сил. Результирующее направление движения частицы будет характеризоваться отклонением этого направления от плоскости вращения барабана на некоторый угол θ (рис. 2.21).

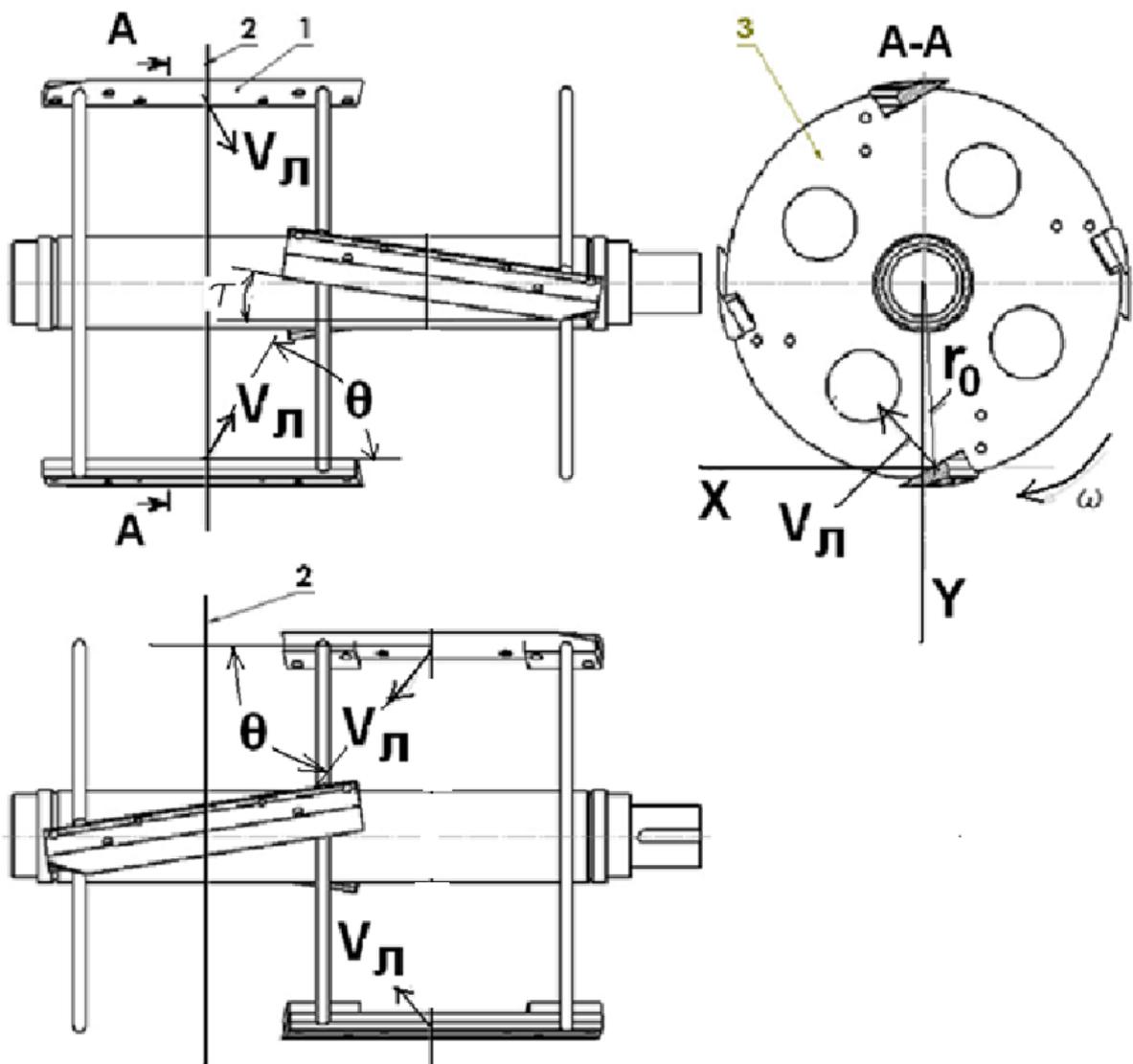


Рис. 2.21. Схема отклонения направления швыряния материала от плоскости вращения: 1 – нож; 2 – плоскость вращения; 3 – диск для крепления ножей

Исследование указанных зависимостей при некоторых упрощающих начальных условиях и заданных параметрах ножей и барабана позволяет проф. Резнику прийти к следующим выводам:

1. Наличие угла θ означает, что ножи швыряют частицы материала с отклонением от плоскости вращения барабана.

2. На величину угла θ влияет угол τ наклона ножа к образующей барабана. С увеличением τ угол θ растёт по линейной зависимости $\theta = K\tau$, причём коэффициент K зависит от величины угла α_0 и коэффициента трения f .

Согласно этим выводам увеличения угла τ (согласно условию скользящего резания как минимально энергоёмкого) приведёт к швырянию со значительным отклонением от плоскости вращения. Проф. Резник полагает это отклонение нежелательным и указывает на противоречивость требований увеличения τ и уменьшения θ . Это мнение основано на том, что при отклонении от плоскости вращения материал направляется к стенкам раструба и увеличивается расход энергии на преодоление сил трения [83]. Однако указанное затруднение можно преодолеть другим способом. Как известно из теории внешней баллистики, придание траектории пуль и снарядов спиралеобразной формы способствует устойчивости их полёта и точности попадания. Чем круче угол подъёма спирали, тем устойчивость выше [57]. Этот угол аналогичен углу θ отклонения потока массы, швыряемой ножом барабана, от плоскости вращения. Что касается нежелательного контакта материала со стенками, то его можно устранить, применив вместо одного два ножа по ширине барабана, имеющих противоположные направления угла наклона τ . Тогда два наклонных потока материала будут соприкасаться и образовывать единый устойчивый поток в плоскости вращения барабана. При этом кинетическая энергия частиц, излишняя для цели их переброски в аспирационную камеру, будет гаситься от взаимного неупругого соударения частиц.

Применение двух ножей вместо одного имеет ещё один положительный аспект. Наклон прямого ножа на угол τ приводит к тому, что зазор между лезвием ножа и противорезом оказывается переменным по длине. Это хорошо видно на пространственной модели прилегания ножа к противорезу (рис. 2.22): при минимальных зазорах по краям получается значительный зазор в середине. Зазор был бы одинаков только в том случае, если бы лезвие ножа имело спиралеобразную форму.

Увеличение зазора в середине тем больше, чем длиннее нож. При помощи программы пространственного моделирования твердотельных объектов Solid Works нами установлено, что при длине ножа, равной ширине барабана (400 мм), зазор получается 2,5...3 мм, что выходит за границы расчётного диапазона размеров. Однако зазор в два раза меньший оказывается приемлемым. Эта цель может быть достигнута применением двух ножей и противореза, имеющего в плане два скоса вместо одного.

Как уже отмечалось, швыряющая способность ножей невелика из-за преобладания действия на фрагмент нормальной (по отношению к грани ножа) составляющей

центробежной силы C_H .

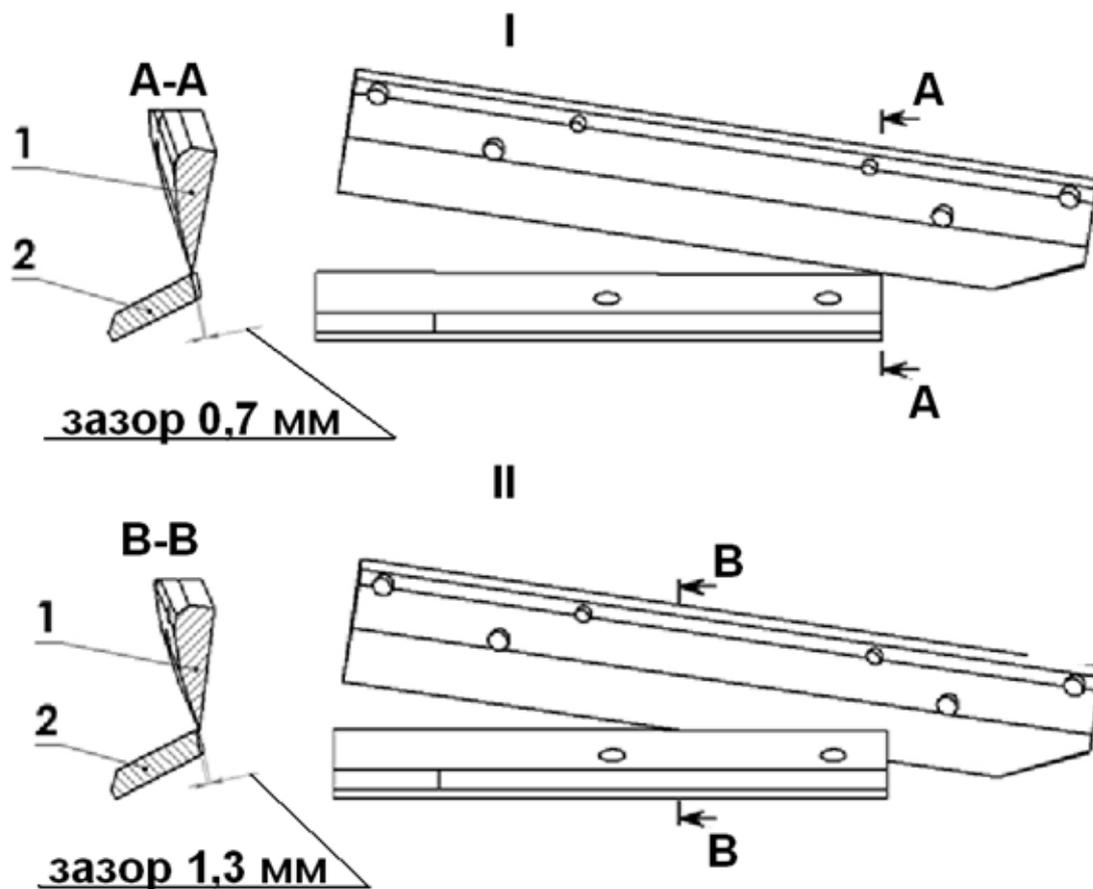


Рис. 2.22. Схема увеличения зазора между ножом и противорезом: I -- контакт по краю противореза; II -- контакт по середине противореза. 1 – нож; 2 – противорез

Основываясь на решении уравнений (22) и (23), проф. Резник рекомендует криволинейную в сечении форму ножа, в котором передняя грань, наклонённая под углом α , плавно переходит в участок, почти перпендикулярный первоначальному участку. Этот нож фактически является швыряющей лопаткой (рис. 2.23, а).

Указанная форма ножа приводит к значительным технологическим трудностям. Однако налипание мелких продуктов измельчения на нож увеличивается к концу грани, что естественно, так как ближние к лезвию частицы постоянно сбрасываются вновь отрезаемыми фрагментами. Этот эффект прослеживается на фотоснимке (см. рис. 2.23, б). При отвердевании липкой массы за время между сменами работы получается некое подобие «развитой грани» ножа. При сопоставлении рис. 2.23 а и б наблюдается существенное сходство двух форм ножа – изготовленной и естественно образовавшейся в процессе работы. Отсюда можно сделать вывод о ненужности технологических усложнений для получения специального изгиба грани ножа. Из-за значительных сил трения швыряющая способность образовавшейся из частиц материала «лопатки»

невелика. Но, как показывают эксперименты и практика, её достаточно для забрасывания фрагментов в аспирационную камеру (рис. 2.24).

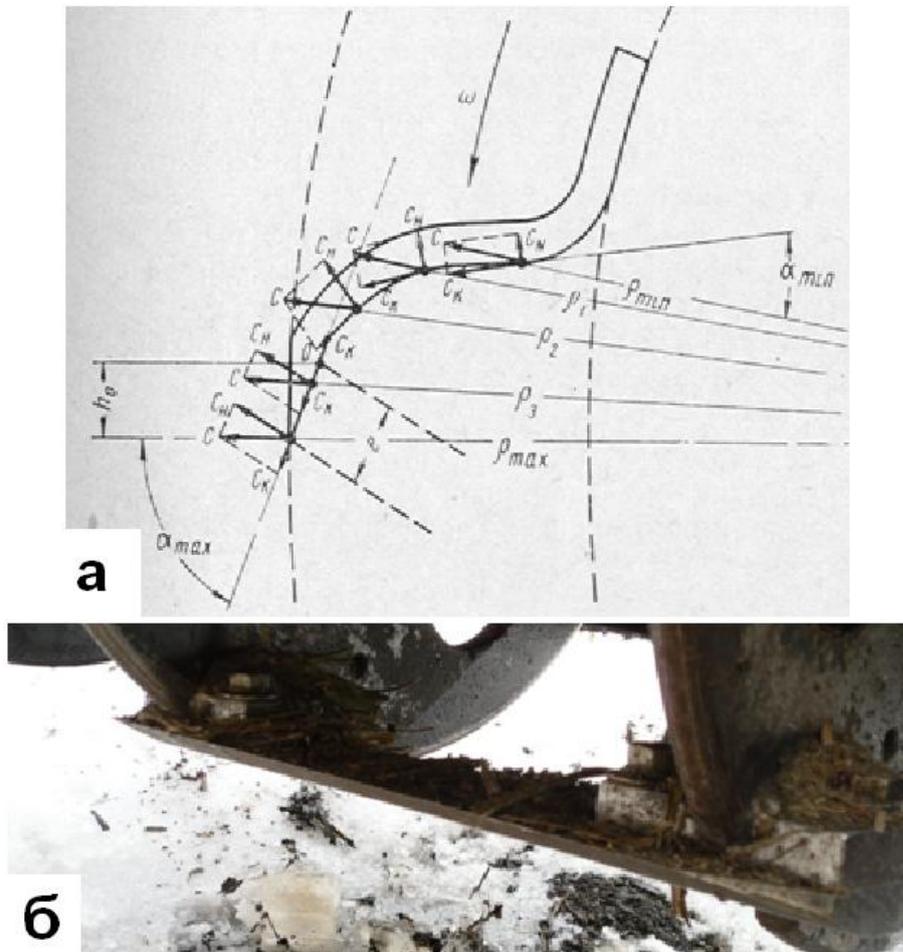


Рис. 2.23: **а** -- форма ножа-лопатки для швырняния измельчённого материала, схема действующих сил; **б** -- фото ножа с налипшими частицами на измельчающем барабане



Рис. 2.24. Работа шторки для погашения кинетической энергии листостебельной массы, подаваемой измельчающим барабаном

2.4 Аспирационная система комбайна

Очистка фрагментов стеблей происходит под действием силы динамического давления воздуха, которое оказывает различное действие на фрагменты и листья вследствие различия их веса, формы и ориентации в воздушном потоке. Листья, как более легкие компоненты и имеющие более развитую поверхность, отклоняются на бóльшую величину, чем фрагменты стеблей. Полное отделение листьев возможно в том случае, если область их отклонения находится за пределами области падения фрагментов стеблей (рис. 2.25).

Это может быть описано неравенством $S_{л\ max} > S_{с\ min}$, где $S_{л\ max}$ и $S_{с\ min}$ – соответственно длины областей падения листьев и стеблей после прохождения ими воздушного потока, м.

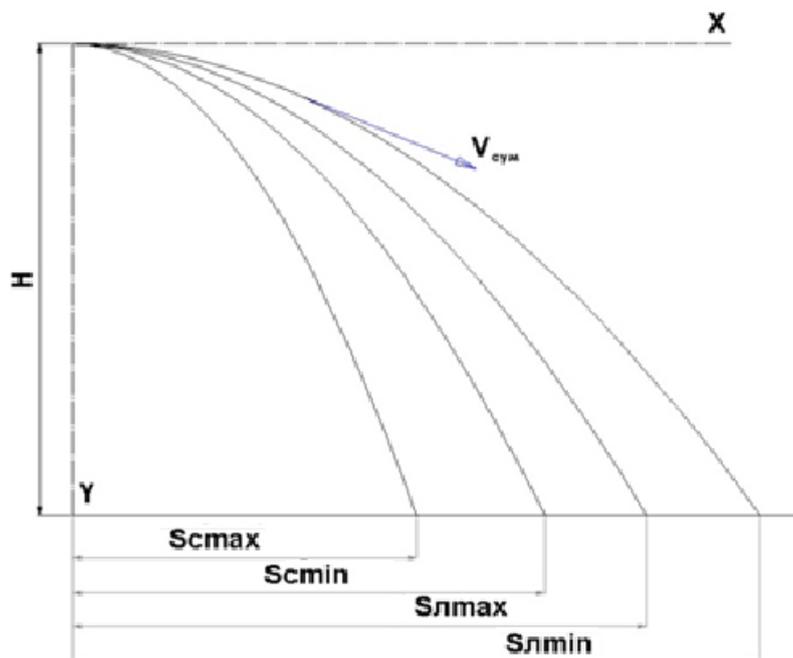


Рис. 2.25. Траектории частиц смеси, обладающие различными аэродинамическими свойствами: S – длины областей падения частиц; H – высота падения; $v_{сум}$ – вектор скорости частицы под действием различных сил

Угол отклонения фрагментов стеблей α можно определить из следующих соображений. Рассмотрим частицу, находящуюся в покое (витании) под действием силы тяжести и силы воздействия воздушного потока, наклонённого к горизонтали на угол β (рис. 2.26) [49].

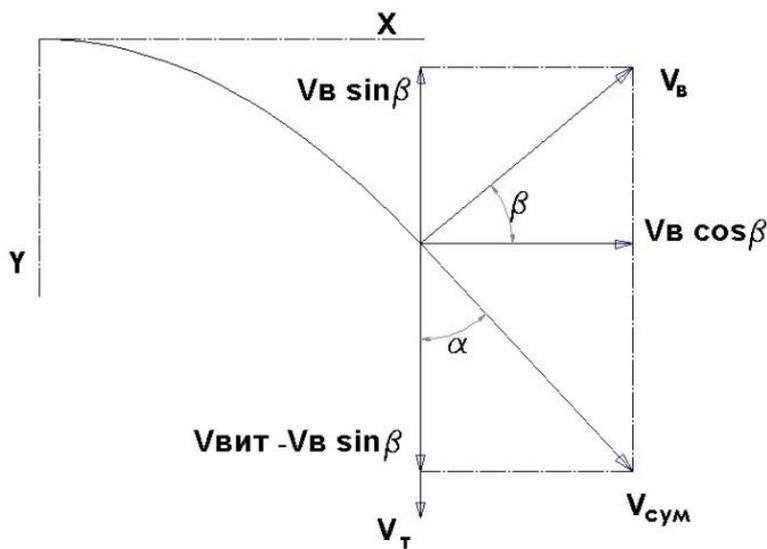


Рис. 2.26. Действие наклонного воздушного потока на частицу материала

На рисунке вместо векторов сил показаны векторы скоростей. Результирующая сила, действующая на частицу, является геометрической суммой горизонтальной проекции силы воздушного потока (представленной скоростью $v_B \cos \beta$) и некоторой вертикально направленной силы. Очевидно, эта сила в свою очередь является суммой противоположно направленных сил тяжести (представленной скоростью v_T) и вертикальной составляющей воздушного потока $v_B \sin \beta$. Однако согласно определению скорости витания она численно равна скорости под действием силы тяжести, то есть $v_{\text{внт}} = v_T$. Отсюда:

$$\tan \alpha = \frac{v_B \cos \beta}{v_{\text{внт}} - v_B \sin \beta} \quad (24)$$

Для смеси, поступающей на аэродинамическое сепарирование, скорости витания частиц будут изменяться в диапазоне от $v_{\text{внт}}^{\min}$ до $v_{\text{внт}}^{\max}$. Тогда траектории частиц смеси будут представлять собой пучок, определяемый углами $\tan \alpha^{\min}$ и $\tan \alpha^{\max}$. Значения углов находятся по соотношениям:

$$\tan \alpha^{\min} = \frac{v_B \cos \beta}{v_{\text{внт}}^{\max} - v_B \sin \beta}; \quad \tan \alpha^{\max} = \frac{v_B \cos \beta}{v_{\text{внт}}^{\min} - v_B \sin \beta} \quad (25)$$

Рассеивание пучка траектории характеризуется разностью углов $\alpha^{\max} - \alpha^{\min}$. Используя известную тригонометрическую зависимость, можно записать:

$$\tan(\alpha^{\max} - \alpha^{\min}) = \frac{\tan \alpha^{\max} - \tan \alpha^{\min}}{1 + \tan \alpha^{\min} \tan \alpha^{\max}}$$

Заменяя $\tan \alpha^{\min}$ и $\tan \alpha^{\max}$ их значениями из (25), имеем:

$$\tan(\alpha^{max} - \alpha^{min}) = \frac{v_B \cos \beta (v_{\text{ВИТ}}^{max} - v_{\text{ВИТ}}^{min})}{v_{\text{ВИТ}}^{max} v_{\text{ВИТ}}^{min} - v_B \sin \beta (v_{\text{ВИТ}}^{max} + v_{\text{ВИТ}}^{min}) + v_B^2} \quad (26)$$

Из этого выражения следует, что рассеивание пучка траекторий зависит от разности скоростей витания частиц, угла β наклона воздушного потока и величины этой скорости.

Скорость витания имеет простой физический смысл и легко определяется экспериментально. Это делает её удобным показателем в решении задач, связанных с аэродинамическим сортированием различных смесей. Воспользуемся результатами экспериментальной работы для дальнейшего анализа формулы (26) (см. п. 4.2). Задаёмся длиной фрагментов после измельчения 200 мм. Тогда по графику (см. рис. 4.7) получаем:

$$v_{\text{ВИТ С}}^{min} \approx 20 \text{ м/с}; \quad v_{\text{ВИТ С}}^{max} \approx 30 \frac{\text{М}}{\text{С}}$$

$$v_{\text{ВИТ Л}}^{min} \approx 5 \text{ м/с}; \quad v_{\text{ВИТ Л}}^{max} \approx 10 \text{ м/с}$$

Исходя из этого имеем: $v_{\text{ВИТ С}}^{max} - v_{\text{ВИТ Л}}^{min} = 30 - 5 = 25 \text{ м/с}$; $v_{\text{ВИТ С}}^{max} + v_{\text{ВИТ Л}}^{min} = 30 + 5 = 35 \text{ м/с}$; $v_{\text{ВИТ С}}^{max} \cdot v_{\text{ВИТ Л}}^{min} = 30 \cdot 5 = 150 \text{ м}^2/\text{с}^2$. На рис. 2.27 изображена зависимость $\tan(\alpha^{max} - \alpha^{min}) = f(v_B)$ для различных углов β .

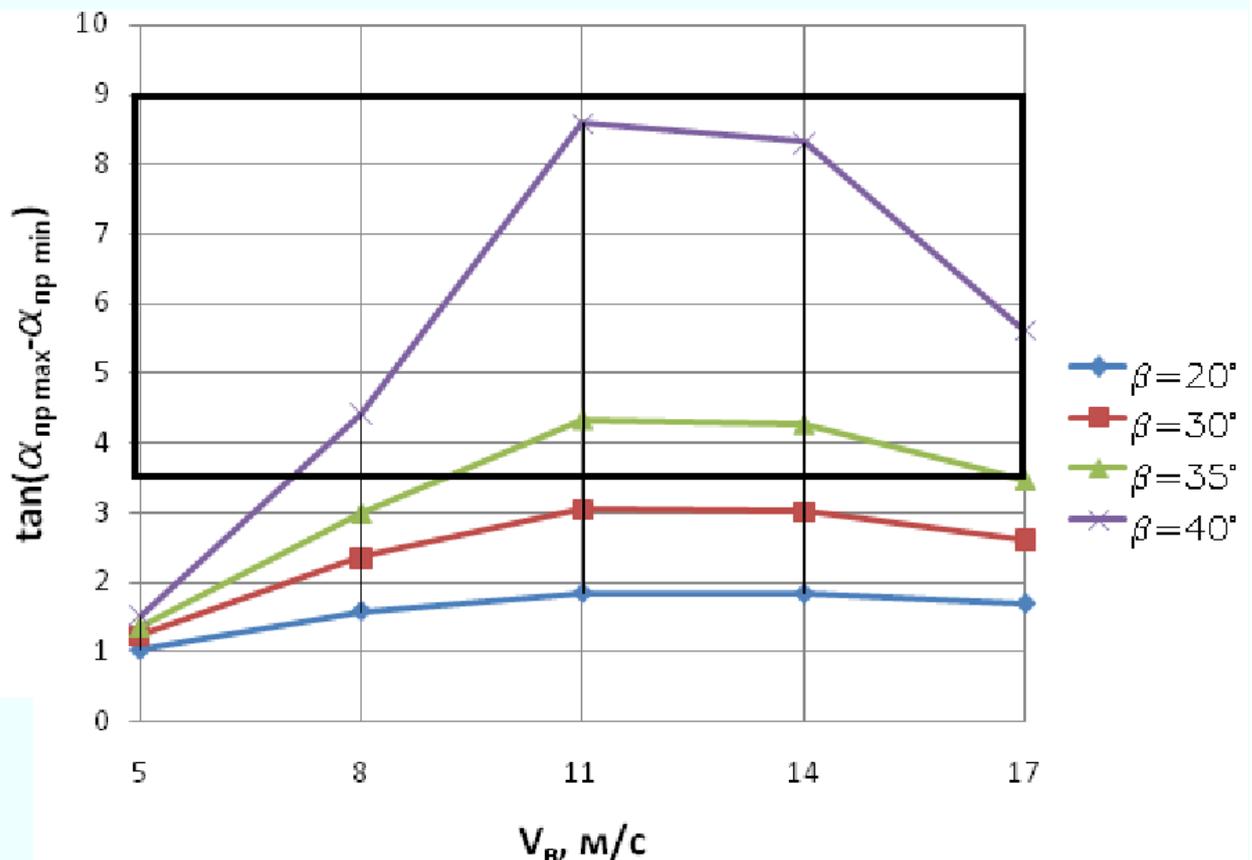


Рис. 2.27. Изменение функции $\tan(\alpha^{max} - \alpha^{min})$ в зависимости от скорости

воздушного потока при различных β . Выделенная область - диапазон углов наклона воздушного потока для эффективного разделения смеси стеблей и листьев

Графики зависимости представляют собой параболы, имеющие точки максимума. В этих точках наибольшее рассеивание компонентов смеси (стеблей и листьев) получается для некоторой оптимальной скорости воздушного потока $v_{в\text{ опт}}$. Для аналитического определения этого максимума необходимо приравнять нулю производную функции $\tan(\alpha^{max} - \alpha^{min})$ по $v_{в}$:

$$\frac{d \tan(\alpha^{max} - \alpha^{min})}{dv_{в}} = 0 \quad (27)$$

Дифференцируя выражение (26), получаем:

$$v_{в\text{ опт}} = \sqrt{v_{в\text{ вит с}}^{max} \cdot v_{в\text{ вит л}}^{min}} \quad (28)$$

Таким образом, скорость наклонного воздушного потока, при которой листостебельная масса получает наибольшее рассеяние, равна средней геометрической из крайних значений скоростей витания компонентов смеси. Для нашего случая $v_{в\text{ опт}} = \sqrt{30 \cdot 5} \approx 12$ м/с.

С увеличением угла β в пределах $35 \dots 40^\circ$ крутизна параболы резко возрастает. Это говорит о том, что в данном диапазоне углов наиболее желательно производить сепарацию смеси, состоящей из компонентов, которые (как в нашем случае) значительно различаются между собой по аэродинамическим свойствам. Это наглядно видно при сопоставлении полученного нами графика с теми, которые были построены для случая разделения зерновой смеси [49]. В малом диапазоне скоростей витания $8,5 \dots 11,5$ м/с рост угла β оказывает небольшое влияние на зависимость $\tan(\alpha^{max} - \alpha^{min}) = f(v_{в})$. Это, безусловно, затрудняет разделение подобных смесей.

При $\beta = 40^\circ$, $v_{в} = 12$ м/с и высоте подачи смеси $H = 300$ м/с определим углы α по формуле (24) и расстояние S дальности падения стеблей и листьев по формуле $S = H \tan \alpha$. Результаты вычислений сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 Расстояние забрасывания фрагментов стеблей и листьев в зависимости от их скоростей витания

Показатель	$v_{в\text{ вит с}}, \text{ м/с}$		$v_{в\text{ вит л}}, \text{ м/с}$	
	25	30	5	10
$\tan \alpha$	0,53	0,41	-3,39	4,02
α , град	27,9	22,3	-73,5	76
$S_{л}$ и $S_{с}$, мм	159	123	--	1206

Знак минус угла α для листьев означает, что вектор $v_{\text{сум}}$ направлен вверх и листья совершают полёт по параболе с возвышением. Как видно, для данных условий $S_{\text{л}} \gg S_{\text{с}}$ разделение весьма эффективно.

Однако в реальных условиях технологического процесса комбайна указанные условия полного разделения нарушаются. Показатели степени реального разделения даже в лучших зарубежных моделях редко поднимаются выше 85% [109]. Это заставляет прибегать к двухстадийной очистке с дополнительным очистным вентилятором в районе сбрасывания стеблей с выгрузного транспортёра в транспортное средство (см. рис. 1.14). Причина такого нарушения в том, что в существующих конструкциях комбайнов измельчённая листостебельная масса подаётся в аспирационную камеру транспортёром и сбрасывается в зону действия вентилятора. Слой перемешанных между собой стеблей и листьев сразу же в месте его падения вниз обдувается воздушным потоком. За короткое время падения слой практически сохраняет свою первоначальную плотность. Это приводит к тому, что слипшиеся между собой стебли и листья взаимно экранируют друг друга при обдувании воздухом, при этом не соблюдается главное условие аэродинамической очистки – равномерность воздействия на материал воздушного потока [92]. Скорость $v_{\text{сум}}$ резко падает, в результате многие листья остаются в области $S_{\text{с}}$, что понижает эффективность очистки.

Наиболее простое средство для борьбы с этим явлением – увеличение скорости воздушного потока $v_{\text{в}}$ и увеличение угла β . Струя воздуха динамически воздействует на смесь, разобцает и раздувает в стороны её компоненты. При этом процесс разделения происходит за пределами максимума графика (см. рис. 2.27). Практически это выражается в большей дальности полёта стеблей и влечёт необходимость увеличивать длину приемника для их сбора. Однако возможности здесь ограничены габаритами машины. Как показали экспериментальные исследования, оптимальная скорость воздушного потока лежит в пределах 20...25 м/с, $\beta = 50^\circ$. Высота сбрасывания листостебельной массы – 300 мм. Для минимальной скорости витания стеблей 25 м/с вычисляем:

$$S_{\text{с}} = H \tan \alpha_{\text{с}} = 300 \frac{25 \cos 50}{25 - 25 \sin 50} = 824 \text{ мм.}$$

Ограничимся шириной транспортёра для подачи стеблей в грузовик $A_{\text{т}} = 250$ мм (по условиям компоновки). Хотя это меньше, чем по данным вычислений, уменьшение размера можно компенсировать специальным наклонным патрубком длиной $A_{\text{п}} = 1000$ мм и углом наклона, равном углу воздушного потока $\beta = 50^\circ$ (конструктивно). Попадая в патрубок, стебли будут скатываться на транспортёр.

Определим условия, при которых листья будут унесены воздушным потоком за область транспортёра и область патрубка: $L = A_T + A_{\Pi} = 250 + 1000 \cos 50 \approx 890$ мм (рис. 2.28).

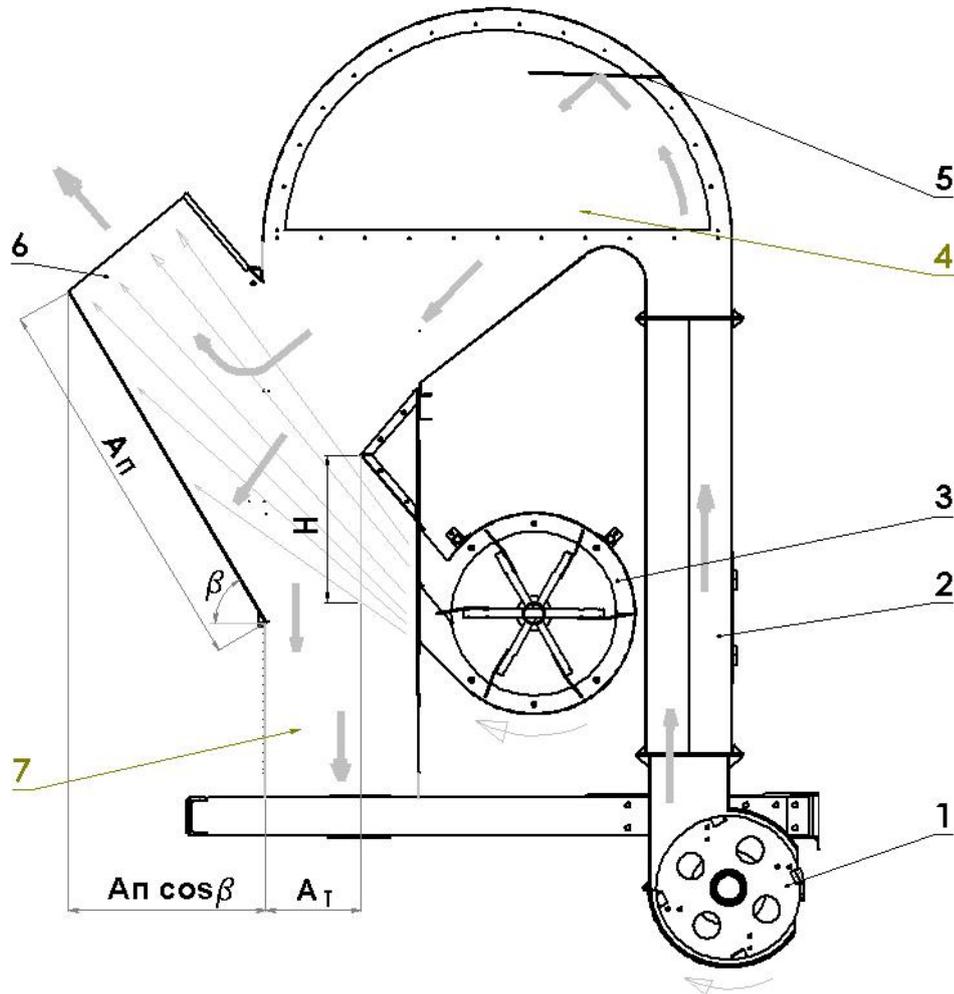


Рис. 2.28. Схема разделения потока листостебельной массы на две фракции по аэродинамическим свойствам: 1 – измельчающий барабан; 2 – продуктопровод; 3 – вентилятор; 4 – аспирационная камера; 5 – отбойный экран; 6 – патрубок эвакуации листьев; 7 – приёмник стеблей (к транспортёру). Стрелками показан путь листостебельной массы

Задача сводится к определению дальности полёта листьев в воздушном потоке, имеющем скорость v_B . Так как полёт листьев происходит по параболе, дальность полёта можно определить по выражению [54]:

$$L = (v_d^2 / g) \sin 2\alpha \quad (29)$$

где v_d - действительная скорость листьев в воздушном потоке, м/с.

Для определения v_d воспользуемся формулой теории вентиляторных метателей:

$$v_d = v_B - \sqrt{(g \sin \alpha_{max}) / K} \quad (30)$$

где:

K – коэффициент парусности листьев;

$\alpha_{max} = 30^\circ$ – угол полёта листьев при $v_{вит\ л}^{max}$.

Учтём, что коэффициент парусности связан со скоростью витания соотношением:

$$K = g/v_{вит}^2 \quad (31)$$

Рассмотрим наихудшее условие, то есть $v_{вит\ л}^{max} \approx 10$ м/с. Тогда $K = 9,81/10^2 = 0,098$, откуда $v_{л} = 25 - \sqrt{(9,81 \sin 30^\circ)/0,098} = 17,8$ м/с. Окончательно получаем: $L = (17,8^2/9,81) \sin 2 \cdot 30^\circ = 28$ м.

Как видно, горизонтальная проекция длины полёта листьев намного превышает критический участок 0,89 м. Это также свидетельствует о возможности полного разделения фрагментов стеблей и листьев по их аэродинамическим свойствам и теоретически подтверждает правильность выбора этой схемы очистки.

Сложность аэродинамических явлений при сепарации листостебельной массы не позволяет ограничиться только повышением скорости воздушного потока. Необходимо достичь максимальной равномерности этого потока. Для этого целесообразно применение вентилятора диаметрального типа, обладающего более стабильными аэродинамическими характеристиками по сравнению с обычным центробежным вентилятором. Результаты сравнительного исследования вентиляторов обоих типов будут приведены в экспериментальной части.

Сплошность потока исходного материала можно нарушать и иными мерами, например, использовать швыряющую способность измельчающего барабана. Как было указано в п. 2.3.3, барабану достаточно зашвырнуть измельчённые фрагменты на определённую высоту, заведомо превышающую область воздействия воздушного потока от вентилятора. Здесь фрагменты стеблей и листьев могли бы быть предварительно фракционированы по дальности их полёта. Такой метод широко применяется в зернопультах для сортировки зерна и выделения из него лёгких примесей [54]. Однако в предлагаемой аспирационной камере траектории полёта стеблей и листьев после получения удара от ножей барабана можно считать одинаковыми. Задача состоит в следующем:

1. Уменьшить плотность смеси за счёт её расширения в объёме аспирационной камеры.
2. Погасить излишек кинетической энергии частиц смеси за счёт их трения о стенки камеры, а при необходимости – за счёт удара о препятствие, например, металлический или резиновый экран.

Эти задачи решаются в предлагаемой конструкции (см. рис. 2.28). Измельчённая масса направляется ножами измельчителя в вертикальный канал (продуктопровод). В верхней точке канал переходит в аспирационную камеру со значительным увеличением поперечного сечения. Крышка камеры выполнена в виде закруглённого свода. На крышке с внутренней стороны установлен экран с регулируемым положением по длине камеры и углом наклона. Отражаясь от экрана, листостебельная масса направляется вниз -- частично в вертикальную шахту, частично на скатную доску. Шахта обдувается снизу наклонным воздушным потоком. Поток уносит из камеры листья, а стебли скатываются по наклонной стенке вниз и попадают на транспортёр стеблей.

ВЫВОДЫ:

1. Обосновано применение для уборки сорго и других толстостебельных растений роторной жатки с сегментами, расположенными по периферии режущего диска.
2. Кинематический анализ роторной жатки показывает, что на отдельном участке стебель будет срезаться боковой, незаточенной поверхностью сегмента. Для определения реальной степени ухудшения качества стеблей необходимы всесторонние испытания жатки указанного типа.
3. Исследование взаимодействия режущего аппарата с механизмом захвата и ориентации стеблей позволяет получить зависимость между скоростью комбайна и частотой вращения рабочих органов, а также определить геометрические параметры рабочих органов.
4. Резание стеблей на фрагменты необходимо производить с наклоном режущей грани ножа в пределах $8...10^\circ$ в плоскости, перпендикулярной направлению подачи. При этом угол заточки лезвия должен составлять $24...30^\circ$.
5. Для исключения отталкивания разрезаемого стебля ножом противорежущая пластина измельчающего барабана должна находиться в нижнем квадранте окружности, описываемой ножами.
6. Для уменьшения эффекта торможения стебля ножами измельчителя необходимо использовать гибкие гребёнки валков питающего аппарата, верхняя пара которых подпружинена в вертикальном направлении.
7. Толщина гребёнок по условиям эффективного протягивания стеблей и их неповреждения должна находиться в пределах $4...5$ мм.
8. Эффект швыряния измельчённых фрагментов ножами измельчающего барабана может быть стабилизирован за счёт расположения ножей в форме «шеврона» вдоль образующей барабана. При этом углы наклона ножей должны быть равны по величине и противоположны по направлению.

9. Установлена теоретическая возможность разделения смеси измельчённых стеблей и листьев сорго по разнице их скоростей витания.

10. Обоснована конструктивная форма аспирационной камеры для отделения листьев от стеблей с углом наклона воздушного потока к горизонтали 50° , скоростью воздуха 20...25 м/с и с применением наклонного патрубка для сбора фрагментов стеблей, отклонённых воздушным потоком от направления свободного падения.

3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОМБАЙНА ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОГО СОРГО

В настоящем разделе проводится проверка выдвинутых в теоретической части гипотез, описываются средства и методы проведения этой проверки, а также способы определения достоверности полученных результатов.

3.1 Программа исследований

1. Исследование сопротивления стеблей сорго сжатию, построение диаграммы «усилие-деформация» и анализ характерных точек диаграммы.
2. Определение скорости витания стеблей и листьев в зависимости от характерных размеров их фрагментов.
3. Исследование тянущей способности валков питающего аппарата с гибкими гребёнками.
4. Определение эффективности аспирационной очистки фрагментов стеблей от листьев и мелких отходов.
5. Установление характеристик воздушного потока в аспирационной камере и определение факторов, влияющих на равномерность потока.

3.2 Экспериментальные установки, оборудование и измерительные приборы

3.2.1 Для исследования сопротивления стеблей сорго сжатию была спроектирована и изготовлена установка, устройство которой показано на рис. 3.1

Установка представляет собой раму 1, сваренную из уголкового проката и закреплённую на горизонтальной поверхности. В нижней части рамы расположен кронштейн 3 с неподвижной зажимной колодкой и двумя направляющими 4. В верхней части рамы имеется кронштейн с подвеской 7, имеющей возможность вертикального перемещения при помощи гайки 8. Нижняя часть подвески 7 снабжена ушком для крепления тяги динамометра 5. Вторая тяга динамометра соединена с подвижной колодкой 2, которая имеет возможность вертикального перемещения по направляющим 4. В установке использован динамометр ДТ-02: предельная нагрузка 2000 Н, цена деления 20 Н. Для измерения расстояния использовался штангенциркуль ШЦ-III-125-0,1, цена деления 0,1 мм.

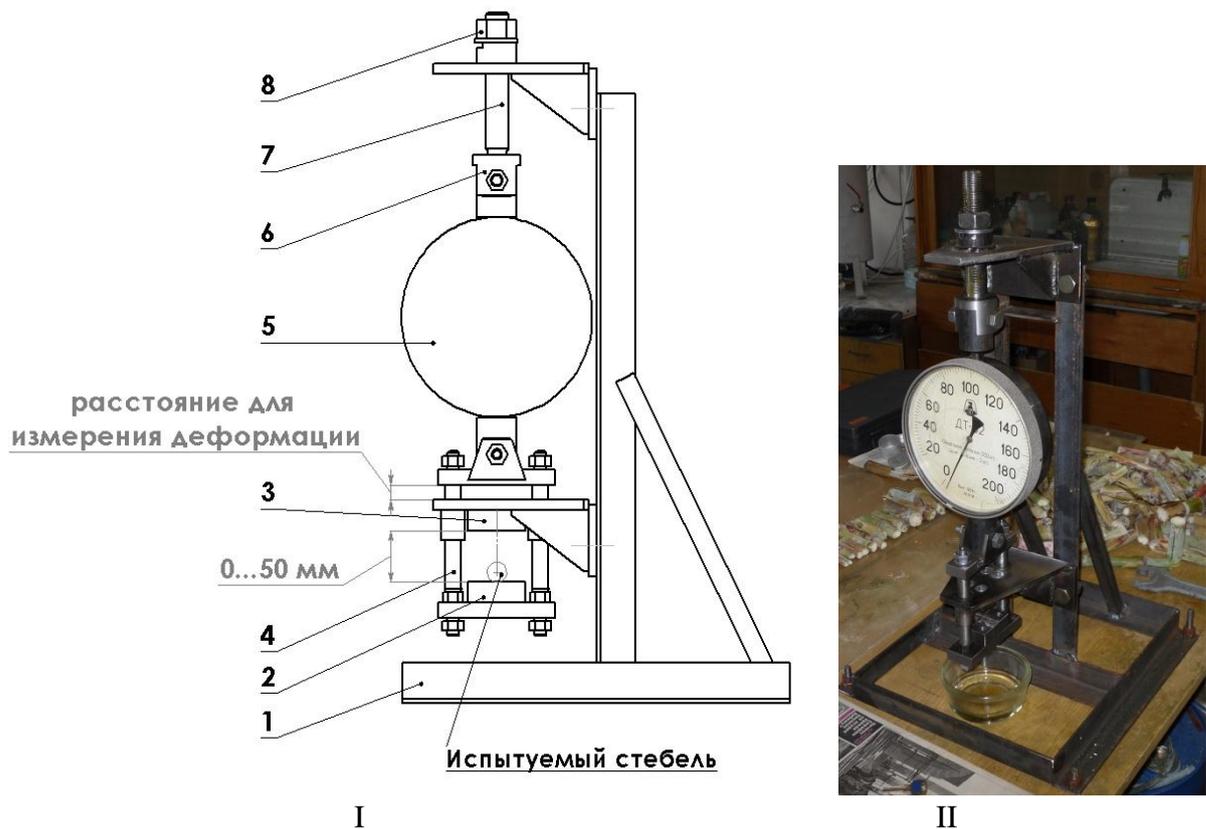


Рис. 3.1. I -- установка для испытаний стеблей сорго на сжатие: 1 – рама; 2 – колодка подвижная; 3 – колодка неподвижная; 4 – направляющая; 5 – динамометр; 6 – тяга шарнирная; 7 – винт; 8 – гайка; II -- фото установки

3.2.2 Для измерения скорости витания фрагментов стеблей и листьев сорго была спроектирована и изготовлена установка, устройство которой показано на рис. 3.2. Установка представляет собой центробежный вентилятор 1, закреплённый на горизонтальной поверхности, с направленным вверх нагнетательным патрубком. Вентилятор приводится во вращение от электродвигателя 2 через муфту 3. К нагнетательному патрубку присоединён металлический конфузор 4, на конце которого установлен прозрачный ствол 5. Высота конфузора 4 и ствола 5 подобрана из условия стабилизации воздушного потока, нагнетаемого вентилятором 1. Материал конфузора – стальной лист толщиной 1,5 мм; материал ствола – оргстекло толщиной 4 мм. Между конфузуром и стволом помещается решётка 6 из металлических прутков $\varnothing 4$ мм, размер ячейки – 27x27 мм. Зазоры между решёткой 6, конфузуром 4 и стволом 5 герметично заделаны. В последней четверти высоты ствола по центру поперечного сечения размещён электронный анемометр 7 АТТ-1005, диапазон измерения скоростей 0,4...40 м/с; погрешность измерения $\pm 2\% + 0,2$ м/с. Для предотвращения угловых смещений анемометр установлен на фланце, который крепится к стенке ствола 5 четырьмя винтами. Для регулировки оборотов двигателя использовался электронный инвертор (на рис. не

показан) EI-S9001-040H, предельная мощность 30 кВт, переменный ток 440 В, 65 А. При этом пределы регулирования оборотов двигателя составляют 150...2000 об/мин.

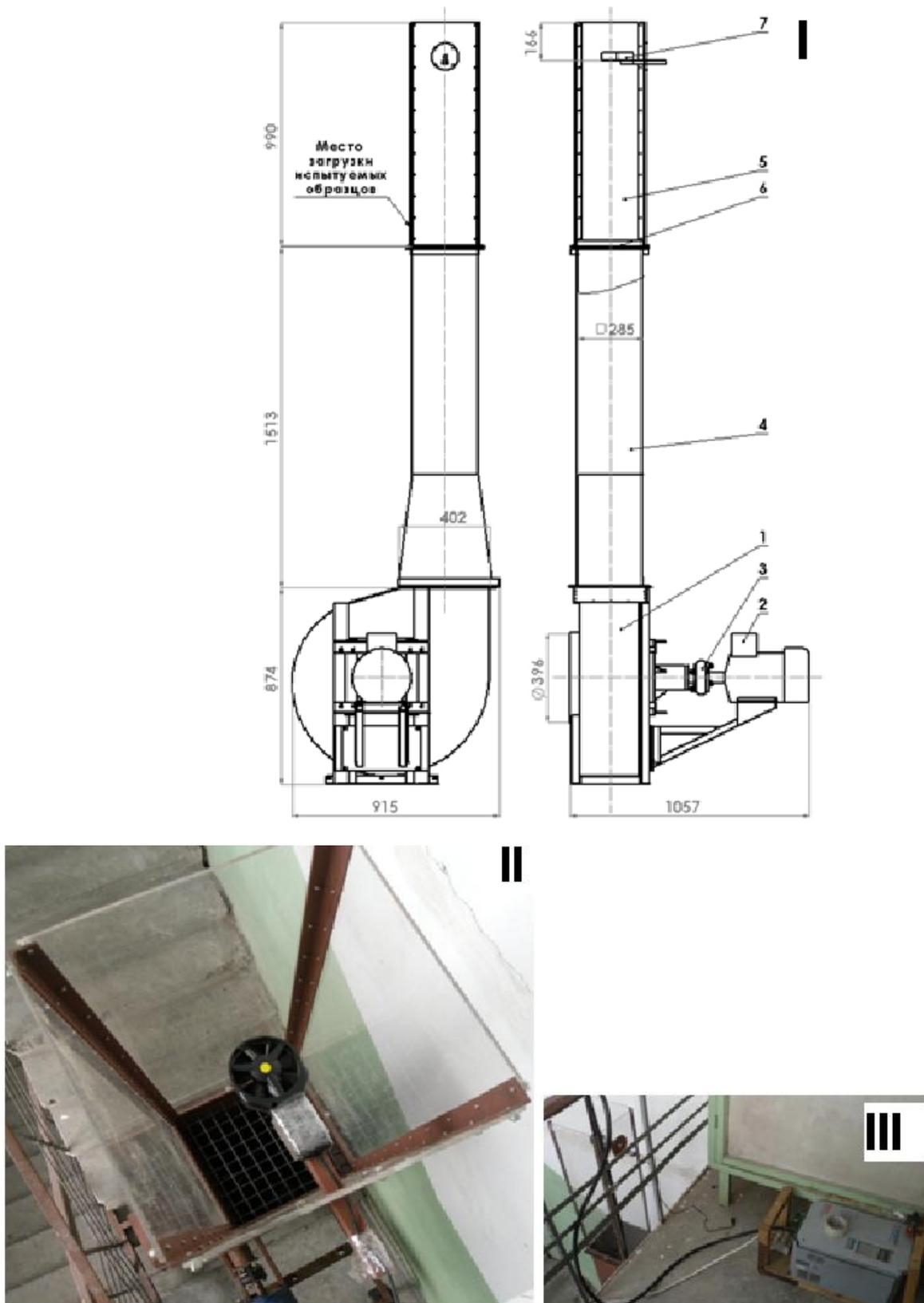


Рис. 3.2. Установка для измерения скоростей витания фрагментов стеблей и листьев сахарного сорго: I -- общий вид; II -- установка, вид сверху. На переднем плане – анемометр 7, на заднем – решётка 6; III -- вид на управляющий инвертор

Параметры вентилятора:

- тип – центробежный;
- диаметр рабочего колеса – 630 мм;
- число лопастей – 4;
- форма/размер входного патрубка – круглый/Ø 390 мм;
- форма/размер выходного патрубка – квадратный/285x285 мм;
- динамический напор на выходе – 1,03 кПа;
- максимальная скорость воздуха на выходе – 41,5 м/с;
- производительность – 12130 М³/ч.

Параметры электродвигателя:

- тип – асинхронный короткозамкнутый;
- мощность – 5,5 кВт;
- частота вращения – 1500 мин⁻¹.

3.2.3 Исследование тянущей способности валков с гибкими гребёнками проводилось на питающем аппарате опытного образца комбайна (рис. 3.3).

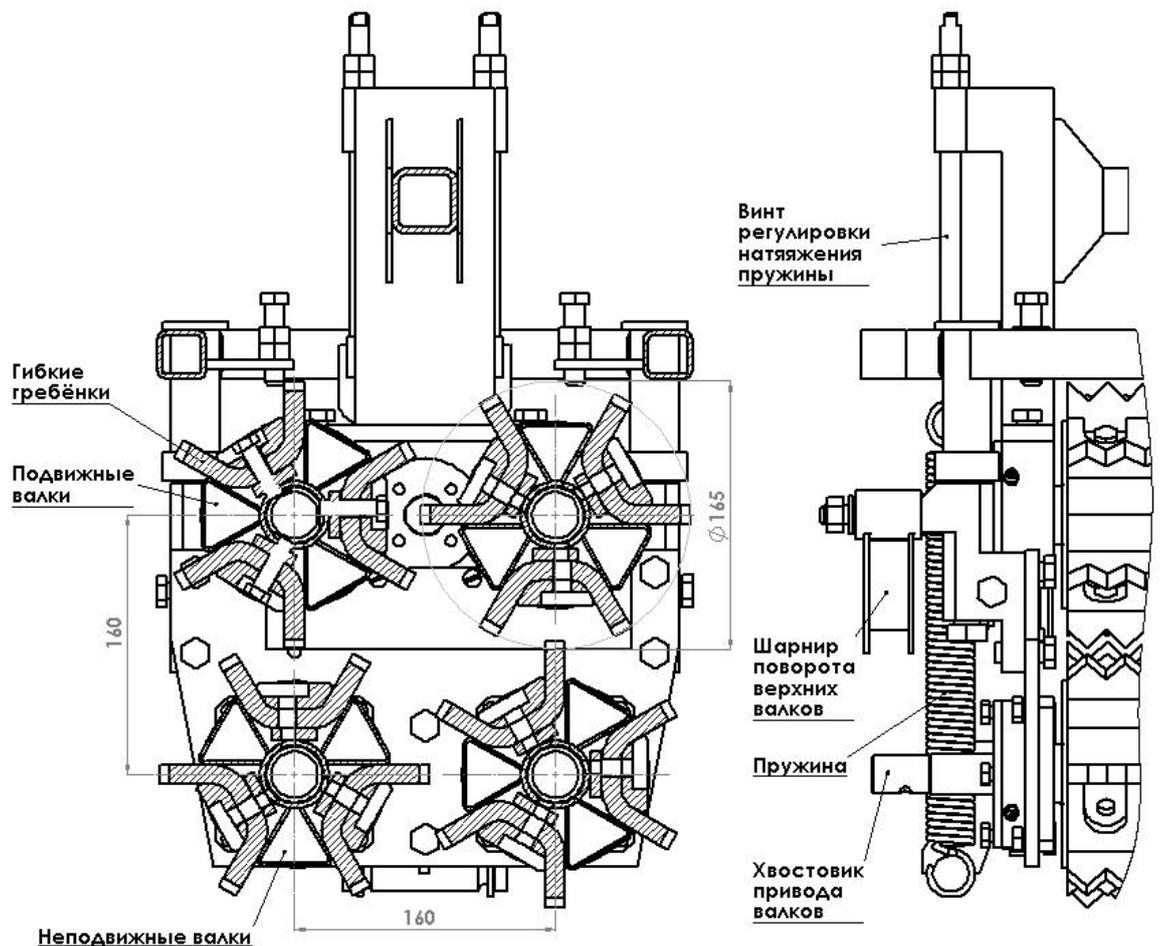


Рис. 3.3. Питающий аппарат комбайна для уборки сорго

Питающий аппарат состоит из двух пар горизонтальных валков, снабжённых гибкими гребёнками. При вращении валков гребёнки затягивают стебли, подпрессовывают их и транспортируют к ножам измельчителя. Верхняя пара валков имеет возможность перемещения в вертикальном направлении. Подпружинивание верхних валков осуществляется четырьмя пружинами, для натяжения которых предусмотрены винты.

Экспериментальная установка для исследования тянущей способности валков (рис. 3.4) представляет собой опытный образец комбайна со снятой жаткой и измельчителем и с присоединённым электродвигателем (на рисунке не показан) для привода питающего аппарата. В качестве имитатора протягиваемых стеблей использовали деревянную доску размерами 25x300x1000 мм. Доска соединялась с динамометром, другой конец динамометра соединялся с тягой кронштейна. Использовался динамометр ДТ-02, предельная нагрузка 5000 Н, цена деления 20 Н. Кронштейн был жёстко закреплён на земле таким образом, чтобы его тяга располагалась на одном горизонтальном уровне с ближним концом доски, а дальний конец доски зажимался валками питающего аппарата. Отклонение доски от горизонтального положения компенсировалось шарнирными соединениями её конца и динамометра. Имитация доской пучка стеблей обеспечивалось приблизительным равенством коэффициента трения стеблей и древесины о транспортёрную ленту, служащую материалом для гибких гребёнок валков. Толщина доски выбрана равной среднему диаметру стебля сорго – 25 мм.

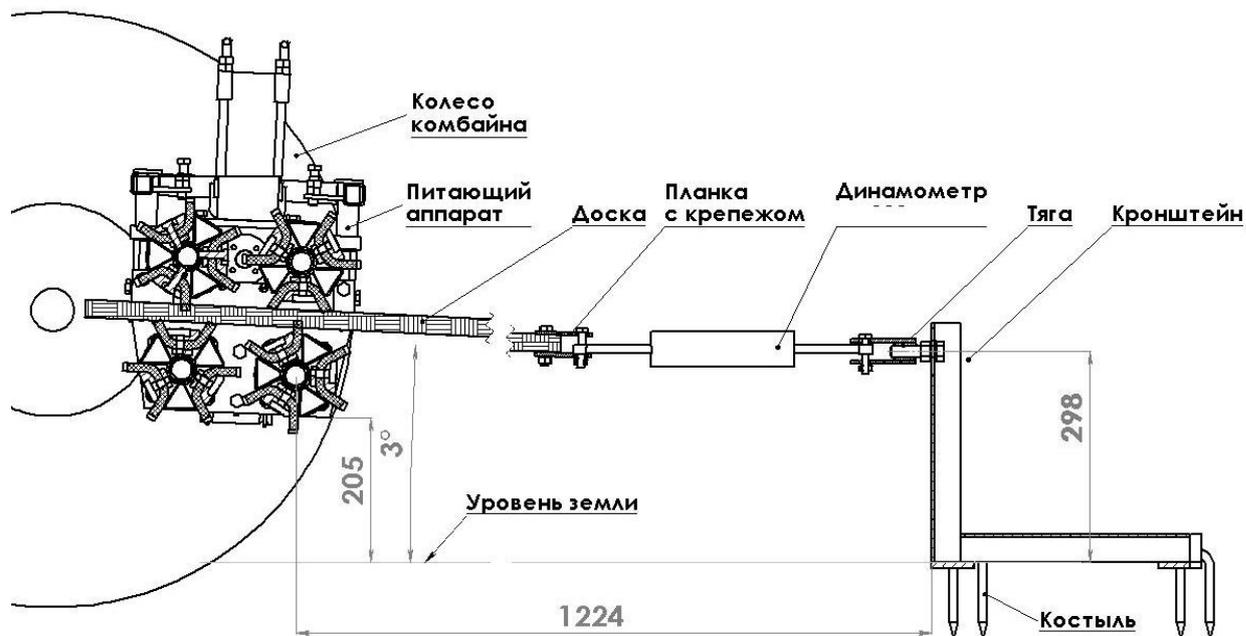


Рис. 3.4. Установка для исследования тянущей способности валков

3.2.4 Опыты по определению степени очистки стеблей от листьев проводили с

использованием аспирационной системы опытного образца комбайна для уборки сорго (см. рис. 2.26). Подача измельчённого продукта в аспирационную камеру осуществляется ножами измельчителя 1 через продуктопровод 2. Верхняя часть аспирационной камеры выполнена в виде полого металлического полуцилиндра 4 с прозрачными стенками. Внутри камеры устанавливался экран 5 для гашения излишка кинетической энергии измельчённых фрагментов. Воздушный поток создавался вентилятором 3 с горизонтальной осью вращения. Очищенные фрагменты падают вниз, в приёмник стеблей 7. Продукты очистки (листья и мелкие отходы) удаляются воздухом через наклонный патрубок 6. Рабочие органы установки приводятся в движение от электродвигателя мощностью 18 кВт и частотой вращения 1000 мин^{-1} . Взвешивание компонентов фракций производилось на электронных весах с погрешностью измерений $\pm 10 \text{ г}$.

3.2.5 В экспериментах по определению характеристик воздушного потока аспирационной камеры сравнительному анализу подвергались два типа вентиляторов:

- лопастной вентилятор с шестью лопастями, загнутыми противоположно направлению вращения (рис. 3.5, обозначения см. рис. 2.26);
- диаметральный вентилятор с двадцатью восемью лопатками, загнутыми в направлении вращения (рис. 3.6).

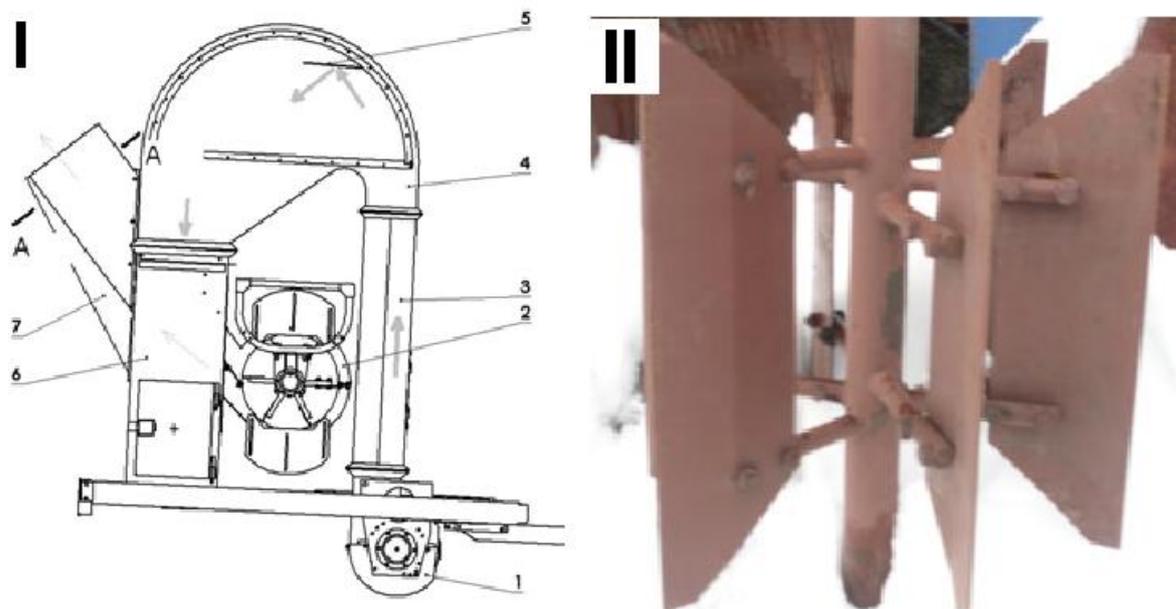


Рис. 3.5. I – схема лопастного вентилятора, встроенного в аспирационную систему комбайна. Тонкими стрелками показан путь воздуха; толстыми стрелками – путь измельчённой массы; II - фото лопастного вентилятора (снят с комбайна)

Принципиальное отличие между рассмотренными типами вентиляторов заключается в способе забора воздуха в межлопастное пространство. В лопастном

вентиляторе воздух забирается со стороны открытых торцов рабочего колеса, в диаметральном -- со стороны, противоположной стороне нагнетания [93]. Способ забора воздуха имеет большое значение для стабилизации воздушного потока, как это будет видно из результатов экспериментальных данных.

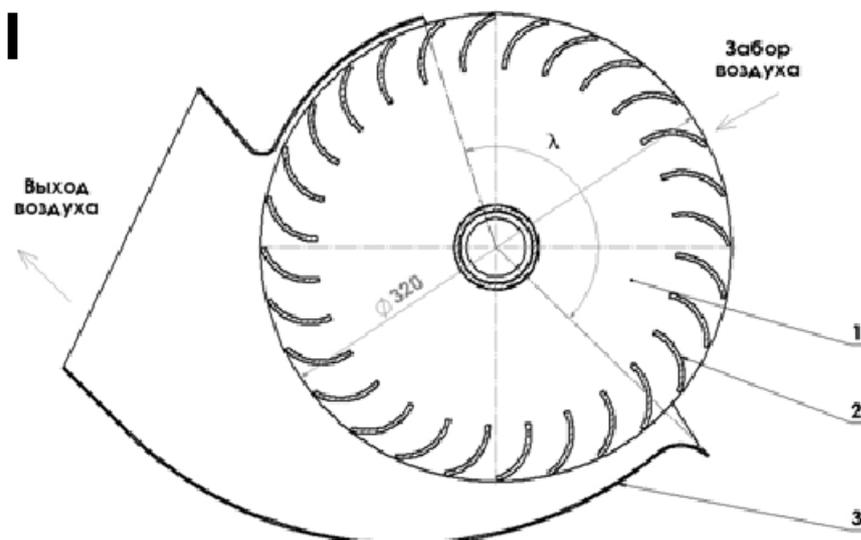


Рис. 3.6. I – схема диаметального вентилятора (расположение на комбайне аналогично показанному на рис. 3.8): 1 – диск; 2 – лопатка; 3 – кожух; II -- диаметальный вентилятор на комбайне

Скорость воздуха в воздуховодах аспирационной камеры определяли в сечении А-А (см. рис. 3.5). Размеры внутреннего поперечного сечения воздуховода в этом месте – 400x520 мм. Для измерений использовали трубку Пито и микроанометр МП-100У3, соединённые пластмассовыми трубками диаметром 10 мм и длиной 2 м (рис. 3.7). Скорость воздушного потока (м/с) определяли по формуле $v = 4,04\sqrt{h_d}$, где h_d - значение динамического напора в точке измерения, Па.

Установка нужного числа оборотов вентилятора осуществлялась при помощи регулятора расхода МАПГ55-14М, гидравлически подсоединённого к гидромотору вентилятора и механического тахометра ИО-30.



Рис. 3.7. Трубка Пито с микроманометром

3.3 Калибровка измерительных приборов

Перед началом опыта по определению тянущей способности валков производили тарировку пружин питающего аппарата при помощи приспособления, показанного на рис. 3.8.

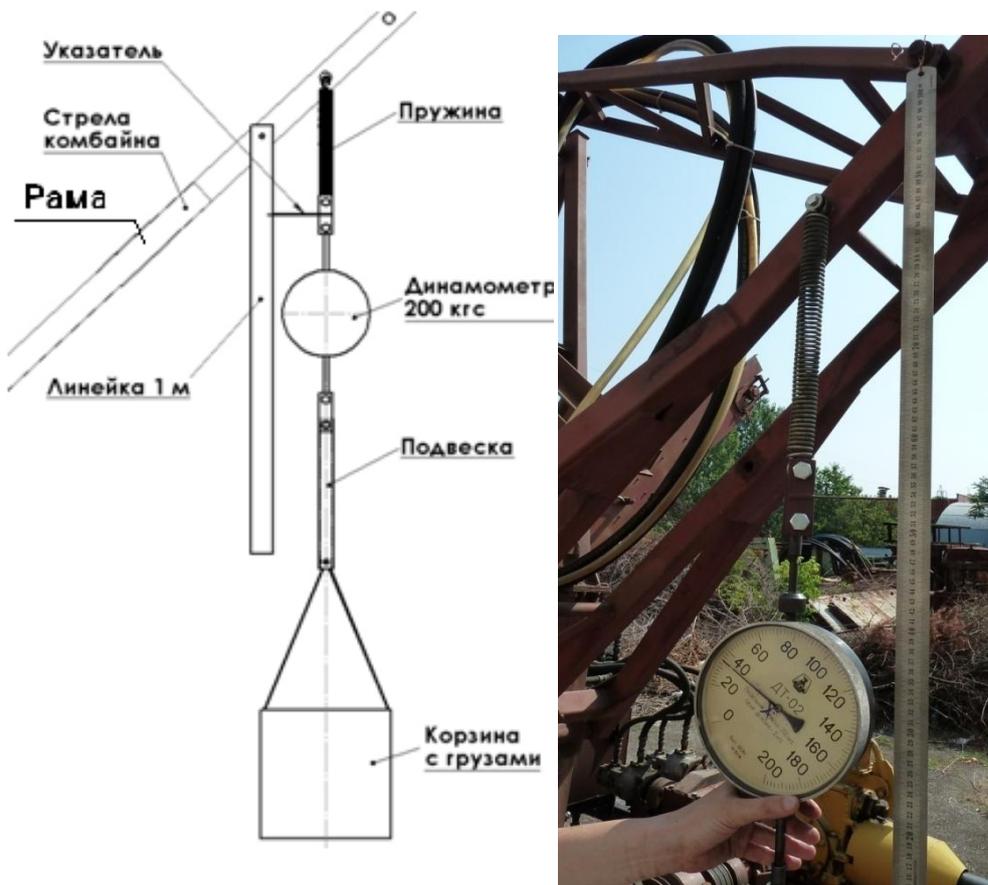


Рис. 3.8. Приспособление для тарировки пружины питающего аппарата

Пружину закрепляли верхним концом, нижний конец через указатель соединяли с динамометром. К второму концу динамометра прикрепляли корзину для грузов. Нагружение пружины производили приблизительно через каждые 5 кг до веса 50 кг, что соответствовало максимальному расчётному усилию пружины. При каждом новом нагружении фиксировали деформацию пружины при помощи металлической стрелки (указателя) и линейки длиной 1 м. На основании полученной зависимости был построен тарировочный график (рис. 3.9).

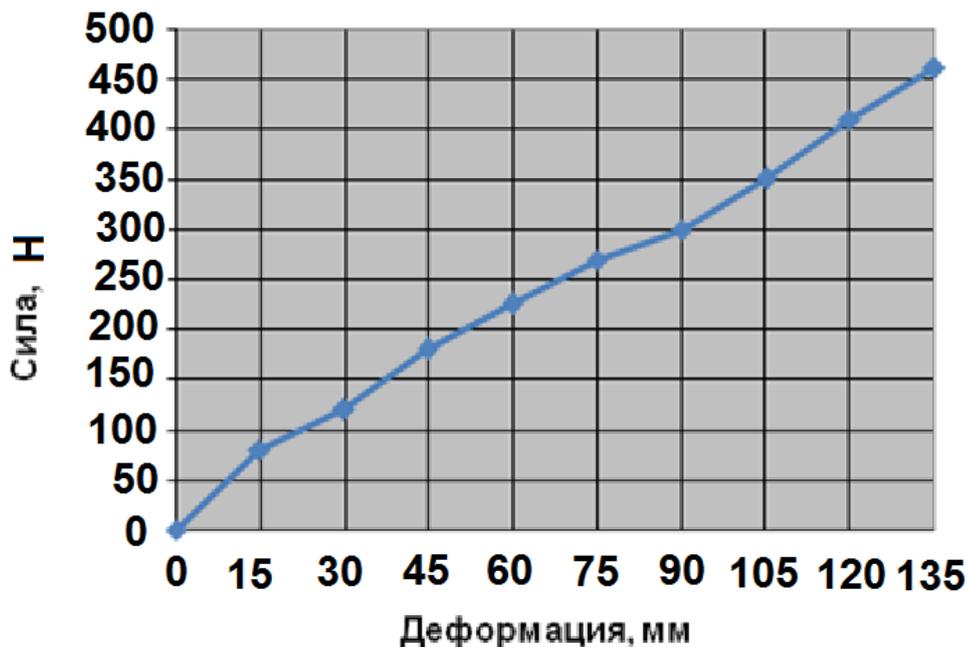


Рис. 3.9. Тарировочный график пружины питающего аппарата

Из графика видно, что прямо пропорциональная зависимость между нагружением пружины и её деформацией слегка нарушается, особенно в начальной части графика. Это объясняется неравномерностью навивки витков пружины единичного производства. Для целей проводимого эксперимента такое отклонение несущественно.

3.4 Порядок и методика исследований

3.4.1 Исследование сопротивления стеблей сорго на сжатие проводили на фрагментах свежесрезанных стеблей влажностью 55%, что несколько ниже 75%-ного содержания сока в стеблях, рекомендуемых для уборки [59]. Влажность определяли выдерживанием образцов в печи с температурой 100° в течение суток. Фрагменты стеблей взвешивали до (m_1) и после (m_2) сушки, влажность определяли по формуле:

$$W = \frac{m_1 - m_2}{m_1} \cdot 100\%$$

Для испытаний отбирали образцы стеблей диаметром 6...36 мм (рекомендуемый диапазон стеблей для уборки – 15...25 мм). Стебли очищали от листьев и разрезали на фрагменты длиной 50...90 мм. Фрагмент стебля (см. рис. 3.1) зажимали между подвижной

2 и неподвижной 3 колодками таким образом, чтобы стрелка динамометра 5 оставалась на нуле. При этом измеряли начальное расстояние А между неподвижной колодкой и тягой. Выбор места измерения деформации обусловлен тем, что измерение расстояния непосредственно между колодками давало бы погрешности, связанные с загрязнением этих поверхностей вытекающим соком.

Для выяснения зависимости «усилие -- деформация» деформирование стеблей производили поэтапно, поворотом гайки 8 на четверть оборота. После каждого этапа деформации фиксировали показание динамометра и расстояние А. В специальной графе таблицы измерений отмечали внешние эффекты, сопровождающие процесс деформации: потрескивающий звук и его интенсивность, образование трещин в образце, их расположение, форма, направление, начало вытекания сока. Производили фотоснимки, отражающие наиболее характерные этапы процесса деформации.

Для выяснения зависимости «критическое усилие -- размер стеблей» деформирование стеблей производили по критерию остаточной повреждаемости. С этой целью совершали быстрое вращение гайки 8, при этом вели наблюдения за торцевой поверхностью испытуемого образца. Когда отчётливо слышался треск, сопровождаемый появлением наружных и внутренних трещин в образце, фиксировали показание динамометра. Если в стебле появлялись незначительные трещины, которые после снятия нагрузки становились незаметны, проводили повторное испытание на новом образце тех же размеров. Проводились два опыта: для узла и для междоузлия стеблей сахарного сорго, каждый опыт - в трёх повторностях.

Поперечное сечение стеблей может варьироваться от правильного круга до неправильного овала. В случае отклонения от округлости производили измерение размеров поперечного сечения в трёх местах на равномерном расстоянии и высчитывали эквивалентный диаметр как среднее арифметическое трёх измерений.

3.4.2 Для проведения опыта по определению скорости витания (см. рис. 3.2) образцы стеблей или листьев определённых размеров (отклонение по длине и диаметру – не более 10%) в количестве 4...7 шт. через специальный проём укладывали на поверхность решётки 6. Регулятор инвертора при этом находился на минимуме. После этого загрузочный проём герметично закрывали, включали электродвигатель и при помощи регулятора инвертора постепенно повышали обороты вентилятора. Повышение оборотов прекращалось, когда образцы стеблей или листьев отрывались от решётки и зависали в воздушном потоке в первой половине высоты ствола не менее чем на 5 с (рис. 3.10). При этом фиксировали показание анемометра. Каждый опыт проводили в трёх повторностях.



Рис. 3.10. Начало витания листьев в стволе включённой установки. Скорость воздуха – 9 м/с

3.4.3 Для определения тянущей способности валков с гибкими гребёнками включали электродвигатель установки (см. рис. 3.4), при этом гребёнки валков взаимодействовали с доской, создавая тянущую силу, которая фиксировалась динамометром. Для фиксации показаний электродвигатель оставляли включённым в течение 5...10 с, чтобы питающий аппарат вышел на устойчивый режим работы и положение стрелки динамометра стабилизировалось.

Эксперименты по определению тянущей способности валков с гибкими гребёнками проводили в два этапа.

1-й этап. Определение действительного протягивающего усилия валков в зависимости от усилия прижатия и толщины гребёнки. Цель: определение общего графического вида зависимости протягивающего усилия от указанных факторов и сравнение с зависимостью, полученной теоретически (см. рис. 2.16).

2-й этап. Определение зависимости протягивающего усилия валков от трёх факторов: прижимающего усилия, толщины гребёнки и частоты вращения валков. Цель: выявление оптимального соотношения указанных факторов при помощи статистического анализа экспериментальных данных. Эксперимент проведён по матрице трёхуровневого плана Бокса-Бенкина. В табл. 3.1. показаны уровни варьирования факторов в данном эксперименте, в табл. 3.2 приводится матрица эксперимента в кодированном виде.

Таблица 3.1 Факторный анализ протягивающего усилия. Уровни варьирования факторов

Фактор	Натуральные значения				Кодированные значения		
	нижний уровень	нулевой уровень	верхний уровень	интервал варьирования	нижний уровень	нулевой уровень	верхний уровень
X1 -- усилие прижатия Q, Н	1000	1800	2600	800	-1	0	+1
X2 -- толщина гребёнки t, мм	4	4,5	5	0,5	-1	0	+1
X3 -- частота вращения n, мин ⁻¹	700	850	1000	250	-1	0	+1

Таблица 3.2 Факторный анализ протягивающего усилия. Матрица эксперимента

Номер опыта	Усилие прижатия Q (X1)	Толщина гребёнки t (X2)	Частота вращения n (X3)
1	-1	-1	0
2	+1	-1	0
3	-1	+1	0
4	+1	+1	0
5	-1	0	-1
6	+1	0	-1
7	-1	0	+1
8	+1	0	+1
9	0	-1	-1
10	0	+1	-1
11	0	-1	+1
12	0	+1	+1
13	0	0	0

3.4.4 Аспирационная система комбайна призвана решить задачу разделения листостебельной массы, полученной в измельчителе, на две фракции: очищенные фрагменты стеблей и отходы (листья и мелкие продукты измельчения). При этом имеет значение как полнота выделения отходов из фракции стеблей, так и минимальное количество фрагментов стеблей во фракции отходов. Следует также учесть, что при пневматическом способе очистки отделению подлежат только так называемые «свободные листья», отделённые от стеблей в процессе измельчения последних. Схема получения фракций представлена на рис. 3.11.

На рисунке обозначены:

M – масса порции, подаваемой в комбайн при испытаниях, кг;

M^1 и M^2 – соответственно массы фракций стеблей и фракции листьев, кг;

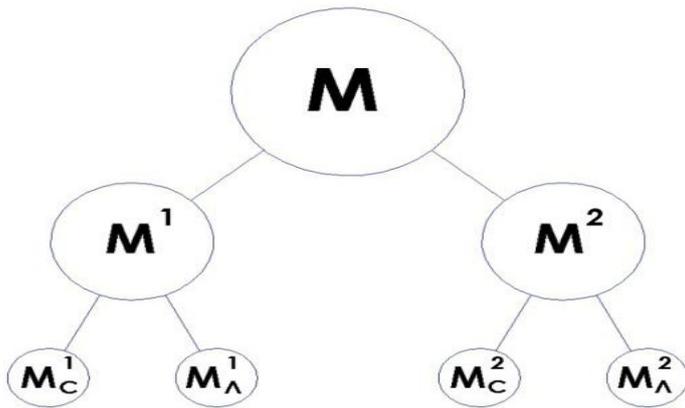


Рис. 3.11. Фракции, получаемые при очистке конечного продукта в аспирационной системе комбайна

M_C^1 и M_C^2 – определённая опытным путём масса стеблей соответственно во фракциях стеблей и листьев, кг;

$M_Л^1$ и $M_Л^2$ -- определённая опытным путём масса листьев соответственно во фракциях стеблей и листьев, кг.

Для опытов использовали свежесрезанные стебли сахарного сорго длиной 1,8...3,5 м, диаметром 15...35 мм, с листьями и метёлками. Измеряли два параметра: степень очистки стеблей от листьев E_1 и степень уноса стеблей во фракцию листьев E_2 . Эксперимент начинали по прошествии 1...1,5 мин после включения электродвигателя для достижения устоявшегося режима работы гидросистемы установки. Отбирали порции стеблей различной длины и диаметра. При помощи весов массу порции устанавливали в зависимости от эксперимента в пределах верхнего либо нижнего уровня фактора M (6 либо 12 кг ± 100 г). Затем порцию стеблей выравнивали по комлям и подавали в питающий аппарат комбайна. При помощи гидромотора частота вращения валков питающего аппарата подбиралась так, чтобы указанная порция листьев поступила в измельчающий барабан за 1 с. После схода с выгрузного транспортёра всех фрагментов стеблей и выброса всех листьев и мелких фрагментов из патрубка вентилятора выключали электродвигатель. Затем производили сбор фракций M^1 и M^2 и их весовой анализ.

В начале исследований был проведен отсеивающий эксперимент по установлению значимости влияющих факторов [65]. Влияющие факторы установлены в количестве трёх, каждый фактор – на двух уровнях:

1. N -- число оборотов вентилятора аспирационной системы. Уровни: $N_1 = 1000$ мин⁻¹ и $N_2 = 1600$ мин⁻¹.

2. M -- масса порции в единицу времени, поданной на измельчение и очистку. Уровни: $M_1 = 6$ кг/с и $M_2 = 12$ кг/с.

3. S -- наличие отбойного экрана на входе измельчённой массы в аспирационную

камеру. Уровни: S1-- наличие экрана; S2 – отсутствие экрана.

Матрица эксперимента представлена в табл. 3.3. Знак «-» соответствует нижнему уровню фактора, знак «+» -- верхнему. Каждый опыт проводили в трёх повторностях.

Таблица 3.3 Факторный анализ степени очистки. Отсеивающий эксперимент

Номер опыта	Факторы и их взаимодействия					
	N	M	S	NM	NS	MS
1	-	-	-	+	+	+
2	+	-	-	-	-	+
3	-	+	-	-	+	-
4	+	+	-	+	-	-
5	-	-	+	+	-	-
6	+	-	+	-	+	-
7	-	+	+	-	-	+
8	+	+	+	+	+	+

Основываясь на результатах отсеивающего эксперимента, был поставлен двухфакторный эксперимент, в котором более детально исследовалось влияние на степень очистки и унос стеблей подачи продукта и скорости воздушного потока. При этом влияние заслонки было исключено как малозначащее, а указанные факторы варьировались на трёх уровнях.

В табл. 3.4 приводятся уровни варьирования факторов в данном эксперименте.

Таблица 3.4 Факторный анализ степени очистки. Уровни варьирования факторов

Фактор	Натуральные значения				Кодированные значения		
	нижний уровень	нулевой уровень	верхний уровень	интервал варьирования	нижний уровень	нулевой уровень	верхний уровень
X1 -- подача материала M, кг/с	6	9	12	3	-1	0	+1
X2 -- частота вращения N, мин ⁻¹	1000	1300	1600	300	-1	0	+1

Эксперимент проведён по матрице трёхуровневого блочного факторного опыта 3^2 .

В табл. 3.5 приводится матрица эксперимента в кодированном виде.

Таблица 3.5 Факторный анализ степени очистки. Матрица эксперимента

Номер опыта	Подача материала M (X1)	Частота вращения N (X2)
1	-1	-1
2	0	-1
3	+1	-1
4	-1	0
5	0	0
6	+1	0
7	-1	+1
8	0	+1
9	+1	+1

3.4.5 Для измерения характеристик воздушного потока в стенке воздуховода в

сечении А-А (см. рис. 3.5, I) были сделаны три отверстия диаметром 16 мм: два из них на расстоянии по нормали 20 мм от днища и крышки и одно – посередине между крышкой и днищем. На каждом из этих уровней производили по девять замеров скорости равномерно по ширине воздуховода. С этой целью на трубке Пито были сделаны девять меток на соответствующих расстояниях друг от друга. При каждом замере трубка вводилась вовнутрь воздуховода и удерживалась на уровне одной из меток. Замеры проводили в двух повторностях, при частоте вращения вентилятора 1000 мин^{-1} . Число оборотов измеряли путём контакта головки тахометра и конца вала вентилятора при снятой крышке подшипникового узла. По средним значениям динамических напоров, измеренных при помощи микроманометра, определяли среднюю скорость воздуха в каждой точке сечения канала по формуле [44]:

$$v_{\text{ср } i} = 4,04\sqrt{h_{\text{д ср } i}}, \text{ где:}$$

$v_{\text{ср } i}$ - средняя скорость воздушного потока в i -той точке сечения канала, м/с;

$h_{\text{д ср } i}$ - среднее значение динамического напора в i -той точке сечения канала, м/с.

Согласно описанной методике был проведен эксперимент по исследованию влияния на коэффициент неравномерности воздушного потока числа лопастей диаметального вентилятора и его частоты вращения. В табл. 3.6. приводятся уровни варьирования факторов в данном эксперименте.

Таблица 3.6 Факторный анализ неравномерности воздушного потока. Уровни варьирования факторов

Фактор	Натуральные значения				Кодированные значения		
	нижний уровень	нулевой уровень	верхний уровень	интервал варьирования	нижний уровень	нулевой уровень	верхний уровень
X1 – число лопастей вентилятора, шт.	6	17	28	11	-1	0	+1
X2 -- частота вращения, мин^{-1}	1000	1300	1600	300	-1	0	+1

Эксперимент проведён по матрице трёхуровневого блочного факторного опыта 3^2 .

В табл. 3.7 приводится матрица эксперимента в кодированном виде.

Таблица 3.7 Факторный анализ неравномерности воздушного потока. Матрица эксперимента

Номер опыта	Число лопастей (X1)	Частота вращения (X2)
1	-1	-1
2	0	-1
3	+1	-1
4	-1	0
5	0	0
6	+1	0

7	-1	+1
8	0	+1
9	+1	+1

3.5 Обработка экспериментальных данных

Полученные данные представлены в разделе 4 в виде таблиц и графиков, отражающих выявленные закономерности. Предпочтение отдавалось графическим методам обработки информации как наиболее наглядным и удобным. При этом применялись известные методы сглаживания опытных зависимостей для выявления их функционального характера и устранения разброса отдельных значений [42]. Исключение резко отклоняющихся точек применялось только для точек в середине строящегося графика, поскольку крайние отклоняющиеся точки могли бы свидетельствовать о существенном изменении зависимости. При построении сглаживающей линии соблюдалось правило: сумма отрезков нормалей, опущенных на кривую из опытных точек (с разными знаками соответственно), должна быть равна нулю, а сумма абсолютных величин этих нормалей должна быть минимальной.

Статистическая обработка данных проводилась с использованием программ Microsoft Excel и Statsgraphics Centurion XVI.I. Численные значения влияющих факторов устанавливались с одинаковыми интервалами между всеми уровнями. Проведенная обработка позволила получить уравнения регрессии и построить поверхности отклика с областью оптимальных значений влияющих факторов. Коэффициенты регрессии вычислялись методом наименьших квадратов, который позволяет найти такое положение кривой регрессии в пространстве, при котором сумма квадратов отклонений опытных точек от неё является минимальной. При этом проводилась проверка коэффициентов регрессии по уровням значимости (приложение 2): коэффициент считается значимым, если его абсолютное значение превышает величину доверительного интервала [65]. Доверительный интервал для коэффициентов регрессии находится по формуле:

$$\pm b_i = \pm t \cdot S_{b_i}, \text{ где:}$$

t -- табличное значение t -критерия со степенью свободы $n - 2$, где n -- количество проведенных опытов.

$$S_{b_i}^2 = \frac{S_y^2}{n}, \text{ где } S_y^2 \text{ -- квадратичная ошибка коэффициента.}$$

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И РАСЧЁТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМБАЙНА ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОГО СОРГО

В данном разделе приведены результаты экспериментов в их сравнении с выводами раздела 2. Приведен анализ результатов, дано объяснение их характерных особенностей, а также совпадений и расхождений с гипотезами теоретической части.

4.1 Определение сопротивления стеблей сорго сжатию

В испытаниях на установке, описанной в п. 3.2, было отмечено явление релаксации стеблей после приложения деформирующей нагрузки. Оно заключалось в том, что приложенная деформирующая нагрузка постепенно спадала до более низкого значения при неизменной деформации. Характерный график испытаний с учётом релаксации показан на рис. 4.1.

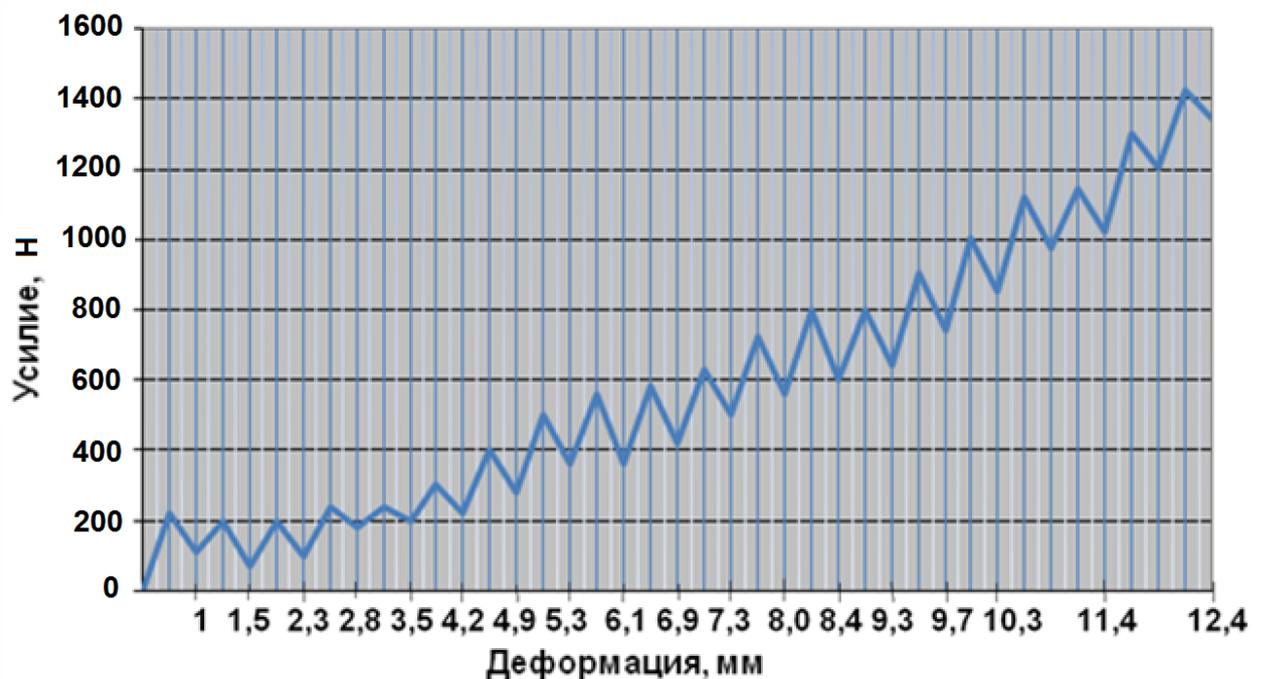


Рис. 4.1. Зависимость усилия сжатия стеблей сорго от деформации с учётом релаксации приложенной нагрузки. Диаметр стебля 20 мм, длина 45 мм, междоузлие

Явление релаксации объясняется следующим образом. Испытуемые образцы являются анизотропным материалом, и в описанных опытах имеет место сжатие поперек волокон, образующих в основном наружную часть стебля. Внутренняя часть растения заполнена упругой губчатой тканью (паренхимой), содержащей в себе основную долю жидкости. Деформация стебля под действием поперечной силы имеет две составляющие: механическую и гидравлическую. В первой стадии плющения преобладает механическая составляющая, так как деформируется наружная жёсткая оболочка стеблей. Затем

начинает преобладать гидравлическая составляющая, так как усилие от наружной части стебля передаётся на губчатую середину и заключённую в ней жидкость. Под действием приложенного усилия жидкость вытесняется по капиллярам в стороны от точки приложения силы. Однако, поскольку сечение капилляров мало, в сердцевине стебля возникают большие противодействия, за счёт которых фиксированное усилие сжатия может уменьшиться. В опытах среднее время релаксации составляло около 3 мин и увеличивалось при возрастании нагрузки (см. верхнюю часть рис. 4.1). В дальнейшем, по мере выжимания сока через торцовые поверхности образца, преобладающей вновь становилась механическая составляющая деформации.

Для настоящего исследования явление релаксации несущественно, так как воздействие на стебель нагрузок от валков питающего аппарата происходит в виде кратковременного импульса. Поэтому при построении зависимостей пользовались первоначальным показанием динамометра при каждом отдельном приложении нагрузки. На рис. 4.2 и 4.3 показаны типичные зависимости усилия от деформации для междоузлия и узла стеблей сопоставимых диаметров. Координаты критической точки разрушения образца: на рис. 4.2 – 6,4 мм, 640 Н; на рис. 4.3 – 9,6 мм, 610 Н. Сглаженность графика 4.3 по сравнению с графиком 4.2 объясняется большей однородностью строения стебля в узле, чем в междоузлии. Сравнительные фотографии соответствующих срезов стебля показаны рядом с графиками (см. рис. 4.2 и 4.3). В междоузлии отчётливо выражено отличие одревенелой наружной оболочки от мягкой губчатой сердцевины -- паренхимы. В узле это различие практически незаметно, структура однородна. Тем не менее одинаковая жёсткость по всему поперечному сечению не означает повышенной прочности узла, что видно из сравнения графиков 4.2 и 4.3.

При сжатии стебля по узлу не наблюдается «скачка» приложенного усилия вниз (см. график на рис. 4.2), который соответствует разрушению внешней одревенелой оболочки, сопровождаемой появлением наружных трещин. Характер изменения нагрузок в узле более плавный и сопровождается более тихим и равномерным потрескиванием. Однако и для узла, и для междоузлия при увеличении нагрузки характерно образование внутренней трещины, которая затем растёт и приводит к расслаиванию образца на две половины, причём линия их раздела перпендикулярна направлению нагрузки (рис. 4.4).

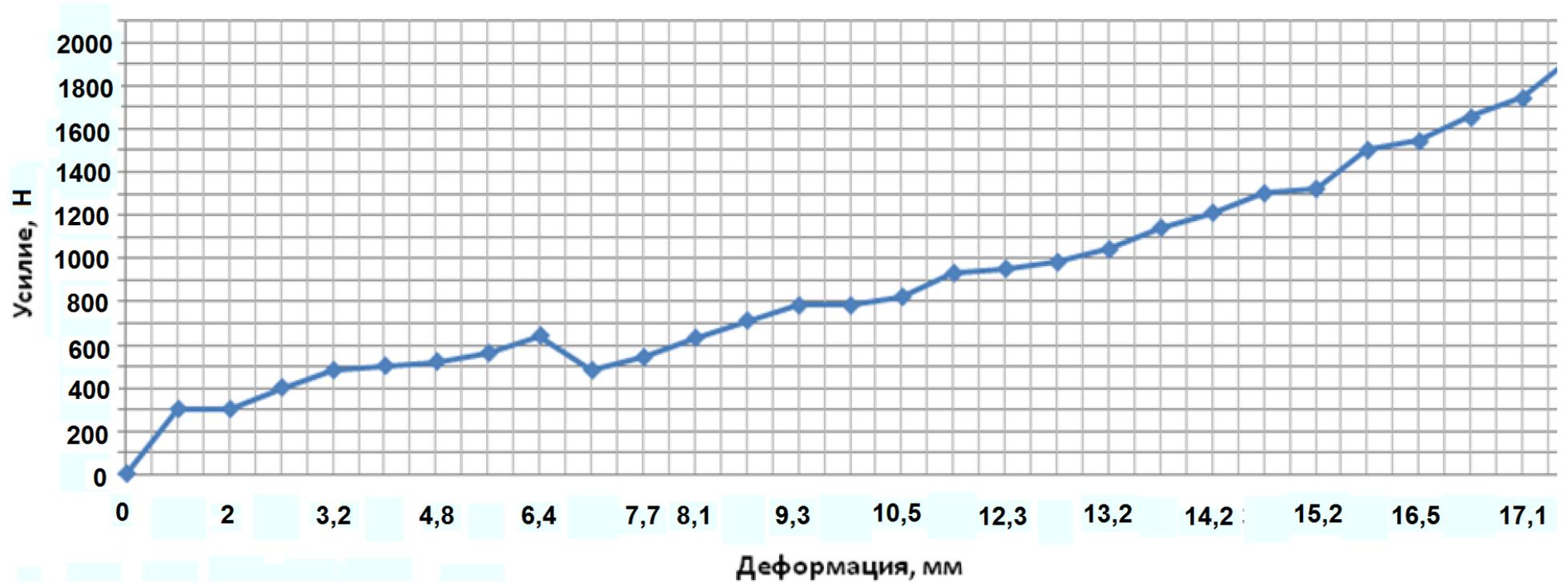


Рис. 4.2. Типичная диаграмма «усилие -- деформация» и фото поперечного сечения стебля в междоузлии.
Диаметр стебля 32 мм, длина 92 мм

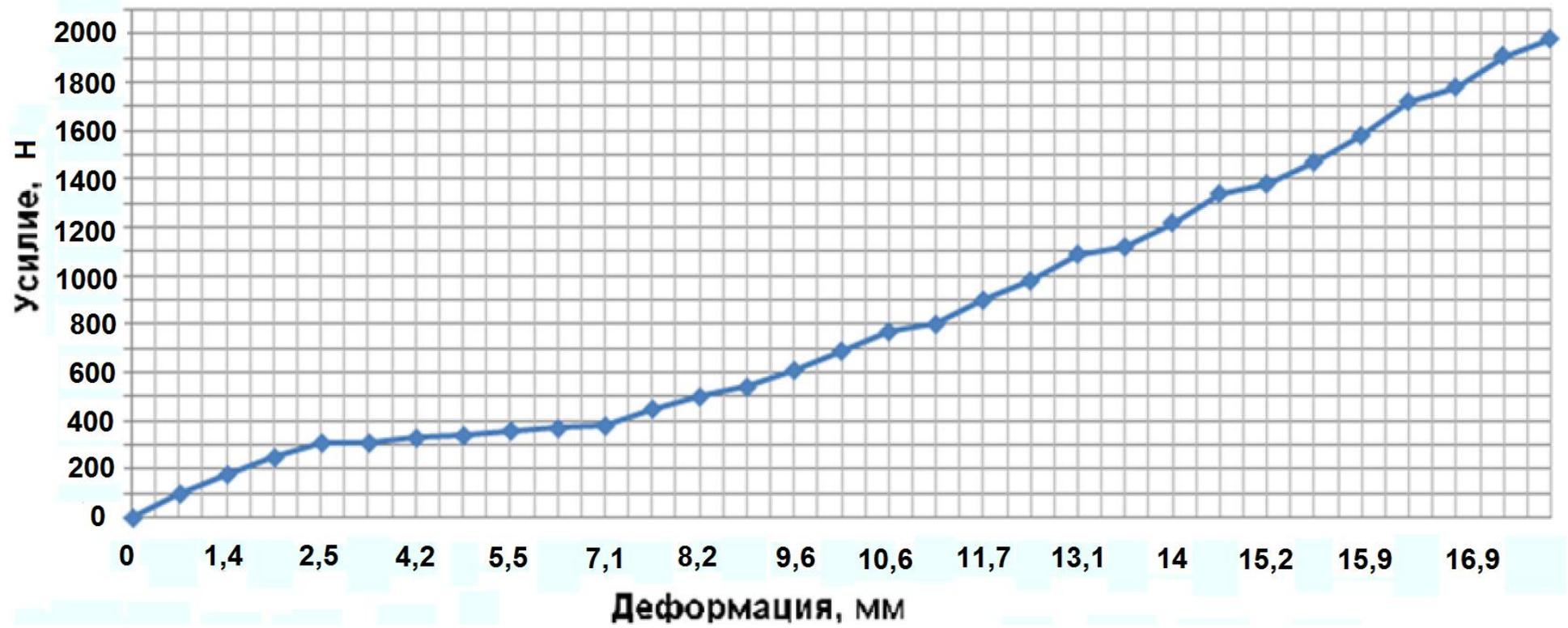


Рис. 4.3. Типичная диаграмма «усилие -- деформация» для узла и фото поперечного сечения стебля в узле. Диаметр стебля 31 мм, длина 67 мм

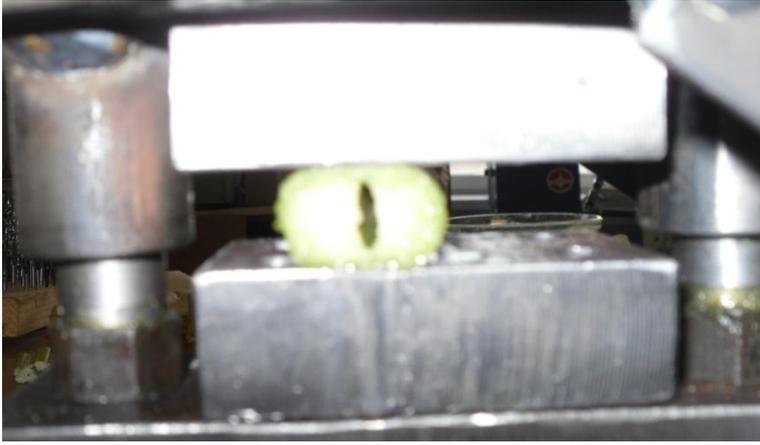


Рис. 4.4. Образование трещины при сжатии стебля в междуузлии. Видны следы вытекающего сока

Это сопровождается появлением наружных продольных трещин (для узла – в меньшей мере) и вытеканием через них сока, что свидетельствует о разрыве капилляров в сердцевине стебля. Наличие почти горизонтального участка кривой (больше выражено на графике для узла) характерно для сжатия всех анизотропных материалов типа древесины поперёк волокон. На этом участке образец подвергается пластической деформации, сопровождаемой перетеканием сока по капиллярам, без ощутимого увеличения нагрузки и почти не обнаруживая признаков разрушения. Можно сделать вывод, что начало разрушения образца совпадает с переходом от гидравлической к механической стадии деформации. В дальнейшем линия диаграммы опять становится круче. Это свидетельствует о спрессовывании наружной оболочки и внутренней части стебля, сопровождаемым увеличением нагрузки. Однако, поскольку уже появившиеся трещины способствуют вытеканию сока, данный участок диаграммы не представляет интереса для определения диапазона допустимых усилий на стебель в питающем аппарате.

Для выяснения зависимости разрушающего усилия от размеров стебля по методике п. 3.4 построены графики, изображённые на рис. 4.5 и 4.6.

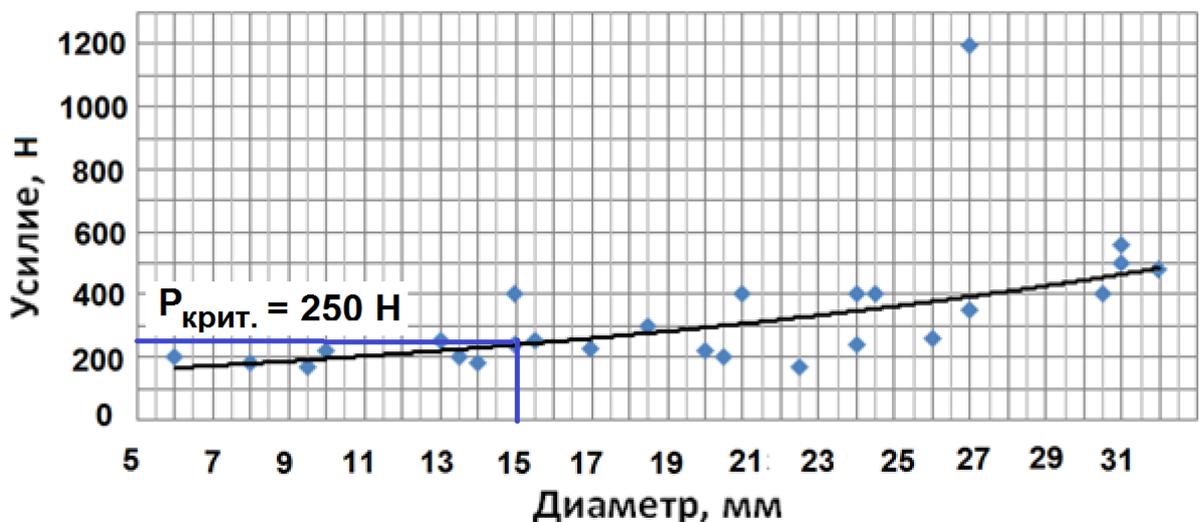


Рис. 4.5. Зависимость усилия остаточной деформации стебля от диаметра (междуузлие)

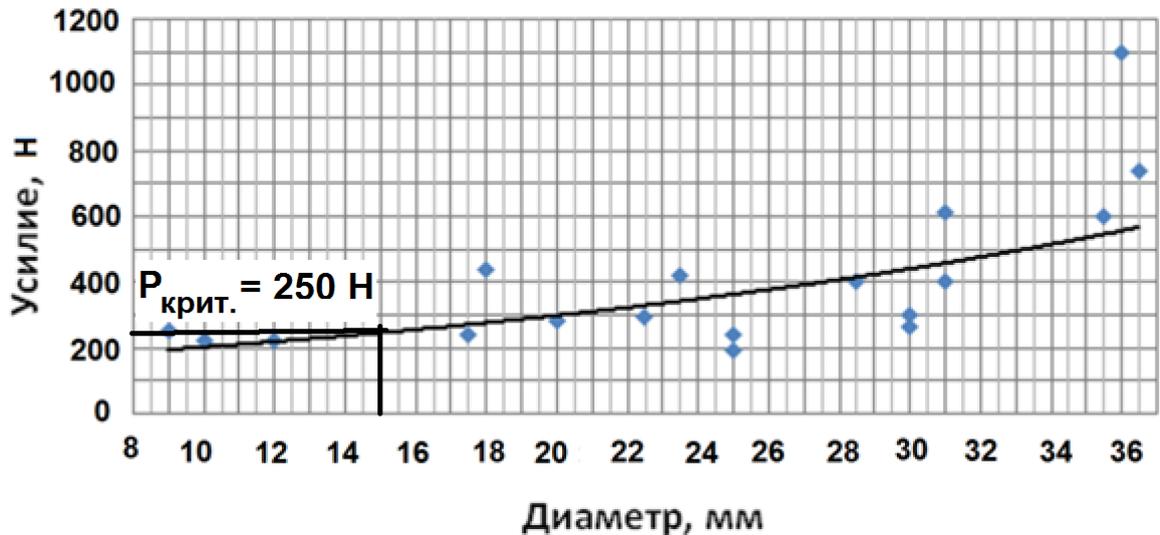


Рис. 4.6. Зависимость усилия остаточной деформации стебля от диаметра (узел)

Сравнение графиков показывает, что кривая зависимости для узла несколько круче кривой для междоузлия. Это позволяет заключить, что стебли с ростом диаметра сопротивляются разрушающим усилиям равномерно по всей длине. Усилие 250 Н является лимитирующим нижним пределом, поскольку повреждает стебли диаметром 15 мм. Это минимальный размер из диапазона размеров стеблей, рекомендуемых для уборки.

4.2. Определение скоростей витания фрагментов стеблей и листьев

Сводный график скоростей витания стеблей и листьев сахарного сорго в зависимости от линейных размеров показан на рис. 4.7.

Из графика видно, что устойчивый рост скорости витания при увеличении линейного размера наблюдается начиная с диаметра стеблей 15 мм. Для стеблей меньшего диаметра и листьев эта зависимость не так характерна. Это можно объяснить следующим образом. Условием равновесия частицы в вертикальном воздушном потоке является равенство силы тяжести, действующей на частицу, и силы воздействия на неё потока воздуха: $G = R$, где G -- вес тела, а R определяется по формуле:

$$R = \kappa \frac{\gamma_v}{g} F v^2, \text{ где:}$$

κ – коэффициент сопротивления частицы воздушному потоку;

γ_v -- удельный вес воздуха;

g -- ускорение силы тяжести;

F – площадь поперечного сечения частицы, нормального к направлению воздушного потока;

v – относительная скорость частицы.

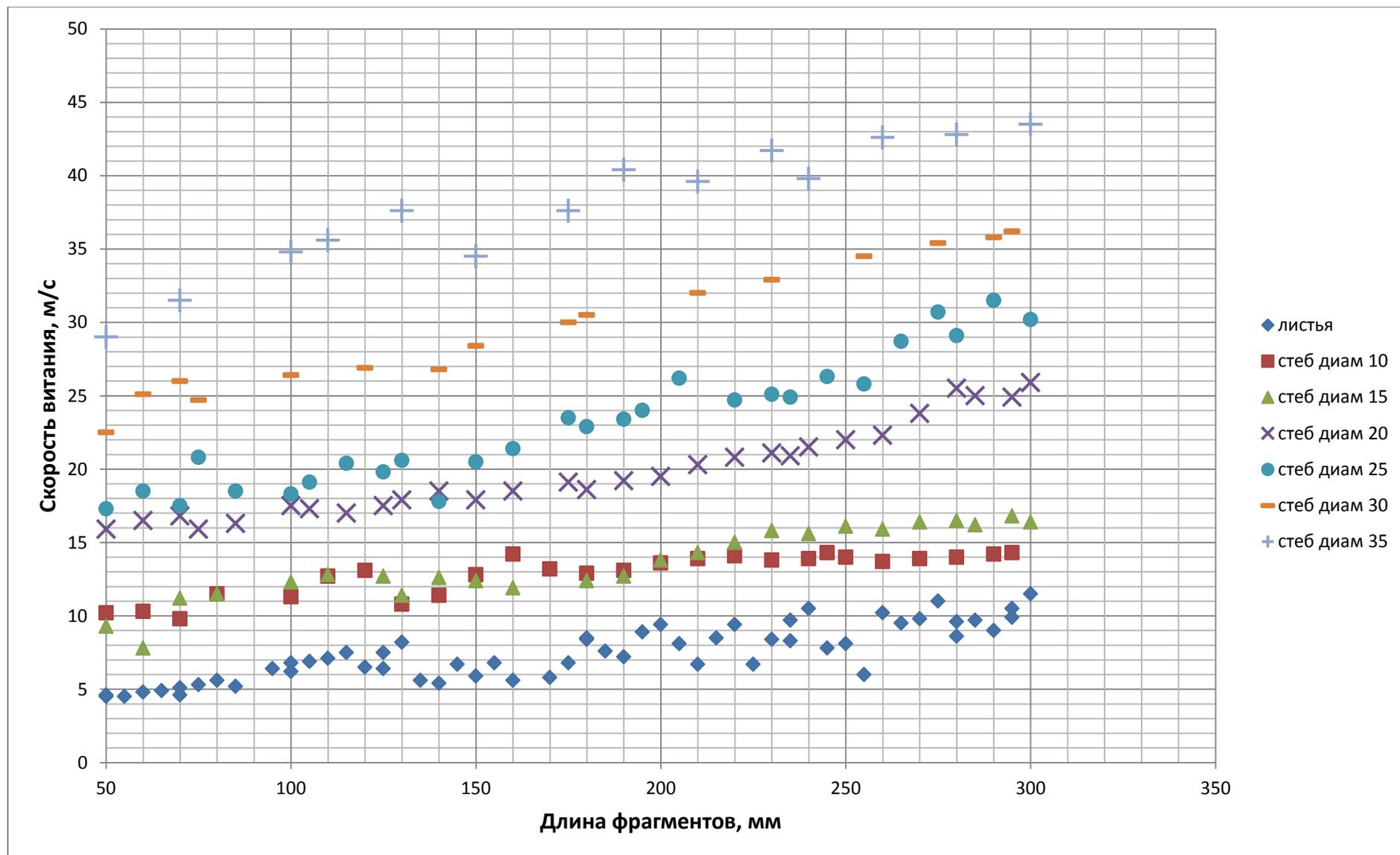


Рис. 4.7. Зависимость скорости витания фрагментов стеблей и листьев от линейных размеров

Скорость, при которой будет обеспечено равновесие частицы (скорость витания), выразится как:

$$v_{\text{ВИТ}} = \sqrt{\frac{Gg}{k\gamma_B F}} \quad (32)$$

В случае если частицы имеют форму, отличную от шаровидной, формула (32) должна быть преобразована:

$$v_{\text{ВИТ}} = \sqrt{\frac{g\gamma_{\text{ч}} l}{k\gamma_B}}, \text{ где:} \quad (33)$$

$\gamma_{\text{ч}}$ -- удельный вес частиц стеблей или листьев;

$l = \sqrt[3]{abc}$ -- приведенный размер частицы, где a , b , c – линейные размеры частицы.

Из формулы (33) видно, что скорость витания пропорциональна массе и размерам частицы и обратно пропорциональна её коэффициенту сопротивления. Значение коэффициента сопротивления может оказаться таким, что скорость витания частицы будет зависеть скорее от её формы, чем от массы и размеров. Теоретическое определение коэффициента сопротивления несколько затруднительно. Этот коэффициент не является постоянной величиной, а находится в сложной зависимости не только от размеров и состояния самих частиц, но и свойств среды, в которой находятся частицы, и от скорости частицы относительно среды. Частицы, представляющие собой продукт измельчения сахарного сорго, очень редко бывают правильной формы в виде цилиндров или плоскими. Чаще всего это эллипсообразные тела, с утолщениями, местными изменениями формы, сплюснутые на концах и с отростками листьев, оставшимися после перерезания. Коэффициент сопротивления таких тел варьируется в широких пределах, а для тел относительно лёгких и однородных (листья) его влияние заведомо превышает влияние размеров и массы на скорость витания. Это можно наблюдать на нижней части графика, отражающей динамику изменения скорости витания для листьев и мелких отходов.

Условием отделения листьев от стеблей будет неравенство $v_{\text{ВИТ}} \text{ стебл} > v_{\text{В}} > v_{\text{ВИТ}} \text{ лист}$, где $v_{\text{В}}$ -- скорость воздушного потока.

Из графика видно, что для стеблей диаметром 10...15 мм это условие неотчётливо, но становится явным для стеблей бóльших размеров. Отсюда следует, что при скоростях воздушного потока 8...15 м/с неизбежно попадание части листьев в очищенный продукт, а при бóльших скоростях часть мелких стеблей будет уноситься вместе с отходами очистки. Однако это не представляет проблемы, так как наибольшее содержание сока имеют стебли

толщиной более 20 мм [71].

4.3 Определение тянущей способности валков

Результаты первого этапа эксперимента представлены на рис. 4.8. Анализ полученных зависимостей показывает следующее:

- с повышением прижимающего усилия Q протягивающее усилие P растёт;
- качественный характер роста протягивающего усилия соответствует расчётному (см. графики на рис. 2.16);
- для гребёнок толщиной 4 мм максимальное значение силы P составляет 1020 Н (при $Q_{max} = 1800$ Н), что несколько меньше верхнего предела расчётного протягивающего усилия 1050 Н (см. п. 2.2);
- для гребёнок толщиной 4,5 и 5 мм максимальное значение силы P достигает 1240 и 1380 Н (соответственно при $Q_{max} = 2000$ и 1900 Н), что превышает верхний предел расчётного протягивающего усилия;
- во всех трёх зависимостях реальная протягивающая сила меньше расчётной на 10...25%.

Результаты этой части эксперимента свидетельствуют о том, что применение гибких гребёнок в питающем аппарате комбайна оправдано и эффективно. Для надёжной работы питающего аппарата оказывается достаточным прижимающее усилие 1200...2000 Н. Это значительно меньше критического усилия 2750 Н, при котором будет происходить повреждение стеблей сжимающими силами гребёнок. Однако результаты вынуждают сузить диапазон допустимых толщин гребёнок. Теоретически полученные зависимости устанавливают нижнюю границу толщин на уровне 4 мм, результаты экспериментов поднимают эту границу до 4,5 мм. Гребёнки толщиной 4,5 и 5 мм являются оптимальными для применения в питающем аппарате не только по своим силовым качествам, но и по удобству монтажа. Как видно из устройства питающего аппарата (см. рис. 3.3), гребёнки для закрепления на валках необходимо прижать специальными планками и затянуть болтами. Как показывает опыт монтажных работ на комбайне, это операция достаточно трудоёмка при использовании гребёнок толщиной свыше 6 мм.

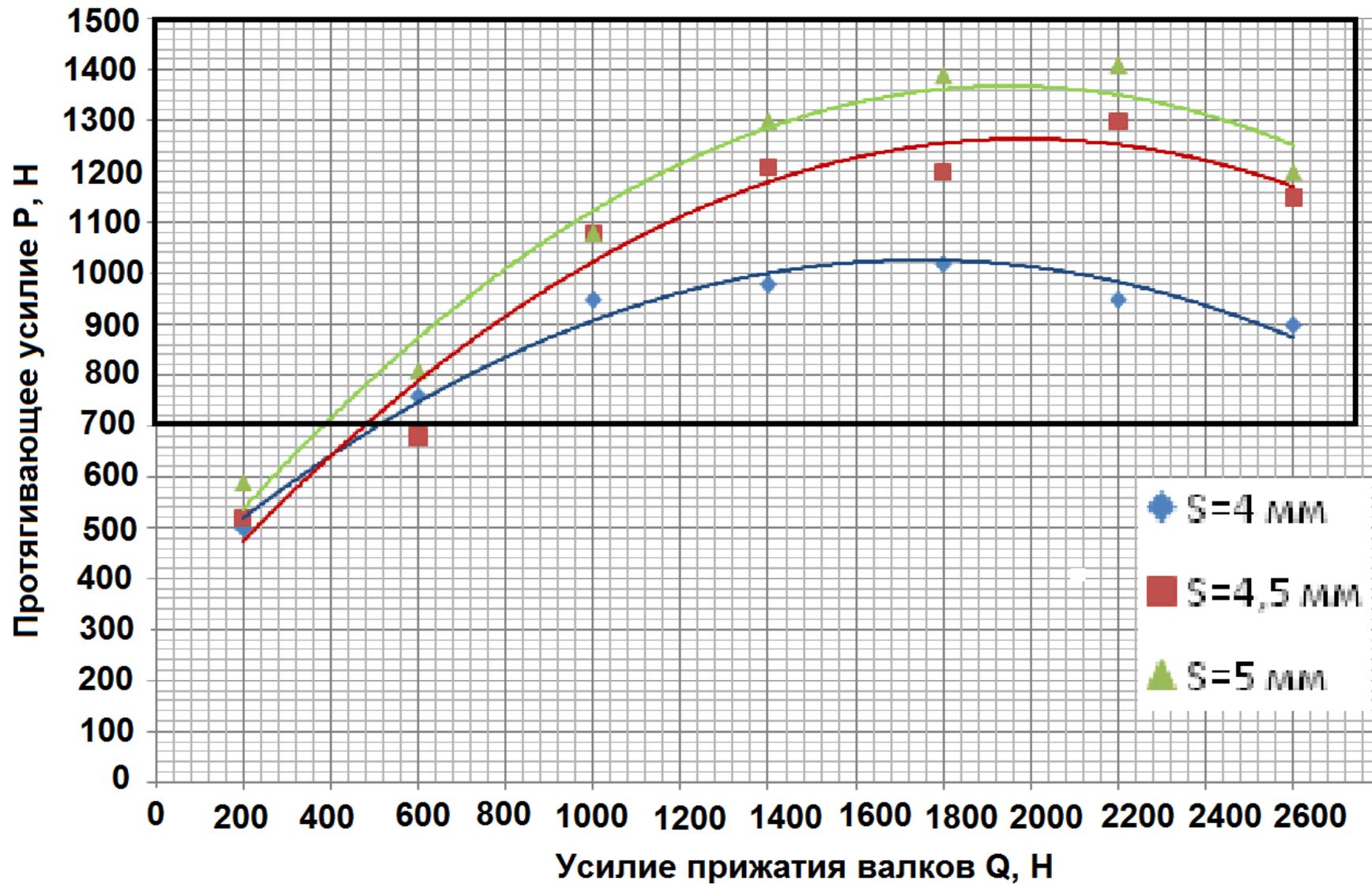


Рис. 4.8. Экспериментальные зависимости между усилием прижатия валков Q и протягивающим усилием P для гибких гребёнок различных толщин. Выделенная область - эффективное протягивающее усилие $P \geq 700$ Н при сжимающей силе $Q_{\text{крит}} \leq 2750$ Н

Помимо того, транспортёрная лента указанных толщин – наиболее ходовой материал, что немаловажно, поскольку изношенные гребёнки подлежат оперативной замене.

Для объяснения пониженных силовых характеристик гребёнок по сравнению с полученными теоретически можно выдвинуть два предположения:

1. Значение реального модуля упругости транспортёрной ленты меньше принятого для расчётов по данным в литературе. Транспортёрная лента является анизотропным материалом, вследствие чего определение модуля упругости требует специального оборудования и методики. В результате исследований выводятся эмпирические зависимости, из которых следует, что лента обладает переменным статическим модулем упругости и её характеристики зависят от диапазона изменения нагрузок [102]. Немаловажно и то, что радиусы изгиба, при которых проявляются упругие свойства ленты, значительно различаются в случае применения ленты по прямому назначению (в барабанах ленточных конвейеров диаметром от 200 мм и выше) и питающем аппарате комбайна (по данным табл. 2.2 – 25...60 мм). Определение модуля упругости ленты для подобных условий применения - насущная задача и цель дальнейших исследований.

2. При расчёте усилий гибких гребёнок было принято, что форма, по которой изгибаются гребёнки при нагружении, соответствует дуге окружности (см. рис. 2.13). Однако это упрощающее предположение. Как известно из теории сопротивления материалов, балка, закреплённая одним концом, изгибается по дуге окружности только при чистом изгибе, например, в случае приложения к её концам изгибающих моментов [84]. Для расчётов пластинчатых пружин применяют упрощённые формулы типа (12) с использованием величины радиуса изгиба, что достаточно для практических нужд, например, в приборостроении. Однако в случае приложения к балке или пружине сосредоточенной продольной силы кривая изгиба представляет собой кубическую параболу [95]. Именно этот случай имеет место в питающем аппарате при изгибе гребёнок под действием силы реакции со стороны стебля. Приближенная замена радиуса кривизны этой кривой радиусом окружности недостаточно отражает действительное положение дел и даёт погрешность при расчёте, что и выяснилось при экспериментальных исследованиях.

Кривые опытных зависимостей, так же, как и теоретических, после прохождения максимума уходят вниз с превышением силой Q некоторого значения, различного для разных толщин гребёнок. Для объяснения этого проанализируем схему приложения сил к гибкой гребёнке (см. рис. 2.12). Протягивающее усилие P представляет собой сумму горизонтальных проекций силы трения T_r и силы реакции изогнутой гребёнки N_r . Первая составляющая всегда направлена в сторону, противоположную относительному

движению, то есть в сторону протягивания. Однако направление второй составляющей будет зависеть от степени изгиба гребёнки. В случае, показанном на рисунке, изгиб небольшой и направление N_r совпадает с T_r . Но при значительном изгибе направление силы N_r может измениться на противоположное. Как следствие, увеличение силы Q в какой-то момент не будет способствовать протягиванию стеблей, а наоборот, тормозить их. Оптимальное значение Q лежит в пределах 2000...3000 Н согласно теоретическим зависимостям и 1800...2200 Н по данным эксперимента. Поэтому при эксплуатации питающего аппарата необходимо производить регулировку пружин с осторожностью и не допускать их перетяжки.

Результаты второго этапа эксперимента представлены в табл. 4.1

Таблица 4.1 Факторный анализ протягивающего усилия. Результаты эксперимента

Номер опыта	Усилие прижатия Q (X1), Н	Толщина гребёнки T (X2), мм	Частота вращения N (X3), мин ⁻¹	Тяговое усилие P , Н
1	1000,0 (-1)	4,0 (-1)	850,0 (0)	510
2	2600,0 (+1)	4,0 (-1)	850,0 (0)	980
3	1000,0 (-1)	5,0 (+1)	850,0 (0)	1210
4	2600,0 (+1)	5,0 (+1)	850,0 (0)	1230
5	1000,0 (-1)	4,5 (0)	700,0 (-1)	1080
6	2600,0 (+1)	4,5 (0)	700,0 (-1)	1150
7	1000,0 (-1)	4,5 (0)	1000,0 (+1)	590
8	2600,0 (+1)	4,5 (0)	1000,0 (+1)	650
9	1800,0 (0)	4,0 (-1)	700,0 (-1)	1020
10	1800,0 (0)	5,0 (+1)	700,0 (-1)	1390
11	1800,0 (0)	4,0 (-1)	1000,0 (+1)	950
12	1800,0 (0)	5,0 (+1)	1000,0 (+1)	1220
13	1800,0 (0)	4,5 (0)	850,0 (0)	1050

После статистической обработки результатов эксперимента получена следующая математическая модель (уравнение регрессии) для тягового усилия:

$$P = 368,373 + 2,35052X1 + 259,292X2 - 2,3038X3 + 42,0X2^2$$

Уровни значимости факторов при составлении уравнения приведены в Приложении 2.

На рис. 4.9 показано сечение поверхности отклика при частоте вращения 850 мин⁻¹. Как видно, тяговое усилие устойчиво растёт с толщиной гребёнок при усилении прижатия немногим более 1800 Н, которое является максимумом функции $P = f(Q)$. Ограничение на толщину гребёнок возникает по технологическим соображениям: неудобство монтажа на валках гребёнок слишком большой толщины. При этом частота вращения валков влияет на тяговое усилие в обратном порядке. Это согласуется с известной обратной зависимостью между частотой вращения и крутящим моментом. По условиям работы питающего аппарата скорость подачи стеблей в измельчитель должна быть минимальной

для обеспечения как можно более длинных фрагментов стеблей. В то же время частота вращения валков должна быть не менее 700 мин^{-1} для обеспечения пропускной способности питающего аппарата $6,8 \text{ кг/с}$ (Приложение 1).

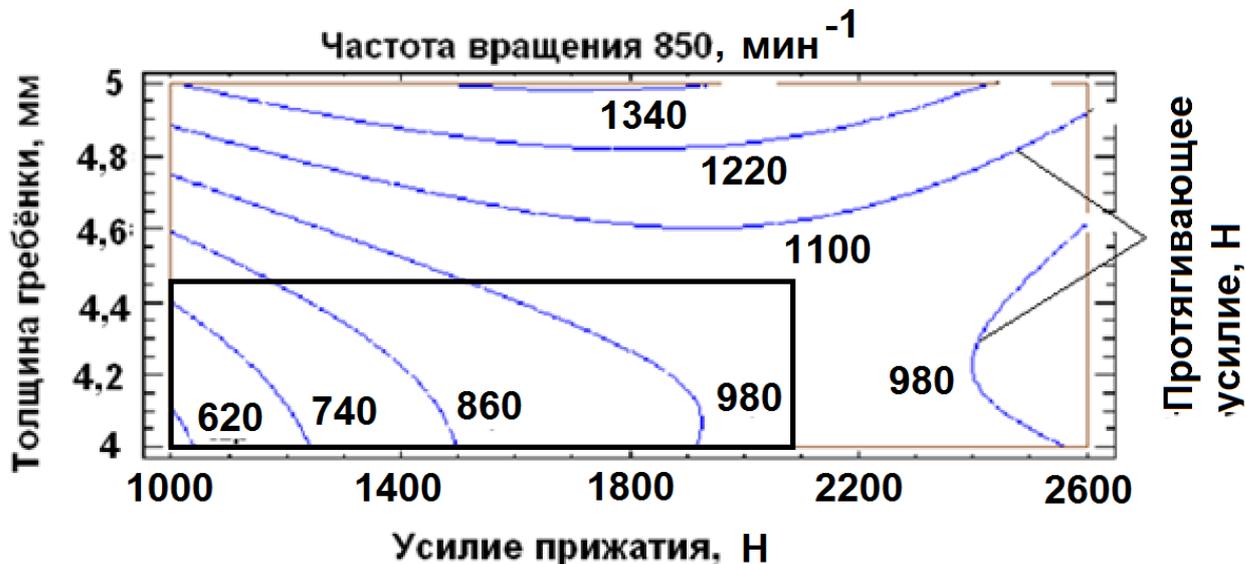


Рис. 4. 9. Зависимость протягивающего усилия валков с гибкими гребёнками от толщины гребёнок и усилия прижатия. Выделенная область - диапазон предпочтительных толщин гребёнок по условию плавности возрастания протягивающего усилия и удобству монтажа

4.4 Определение степени чистоты конечного продукта

Результаты отсеивающего эксперимента (см. п. 3.4.4) представлены в табл. 4.2. Дисперсионный анализ результатов опыта (Приложение 3) показывает, что на обе исследуемые величины – E1 и E2 – наибольшее влияние оказывает число оборотов вентилятора и определяемая им скорость воздушного потока. Доля этого фактора составила для E1 63%, а для E2 – 93%. Кроме того, на степень очистки E1 существенно влияет масса подаваемой на очистку порции и, как следствие, производительность комбайна (доля фактора 37%). Из парных взаимодействий факторов следует отметить совместное влияние скорости воздуха и производительности на степень уноса стеблей E2 – 32%. Влияние экрана, а также остальных парных взаимодействий незначительно.

На рис. 4.10 и 4.11 графически показано влияние оборотов вентилятора на исследуемые параметры для трёх уровней подачи порции. Как видно из графиков, при увеличении скорости воздушного потока растёт как степень очистки, так и степень уноса стеблей, хотя и с неодинаковой интенсивностью. Непараллельность линий свидетельствует о слабом взаимодействии факторов скорости и подачи.

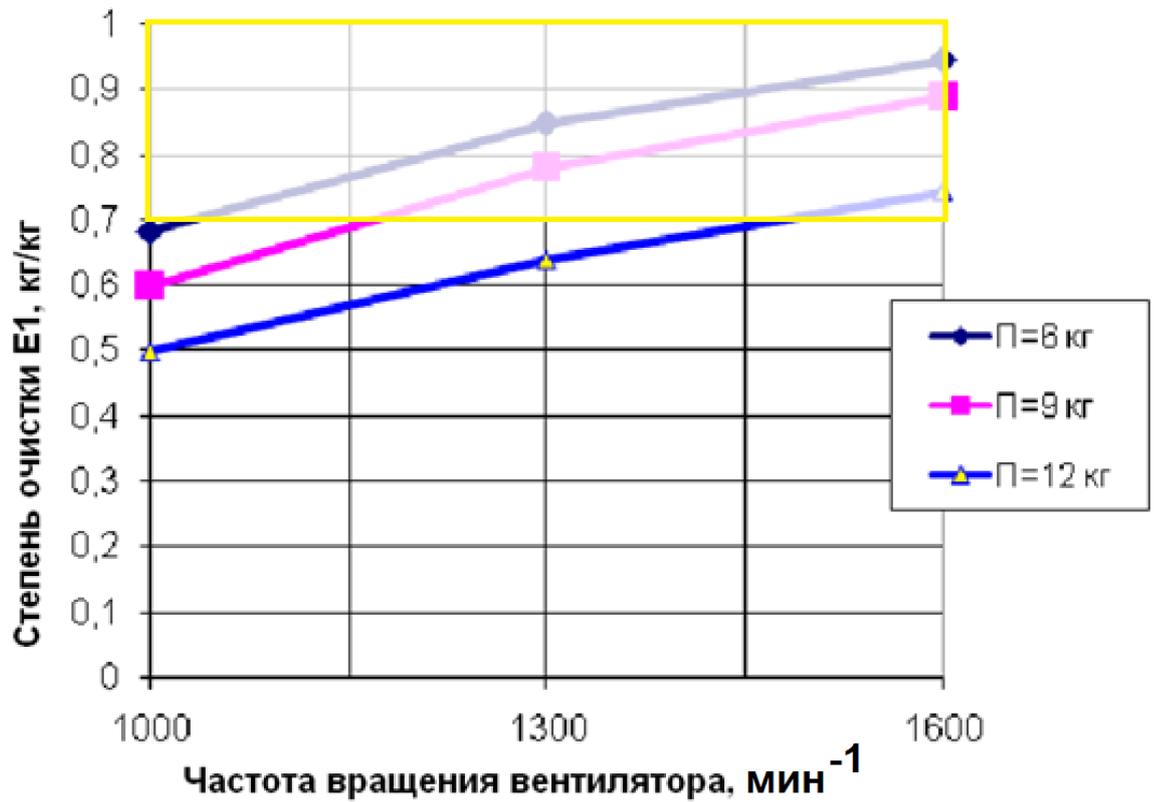


Рис. 4.10. Влияние числа оборотов вентилятора на степень очистки E1. Выделенная область - требуемая степень очистки

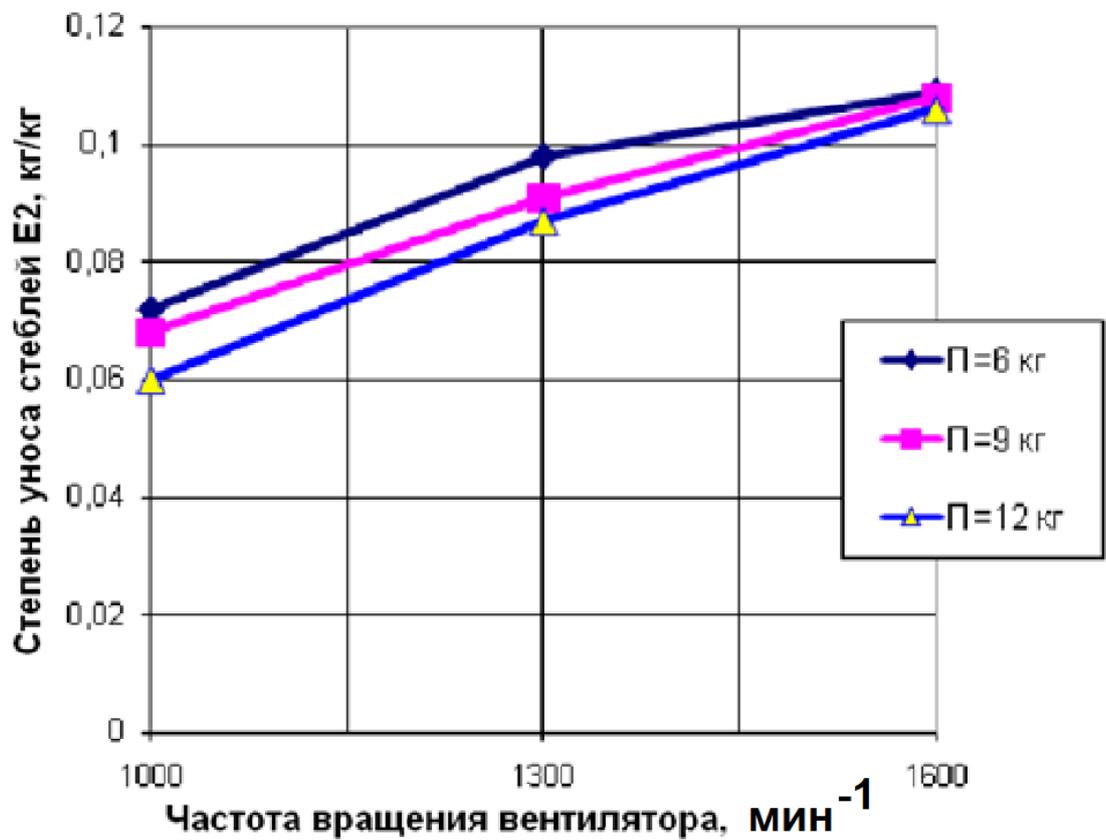


Рис. 4.11. Влияние числа оборотов вентилятора на степень уноса стеблей E2

В табл. 4.3 приводятся результаты основного опыта по определению совместного влияния на степень очистки подачи и частоты вращения вентилятора.

Таблица 4.3 Факторный анализ степени очистки. Результаты основного эксперимента

Номер опыта	Подача материала М (X1), кг	Частота вращения N (X2), мин ⁻¹	Степень очистки E1, кг/кг	Степень уноса стеблей E2 (x100), кг/кг
1	6,0 (-1)	1000,0 (-1)	0,69	7,2
2	9,0 (0)	1000,0 (-1)	0,59	6,6
3	12,0 (+1)	1000,0 (-1)	0,5	5,9
4	6,0 (-1)	1300,0 (0)	0,85	9
5	9,0 (0)	1300,0 (0)	0,7	8,8
6	12,0 (+1)	1300,0 (0)	0,67	8,3
7	6,0 (-1)	1600,0 (+1)	0,92	10,9
8	9,0 (0)	1600,0 (+1)	0,8	10,8
9	12,0 (+1)	1600,0 (+1)	0,74	10,5

Статистическая обработка результатов позволила получить уравнение регрессии для степени очистки и степени уноса стеблей:

$$E1 = 0,194352 - 0,975X1 + 0,06515X2 + 0,03518X1^2;$$

$$E2 = 2,025 - 0,258333X1 + 0,0613889X2 - 0,0111X1^2$$

Уровни значимости факторов при составлении уравнений приведены в Приложении 2.

Из анализа рис. 4. 12 видно, что и степень очистки, и степень уноса стеблей значительно более чувствительны к повышению частоты вращения вентилятора, чем к росту подачи продукта. Однако степень очистки более чувствительна к росту подачи, чем степень уноса стеблей. Это можно объяснить следующим образом. В измельчённой массе продукта фрагменты легкой фракции обладают малой скоростью витания, и поэтому небольшой прирост скорости воздушного потока способствует удалению из продукта легких компонентов во всё большем диапазоне масс и размеров. В то же время увеличение подачи приводит к тому, что при обдувании воздушным потоком одни лёгкие фрагменты начинают экранировать другие, тем самым способствуя попаданию этих экранированных фрагментов в конечный продукт и снижая степень очистки. Ясно, что для более мощного и скоростного воздушного потока эффект экранирования будет уменьшаться. Что касается негативного явления уноса в лёгкую фракцию фрагментов стеблей, то оно слабо зависит от подачи, так как определяется неравномерностью поля скоростей воздушного потока по ширине и высоте очистного воздуховода. В некоторых местах воздуховода скорость воздуха значительно превышает среднюю, что и определяет степень уноса фрагментов стеблей (см. п. 4.5). Влияние частоты вращения вентилятора на степень очистки продукта зависит от свойств стеблей и листьев, обусловленных фазой

спелости, сроками уборки, погодными условиями. Поэтому важно сохранить возможность регулирования этого кинематического параметра. Наиболее приемлемое решение в данном случае -- применение гидромотора в качестве привода вентилятора. Наряду с приводами других органов комбайна, таких как транспортёр готового продукта и измельчитель верхушек стеблей, гидропривод является необходимой составной частью комбайна для уборки сорго.

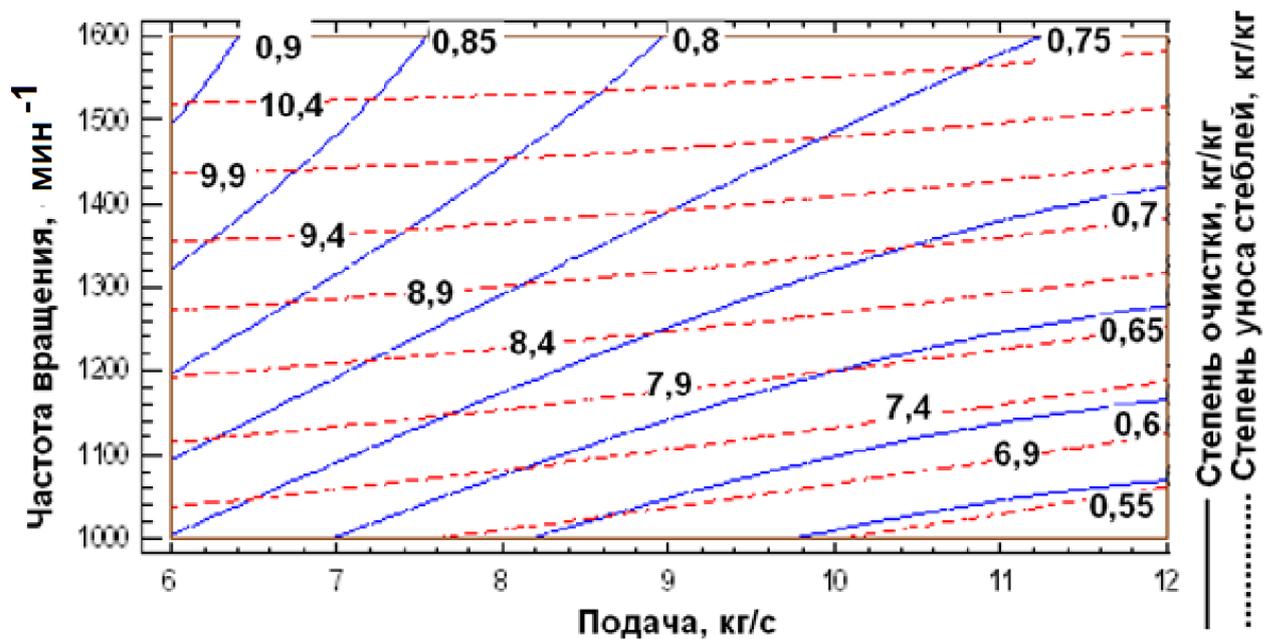


Рис. 4.12. Влияние подачи материала и частоты вращения вентилятора на степень очистки и степень уноса стеблей во фракцию листьев

Можно также заключить, что требования повышения чистоты конечного продукта и минимизации потерь являются противоречивыми. Для оптимизации параметров аспирационной системы целесообразно использовать конструктивные факторы, такие как возможность улавливания и возврата унесённых воздушным потоком фрагментов стеблей при помощи специального патрубка (см. рис. 2.26). Но главное условие нормальной работы аспирационной системы – это однородность фракций стеблей и листьев, что определяется малой степенью дробления стеблей при измельчении.

4.5 Исследование различных типов очистных вентиляторов

Критерием оценки качества измеренного поля скоростей воздушного потока выбран коэффициент неравномерности (степень турбулентности) μ , определяемый по формуле:

$$\mu = \sigma / v_{\text{ср}}, \quad \text{где:}$$

σ - среднее квадратичное отклонение среднего значения измеренной скорости в

каждой точке от средней скорости потока в данном сечении канала, м/с;

v_{cp} - средняя скорость потока, м/с.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_i - v_{cp})^2}{n-1}};$$

$$v_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n v_i}{n} \quad \text{где } n \text{ – число точек в сечении.}$$

Значения величин v_{cp} , σ и μ , а также замеры скоростей воздушного потока, проведенные по методике, описанной в п. 3.4, приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4 Скорости воздушного потока и коэффициент неравномерности

Номер точки сечения по ширине воздуховода	Скорость воздушного потока v_i , м/с					
	лопастной вентилятор			диаметральный вентилятор		
	Уровень по высоте воздуховода					
	низ	середина	верх	низ	середина	верх
1	1,2	6,4	6,8	2	16	16
2	1,8	10,2	6,9	2,5	16,2	13,2
3	2,2	11,8	8,1	2,8	15,4	12,8
4	1,2	11,6	7,3	3,5	14,7	13,5
5	1,6	13,2	6,4	4	15	14
6	3,3	14	7,9	4,2	16	14,9
7	3,5	13,8	7,7	3,3	13,8	15,3
8	2,7	13,7	7,8	2,7	13,7	13,6
9	1,6	8,3	5,3	2,6	14	13
Средняя скорость воздушного потока v_{cp} , м/с	2,12	11,4	7,13	3,07	14,98	14,03
Среднее квадратичное отклонение σ , м/с	0,306	0,946	0,316	0,259	0,349	0,395
Коэффициент неравномерности μ	0,144	0,083	0,044	0,084	0,023	0,028

На основании табличных данных построены графики распределения скоростей по сечению выходного воздуховода для разных типов вентиляторов (рис. 4.13 и 4.14). О качестве воздушного потока по высоте воздуховода для двух типов вентиляторов можно судить по графику на рис. 4.15.

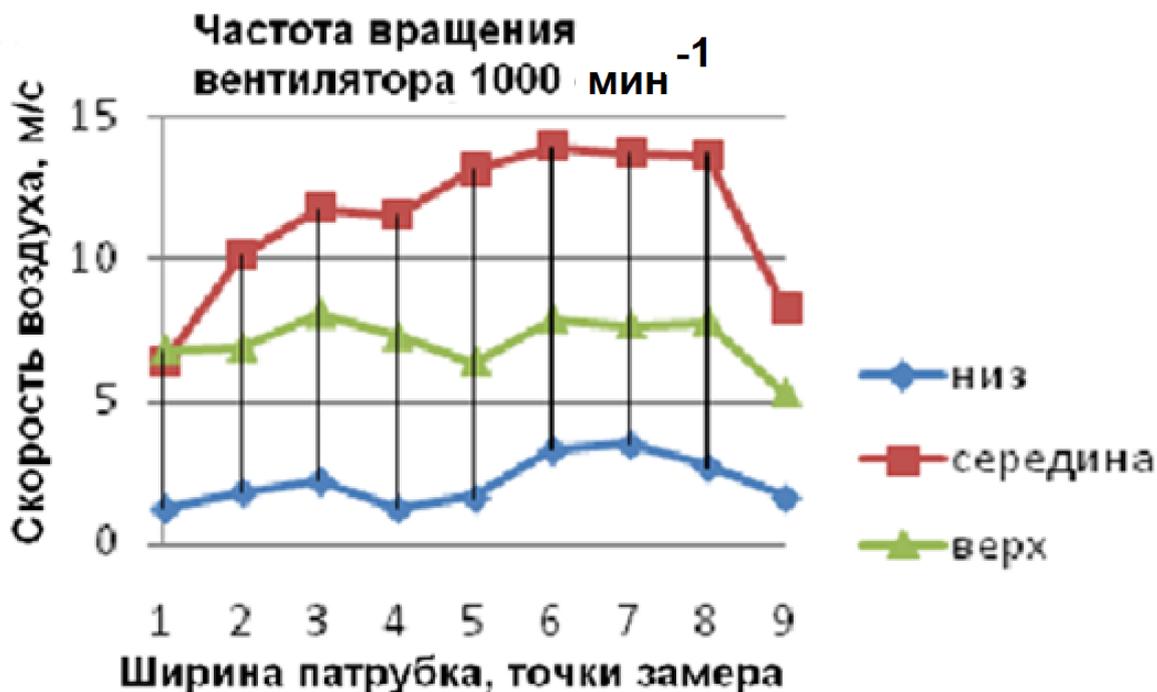


Рис. 4.13. Распределение поля скоростей в выходном воздуховоде для лопастного вентилятора

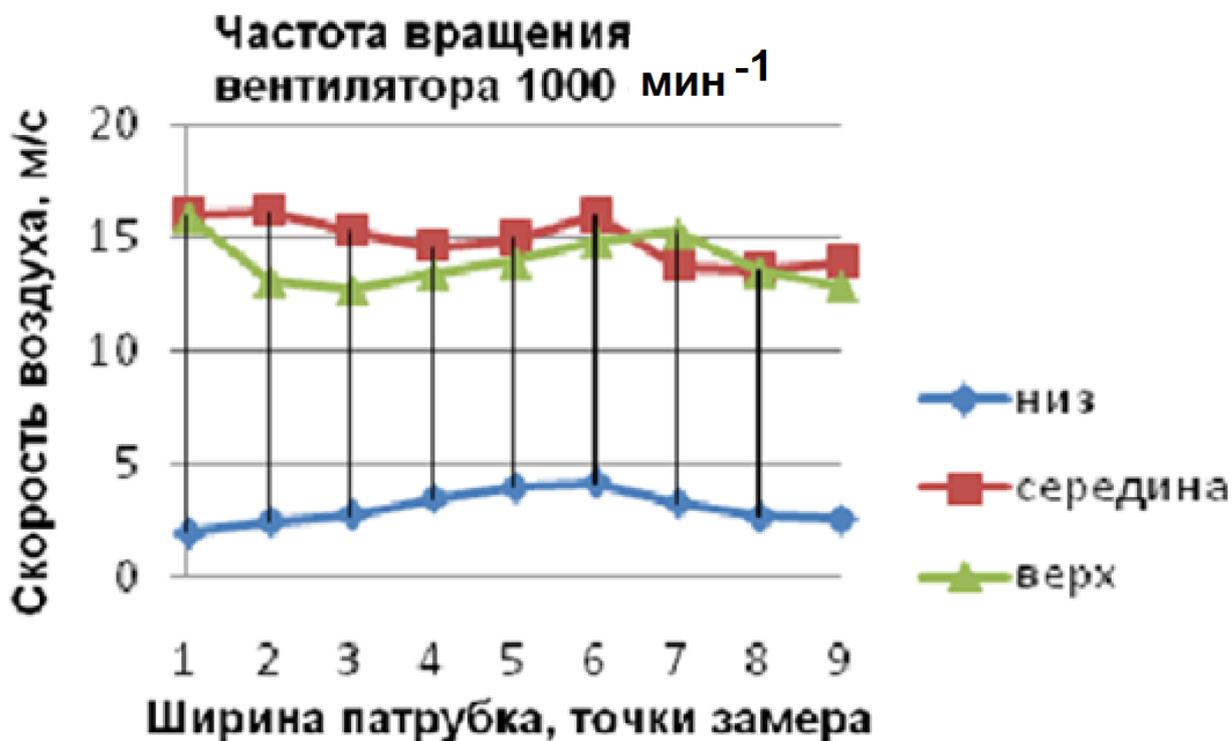


Рис. 4.14. Распределение поля скоростей в выходном воздуховоде для диаметрального вентилятора

Из графиков следует, что диаметральный вентилятор даёт более равномерные эпюры скоростей по ширине воздуховода. Кроме того коэффициент неравномерности (степень турбулизации) воздушного потока у этого вентилятора меньше и распределён

более равномерно по высоте воздуховода. Это можно объяснить следующим образом.

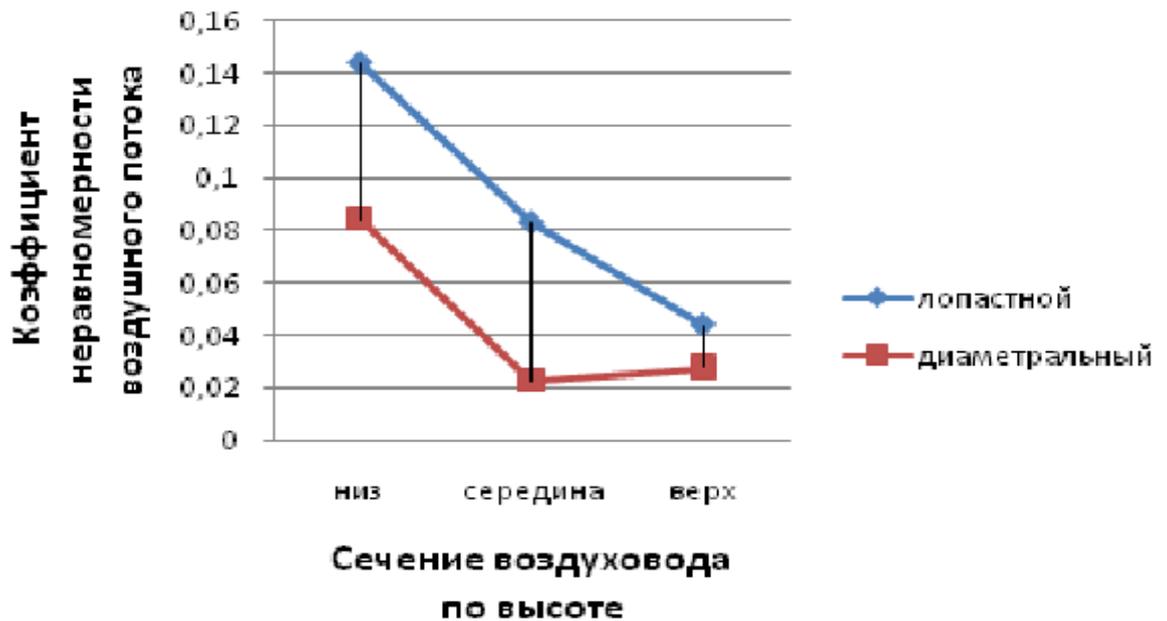


Рис. 4.15. Качество воздушного потока по высоте выходного воздуховода для разных типов вентиляторов

В отличие от лопастного вентилятора, в котором забор воздуха происходит по торцам рабочего колеса, в диаметральный вентиляторе воздух притекает к лопаткам со стороны, противоположной нагнетанию, по дуге окружности λ , обычно равной $150...170^\circ$ (см. рис. 3.6). Затем частицы воздуха захватываются лопатками рабочей решётки, проходят межлопаточные каналы в центростремительном направлении (первая ступень) и попадают во внутреннее пространство решётки. Пройдя это пространство, частицы воздуха на противоположной стороне решётки вновь встречаются с лопатками и теперь проходят межлопаточные каналы в центробежном направлении (вторая ступень), после чего направляются в выходной патрубок. Таким образом, проходя дважды через рабочую решётку вентилятора, воздушный поток стабилизируется и принимает плоскопараллельную форму, тогда как у лопастного вентилятора форма выходного воздушного потока веерообразная [29].

Коэффициент неравномерности воздушного потока у диаметрального вентилятора меньше, чем у лопастного вентилятора по всему сечению воздуховода (см. рис. 4.15). Колебания этого коэффициента по высоте воздуховода также менее значительны, особенно в верхней части, где происходит основной процесс очистки стеблей от листьев.

В табл. 4.5 приводятся результаты эксперимента по определению неравномерности воздушного потока.

Таблица 4.5 Факторный анализ неравномерности воздушного потока. Результаты эксперимента

Номер опыта	Число лопастей, X1, шт.	Частота вращения, X2, мин ⁻¹	Коэф. неравномерности
1	6,0 (-1)	1000,0 (-1)	0,083
2	17,0 (0)	1000,0 (-1)	0,061
3	28,0 (+1)	1000,0 (-1)	0,023
4	6,0 (-1)	1300,0 (0)	0,092
5	17,0 (0)	1300,0 (0)	0,070
6	28,0 (+1)	1300,0 (0)	0,049
7	6,0 (-1)	1600,0 (+1)	0,102
8	17,0 (0)	1600,0 (+1)	0,098
9	28,0 (+1)	1600,0 (+1)	0,065

Статистическая обработка результатов позволила получить уравнение регрессии для коэффициента неравномерности:

$$\mu = 0,0927938 - 0,0652576X1 + 0,05139X2 - 0,05342X1^2$$

Уровни значимости факторов при составлении уравнений приведены в Приложении 2.

На рис. 4.16 показан график зависимости выходного параметра от влияющих факторов.

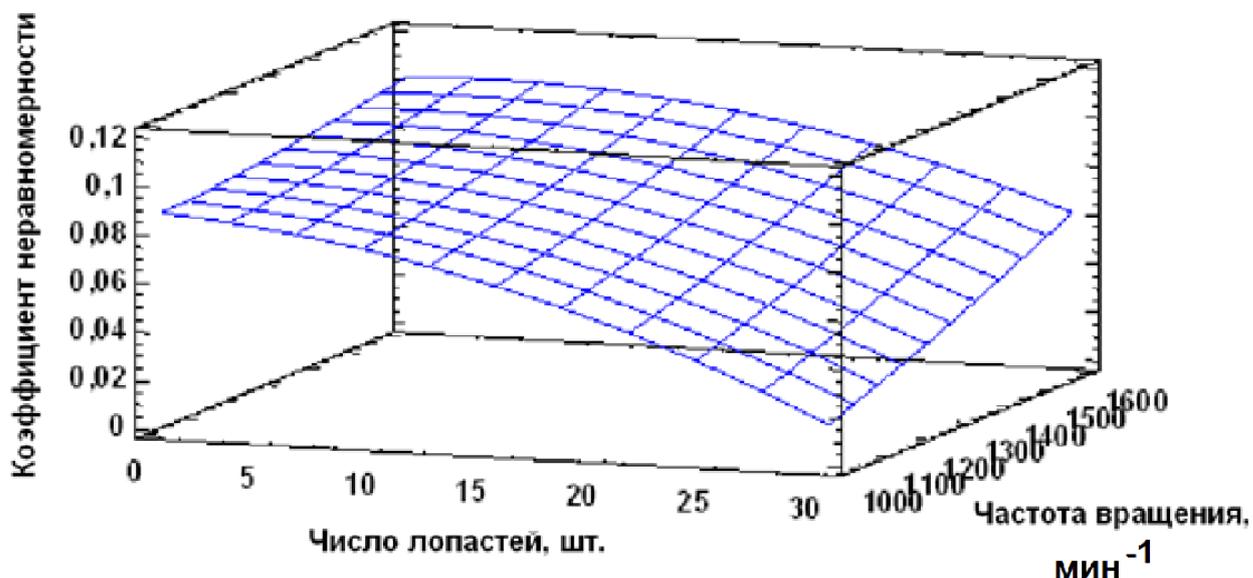


Рис. 4.16. Коэффициент неравномерности воздушного потока в зависимости от числа лопастей вентилятора и частоты вращения

Из диаграммы видно, что коэффициент неравномерности примерно с одинаковой интенсивностью снижается с увеличением числа лопастей и возрастает с ростом скорости воздушного потока (частоты вращения). Это согласуется с положениями аэродинамики о том, что более густая направляющая решётка вентилятора создаёт более плотный и

равномерный воздушный поток. В то же время при увеличении скорости этого потока он становится более чувствительным к турбулизации за счёт соприкосновения со стенками воздуховода. По технологическим соображениям число лопастей на диаметре 250...320 мм не должно превышать 25...28 шт. Что касается частоты вращения, то её регулировка является обязательной из-за неодинакового состояния листостебельной массы при различных условиях уборки и урожайности растений. Данные экспериментов по определению степени чистоты конечного продукта, а также результаты настоящих опытов позволяют сделать вывод о приемлемом диапазоне регулировки частоты вращения вентилятора в пределах 1000...1600 мин⁻¹.

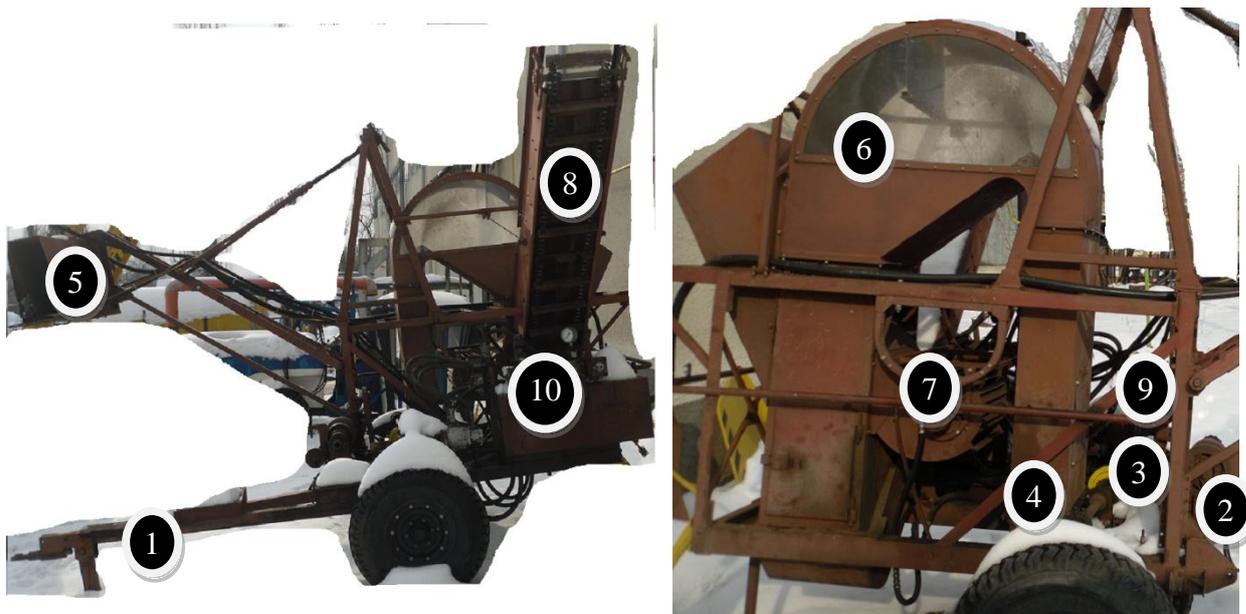
Масса ротора диаметрального вентилятора составляет 26,7 кг, что несколько больше, чем у лопастного вентилятора – 19,3 кг. Тем не менее прирост массы окупается указанными преимуществами диаметрального вентилятора по равномерности воздушного потока. Кроме того, средняя скорость воздушного потока у этого вентилятора на 23% больше, чем у лопастного. Как показано в п. 4.4, именно этот параметр является наиболее влияющим на один из основных показателей качества работы комбайна – степень чистоты конечного продукта, фрагментов стеблей.

4.6 Эксплуатационные испытания комбайна

Комбайн для уборки сахарного сорго был спроектирован и изготовлен в ИТА “Mesagro” в 2007 г. в рамках Государственной программы «Разработка технологии и технических средств для уборки сахарного сорго» (контракт №112/Р от 04 июня 2007). В течение последующих лет комбайн проходил заводские и эксплуатационные испытания, сопровождающиеся конструктивными изменениями и доработками, направленными на улучшение технических характеристик и повышение надёжности работы.

В октябре 2008 г. были проведены испытания опытного образца комбайна с участием Государственной машиноиспытательной станции. Испытания проходили на плантациях Института зоотехнии и ветеринарной медицины, с. Максимовка, р-н Анений-Ной.

Общее устройство комбайна показано на рис. 4.17. Комбайн приспособлен к агрегатированию с трактором класса 14 кН; мощность двигателя не менее 55 кВт (тип МТЗ-80); ВОМ типа 1 по ГОСТ 3480-76; тягово-сцепное устройство типа ТСУ-1-Ж по ГОСТ 3481-79.



I

II

Рис. 4.17. Комбайн для уборки сахарного сорго: I -- вид слева; II -- вид справа.

1 – рама с прицепным устройством и пневматическими колесами; 2 – роторная жатка; 3 – питающий аппарат; 4 – измельчитель стеблей; 5 – измельчитель верхушек; 6 – система пневматической очистки стеблей от листьев; 7 – вентилятор; 8 – транспортёр стеблей; 9 – трансмиссия с реверсивным редуктором; 10 – гидросистема

Условия испытаний (определены согласно СТО АИСТ 23.6-2006):

- тип почвы – чернозём супесчаный;
- рельеф -- выровненный;
- температура воздуха -- 15°C;
- относительная влажность – 72 %;
- скорость ветра – 5 м/с;

фаза вегетации сорго – полная спелость;

- средняя высота растений – 2,8 м;
- средний диаметр стебля – 23 мм;
- полеглость растений – 2...4 %;
- среднее расстояние между растениями в ряду – 160 мм;
- урожайность – 270 ц/га;
- длина гонов – 0,2...0,6 м;
- засорённость – от 0 % до 20 % на различных участках;

- площадь, убранная за время испытаний - 4 га.

Технические характеристики комбайна согласно техническому заданию и установленные по результатам испытаний указаны в табл. 4.6.

Таблица 4.6 Технические характеристики комбайна

Показатель	Единица измерения	Значение	
		По ТЗ	По данным испытаний
Эксплуатационно-технологические показатели			
Ширина междурядий	мм	700	700
Количество одновременно убираемых рядков	шт.	2	2
Рабочая скорость	км/ч	3...6	3...6
Транспортная скорость, не более	км/ч	20	20
Количество обслуживающего персонала	чел.	1 (комбайнёр)	1
Габаритные размеры	длина	4300	4300
	ширина	4000	4000
	высота	3350	3350
Масса эксплуатационная	т	2,2	2,1
Показатели качества выполнения технологического процесса			
Площадь, убираемая за 1 ч времени при урожайности 200 ц/га	технологического	0,6	0,6
	оперативного	0,45	0,45
	эксплуатационного	0,34	0,31
Длина фрагментов после измельчения	мм	150...200	110...210
Степень очистки стеблей от листьев, не менее	%	70	65
Высота срезания стеблей от уровня почвы	мм	100...150	80...200
Показатели надёжности			
Средний срок эксплуатации до капитального ремонта, не менее	лет	3	--
Срок эксплуатации, не менее	лет	7	--
Коэффициент готовности, не менее	--	0,95	0,95
Коэффициент производительности	--	0,69	0,7
Коэффициент использования эксплуатационного времени	--	0,53	0,48
Энергетические показатели			
		Холостой ход	Рабочий ход
Часовой расход топлива	кг/ч	--	8,98
Потребляемая тяговая	кВт	--	0
			1,3

мощность, в том числе	самопередвижения трактора			0	1,3
	на ВОМ			19,3	39,2
	буксования			0	1,0
	в трансмиссии			3,2	5,2
	на привод гидросистемы			1	1
	общая			23,5	49
Тяговое сопротивление комбайна		кН	--	0	5
Удельные энергозатраты		л.с./га/ч	--	--	105
Удельный расход топлива		кг/га	--	--	19,8
Коэффициент загрузки двигателя по мощности		--	--	0,54	0,9

Работа комбайна показала соответствие технологической и оперативной производительности расчётным данным. Однако эксплуатационная производительность оказалась ниже расчётной: 0,31 против 0,34 га/ч (Приложение 1). Это несоответствие связано с более низким реальным коэффициентом технического использования. Для анализа этого несоответствия необходимо учесть особенность расчёта коэффициента технического использования. Он показывает долю оперативного времени в эксплуатационном времени работы агрегата:

$$\eta_{\text{ТИ}} = \frac{t_{\text{оп}}}{t_{\text{оп}} + t_{\text{пс}}}, \text{ где:}$$

$t_{\text{оп}}$ -- оперативное время работы агрегата (сумма технологического времени, времени на повороты и времени на разгрузку прицепа);

$t_{\text{пс}}$ – потери времени собственные.

Чем больше значение этого коэффициента, тем более совершенен уборочный агрегат в технологическом и техническом отношении. Однако при расчёте $t_{\text{пс}}$ приходится пользоваться значением для $\eta_{\text{ТИ}}$, которое необходимо для вычисления одной из составляющих $t_{\text{пс}} - \tau_5$, удельного времени обслуживания комбайна [100]. Поэтому при расчёте τ_5 пользуемся имеющимся опытом работы уборочной техники и принимаем нормативное значение $\eta_{\text{ТИ}} = 0,75$. Однако каждый новый образец уборочной техники в зависимости от его сложности требует корректировки данного коэффициента. Например, для кукурузоуборочных машин удельное время технического обслуживания колеблется в широких пределах 0,1...0,35 [99]. Поскольку испытываемый комбайн включает в свою технологическую схему больше операций, чем кукурузоуборочные машины, его

коэффициент технического использования должен быть ниже. Завышение этого коэффициента, при расчёте эксплуатационной производительности с использованием существующих нормативов, привело к указанному несоответствию.

Вместе с тем испытания показали, что опытный образец нуждается в доработках с целью повышения надёжности работы, удобства эксплуатации и сокращения времени на техническое обслуживание. Среди предлагаемых улучшений можно выделить следующие:

- применение более современных и совершенных узлов и деталей гидросистемы – гидромоторов, регуляторов потока, соединительных деталей шлангов и др.;
- замена существующего реверсивного редуктора на серийно выпускаемый редуктор, поскольку данное устройство включает в себя сложные в конструктивном и технологическом отношении детали;
- совершенствование конструкции транспортёра стеблей (повышение скорости рабочего органа, увеличение длины и высоты вылета выгрузного жёлоба) с целью исключения потерь продукта при погрузке в транспортное средство;
- изменение в компоновке роторной жатки, исключающее низкое расположение вала привода зубчатых дисков, что затрудняет подачу стеблей в питающий аппарат при работе на плантациях с высокой урожайностью;
- обеспечение более лёгкого доступа к регулировочным органам питающего

аппарата (пружины поджатия верхних валков).



Рис. 4.18. Комбайн для уборки сахарного сорго на испытаниях

Работа комбайна в ходе испытаний показала обоснованность применения в нём

роторной жатки, с которой комбайн мог свободно работать как вдоль, так и поперёк рядков растений. Это подтверждает классификацию данного устройства как жатки сплошного среза. Однако при сильном полегании растений жатка нуждается в дополнительных активных делителях либо в устройстве для перерезания стеблей, лежащих поперёк движения и выступающих за пределы рабочей части жатки.

Диапазон длин фрагментов стеблей после измельчения оказался шире предусмотренного техническим заданием на 50 мм. Это объясняется нередко случающимся проскальзыванием и буксованием стеблей при их транспортировании гибкими гребёнками питающего аппарата – когда срезанные растения имеют увлажнение внешней поверхности. В условиях осенних дождей и туманов это неизбежный негативный фактор, влияющий на качество конечного продукта. Наиболее благоприятные погодные условия для уборки сахарного сорго – сухая и безветренная погода, когда стебли не имеют внешнего увлажнения, а ветер не сносит легкие отходы очистки стеблей в грузовик с очищенным продуктом. С целью уменьшения загрязнения очищенного продукта листьями в ветреную погоду необходимо усовершенствовать конструкцию выгрузного патрубка, направив поток воздуха как можно ближе к поверхности земли.

Реальная степень очистки от листьев несколько ниже полученной при заводских испытаниях и экспериментальных исследованиях. Это можно объяснить тем, что в эксперименте использовалась подача сырья на очистку отдельными порциями. Непрерывная подача сырья в полевых условиях приводит к тому, что в аспирационной камере время от времени накапливается излишек листостебельной массы. Когда большая масса сырья сваливается по скатной доске в зону действия воздушного потока от вентилятора, возникает эффект экранирования: некоторые стебли заслоняют собой листья и мелкие частицы и препятствуют их выбросу из камеры. С целью нейтрализации этого эффекта необходимо разработать вторую ступень очистки стеблей от листьев – в месте непосредственной выгрузки продукта в транспортное средство, как это имеет место в комбайнах для уборки сахарного тростника.

Приведенные в разделе «Энергетические показатели» данные свидетельствуют о том, что трактор МТЗ-80 по своим мощностным, скоростным и тягово-сцепным свойствам является достаточным энергетическим средством агрегатирования комбайна. Причина высокой энергоёмкости в режиме холостого хода -- применение гидромоторов (на привод очистного вентилятора, транспортёра стеблей, измельчителя верхушек и подающих дисков). Как известно, применяемые в комбайне гидромотры типа ГМШ-32 и МПР-100 обладают низким к.п.д. при низких температурах [86]. Из этого следует, что с целью

экономии топлива уборку сорго следует проводить сразу по достижении фазы полной спелости растений, то есть ранней осенью, до наступления холодов.

Для надёжной работы комбайна также большое значение имеют высота и толщина растений. Низкорослые растения с «травянистой» структурой, а также сорняки вызывают забивания жатки и потери времени на остановку и очистку. Между тем участки плантаций, обработанные гербицидами, оказались полностью свободны от сорных и недоразвитых растений и не вызвали затруднений при работе.

На высоту среза значительное влияние оказывают рельеф и состояние почвы. На неровной местности, на увлажнённых участках, а также при движении поперёк рядков приходится поднимать ножи жатки до 200 мм над уровнем почвы, что приводит к некоторым потерям кондиционной части стеблей. Движение поперёк рядков бывает необходимо, когда в поздний период уборки стебли оказываются полёгшими под действием ветра и заморозков и убирать их приходится по направлению полегания. Это лишний раз подтверждает важность соблюдения агротехнических сроков уборки.

В целом, по заключению МИС, комбайн удовлетворительно выполняет технологический процесс уборки сахарного сорго, измельчения стеблей и их очистки от листьев и может быть рекомендован к постановке на производство при условии устранения указанных недостатков.

4.7 Расчёт экономической эффективности комбайна для уборки сахарного сорго

4.7.1. Расчёт потребной площади посевов сахарного сорго

В 2013 г. импорт бензина в Молдове составил около 160 тыс. т [23]. Для замещения этого количества с применением этанола (C_2H_5OH), в пересчёте на бензин А95, требуется 20% этанола и 80% бензина А80. Таким образом, годовая потребность в этаноле составляет $160\,000 \cdot 0,2 = 32\,000$ т.

Потребную зелёную массу сахарного сорго, подлежащую комбайновой уборке, можно определить по формуле:

$$Q = A / (b \cdot c \cdot i \cdot s)$$

где:

A -- годовая потребность в этаноле, т;

b -- теоретический выход этанола из сахара -- 0,511 кг/кг, или 51,1% [105];

c -- сахаристость сока сахарного сорго -- 13% [85];

i -- степень извлечения сока из стеблей с применением вальцевых прессов -- 50%

[116];

S -- массовая доля стеблей в растении -- 75% [59].

В итоге потребная зелёная масса сахарного сорго составляет $32\,000 / (0,511 \cdot 0,13 \cdot 0,5 \cdot 0,75) = 1\,284\,560$ т.

При урожайности зелёной массы 60 т/га получаем потребную площадь посевов:

$$1\,284\,560 / 60 = 21\,409 \text{ га.}$$

4.7.2 Расчёт цены комбайна для уборки сахарного сорго

4.7.2.1 Расчёт заработной платы по чистой массе изделия

Для данного расчёта определяется взвешиванием масса комбайна (M) за вычетом комплектующих изделий, а также доли этой массы, приходящиеся на слесарно-сборочные работы ($M_C, \%$) и на механическую обработку ($M_M, \%$). Затем анализом затрат труда производится разбивка каждой из указанных долей массы изделия по разрядам занятых в изготовлении рабочих: $\sum M_C^i$ и $\sum M_M^j$, где i и j – разряды рабочих, занятых соответственно на слесарно-сборочных и механических работах.

Суммарная заработная плата составляет:

$$З = \sum K_C^i \cdot M_C^i + \sum K_M^j \cdot M_M^j$$

где K_C^i и K_M^j – оплата труда по тарифным расценкам, приходящаяся на единицу массы изделия, соответственно для слесарно-сборочных и механических работ.

Расчёт заработной платы по чистой массе комбайна приведён в Приложении 4.

4.7.2.2 Расчёт заработной платы с учётом структуры себестоимости изделия

Для расчёта по данной методике определяется чистая масса комбайна и производится разбивка её долей по слесарно-сборочным (M_C) и механическим (M_M) работам согласно п. 6.2.1. Затем определяется стоимость затраченного труда:

$$S = M_C \cdot S_C \cdot k_C + M_M \cdot S_M \cdot k_M$$

где:

S_C и S_M -- стоимость материалов, подлежащих соответственно слесарной и механической обработке;

k_C и k_M -- коэффициенты сложности при затратах труда для соответственно слесарно-сборочных и механических работ.

Для пересчёта стоимости труда на заработную плату необходимо учесть долю в себестоимости продукции затрат, приходящихся на обработку сырья, стоимости основных

и вспомогательных материалов, а также заработной платы и отчислений на соцстрах. Для пересчёта используется формула [89]:

$$ЗП + 0,1 \cdot ЗП + 0,23(ЗП + 0,1 \cdot ЗП) = M \frac{K_M}{K_3} \quad (34)$$

где:

ЗП – величина заработной платы, лей;

М – стоимость обработки материалов, лей;

K_M -- доля в себестоимости продукции основных и вспомогательных материалов;

K_3 -- доля в себестоимости продукции заработной платы.

Расчёт заработной платы с учётом структуры себестоимости изделия приведён в Приложении 4.

Окончательная величина заработной платы определяется как среднее арифметическое от величин, определённых по п. 6.2.1 и 6.2.2: $(24530+17422)/2 = 20976$ лей.

Поскольку замена одной машины другой, более эффективной, ведёт к экономии живого труда, в сумме затрат на изготовление машины должны быть учтены полные затраты на воспроизводство рабочей силы, в том числе выплаты через общественные фонды потребления – социальное и медицинское страхование.

Статьи калькуляции для расчёта цены комбайна приведены в Приложении 4.

4.7.3 Расчёт экономической эффективности от внедрения комбайна

Экономическую эффективность рассчитывают по стоимостным показателям, которые определяются по затратам, приходящимся на единицу работы (1 га) (удельные затраты). Эти затраты представляют собой сумму прямых издержек на эксплуатацию машины (отдельно для базового и внедряемого вариантов):

$$У = S + A + R + C_r.$$

Проведём анализ каждой статьи издержки.

1. S -- удельная заработная плата рабочих, лей/га:

$$S = \frac{\sum n \cdot f}{W}$$

где:

n -- количество рабочих, занятых на выполнении операции, чел.;

f -- оплата работы по специальности и квалификации, лей/ч [25];

W -- эксплуатационная производительность комбайна при средней урожайности

350 ц/га, га/ч (см. приложение 1).

2. A -- удельные затраты на амортизацию, лей/га:

$$A = \frac{B \cdot a}{100 \cdot W_{\Gamma}}$$

где:

B -- балансовая стоимость комбайна, лей;

a -- ежегодные амортизационные отчисления, % [86];

W_{Γ} -- годовая выработка комбайна, га, определяется по формуле: $W_{\Gamma} = W \cdot t \cdot D$,

где t - число часов работы комбайна в сутки, ч; D - количество рабочих дней в году.

3. R -- удельные затраты на текущий ремонт и технический уход, лей/га:

$$R = \frac{B \cdot r}{100 \cdot W_{\Gamma}}$$

где:

r -- ежегодные отчисления на текущий ремонт и технический уход, % [86].

4. C_{Γ} -- удельная стоимость горючего, лей/га:

$$C_{\Gamma} = \frac{N \cdot q \cdot C}{W \cdot \gamma}$$

где:

N -- мощность двигателя трактора, кВт;

q -- удельный расход горючего, г/(кВт · ч);

C -- стоимость горючего, лей/л;

γ -- плотность горючего, л/м³.

Расчёт затрат на эксплуатацию комбайна для уборки сорго проведён в сравнении с базовой моделью - комбайном SRC-180 "TOPSKY" (КНР), и представлен в Приложении 4.

Годовая экономия от снижения эксплуатационных издержек определяется как разница между издержками на базовую и внедряемую машины, с учётом потребного выпуска внедряемой машины:

$$\mathcal{E}_{\Gamma} = (Y_0 - Y_1) \cdot W_{\Gamma 1} \cdot O_1$$

где:

Y_0, Y_1 -- издержки на эксплуатацию базового и нового комбайна, лей/га;

$W_{\Gamma 1}$ -- годовая выработка нового комбайна, га;

O_1 -- годовой выпуск нового комбайна, шт.

Потребность сельского хозяйства республики в новом комбайне можно определить как отношение потребной площади посевов к годовой выработке комбайна. По статистическим данным срок оснащения сельского хозяйства новой техникой достигает 5...10 лет [86]. Тогда потребное количество машин, с учётом срока внедрения, составляет $O_1 = 0,1 \dots 0,2 Q/W_{Г1}$, где Q -- площадь посевов сахарного сорго, подлежащих уборке за год. Согласно п. 6.1, $Q = 21\,409$ га. Тогда $O_1 = 0,15 \cdot 21\,409/224 \approx 14$ шт.

$$\Delta_T = ((28,5 + 175 + 146 + 1003) - (36,5 + 169 + 141 + 946)) \cdot 224 \cdot 14,3 = 192\,192 \text{ лев}$$

ВЫВОДЫ:

1. На основании исследования зависимости деформации стеблей сорго от поперечных сжимающих усилий определено минимальное усилие, достаточное для критического (с потерями сока) повреждения деловой части стеблей – около 250 Н как для узлов, так и для междоузлий. Это лимитирующая величина для определения усилия прижатия подвижной пары валков питающего аппарата комбайна.

2. Получена диаграмма зависимости скоростей витания фрагментов стеблей и листьев от их характерного размера (длины). Согласно этой диаграмме условие аэродинамического отделения листьев от стеблей достоверно соблюдается для фрагментов стеблей диаметром свыше 15 мм в диапазоне длин 50...300 мм.

3. Экспериментально установлено, что качественный характер зависимости протягивающего усилия валков с гибкими гребёнками от прижимающей силы соответствует расчётному, при этом реальная протягивающая сила оказывается меньше расчётной на 10...25%.

4. Толщина гребёнок из транспортёрной ленты, достаточная для создания необходимого протягивающего усилия без повреждения стеблей, находится в пределах 4,5...5 мм.

5. Основные факторы, влияющие на величину протягивающего усилия – толщина гребёнок и прижимающее усилие. Оптимальное сочетание значений этих факторов, создающее гарантированную протягивающую силу: усилие прижатия около 2000 Н при толщине гребёнок 4,5 мм.

6. Основные факторы, влияющие на степень чистоты фракции стеблей – частота вращения очистного вентилятора и величина подачи измельчённого продукта. Оптимальное сочетание значений указанных факторов из условия степени чистоты фракции стеблей около 70% и минимального попадания стеблей во фракцию листьев (около 9%): частота вращения 1300...1400 мин⁻¹ (при диаметре ротора 320 мм) при подаче

7...9 кг/с.

7. Наиболее подходящим для аспирационной системы комбайна является вентилятор диаметального типа с углом забора воздуха 150° , диаметром ротора 250...300 мм, числом лопастей 25...28 шт. и регулируемой частотой вращения в пределах 1000...1600 мин⁻¹.

8. Годовая экономия от снижения эксплуатационных издержек при внедрении предлагаемой машины составляет 192 192 лея.

ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

Проделанные теоретические и экспериментальные исследования позволяют прийти к следующим выводам:

1. Для операций срезания и ориентации стеблей сорго для подачи на измельчение наиболее подходящим устройством является роторная жатка, состоящая из соосно расположенных дискового ножа с режущими сегментами и зубчатого ориентирующего и подающего барабана. Получено условие захвата стеблей зубьями подающего барабана и условие полноты эвакуации стеблей из ряда. Построена номограмма для определения радиуса зубчатого барабана и рабочей длины зубьев [4; 6; 79].

2. Оптимальным рабочим органом питающего аппарата комбайна для уборки сорго является валок с гибкими гребёнками, выполненными из твёрдой резины или транспортёрной ленты [3]. Обоснован диапазон толщин гибких гребёнок питающего аппарата -- 4,5...5 мм и диапазон усилий прижатия верхних валков -- 1800...2000 Н.

3. Наиболее подходящим измельчающим органом комбайна является барабан с горизонтальной осью и прямыми ножами, расположенными по периферии с наклоном по отношению к образующей цилиндрической поверхности в пределах 8...10° в плоскости, перпендикулярной к направлению подачи [6].

4. Обоснован метод подачи измельчённой массы в аспирационную камеру – швыряние ножами измельчающего барабана с последующим гашением кинетической энергии массы гибким экраном.

5. Разработана компоновочная схема аэродинамической очистки фрагментов стеблей от листьев. Установлено, что оптимальный наклон воздушного потока, создаваемого очистным вентилятором, к горизонтали составляет 50°, а отверстие для удаления листьев и мелких отходов должно быть снабжено патрубком для сбора стеблей, отклонённых воздушным потоком.

6. Оптимальный тип очистного вентилятора аспирационной камеры -- вентилятор диаметрального типа с горизонтальной осью: диаметр 250...320 мм, число лопастей 25...28 шт. и регулируемая частота вращения в пределах 1000...1600 мин⁻¹.

7. Выявлены основные факторы, влияющие на степень чистоты конечного продукта – фрагментов стеблей. При помощи статистического анализа установлена степень влияния каждого фактора. На этой основе произведена оптимизация параметров аспирационной системы: скорость воздушного потока 15...20 м/с, подача листостебельной массы 6...9 кг/с и наличие экрана для гашения излишка кинетической энергии измельчённой массы.

8. Получены экспериментальные зависимости прочности стеблей от диаметра, а также скорости витания фрагментов стеблей и листьев от их размеров. Эти данные могут быть использованы в расчётах конструктивных параметров питающего аппарата и устройства очистки стеблей от листьев для сходных типов комбайнов.

9. Установлено, что для привода очистного вентилятора необходимо применение гидромотора для плавной регулировки частоты вращения и установления соответствия скорости воздушного потока свойствам очищаемого продукта – различию в сортах, фазах спелости и влажности.

10. Значение расчётной производительности комбайна 0,6 га/ч подтверждена в ходе эксплуатационных испытаний для значения урожайности 270 ц/га и длины гонов 0,6 км.

11. Преимущества предлагаемого комбайна: прост в изготовлении, эксплуатации и ремонте, агрегируется с распространённым в РМ трактором МТЗ-80 [10; 12].

12. Комбайн можно рекомендовать для серийного производства и использования в хозяйствах, занятых возделыванием кормовых культур. Его значение для национальной экономики подтверждается технико-экономическим расчётом, согласно которому применение комбайна даёт годовой экономический эффект в размере 192 192 леев.

Научная новизна проделанной работы состоит в следующем:

1. Применение в питающем аппарате комбайна эластичных гребёнок, способствующих эффективному транспортированию стебли на измельчение, с предотвращением деформации стеблей и потерь сока.

2. Применение в измельчителе комбайна шевронно расположенных прямых ножей, расположенных под углом к образующей цилиндра, описываемого концами ножей и в обосновании геометрической формы ножей для осуществления эффекта швырково-пневматического транспортирования измельчённых стеблей в аспирационную камеру.

3. Обоснование конструкции и размеров аспирационной камеры комбайна с устройством гашения излишка кинетической энергии подаваемых в неё фрагментов стеблей, а также применения для целей очистки стеблей от листьев диаметального вентилятора.

4. Создана машина, способная удовлетворять требованиям современных биотехнологий при максимальной экономии материальных, энергетических и человеческих ресурсов, что является значительным фактором для энергозависимых стран мира.

Полученные результаты позволяют сформулировать дальнейшие задачи исследований. Среди них можно выделить следующие:

- экспериментальное определение модуля упругости материала гибких гребёнок валков питающего аппарата при малых радиусах изгиба;
- определение уравнения кривой линии для изогнутой гибкой гребёнки, нагруженной внешней силой, и точный расчёт усилий, развиваемых гребёнкой при известной деформации;
- построение уточнённой экспериментальной модели протягивания стеблей сорго валками питающего аппарата с гибкими гребёнками;
- исследование аспирационной системы комбайна с использованием всасывающего осевого вентилятора со сферическим корпусом (по данным фирмы “Austoft” (Австралия));
- разработка приспособления к жатке для подъёма и срезания полеглих растений;
- испытания комбайна на плантациях с различным рельефом, густотой посева, степенью засорённости и высотой растений;
- проработка устройства второй ступени очистки фрагментов стеблей от листьев, устанавливаемого в месте выгрузки продукта в транспортное средство.

Комбайн был представлен на следующих международных выставках, с получением медалей и дипломов:

- ✓ Infoinvent - 2009, 2011, 2013, 2015;
- ✓ Moldagroteh - 2004, 2015;
- ✓ Euroinvent - 2010, 2015;
- ✓ Inova - 2014, 2015.

LITERATURĂ

1. Antohe I. Realizări în ameliorarea sorgului la funduelea. București: Genetica și ameliorarea plantelor, 2007, vol. 75, p. 137-157.
2. Arion V. ș. a. Biomasa și utilizarea ei în scopuri energetic. 2008. 268 p.
3. Brevet de invenție MD 382 Z. Aparat de alimentarea combinei pentru recoltarea plantelor cu tulpini groase / Hăbășescu Ion, Cerempei Valerian, Balaban Nicolae, Raicov Victor, Molotcov Iurie (MD). Cererea depusă 2011.06.30, BOPI nr. 6/2011.
4. Brevet de invenție MD 395 Z. Secerătoare pentru recoltarea culturilor cu tulpini groase / Hăbășescu Ion, Cerempei Valerian, Balaban Nicolae, Raicov Victor (MD). Cererea depusă 2011.07.31, BOPI nr. 7/2011.
5. Cernei R. Sorgul zaharat este lider în absorbția bioxidului de carbon. În: Inno Views, Buletin Informativ-Analitic, Decembrie 2008, p. 6.
6. Energie din biomasa: tehnologie si mijloace tehnice. Chisinau, 2009: 367 p.
7. Goian M., Neguț Gh., Rusu I. Sorgul zaharat. Timișoara. Universitatea de Științe Agricole a Banatului, 1991. 178 p.
8. Dihoru A. Valorificarea sorgului zaharat în hrana animalelor. În: Cultura sorgului zaharat și industrializarea lui totală, 2003, Edit. Chiminform Data, București, Ediția I, p. 104-119.
9. Hăbășescu I., Cerempei V., Deleu V. Biomasa – sursă importantă de energie renovabilă. În: Agricultura Moldovei, 2004, nr. 12, p. 17-19.
10. Hăbășescu I. ș. a. Cercetarea, producerea și utilizarea biocombustibililor lichizi în Republica Moldova: starea și perspective. În: Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură, ITA „Mecagro”, Chișinău, 2008, p. 45-52.
11. Hăbășescu I. ș. a. Argumentarea tehnologiei de recoltare și prelucrare inițială a sorgului zaharat. În: Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură, ITA „Mecagro”, Chișinău, 2008, p. 53-78.
12. Hăbășescu I., Cerempei V., Raicov V. Argumentarea parametrilor de bază ai combinei de recoltat culturi furajere și tehnice. În: Rolul culturilor leguminoase și furajere în agricultura Republicii Moldova. Materialele conf. internaționale, Bălți, 2010, p. 299-305.
13. Hăbășescu I., Severin Gh., Deleu V. Asigurarea sectorului agroalimentar cu mijloace tehnice în condiții de dezvoltare. În: Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură. ITA „Mecagro”, Chișinău, 2011, p. 23-41.
14. Hăbășescu I. Sursa energetică renovabilă de perspectivă pentru Moldova. În: Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură, ITA „Mecagro”, Chisinau, 2008, p. 38-44.

15. Hăbășescu I., Cerempei V., Balaban N., Molotcov Iu., Raicov V. Valorificarea potențialului energetic al biomasei: soluții tehnice. În: Energetica Moldovei-2012. Materialele conf. internaționale, Chișinău, 2012, p. 350-354.
16. Hăbășescu I., Cerempei V. Potențialul energetic al masei vegetale din agricultura Republicii Moldova. În: Energetica Moldovei-2012. Materialele conf. internaționale, Chișinău, 2012, p. 355-359.
17. Hotărâre cu privire la Strategia Energetică a Republicii Moldova până în anul 2020. Nr. 958 din 21.08.2007. În: Monitorul Oficial al Republicii Moldova, 07.09.2007, Nr. 141-145 (1012).
18. Lăcustă I., Lășco Gh. Problemele și căile sporirii eficacității exploatării parcului de mașini și tractoare. În: Universitatea Agrară de Stat din Moldova. Lucrări științifice. Vol. 11. Chișinău, 2003, p. 46-52.
19. Lupașcu M. Agricultura ecologică și producerea furagelor în Republica Moldova. Chișinău, Știința, 1998. 486 p.
20. Marian G. Managementul biomasei agrosilvice pentru scopuri energetice. Chișinău, 2014. 264 p.
21. Moraru Gh. Sorgul -- o soluție pentru ecologie, sănătate publică și economie. În: Inno Views, Buletin Informativ-Analitic, Decembrie 2008, p. 2-3.
22. Potențialul agriculturii României pentru culturile energetice. International forum, Cluj-Napoca, România, USAMV, 2011. http://www.centi.ro/info/bioenergy2011/Benone%20Velcescu_The%20Potential%20of%20Romanian%20Agriculture.pdf (04.01.13).
23. Raport privind piața produselor petroliere a Republicii Moldova în anul 2013. <http://www.anre.md/ru/reports/23> (05.03.15).
24. Strategia de dezvoltare a sectorului agroalimentar în perioada anilor 2006-2015. În: Monitor Oficial al Republicii Moldova, 03.11.2006, nr. 170-173, p. 23-39.
25. Tarife de costuri în agricultura. Ghid practic. Chișinău, 2013.
26. Todos P. ș. a. Energia regenerabilă: studiu de fezabilitate. Chișinău, 2002. 158 p.
27. Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură. Chișinău, 2002. 310 p.
28. Алабушев А. В. Использование сорго для получения биоэтанола. Кукуруза и сорго, 2008, №5, с. 7-13.
29. Алферов С. А. Воздушно-решётные очистки зерноуборочных комбайнов. М., Агропромиздат, 1987. 159 с.
30. Бабук В. Б., Иваненко Г. А. Ремонт кукурузоуборочных комбайнов «Херсонец». М., Колос, 1968.

31. Баранов А. А., Особов В. И. Анализ схемы питающего аппарата. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1997, №6, с. 22-24.
32. Баранов А. А. Параметры воздушного потока в аэродинамическом тракте комбайна ПН-400. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1997, №9, с. 28-30.
33. Бондаренко В. П. Вплив густоти стояння рослин на продуктивність цукрового сорго. Симферополь. КГАУ, 1999, вып. 58, ч. 1, с. 35-40.
34. Бурьянов А. И., Дмитриенко А. И. Направление совершенствования уборочных процессов. Техника и оборудование для села, 2010, №10, с. 13-16.
35. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. М., Машиностроение, 1989. 536 с.
36. Воронов Ю. И., Ковалёв Л. Н., Устинов А. Н. Сельскохозяйственные машины. М., Высшая школа, 1982. 392 с.
37. Галдин М. В. и др. Специальные комбайны. М., Колос, 1974. 463 с.
38. Готовцев А. А., Котенок И. П. Проектирование цепных передач. М., Машиностроение, 1982.
39. Гулейчик А. И. Машины для возделывания и уборки кукурузы. М., Агропромиздат, 1988. 283 с.
40. Гуцу А., Раджбхандари Э. Энергетическая производительность поверхности почвы. Проблемы региональной энергетики, 2008, №3. с. 68-71.
41. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта. М., Агропромиздат, 1985. 351 с.
42. Завалишин Ф. С., Мацнев М. Г. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства. М., Колос, 1982, 231 с.
43. Исаков И. Сорго. М., Россельхозиздат, 1975. 190 с.
44. Испытания сельскохозяйственной техники. Зерноочистительные машины и агрегаты, зерноочистительно-сушильные комплексы. Программа и методы испытаний. Руководящий документ РД 10.10.2-91.
45. Калиткин Н. Н. Численные методы. М., Наука, 1978. 512 с.
46. Карпенко А. Н., Халанский В. М. Сельскохозяйственные машины. М., Агропромиздат, 1989. 512 с.
47. Картбая Ю. К. и др. Механизация сельского хозяйства. М., Колос, 1974. 464 с.
48. Кипарисов А. Г. и др. Механические испытания материалов: Лабораторный практикум. Нижегород. гос. техн. ун-т; Нижний Новгород, 2004, с. 28.
49. Кленин Н. И., Сакун В. А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М., Колос, 1980. 671 с.
50. Комаристов В. Е., Дунай Н. Ф. Сельскохозяйственные машины. М., Колос, 1977.

- 496 с.
51. Комбайн кормоуборочный прицепной КДП-3000 «Полесье». Инструкция по эксплуатации. ПО «Гомсельмаш», 2005.
 52. Комбайн силосоуборочный КС-2,6. Руководство по эксплуатации. Минск, 1968. 152 с.
 53. Красненков С. В. Междурядные обработки сорго. Кукуруза и сорго, 1993, №4, с. 2-4.
 54. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М., Колос, 1973.
 55. Кусов Т. Т. Разработка двухножевой косилки с гибким приводом к мотоблоку МБ-1. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, №4, с. 17-21.
 56. Лакин Г. Ф. Биометрия. М., Высшая школа, 1990. 352 с.
 57. Ларман Э. К. Проектирование и расчёт орудийных стволов и затворов. М.-Л., Оборонгиз, 1936. 165 с.
 58. Лебедев А. Т., Макаров Д. И., Малюченко Б. В. Сегменты режущего аппарата: отечественные и импортные. Сельский механизатор, 2012, №4, с. 12-13.
 59. Лунгу В. Рекомендации по оптимизации питательных режимов почв при возделывании сахарного сорго. Chişinău, Pontos, 2009. 36 p.
 60. Лурье А. Б., Громбчевский А. А. Расчёт и конструирование сельскохозяйственных машин. Л., Машиностроение, 1977. 528 с.
 61. Лурье А. Б., Гусинцев Ф. Г., Давидсон Е. Г. Сельскохозяйственные машины. Л., Колос, 1983. 496 с.
 62. Майстренко А. А. Механизация уборки сорго. Кукуруза и сорго, 1987, №5, с. 27-28.
 63. Мельников М. М. Возделывание сорго на орошаемых землях юга Украины. Лекция. Одесса. ОСХИ, 1976. 19 с.
 64. Мельников С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. Л., Колос, 1978. 560 с.
 65. Мельников С. В., Алёшкин В. Р., Рошин П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л., Колос, 1972. 199 с.
 66. Мовнин М. С., Израелит А. Б., Рубашкин А. Г. Основы теоретической механики. Л., Судостроение, 1970. 568 с.
 67. Морару Г. А. Перспективы использования сахарного сорго для обеспечения жизнедеятельности человека. În: Agricultura Moldovei 2000, nr. 1, p. 16-19.
 68. Муслимов М. Г. Сахарное сорго – перспективная кормовая культура. Кукуруза и

- сорго, 2003, №1, с. 15-16.
69. Нафиков М. М. Изучение сахарного сорго в сравнении с другими силосными культурами. Кормопроизводство, 2010, №10, с. 22-24.
 70. Нелюбов А. И. Физико-механические свойства тростника. Труды ВИСХОМа. Вып. 40. М., 1962, с. 110-125.
 71. Пергаев О., Рейнштейн Л. Потенциал сорговых культур. Агромир, 2004, №4, с. 1-2.
 72. Побединский В. М. Исследование процесса измельчения стебельчатых кормов и совершенствование параметров многоножевого дискового измельчающего аппарата. Автореф. дис. канд. тех. наук. Кишинёв, 1975. 25 с.
 73. Прокопцев П. И., Прокопцев Л. П. Влияние способа резания на износ режущих элементов в измельчителе кукурузоуборочного комбайна «Херсонек-7». В сб.: Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. Вып. 17, Киев, Техника, 1987, с. 49-52.
 74. Обзор цен на современные комбайны. <http://agroinfo.info/katalog-texniki/uborochnaya-texnika/kombajny/> (04.01.13).
 75. Особов В. И. Новое поколение кормоуборочных комбайнов JAGUAR. Техника и оборудование для села, 2010, №9, с. 23-25.
 76. Особов В. И., Васильев Г. К. Сеноуборочные машины и комплексы. М., Машиностроение, 1983.
 77. Островский Э. В., Эйдельман Е. В. Краткий справочник конструктора продовольственных машин. М., Агропромиздат, 1986. 621 с.
 78. Райков В. Анализ существующих методов и технических средств для уборки сахарного сорго. În: Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură. ITA „Mecagro”, Chișinău, 2011, p. 120-145.
 79. Райков В. Расчёт режущих и ориентирующих механизмов роторной жатки. În: Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură. ITA „Mecagro”, Chișinău, 2011, p. 146-159.
 80. Режущий аппарат. Предлагают рационализаторы. Сельский механизатор, 2002, №2, с.18.
 81. Резник Н. Е. Кормоуборочные комбайны. М., Машиностроение, 1980. 375 с.
 82. Резник Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчёта режущих аппаратов. М., Машиностроение, 1975. 305 с.
 83. Резник Н. Е. Силосоуборочные комбайны. М., Машиностроение, 1962. 441 с.
 84. Смирнов А. Ф. и др. Соппротивление материалов. М., Высшая школа, 1975. 480 с.

85. Сорго – новый сахаронос. Создание новых сортов и гибридов сорго и суданской травы: Сб. научн. тр., СНИИСХ, Ставрополь, 1984, с. 26-28.
86. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин в двух томах. Под редакцией Красниченко А. В. Т. 1. М., Машиностроение, 1962. 655 с.
87. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин в двух томах. Под редакцией Красниченко А. В. Т. 2. М., Машиностроение, 1961. 862 с.
88. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин в четырёх томах. Под редакцией Клёцкина М. И. Т. 3. М., Машиностроение, 1969. 743 с.
89. Справочник технолога-машиностроителя в двух томах. Под редакцией Кована В. М., Т 2. М., Машиностроение, 1958. 667 с.
90. Таршилов С. Л. Проблемы механизации. Кукуруза и сорго, 1993, №1, с. 8-9.
91. Тенденции развития сельскохозяйственной техники за рубежом. М., ФГНУ Росинформагротех, 2004. 144 с.
92. Теория, конструкция и расчёт сельскохозяйственных машин. Под ред. проф. Босого Е.С. М., Машиностроение, 1977.
93. Турбин Б. Г. и др. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчёт. Л., Машиностроение, 1967. 583 с.
94. Туровский Б. И. Кукурузоуборочные комбайны. М., Высшая школа, 1971. 128 с.
95. Феодосьев В. И. Соппротивление материалов. М., Наука, 1974. 560 с.
96. Фомин В. И. Исследование бесподпорного среза трав. Труды ВИСХОМа. Вып. 39. М., 1962, с. 3-56.
97. Хайлис Г. А., Ковалёв М. М. Исследования сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. М., Колос, 1994. 169 с.
98. Хэбэшеску И., Черемпей В., Райков В. Обоснование технологической схемы и рабочих параметров комбайна для уборки силосных культур. În: Tehnologii și mijloace tehnice pentru agricultură, ITA „Mecagro”, Chişinău, 2008, p. 261-269.
99. Четыркин Б. Н. и др. Сельскохозяйственные машины и основы эксплуатации машинно-тракторного парка. М., Агропромиздат, 1989. 336 с.
100. Шатилов К. В. и др. Кукурузоуборочные машины. М., Машиностроение, 1981.
101. Шахмаев М. В. Экономическая эффективность применения сельскохозяйственной техники. М., Россельхозиздат, 1983. 207 с.
102. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Теория и расчёт ленточных конвейеров. М., Машиностроение, 1978. 392 с.
103. Шорин П. М. Сахарное сорго. М., Колос, 1976. 79 с.

104. Шорин П. М. Технология возделывания и использования сахарного сорго. М., Россельхозиздат, 1986. 87 с.
105. Яровенко В. Л. и др. Справочник по производству спирта. Сырьё, технология и теххимконтроль. М., Лёгкая и пищевая промышленность, 1981. 336 с.
106. Benjamin C. Sugar cane yield monitoring system. A Thesis. Louisiana State University, 1998, December, 2002.
107. Brandes E. Progress with Sugar Sorgo. In: U.S. Department of agriculture. Yearbook of Agriculture, 1943-1947, part 2.
108. Burgermeister J. Biomass Heat and Electricity Plants on the Rise in Europe. Bioenergy, 6/5/2008.
109. Cane harvesters 7000 series. Case IH agriculture. MAC0189 (Каталог фирмы).
110. Cane harvesting. Quality equipment. TOFT Bros., Bundaberg, Australia, 1961.
111. Coleman O., Stokes I. Storage studies of sorgo. In: U.S. Department of agriculture. Bulletin №1619, is. July, 1964.
112. Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council of 8 May 2003 on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport. Official Journal of the European Union, 17.5.2003.
113. European Commission EUR 22399. Renewable Energy Technologies. Long Term Research in the 6th Framework Programme 2002-2006. Luxembourg, 2007. 160 p.
114. Giuliano Grassi, Pietro Moncada p.c., Henri Zibetta. Promising industrial energy crop: Sweet Sorghum, Commission of the European Communities, 1992. 73 p.
115. Grimmer K. Fordern und Heben, 1972, №3, p. 31-36.
116. Habasescu I., Cerempei V., Balaban N. Experimental argumentation of press parameters for squeezing juice. INMATEH – Agricultural Engineering, Bucharest, vol. 44, №3, 2014, p. 79-87.
117. Integrated energy systems in China. In: Food and agriculture organization of the United Nations. <http://www.fao.org/docrep> (13.04.2008).
118. Langton M. Design of a brush cutter blade and its integration into a semimechanized sugarcane harvesting system. University of KwaZulu-Natal, Pietermaritzburg, South Africa, 2007.
119. Liebhard P. Zuckerhirse ein nachwachsender Rostoff für die Bioalkoholerzeugung (Sommelreferat). Die Bodencultur, 1988, Band 39, Helf 1, s. 15-37.
120. Mechanical Sugar Cane Harvesters. CTN 07, 2006. <http://www.zelmeros.com/canesig> (25.10.2012).

121. Patent US 6,745,550 B1. Sugar cane harvester having an arrangement for steering the crop dividers and topper mechanism together with the weels / Michael Lynn Hinds, Tibodaux, LA (US), Neville Harold Toft, Bundaberg (AU). Date of patent: Jun. 8, 2004.
122. Perrin R. a. o. Farm-Scale Production Cost of Switchgrass for Biomass. Bioenergy Research, March 2008, Vol. 1, is. 1, p. 91-97.
123. Pöttinger. Forage harvesters MEX. (Каталог фирмы).
124. Renewable Energy Resources, Production and Technologies. Proceeding of the 5th UEAA General Assembly and the Associated Workshop, Riga, Latvia, 28-31 May 2008.
125. Sorgo for sirup production culture. Harvesting and handling. U.S. Department of agriculture. Farmers' bulletin №1619, is. January, 1930.
126. The UK Renewable Energy Strategy. HM Government, 2009.

Расчёт теоретической производительности комбайна

Требуется рассчитать пределы производительности и сезонной выработки агрегата, состоящего из комбайна для уборки сахарного сорго, трактора МТЗ-80 и прицепа для сбора листьев.

Назначение комбайна: уборка растений сахарного сорго с обрезкой верхушек, измельчением стеблей и отделением листьев.

Исходные данные приведены в табл. А1.

Таблица А1 Исходные данные для расчёта производительности комбайна

Показатель		Обозначение	Единица измерения	Численное значение
Масса агрегата (эксплуатационная), в том числе	трактор	G_T	т	3,16
	комбайн	$G_{ком}$		2,2
	прицеп с листьями	$G_{приц}$		2,1
КПД трансмиссии трактора		$\eta_{тр}$	--	0,7
Мощность холостого хода (по результатам испытаний)		N_x	кВт	23,5
Номинальная мощность двигателя трактора		N_d	кВт	55
Пропускная способность русла (по данным исследований)		$q_{пср}$	кг/с	5
Коэффициент загрузки двигателя, тах		K_d	--	0,9
Коэффициент сопротивления перекачиванию		f	--	0,09
Урожайность сахарного сорго [114]		Y_p	ц/га	200...500
Ширина междурядий		b	м	0,7
Длина гонов		L	км	0,3...1,2
Рабочая скорость		V_p	км/ч	3...6
Коэффициент вариации урожайности		ν	%	20
Коэффициент полноты сбора урожая		p	--	0,96
Транспортная скорость		$V_{тр}$	км/ч	20
Соотношение урожайности стеблей и листьев [59]		λ	--	1,33

Категории производительности:

1. Технологическая – характеризует возможности комбайна при его работе без пауз, или производительность за час чистого времени:

$$Q_T = G/T_1, \text{ т/ч, где:}$$

G - масса продукта, т, убранного за час чистого времени.

2. Оперативная – определяет производительность комбайна с реальными паузами для вспомогательных операций в условиях безотказности и обеспечения всем необходимым.
3. Эксплуатационная – определяет производительность комбайна при условии обеспечения комбайна всем необходимым и учитывает внеоперативные собственные потери времени (на устранение отказов комбайна).
4. Фактическая – характеризует производительность комбайна с учётом внесобственных потерь времени, вызванных организационными неполадками и погодными условиями.

Пропускная способность уборочного агрегата – максимальное количество растительной массы, которое агрегат способен переработать в 1 секунду при равномерной подаче продукта без технологических отказов и снижения качества технологического процесса, а также при отсутствии энергетических ограничений для его осуществления.

Пропускная способность агрегата выражается формулой:

$$q_{\text{пса}} = q_{\text{пср}} \cdot z,$$

где:

$q_{\text{пср}}$ – пропускная способность одного русла;

z - количество русел комбайна.

Пропускная способность колеблется в зависимости от стадии спелости убираемой культуры и её состояния на поле (полеглость, засоренность). При определении пропускной способности необходимо учитывать, что величина урожайности имеет различные значения на разных участках поля. Поэтому нормальная работа агрегата возможна лишь при некотором снижении подачи продукта до допустимого расчётного значения, определяемого коэффициентом запаса подачи ψ :

$$q_a \leq q_{\text{пса}}/\psi \quad \text{или} \quad q_p \leq q_{\text{пср}}/\psi,$$

где: q_a , q_p - допустимые расчётные подачи в агрегат и в одно русло.

Коэффициент запаса подачи определяется зависимостью:

$$\psi = 1 + 0,01 \cdot v \cdot x$$

где:

v -- коэффициент вариации урожайности, % (обуславливается агрономией убираемых полей);

x -- аргумент функции нормального распределения, соответствующей заданной доверительной вероятности. Для вероятности 0,99 $x = 2,35$.

Тогда имеем: $\psi = 1 + 0,01 \cdot v \cdot x = 1 + 0,01 \cdot 20 \cdot 2,35 = 1,47$. В таком случае допускаемая расчётная подача на одно русло: $q_p \leq q_{\text{пр}}/\psi = 5/1,47 = 3,4$ кг/с. В свою очередь: $q_a = 3,4 \cdot 2 = 6,8$ кг/с.

Определим оптимальную урожайность, обеспечивающую расчётную подачу при максимальной скорости:

$$Y_o = 360 \frac{q_a}{2 \cdot b \cdot V_{\text{max}}} = 360 \frac{6,8}{2 \cdot 0,7 \cdot 6} = 291,4 \text{ ц/га}$$

Согласно методическим рекомендациям [96] расчёт ведём для трёх значений урожайности: $Y_{\text{п}} = 200; 350$ и 500 ц/га. Определим среднюю подачу на одно русло, приходящуюся на 1 км/ч скорости агрегата, в зависимости от урожайности:

$$q'_p = 2,778 \cdot 10^{-3} \cdot b \cdot Y_{\text{п}i} = 2,778 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot (200; 350; 500) = (0,4; 0,68; 0,97) \frac{\text{кг/с}}{\text{км/ч}}$$

Определим удельную энергоёмкость технологического процесса, осуществляемого агрегатом, отнесённую к подаче 1 кг/с -- $N_{\text{ур}}$. Для этого используем опытные данные, полученные при испытаниях (см. раздел 5) для средней урожайности 35 т/га:

$$N_{\text{ур}} = 105 \frac{\text{л. с.}}{\text{га/ч}} = 77 \frac{\text{кВт}}{\text{га/ч}} = 7,9 \frac{\text{кВт}}{\text{кг/с}}$$

Среднюю потребляемую мощность на технологический процесс, приходящуюся на 1 км/ч скорости агрегата, в зависимости от урожайности находим по формуле:

$$N'_p = z \cdot q'_p \cdot N_{\text{ур}} = 2 \cdot (0,4; 0,68; 0,97) \cdot 7,9 = (3,1; 5,4; 7,7) \frac{\text{кВт}}{\text{км/ч}}$$

Среднюю потребляемую мощность на передвижение, приходящуюся на 1 км/ч скорости агрегата, определим по формуле:

$$N'_{\text{пр}} = \sum \frac{fG}{0,27 \cdot \eta_{\text{тр}}}$$

где:

$f = 0,08 \dots 0,12$ -- коэффициент перекачивания агрегата по полю;

G -- масса агрегата, т;

$\eta_{\text{тр}} = 0,7$ -- КПД трансмиссии трактора.

Масса агрегата определяется следующим образом (см. исходные данные):

$$G = G_{\text{тр}} + G_{\text{ком}} + G_{\text{приц}} = 3,16 + 2,2 + 2,1 = 7,46 \text{ т}$$

$$N'_{\text{пр}} = \frac{0,09 \cdot 7,46}{0,27 \cdot 0,7} = 3,55 \frac{\text{л. с.} \cdot \text{ч}}{\text{км}} = 2,6 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{км}}$$

Рабочие скорости агрегата, возможные по допустимой подаче, определим для каждого значения урожайности по формуле:

$$V_q = 360 \frac{q_p}{b \cdot Y_{\Pi}} = 360 \frac{3,4}{0,7 \cdot (200; 350; 500)} = (8,7; 5; 3,5) \text{ км/ч}$$

Рабочие скорости агрегата, возможные по допустимой загрузке двигателя, определим для каждого значения урожайности по формуле:

$$V_N = \frac{K_d \cdot N_d - N_x}{N'_p + N'_{\text{пр}}}$$

где:

$K_d = 0,9$ -- коэффициент загрузки двигателя;

$N_d = 55$ кВт -- номинальная мощность двигателя;

$N_x = 23,5$ кВт -- мощность холостого хода.

$$V_N = \frac{0,9 \cdot 55 - 23,5}{(3,1; 5,4; 7,7) + 2,6} = (4,5; 3,2; 2,5) \text{ км/ч}$$

Технологическую производительность для каждого значения урожайности вычисляем по формуле:

$$Q_T = 3,6 \cdot z \cdot q'_p \cdot V_N = 3,6 \cdot 2 \cdot (0,4; 0,68; 0,97) \cdot (4,5; 3,2; 2,5) = (13,0; 15,7; 17,5) \text{ т/ч}$$

Площадь, убираемую агрегатом за 1 ч технологического времени, определяем по формуле:

$$W_T = 0,07 \cdot z \cdot V_N = 0,07 \cdot 2 \cdot (4,5; 3,2; 2,5) = (0,63; 0,45; 0,35) \text{ га}$$

Мощность, потребляемую агрегатом, рассчитываем по формуле:

$$N_A = V_N(N'_p + N'_{\text{пр}}) + N_x = (4,5; 3,2; 2,5)(5,7; 8; 10,3) + 23,5 = (49,15; 49,1; 49,25) \text{ кВт}$$

Коэффициент загрузки двигателя, в зависимости от урожайности, определяем по формуле:

$$K_d = \frac{N_A}{N_d} = \frac{(49,15; 49,1; 49,25)}{55} = (0,89; 0,89; 0,89)$$

Результаты расчётов сведены в табл. А2

Таблица А2 Расчёт технологической производительности комбайна

Показатель		Обозначение	Урожайность, ц/га		
			200	350	500
Подача, приходящаяся на скорость 1 км/ч, кг/с		q_p'	0,4	0,68	0,97
Мощность, приходящаяся на скорость 1 км/ч, кВт	технологического процесса	N_p'	3,1	5,4	7,7
	технологического процесса и передвижения	$N_p' + N_{пр}'$	5,7	8	10,3
Скорость агрегата, км/ч	при допустимой подаче	V_q	8,7	5	3,5
	при допустимой загрузке двигателя	V_N	4,5	3,2	2,5
Производительность технологическая, т/ч		Q_T	13,0	15,7	17,5
Площадь, убираемая агрегатом за 1 ч технологического времени, га/ч		W_T	0,63	0,45	0,35
Коэффициент загрузки двигателя		K_d	0,89	0,89	0,89
Мощность, потребляемая агрегатом, кВт		N_A	49,15	49,1	49,25

Время поворотов, приходящееся на 1 т убранный массы, в зависимости от урожайности и длины гонов, определим по формуле:

$$t_2 = (100/z \cdot b \cdot L \cdot Y_{п}) t_{пов}$$

где: $t_{пов} = 0,02$ ч -- определяется по нормативам.

Для $L = 1,2$ км $t_2 = (100/2 \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot (200; 350; 500)) 0,02 = \frac{1,19}{(200; 350; 500)} = (0,00595; 0,0034; 0,00238)$ ч/т

Для $L = 0,3$ км $t_2 = \frac{4,8}{(200; 350; 500)} = (0,024; 0,0137; 0,0096)$ ч/т

Время разгрузки, приходящееся на 1 т убранный массы, определим по формуле:

$$t_3 = (p/G_T) t_{рс}$$

где:

$p = 0,96$ – коэффициент полноты сбора;

G_T -- масса собранных листьев в прицепе. Объём прицепа 2ПТС-4 – 6 м³, насыпная масса листьев 100 кг/м³, тогда $G_T = 0,6$ т;

$t_{рс} = 0,043$ ч -- среднее время одной разгрузки по нормативам.

$$t_3 = (0,96/0,6)0,043 = 0,07 \text{ ч/т}$$

Вспомогательное время на 1 т массы в зависимости от урожайности и длины гонов:

$$t_{\text{всп}} = t_2 + t_3 = \begin{Bmatrix} 0,0128 & 0,0103 & 0,0093 \\ 0,031 & 0,021 & 0,016 \end{Bmatrix}$$

Коэффициент производительности для каждой урожайности и длины гона определяется по формуле:

$$\eta = 1/(1 + Q_{\text{T}}t_{\text{всп}}) = 1/\left(1 + (13,0; 15,7; 17,5) \begin{Bmatrix} 0,0128 & 0,0103 & 0,0093 \\ 0,031 & 0,021 & 0,016 \end{Bmatrix}\right) = \\ = \begin{Bmatrix} 0,857 & 0,86 & 0,86 \\ 0,713 & 0,752 & 0,781 \end{Bmatrix}$$

Значения оперативной производительности для соответствующей урожайности и длины гонов находим по формуле:

$$Q_{\text{оп}} = \eta Q_{\text{T}} = \begin{Bmatrix} 0,857 & 0,86 & 0,86 \\ 0,713 & 0,752 & 0,781 \end{Bmatrix} \cdot (13,0; 15,7; 17,5) = \begin{Bmatrix} 11,4 & 13,5 & 15,05 \\ 9,27 & 11,8 & 13,6 \end{Bmatrix}$$

Площадь, убираемая агрегатом за 1 ч оперативного времени, для соответствующей урожайности и длины гонов находим по формуле:

$$W_{\text{оп}} = \eta W_{\text{T}} = \begin{Bmatrix} 0,857 & 0,86 & 0,86 \\ 0,713 & 0,752 & 0,781 \end{Bmatrix} \cdot (0,63; 0,45; 0,35) = \begin{Bmatrix} 0,54 & 0,387 & 0,3 \\ 0,45 & 0,338 & 0,27 \end{Bmatrix}$$

Результаты расчётов для соответствующих урожайности и длины гонов приведены в табл. А3

Таблица А3 Расчёт оперативной производительности комбайна

Показатель	Обозначение	Длина гона, км	Урожайность, ц/га		
			200	350	500
Время поворотов, ч/т	t_2	1,2	0,00595	0,0034	0,00238
		0,3	0,024	0,0137	0,0096
Время разгрузки, ч/т	t_3	—	0,0069		
Вспомогательное время, ч/т	$t_{\text{всп}}$	1,2	0,0128	0,0103	0,0093
		0,3	0,031	0,021	0,0165
Коэффициент производительности	η	1,2	0,857	0,86	0,86
		0,3	0,713	0,752	0,781
Оперативная производительность, т/ч	$Q_{\text{оп}}$	1,2	11,4	13,5	15
		0,3	9,27	11,8	13,6
Площадь, убираемая агрегатом за 1 ч	$W_{\text{оп}}$	1,2	0,54	0,387	0,3

оперативного времени, га/ч		0,3	0,45	0,338	0,27
----------------------------	--	-----	------	-------	------

Потери времени собственные, приходящиеся на 1 ч технологического времени (удельные), определяются по зависимости:

$$\tau_{\text{пс}} = \tau_{3,2} + \tau_4 + \tau_5 + \tau_6 + \tau_7 + \tau_8 + \tau_9$$

где:

$\tau_{3,2} = 0,02$ – удельное время технологических регулировок (по методическим рекомендациям);

τ_4 -- удельное время устранения технологических отказов. Определяется по коэффициенту устойчивости технологического процесса $K_2 = 0,96$ по формуле:

$$\tau_4 = 1/K_2 - 1 = 1/0,96 - 1 = 0,042$$

τ_5 -- удельное время технического обслуживания комбайна. Определяется по ежесменному времени обслуживания по формуле:

$$\tau_5 = T_{5, \text{см}} / 8,2 \cdot \eta \cdot \eta_{\text{ти}}$$

где:

$T_{5, \text{см}} = 0,4$ ч – ежесменное время технического обслуживания (согласно инструкции по эксплуатации);

8,2 ч – длительность смены (по ОСТ 70.2.18-73);

$\eta = 0,7$ – коэффициент производительности;

$\eta_{\text{ти}}$ – коэффициент технического использования. Для расчётов предварительно может быть принято значение 0,75;

Таким образом, $\tau_5 = 0,4 / 8,2 \cdot 0,7 \cdot 0,75 = 0,093$;

τ_6 -- удельное время устранения неисправностей. Определяется по коэффициенту готовности по формуле:

$$\tau_6 = 1/K_T - 1 = 1/0,96 - 1 = 0,042;$$

$\tau_7 = 0,14$ – удельное время технического обслуживания комбайна, значение – по отраслевому нормативу;

$\tau_8 = 0,0333$ – удельное время отдыха оператора (задано);

τ_9 -- удельное время холостых переездов. Определяется по средней дальности и транспортной скорости комбайна в соответствии с методическими рекомендациями по формуле:

$$\tau_9 = T_{9, \text{см}} / 8,2 \cdot \eta \cdot \eta_{\text{ти}}$$

где $T_{9, \text{см}}$ - время ежесменных переездов, причём $T_{9, \text{см}} = 2l_{\text{хол}} / V_{\text{тр}}$

где: $l_{\text{хол}} = 3$ км -- среднее расстояние переездов; $V_{\text{тр}}$ -- транспортная скорость комбайна

$$T_{9,\text{см}} = 2 \cdot 3 / 20 = 0,3 \text{ ч}$$

$$\tau_9 = 0,3 / 8,2 \cdot 0,7 \cdot 0,75 = 0,07$$

Таким образом:

$$\tau_{\text{пс}} = 0,02 + 0,042 + 0,093 + 0,042 + 0,14 + 0,033 + 0,07 = 0,44.$$

Коэффициент технического использования для соответствующих урожайности и длины гона вычисляем по формуле:

$$\eta_{\text{ти}} = 1 / (1 + \eta \tau_{\text{пс}}) = 1 / \left(1 + \begin{Bmatrix} 0,857 & 0,86 & 0,86 \\ 0,713 & 0,752 & 0,781 \end{Bmatrix} 0,44 \right) = \begin{Bmatrix} 0,73 & 0,72 & 0,72 \\ 0,76 & 0,75 & 0,74 \end{Bmatrix}$$

Коэффициент использования эксплуатационного времени определяем по формуле:

$$K_{\text{эк}} = \eta \cdot \eta_{\text{ти}} = \begin{Bmatrix} 0,857 & 0,86 & 0,86 \\ 0,713 & 0,752 & 0,781 \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0,73 & 0,72 & 0,72 \\ 0,76 & 0,75 & 0,74 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0,62 & 0,62 & 0,62 \\ 0,54 & 0,56 & 0,58 \end{Bmatrix}$$

Эксплуатационную производительность агрегата и площадь, убираемую за 1 ч эксплуатационного времени, для соответствующей урожайности и длины гона определяем по формулам:

$$Q_{\text{эк}} = Q_{\text{т}} \cdot K_{\text{эк}} = (13,0; \quad 15,7; \quad 17,5) \times \begin{Bmatrix} 0,62 & 0,62 & 0,62 \\ 0,54 & 0,56 & 0,58 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 8,1 & 9,7 & 10,8 \\ 7,0 & 8,8 & 10,1 \end{Bmatrix}$$

$$W_{\text{эк}} = W_{\text{т}} \cdot K_{\text{эк}} = (0,63; \quad 0,45; \quad 0,35) \times \begin{Bmatrix} 0,62 & 0,62 & 0,62 \\ 0,54 & 0,56 & 0,58 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0,39 & 0,28 & 0,22 \\ 0,34 & 0,25 & 0,2 \end{Bmatrix}$$

Сезонную выработку агрегата в тоннах измельчённых стеблей и гектарах определяем по формулам:

$$G_{\text{сез}} = T_{\text{сез}} Q_{\text{эк}}; \quad S_{\text{сез}} = T_{\text{сез}} W_{\text{эк}}; \quad \text{где: } T_{\text{сез}} = 170 \text{ ч} - \text{сезонная загрузка агрегата.}$$

Результаты выполненных расчётов для соответствующих урожайности и длины гонов приведены в табл. А4

Таблица А4 Расчёт эксплуатационной производительности комбайна

Показатель	Обозначение	Длина гона, км	Урожайность, ц/га		
			200	350	500
Коэффициент технического использования	$\eta_{\text{ти}}$	1,2	0,73	0,72	0,72
		0,3	0,76	0,75	0,74
Коэффициент использования эксплуатационного времени	$K_{\text{эк}}$	1,2	0,62	0,62	0,62
		0,3	0,54	0,56	0,58
Производительность эксплуатационная,	$Q_{\text{эк}}$	1,2	8,1	9,7	10,8

т/ч		0,3	7,0	8,8	10,1
Убираемая площадь за час эксплуатационного времени, га/ч	$W_{\text{эк}}$	1,2	0,39	0,28	0,22
		0,3	0,34	0,25	0,2
Сезонная выработка агрегата в тоннах измельчённых стеблей, т	$G_{\text{сез}}$	1,2	1377	1649	1836
		0,3	1190	1496	1717
Сезонная выработка агрегата в гектарах, га	$S_{\text{сез}}$	1,2	66,3	47,6	37,4
		0,3	57,8	42,5	34,0

1. Матрица эксперимента по определению тяговой способности валков с гибкими гребёнками и результат её реализации - по табл. А5

Таблица А5 Матрица эксперимента по определению тяговой способности валков

Номер опыта	Усилие прижатия Q (X1)	Толщина гребёнки T (X2)	Частота вращения N (X3)	Тяговое усилие P, Н	Дисперсия значений тягового усилия, Н ²
1	-1	-1	0	510	7
2	+1	-1	0	980	28
3	-1	+1	0	1210	31
4	+1	+1	0	1230	21
5	-1	0	-1	1080	7
6	+1	0	-1	1150	21
7	-1	0	+1	590	16
8	+1	0	+1	650	19
9	0	-1	-1	1020	7
10	0	+1	-1	1390	7
11	0	-1	+1	950	21
12	0	+1	+1	1220	9
13	0	0	0	1050	7
					$\sum S_i^2 = 201$

Однородность дисперсии эксперимента:

$$G = \frac{S_{max}^2}{\sum S_i^2} = \frac{280}{201} = 0,139 < G_{кр}(0,95; 13; (3 - 1)) = 0,27$$

Дисперсия воспроизведения среднего значения:

$$S_{y\text{ ср}}^2 = \frac{\sum S_i^2}{n} = \frac{201}{13} = 15,46 \text{ кгс}^2$$

Ошибка воспроизведения среднего значения:

$$S_{y\text{ ср}} = \sqrt{S_{y\text{ ср}}^2} = \sqrt{15,46} = 3,9 \text{ кгс}$$

Значение коэффициентов уравнения регрессии должно быть больше критического:

$$b_a \geq b_{кр} = t(0,95; f_y) \frac{S_{y\text{ ср}}}{\sqrt{n}}$$

где: t -- табличное значение критерия Стьюдента при 5%-м уровне значимости; f_y -- число степеней свободы каждой оценки, $f_y = n(m_0 - 1) = 13(3 - 1) = 26$, где n -- число опытов; m_0 -- число повторностей каждого опыта; тогда: $t(0,95; 26) = 2,1$

$$b_{кр} = 2,1 \frac{3,9}{\sqrt{13}} = 2,29$$

Для уравнения тягового усилия $P = 368,373 + 2,35052X_1 - 259,292X_2 +$

$2,5038X_3 + 42,0X_2^2$ все коэффициенты статистически значимы.

2. Матрица эксперимента по определению степени очистки конечного продукта и степени уноса стеблей во фракцию листьев и результат её реализации по табл. А6

Таблица А6 Матрица эксперимента по определению степени очистки конечного продукта

Номер опыта	Подача материала М (X1)	Частота вращения N (X2)	Степень очистки E1, кг/кг	Дисперсия для значений степени очистки, (кг/кг) ²	Степень уноса стеблей E2, кг/кг	Дисперсия для значений уноса стеблей, (кг/кг) ²
1	-1	-1	0,69	0,000072	0,072	0,000008
2	0	-1	0,59	0,000058	0,066	0,000018
3	+1	-1	0,5	0,0008	0,059	0,000032
4	-1	0	0,85	0,0002	0,09	0,000008
5	0	0	0,7	0,005	0,088	0,00005
6	+1	0	0,67	0,000018	0,083	0,000018
7	-1	+1	0,92	0,008	0,109	0,000098
8	0	+1	0,8	0,0002	0,108	0,000002
9	+1	+1	0,74	0,00005	0,105	0,00005
				$\sum S_i^2 = 0,0072$		$\sum S_i^2 = 0,000284$

Степень очистки

Однородность дисперсии эксперимента:

$$G = \frac{0,008}{0,0072} = 1,11 < G_{кр}(0,95; 9; (2 - 1)) = 638$$

Дисперсия воспроизведения среднего значения:

$$S_{y\text{ ср}}^2 = \frac{0,0072}{9} = 0,0008 \text{ (кг/кг)}^2$$

Ошибка воспроизведения среднего значения:

$$S_{y\text{ ср}} = \sqrt{0,0008} = 0,028 \text{ кг/кг}$$

Табличное значение критерия Стьюдента для числа степеней свободы $f_y = 9(2 - 1) = 9$: $t(0,95; 9) = 2,3$

Критическое значение коэффициентов регрессии:

$$b_{кр} = 2,3 \frac{0,028}{\sqrt{9}} = 0,021$$

Для уравнения степени очистки $E1 = 0,194352 - 0,0975X_1 + 0,06515X_2 + 0,03518X_1^2$ все коэффициенты статистически значимы.

Степень уноса стеблей

Однородность дисперсии эксперимента:

$$G = \frac{0,00005}{0,000284} = 0,176 < G_{кр}(0,95; 9; (2 - 1)) = 638$$

Дисперсия воспроизведения среднего значения:

$$S_{y\text{ ср}}^2 = \frac{0,000284}{9} = 0,000031 \text{ (кг/кг)}^2$$

Ошибка воспроизведения среднего значения:

$$S_{y\text{ ср}} = \sqrt{0,000031} = 0,0056 \text{ кг/кг}$$

Табличное значение критерия Стьюдента для числа степеней свободы $f_y = 9(2 - 1) = 9$: $t(0,95; 9) = 2,3$

Критическое значение коэффициентов регрессии:

$$b_{кр} = 2,3 \frac{0,0056}{\sqrt{9}} = 0,0043$$

Для уравнения уноса стеблей $E2 = 2,025 - 0,258333X1 + 0,00613889X2 - 0,0111X1^2$ все коэффициенты статистически значимы.

3. Матрица эксперимента по определению неравномерности воздушного потока и результат её реализации по табл. А7

Таблица А7 Матрица эксперимента по определению неравномерности воздушного потока

Номер опыта	Число лопастей X1	Частота вращения X2	Коэффициент неравномерности μ	Дисперсия для значений коэффициента неравномерности
1	-1	-1	0,083	0,000018
2	0	-1	0,061	0,000032
3	+1	-1	0,023	0,000006
4	-1	0	0,092	0,000072
5	0	0	0,070	0,000098
6	+1	0	0,049	0,000008
7	-1	+1	0,102	0,000032
8	0	+1	0,098	0,000005
9	+1	+1	0,065	0,000072
				$\sum S_i^2 = 0,000384$

Однородность дисперсии эксперимента:

$$G = \frac{0,00005}{0,000384} = 0,13 < G_{кр}(0,95; 9; (2 - 1)) = 638$$

Дисперсия воспроизведения среднего значения:

$$S_{y\text{ ср}}^2 = \frac{0,000384}{9} = 0,000043 \text{ (кг/кг)}^2$$

Ошибка воспроизведения среднего значения:

$$S_{y\text{ ср}} = \sqrt{0,000043} = 0,0066 \text{ кг/кг}$$

Табличное значение критерия Стьюдента для числа степеней свободы $f_y = 9(2 - 1) = 9$: $t(0,95; 9) = 2,3$

Критическое значение коэффициентов регрессии:

$$b_{кр} = 2,3 \frac{0,0066}{\sqrt{9}} = 0,00506$$

Для уравнения неравномерности воздушного потока
 $\mu = 0,0927938 - 0,00652576X_1 - 0,005139X_2 - 0,005342X_1^2$ все
 коэффициенты статистически значимы.

Дисперсионный анализ отсеивающего эксперимента по определению чистоты конечного продукта

Результаты расчёта степени очистки стеблей от листьев E1 по табл. А8

Таблица А8 Степень очистки стеблей от листьев. Вспомогательные величины

Номер повторности опыта	N1 = 1000 мин ⁻¹				N2 = 1600 мин ⁻¹			
	M1 = 6 кг		M2 = 12 кг		M1 = 6 кг		M2 = 12 кг	
	S1 есть	S2 нет	S1 есть	S2 нет	S1 есть	S2 нет	S1 есть	S2 нет
	Степень очистки стеблей от листьев E1							
1	0,66	0,68	0,48	0,51	0,94	0,96	0,74	0,77
2	0,71	0,70	0,52	0,47	0,87	0,97	0,73	0,75
3	0,67	0,71	0,47	0,53	0,95	0,99	0,71	0,75
4	0,68	0,66	0,50	0,54	0,93	0,96	0,74	0,76
$\sum E1$	2,72	2,75	1,97	2,05	3,69	3,88	2,92	3,03
$\sum E1^2$	1,85	1,89	0,97	1,05	3,41	3,76	2,13	2,29
$h = \frac{(\sum E1)^2}{n}$	1,85	1,89	0,97	1,05	3,40	3,76	2,13	2,29
$\bar{E1} = \frac{\sum E1}{n}$	0,68	0,6875	0,4925	0,5125	0,9225	0,97	0,73	0,7575

В таблице приведены следующие величины, необходимые для проведения дисперсионного анализа полученных результатов:

$\sum E1$ – сумма величин E1 по столбцам;

$\sum E1^2$ – сумма квадратов величин E1 по столбцам;

h -- средний квадрат сумм $\sum E1$;

$\bar{E1}$ – средняя от сумм величин E1 по столбцам.

Дополнительно вычисляем следующие суммы:

$$\sum \sum E1 = 23,01$$

$$H(E1) = \frac{(\sum \sum E1)^2}{N} = \frac{23,01^2}{32} = 16,54$$

$$\sum \sum E1^2 = 17,35$$

$$\sum h(E1) = 17,34$$

Вспомогательные расчётные величины для анализа величины E1 по табл. A9 и A10

Таблица A9 Степень очистки стеблей от листьев. Вспомогательные величины

Уровни факторов	Число опытов n	$\sum E1$	$h = \frac{(\sum E1)^2}{n}$
N1	16	9,49	5,63
N2	16	13,52	11,42
$h_N = 17,05$			
M1	16	13,04	10,63
M2	16	9,97	6,21
$h_M = 16,84$			
S1	16	11,3	7,98
S2	16	11,71	8,57
$h_S = 16,55$			

Таблица A10 Степень очистки стеблей от листьев. Вспомогательные величины

Сочетания уровней факторов	Число опытов n	$\sum E1$	$h = \frac{(\sum E1)^2}{n}$
N1 M1	8	5,47	3,74
N1 M2	8	4,02	2,02
N2 M1	8	7,57	7,16
N2 M2	8	5,95	4,42
$h_{NM} = 17,34$			
N1 S1	8	4,69	2,75
N1 S2	8	4,80	2,88
N2 S1	8	6,61	5,46

N2 S2	8	6,91	5,97
$h_{NS} = 17,06$			
M1 S1	8	6,41	5,14
M1 S2	8	6,63	5,49
M2 S1	8	4,89	2,99
M2 S2	8	5,08	3,23
$h_{MS} = 16,85$			

Результаты расчёта степени уноса стеблей во фракцию листьев E2 - по табл. A11

Таблица A11 Степень уноса стеблей во фракцию листьев. Вспомогательные величины

Номер повторности опыта	N1 = 1000 мин ⁻¹				N2 = 1600 мин ⁻¹			
	M1 = 6 кг		M2 = 12 кг		M1 = 6 кг		M2 = 12 кг	
	S1 есть	S2 нет	S1 есть	S2 нет	S1 есть	S2 нет	S1 есть	S2 нет
	Степень уноса стеблей во фракцию листьев E2							
1	7,3	7,8	5,4	5,9	11,2	10,9	11,1	11,4
2	7,6	7,2	6,2	6,2	10,7	10,7	9,9	10,6
3	6,7	6,9	6,1	6,4	10,5	11,3	10,6	10,2
4	7,0	7,3	5,8	6,1	10,8	11,1	10,8	10,5
$\sum E2$	28,6	29,2	23,5	24,6	43,2	44,0	42,4	42,7
$\sum E2^2$	204,9	213,6	138,4	151,4	466,8	484,2	450,2	456,6
$h = \frac{(\sum E2)^2}{n}$	204,5	213,2	138,1	151,3	466,6	484,0	449,4	455,8
$\bar{E2} = \frac{\sum E2}{n}$	7,15	7,3	5,875	6,15	10,8	11,0	10,6	10,675

ПРИМЕЧАНИЕ. Для удобства записи и при проведении дисперсионного анализа

все данные в табл. А11 величины E2 умножены на 100.

Дополнительно вычисляем следующие суммы:

$$\sum \sum E_2 = 278,2$$

$$H(E_2) = \frac{(\sum \sum E_2)^2}{N} = \frac{278,2^2}{32} = 2419$$

$$\sum \sum E_2^2 = 2566$$

$$\sum h(E_2) = 2563$$

Вспомогательные расчётные величины для анализа величины E2 по табл. А12 и А13

Таблица А12 Степень уноса стеблей во фракцию листьев. Вспомогательные величины

Уровни факторов	Число опытов n	$\sum E_2$	$h = \frac{(\sum E_2)^2}{n}$
N1	16	105,9	700,9
N2	16	172,3	1855
$h_N = 2556$			
M1	16	145	1109
M2	16	133,2	1185
$h_M = 2423$			
S1	16	137,7	1185
S2	16	140,5	1234
$h_S = 2419$			

Таблица А13 Степень уноса стеблей во фракцию листьев. Вспомогательные величины

Сочетания уровней факторов	Число опытов n	$\sum E_2$	$h = \frac{(\sum E_2)^2}{n}$
N1 M1	8	57,8	417,6
N1 M2	8	48,1	289,2
N2 M1	8	87,2	950,5
N2 M2	8	85,1	905,2
$h_{NM} = 2607$			
N1 S1	8	52,1	339,3
N1 S2	8	53,8	361,8

N2 S1	8	85,6	915,9
N2 S2	8	86,7	939,6
$h_{NS} = 2557$			
M1 S1	8	71,8	644,4
M1 S2	8	73,2	669,8
M2 S1	8	65,9	542,8
M2 S2	8	67,3	566,2
$h_{MS} = 2423$			

Результаты дисперсионного анализа для степени чистоты конечного продукта E1 по табл. А14

Таблица А14 Степень очистки стеблей от листьев. Результаты дисперсионного анализа

Показатель	Факторы и их взаимодействия								
	N	M	S	NM	NS	MS	X	Z	ss _y
Суммы квадратов ss_i	$ss_N = h_N - H(E1)$ 17,05 - 16,54 = 0,51	$ss_M = h_M - H(E1)$ 16,84 - 16,54 = 0,3	$ss_S = h_S - H(E1)$ 16,55 - 16,54 = 0,01	$ss_{NM} = h_{NM} - H(E1) - ss_N - ss_M$ 17,34 - 16,54 - 0,51 - 0,3 = -0,01	$ss_{NS} = h_{NS} - H(E1) - ss_N - ss_S$ 17,06 - 16,54 - 0,51 - 0,01 = 0	$ss_{MS} = h_{MS} - H(E1) - ss_M - ss_S$ 16,85 - 16,54 - 0,3 - 0,01 = 0	$\sum h(E1) - H(E1)$ 17,34 - 16,54 = 0,8	$\sum \sum E1^2 - \sum h(E1)$ 17,35 - 17,34 = 0,01	$\sum \sum E1^2 - H(E1)$ 17,35 - 16,54 = 0,81
Доля фактора $\eta_i^2 = ss_i/ss_y$	$\frac{0,51}{0,81} = 0,63$	$\frac{0,3}{0,81} = 0,37$	$\frac{0,01}{0,81} = 0,01$	$\frac{0,01}{0,81} = 0,01$	$\frac{0}{0,81} = 0$	$\frac{0}{0,81} = 0$	$\frac{0,8}{0,81} = 0,99$	$\frac{0,01}{0,81} = 0,01$	$\frac{0,81}{0,81} = 1$
Степени свободы ν	2-1=1	2-1=1	2-1=1	2-1=1	2-1=1	2-1=1	$2 \cdot 2 \cdot 2 - 1 = 7$	$32 - 2 \cdot 2 \cdot 2 = 24$	32-1=31
Средние квадраты $\sigma_i^2 = ss_i/\nu$	$\frac{0,51}{1} = 0,51$	$\frac{0,3}{1} = 0,3$	$\frac{0,01}{1} = 0,01$	$\frac{0,01}{1} = 0,01$	$\frac{0}{1} = 0$	$\frac{0}{1} = 0$	$\frac{0,8}{7} = 0,114$	$\frac{0,01}{24} = 0,0004$	--
Критерий Фишера $F_i = \sigma_i^2/\sigma_z^2$	$\frac{0,51}{0,0004} = 1275$	$\frac{0,3}{0,0004} = 750$	$\frac{0,01}{0,0004} = 25$	$\frac{0,01}{0,0004} = 25$	$\frac{0}{0,125} = 0$	$\frac{0}{0,125} = 0$	$\frac{0,114}{0,0004} = 285$	--	--
Табличное значение критерия Фишера	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	2,0	-	-

Результаты дисперсионного анализа для степени чистоты конечного продукта E2 по табл. А15

Таблица А15 Степень уноса стеблей во фракцию листьев. Результаты дисперсионного анализа

Показатель	Факторы и их взаимодействия								
	N	M	S	NM	NS	MS	X	Z	ss _y
Суммы квадратов ss_i	$ss_N = h_N - H(E2)$ 2556 - 2419 = 137	$ss_M = h_M - H(E2)$ 2423 - 2419 = 4	$ss_S = h_S - H(E2)$ 2419 - 2419 = 0	$ss_{NM} = h_{NM} - H(E2) - ss_N - ss_M$ 2607 - 2419 - 137 - 4 = 47	$ss_{NS} = h_{NS} - H(E2) - ss_N - ss_S$ 2557 - 2419 - 137 - 0 = 1	$ss_{MS} = h_{MS} - H(E2) - ss_M - ss_S$ 2423 - 2419 - 4 - 0 = 0	$\sum h(E2) - H(E2)$ 2563 - 2419 = 144	$\sum \sum E2^2 - \sum h(E2)$ 2566 - 2563 = 3	$\sum \sum E2^2 - H(E2)$ 2566 - 2419 = 147
Доля фактора $\eta_i^2 = ss_i/ss_y$	$\frac{137}{147} = 0,932$	$\frac{4}{147} = 0,027$	0	$\frac{47}{147} = 0,32$	$\frac{1}{147} = 0,0068$	$\frac{0}{147} = 0$	$\frac{144}{147} = 0,98$	$\frac{3}{147} = 0,02$	$\frac{147}{147} = 1$
Степени свободы ν	2-1=1	2-1=1	2-1=1	2-1=1	2-1=1	2-1=1	2 · 2 · 2 - 1 = 7	32 - 2 · 2 · 2 = 24	32-1=31
Средние квадраты $\sigma_i^2 = ss_i/\nu$	$\frac{137}{1} = 137$	$\frac{4}{1} = 4$	$\frac{0}{1} = 0$	$\frac{47}{1} = 47$	$\frac{1}{1} = 1$	$\frac{0}{1} = 0$	$\frac{144}{7} = 20,6$	$\frac{3}{24} = 0,125$	--
Критерий Фишера $F_i = \sigma_i^2/\sigma_z^2$	$\frac{137}{0,125} = 1096$	$\frac{4}{0,125} = 32$	$\frac{0}{0,125} = 0$	$\frac{47}{0,125} = 25$	$\frac{1}{0,125} = 0$	$\frac{0}{0,125} = 0$	$\frac{20,6}{0,125} = 164,8$	--	--
Табличное значение критерия Фишера	9,5	9,5	-	9,5	-	-	2,0	-	-

Технико-экономические расчёты

Расчёт величины заработной платы по чистой массе комбайна по табл. А16

Таблица А16 Расчёт величины заработной платы по чистой массе комбайна

Масса комбайна без комплектующих, кг			
1908			
Доли массы комбайна, кг, приходящиеся на			
слесарно-сборочные работы		механическую обработку	
1338		570	
Доли массы комбайна, кг, приходящиеся на разряды рабочих-изготовителей			
III разряд	IV разряд	III разряд	IV разряд
803	535	313,5	256,5
Тарифные расценки по разрядам, лей/кг			
11,72	14,46	11,72	14,46
Заработная плата по разрядам, лей			
$803 \times 11,72 = 9411$	$535 \times 14,46 = 7736$	$313,5 \times 11,72 = 3674$	$256,5 \times 14,46 = 3709$
Итоговая заработная плата, лей			
$9411 + 7736 + 3674 + 3709 = 24530$			

Расчёт величины заработной платы с учётом структуры себестоимости комбайна по табл.

А17

Таблица А17 Расчёт величины заработной платы с учётом структуры себестоимости

Масса комбайна без комплектующих, кг		
1908		
Доли массы комбайна, кг, приходящиеся на		
Слесарно-сборочные работы		Механическую обработку
1338		570
Стоимость материалов, подлежащих обработке, лей/кг		
11,5		12,5
Коэффициент сложности для разновидностей работ		
1,5		2
Стоимость труда с учётом коэффициента сложности, лей		
$1338 \times 11,5 \times 1,5 = 23080$		$570 \times 12,5 \times 2 = 14250$
Доля в себестоимости изделия (основные статьи), %		
основных материалов	вспомогательных материалов	заработной платы
49,7	4,3	34,1
Величина заработной платы (после преобразования формулы (34), раздел 6), лей		
$(23080 + 14250) \times 0,4667 = 17422$		

Статьи калькуляции для расчёта цены комбайна для уборки сахарного сорго по табл. А18

Таблица А18 Статьи калькуляции для расчёта цены комбайна

Номер	Статья калькуляции	Сумма, лей
1	Сырьё и материалы	22 512
2	Покупные и комплектующие изделия	25 620
3	Транспортно-заготовительные расходы $((1+2) \times 0,06)$	2 888

4	ИТОГО затраты на материалы	51 020
5	Основная заработная плата производственных рабочих	20 976
6	Дополнительная заработная плата (5x0,1)	2 098
7	Износ инструмента и оснастки ((5+6)x0,34)	7 850
8	Отчисление на соцстрах ((5+6)x0,23)	5 310
9	Отчисление на медицинское страхование ((5+6)x0,04)	923
10	Электроэнергия на технические цели ((5+6)x0,17)	4 775
11	Накладные расходы ((5+6)x3,7)	85 426
12	Газ ((5+6)x0,06)	1 385
13	ИТОГО производственная себестоимость (4+5+...12)	179 777
14	Коммерческие расходы (13x0,04)	7 191
15	Полная себестоимость (13+14)	186 968
16	Плановые накопления (прибыль) (15x0,1)	18 697
17	Оптовая цена (15+16)	205 665

Расчёт затрат на эксплуатацию внедряемого и базового образцов комбайна по табл. А19

Таблица А19 Расчёт затрат на эксплуатацию внедряемого и базового образцов

Статья издержек	Показатель	Обозначение	Единица измерения	Комбайн	
				базовая модель – SRC-180 “TOPSKY”	исследуемая модель
1	3	4	5	6	7
Удельная заработная плата рабочих, S	Количество рабочих, занятых на выполнении операции	n	чел	1	
	Оплата за час работы по специальности и квалификации [25]	f	лей	10,22	
	Эксплуатационная производительность комбайна при урожайности 350 ц/га (см. приложение 1)	W	га/ч	0,36	0,28
		S	лей/га	28,5	36,5
Удельные затраты на амортизацию, A	Балансовая стоимость комбайна	Б	лей	280 000	210 000
	Ежегодные амортизационные отчисления [86]	a	%	18	
	Число часов работы комбайна в сутки	t	ч	8	
	Количество рабочих дней в году	D	шт.	100	
	Годовая выработка комбайна	$W_{\Gamma} = W \cdot t \cdot D$	га	288	224
		A	лей/га	175	169

Удельные затраты на текущий ремонт и технический уход, R	Ежегодные отчисления на текущий ремонт и технический уход [86]	r	%	15	
		R	лей/га	146	141
Удельная стоимость топлива, C_T	Мощность двигателя трактора	N	кВт	75	55
	Плотность горючего	γ	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ Г	850	
	Удельный расход горючего	q	$\frac{\text{л}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	238	
			$\frac{\text{л}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	0,28	
	Стоимость горючего	C	$\frac{\text{лей}}{\text{л}}$	17,2	
		C_T	$\frac{\text{лей}}{\text{га}}$	1003	946

Протокол
испытаний комбайна для уборки сахарного сорго и линии переработки стеблей сорго

Комиссия в составе: председатель - директор Научно-Практического Института по биотехнологиям в животноводстве и ветеринарной медицине докт. хаб. **Фокша В.**; члены комиссии: зав. Лаборатории кормления с/х животных и технологии кормов докт. хаб. **Кошман С.**; зам. директора по научной работе Института Сельскохозяйственной Техники "МЕКАГРО" докт. **Черемпей В.**; научный сотрудник **Райков В.**, составила настоящий протокол по результатам эксплуатационных испытаний комбайна для уборки сахарного сорго и линии переработки стеблей сорго, основанных на исследованиях в рамках Государственных программ "Освоение возобновляемых источников энергии в условиях Республики Молдова и разработка молдавского спутника" (рук. акад. АН РМ И. Бостан) и "Разработка технологии производства и использования возобновляемых источников энергии на базе сельскохозяйственного сырья и отходов" (рук. чл.-кор. АН РМ И. Хэбэшеску).

Испытания комбайна и линии переработки стеблей сорго проходили 09.10.-11.11. 2011 в опытном хозяйстве Научно-Практического Института по биотехнологиям в животноводстве и ветеринарной медицине (с. Максимовка, р-н Анений-Ной). Комбайн агрегатировался с трактором МТЗ-80, тягово-цепное устройство типа ТСУ-1-Ж по ГОСТ 3481-79. Замеры энергетических характеристик производились по методике СТО АИСТ 23.6-2006.

Гибрид сахарного сорго - "Порумбень-4", фаза вегетации - полная спелость, средняя высота растений - 2,8 м, средний диаметр стебля - 23 мм. Нарботка комбайна составила 16 га при средней урожайности сорго 570 ц/га, длина гонов - 0,2...0,6 км.

Результаты испытаний комбайна и линии переработки стеблей сорго изложены в таблице 1 и, соответственно, в таблице 2.

Таблица 1

Показатель	Ед. изм.	Значение	
		2-я повыш.	3-я пониж.
Передача трактора	--	2-я повыш.	3-я пониж.
Рабочая скорость	км/ч	4,21	5,54
Производительность за 1 час осн. врем.	га	0,59	0,78
Степень очистки стеблей от листьев	%	86	79
Степень уноса стеблей во фракцию листьев	%	21	25
Расщепление фрагментов стеблей	%	27	30
Потребляемая мощность	кВт	41,5	48,7
Кэффициент загрузки двигателя	--	0,75	0,88
Часовой расход топлива	кг/ч	10,9	12,6
Удельный расход топлива	кг/га	18,5	16,2
Удельные энергозатраты	кВт/га/ч	70,8	62,8

Таблица 2

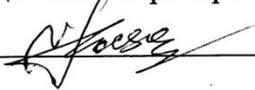
Показатель		Ед. изм.	Значение
Распределение длин фрагментов по фракциям	≤ 100 мм	%	45...33
	100...150 мм		48...60
	≥ 100 мм		7
Степень очистки стеблей от листьев		%	79
Содержание сока в стеблях		% масс.	71...72
Степень извлечения сока		% масс.	40...45
Влажность бегассы после отжима		%	61,3
Производительность		т/ч	8...8,7

Испытаниями установлено, что комбайн и линия переработки стеблей сорго удовлетворительно выполняют процесс уборки сахарного сорго и извлечения сока. Указанное оборудование может быть рекомендовано для серийного производства с учётом необходимости повышения надёжности работы и устойчивости технологического процесса.

Председатель комиссии:

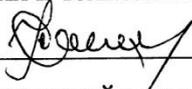
Директор Научно-Практического Института

по биотехнологиям в животноводстве и ветеринарной медицине,

докт.хаб.  Фокша В.

Члены комиссии:

Зав. Лаборатории кормления с/х животных и технологии кормов,

докт. хаб.  Кошман С.

Зам. директора по науке Института Сельскохозяйственной Техники

"МЕКАГРО", докт.  Чермей В.

Научный сотрудник  Райков В.

Научно-Практический Институт по биотехнологиям
в животноводстве и ветеринарной медицине



УТВЕРЖДАЮ:
Директор докт. хаб. Фокша В.

20.12.2012

Акт

о внедрении в производство результатов научных работ по комбайну для уборки сахарного сорго и линии переработки стеблей сорго

Комиссия в составе: председатель - директор Научно-Практического Института по биотехнологиям в животноводстве и ветеринарной медицине докт. хаб. **Фокша В.**; члены комиссии: зав. Лаборатории кормления с/х животных и технологии кормов докт. хаб. **Кошман С.**; зам. директора по научной работе Института Сельскохозяйственной Техники "МЕКАГРО" докт. **Черемпей В.**; научный сотрудник **Райков В.**, составила настоящий акт о внедрении в производство результатов научных работ по созданию комбайна для уборки сахарного сорго и линии переработки стеблей сорго, выполненных в Институте Сельскохозяйственной Техники "МЕКАГРО".

Комбайн и линия переработки стеблей сорго были испытаны в октябре-ноябре 2011 г. в опытном хозяйстве Научно-Практического Института по биотехнологиям в животноводстве и ветеринарной медицине с наработкой 16 га посевов сахарного сорго со средней урожайностью 570 ц/га.

Внедрение комбайна и линии переработки стеблей сорго позволило получить безотходный производственный процесс, включающий получение сырья для производства этанола и кормов для животноводства (измельчённые верхушки сахарного сорго, бегасса).

Испытаниями установлено, что комбайн и линия переработки стеблей сорго удовлетворительно выполняют процессы уборки сахарного сорго и извлечения сока (сусла). Производительность комбайна - 0,59...0,78 га/ч; степень очистки стеблей от листьев - 79...86%. Производительность линии прессования - 8...8,7 т/ч; степень извлечения сока - 40...45%.

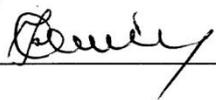
Комиссия считает целесообразным дальнейшее использование комбайна и технологической линии для уборки и переработки стеблей сорго в энергетических и кормовых целях.

Члены комиссии:

Зав. Лаборатории кормления с/х животных и технологии кормов

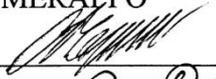
Научно-Практического Института по биотехнологиям

в животноводстве и ветеринарной медицине

докт. хаб. _____  Кошман С.

Зам. директора по науке

Института Сельскохозяйственной Техники "МЕКАГРО"

докт. _____  Черемпей В.

Научный сотрудник _____  Райков В.

ДЕКЛАРАЦИЯ ОБ ОТВЕТСТВЕННОСТИ

Нижеподписавшийся, Райков Виктор Леонидович, заявляю под личную ответственность, что материалы, представленные в докторской диссертации, являются результатом личных научных исследований и разработок. Осознаю, что в противном случае буду нести ответственность в соответствии с действующим законодательством.

Райков Виктор

Подпись

Дата

АВТОБИОГРАФИЯ АВТОРА

- Фамилия:** Райков
- Имя:** Виктор
- Дата рождения:** 21.10.1960
- Место рождения:** Украина, Одесская обл., г. Белгород-Днестровский
- Гражданство:** Республика Молдова
- Образование:** высшее, Одесский технологический институт пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова, факультет „Механико- технологический и автоматика”, 1978-1983; докторантура, Государственный Аграрный Университет Молдовы, 2009-2012
- Область научных интересов:** техника, специальность 255.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства"
- Профессиональная деятельность:** 1983-1996 инженер-конструктор нестандартного оборудования в области пищевого машиностроения и перерабатывающих отраслей сельского хозяйства; кишинёвский филиал Одесского СКТБ "Продмаш", Институт "Молпищепромпроект"; 1996-2015 научный сотрудник Института Сельскохозяйственной техники "МЕКАГРО"
- Общественная деятельность:** член Учёного Совета ИСХ "МЕКАГРО"
- Участие в международных научных конференциях:** 5-я Генеральная Ассамблея Объединённых Производителей "Возобновляемые источники энергии, продукты и технологии", Рига, Латвия, 2008
Международная конференция "Роль бобовых и фуражных культур в сельском хозяйстве Молдовы", Бельцы, 2010
- Опубликованные научные работы:** 8 научных статей, 5 изобретений

Знание языков: русский - родной, румынский, английский -
удовлетворительное

Контакты:

Республика Молдова, Кишинёв, ул. Флорилор, д. 10, кв. 43

Телефон: (022) 49-78-48; 49-04-14

e-mail: vraicov@rambler.ru