МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

АЗОВО-ЧЕРНОМОРСКИЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ – ФИЛИАЛ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ЗЕРНОГРАДЕ
(Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

Кафедра «Технологии и средства механизации
агропромышленного комплекса»

# КУРС ЛЕКЦИЙ ПО ТЕОРИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

***Учебное пособие***

Зерноград – 2025

УДК 631.3

*Печатается по решению методического совета*
*Азово-Черноморского инженерного института ФГБОУ ВО Донской ГАУ*

**Рецензенты:**

д-р техн. наук, профессор,
профессор кафедры «Технологии и средства механизации
агропромышленного комплекса»
***Краснов И.Н.,***

канд. с.-х. наук, доцент кафедры «Землеустройство и кадастры»
***Скворцов В.П.***

Курс лекций по теории сельскохозяйственных машин: учебное пособие / А.Ю. Несмиян, В.И. Хижняк, Ю.М. Черемисин, А.В. Асатурян, В.В. Должиков. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2025. – 179 с.

В учебном пособии изложены вопросы конструкции, теории и расчета сельскохозяйственных машин и орудий. Приведены основные расчеты кинематических, технологических и энергетических параметров рабочих органов.

Учебное пособие предназначено для использования при изучении дисциплин «Проектирование технических средств агропромышленного комплекса» и «Механико-математическое моделирование конструктивно-технологических схем сельскохозяйственных машин» магистрантами направления подготовки 35.04.06 Агроинженерия. Пособие также может быть использовано при обучении аспирантов направления подготовки 4.3.1 Технологии, машины и оборудование в агропромышленном комплексе и бакалавров направления подготовки 35.03.06 Агроинженерия.

Рассмотрено и одобрено на заседании кафедры Т и СМ АПК.
Протокол № 10 от 26 мая 2025 г.

Рассмотрено и одобрено методической комиссией
по направлению подготовки 35.03.06 и 35.04.06 «Агроинженерия»
инженерно-технологического факультета.
Протокол № 8-а от 26 мая 2025 г.

© Несмиян А.Ю., Хижняк В.И. Черемисин Ю.М.,
Асатурян А.В., Должиков В.В., 2025

© Азово-Черноморский инженерный институт
ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2025

# СОДЕРЖАНИЕ

**ВВЕДЕНИЕ……** 7

**ЧАСТЬ 1. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И ОСНОВЫ ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ, ПОСЕВНЫХ И ПОСАДОЧНЫХ МАШИН…….** 8

**ЛЕКЦИЯ 1……...** 8

1.1. Почва как объект механической обработки. Технологические свойства почвы..…….. 8

1.2. Влияние технологических свойств почвы на характер её деформации клином……... 12

1.3. Сопротивление почвы различным видам деформаций…… 15

1.4. Общие принципы построения рабочих поверхностей плужных корпусов 17

**ЛЕКЦИЯ 2……...** 19

2.1. Определение максимальной глубины вспашки…… 19

2.2. Рациональная формула В.П. Горячкина для тягового сопротивления плуга…….. 20

2.3. КПД плуга и особенности его определения…….. 21

2.4. Условие равновесия навесного плуга в вертикальной и горизонтальной плоскостях……... 23

2.5. Основы теории резания лезвием. Удельная энергоемкость процесса…… 26

**ЛЕКЦИЯ 3……...** 30

3.1. Соотношение между диаметром и радиусом кривизны сферического диска, технологическая характеристика этих параметров, угла заточки и заднего угла……... 30

3.2. Качество обработки почвы, зависимость высоты гребней от диаметра диска, расстояния между дисками и угла атаки……... 31

3.3. Силовая характеристика плоского и сферического дисков……. 32

3.4. Режимы качения, кинематика и динамика катка……... 34

3.5. Формула Грандвуане-Горячкина для тягового сопротивления катка, её значение…….. 36

**ЛЕКЦИЯ 4……...** 38

4.1. Рабочие органы культиваторов, обоснование параметров, размещение на раме…… 38

4.2. Показатель кинематического режима ротационных рабочих органов….. 39

4.3. Подача на нож фрезы, влияние её значения на качество работы…… 41

4.4. Силовая и энергетическая характеристики фрез……... 42

**ЛЕКЦИЯ 5……...** 44

5.1. Обоснование параметров и режимов работы катушечного высевающего аппарата…… 44

5.2. Кинематический расчет высевающей системы пропашных сеялок…… 46

5.3. Обоснование объемов семенного и тукового бункеров сеялок……... 47

**ЛЕКЦИЯ 6……...** 49
6.1. Анализ работы сошников различных конструкций……. 49
6.2. Оценка работы пневмовакуумного высевающего аппарата…… 52
6.3. Автоматизация контроля технологического процесса сеялки…… 53
6.4. Применение методов математической статистики для оценки качества посева и посадки…….. 54

**ЧАСТЬ 2. МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ, ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ, ПОЛИВА……** 55

**ЛЕКЦИЯ 7……...** 55
7.1. Способы внесения удобрений……. 55
7.2. Рабочие органы машин для внесения минеральных удобрений……. 57
7.3. Уравнение движения частиц удобрений по лопатке центробежного аппарата……. 60
7.4. Уравнение относительной скорости движения частиц удобрений по лопатке центробежного аппарата…….. 62
7.5. Определение абсолютной скорости движения частиц удобрений……... 63
7.6. Свободный полет частиц удобрений, брошенных под углом к горизонту в неподвижной воздушной среде……. 65
**ЛЕКЦИЯ 8……...** 68
8.1. Обоснование формы и размеров бункера (кузова) машины для внесения минеральных удобрений…… 68
8.2. Характеристики потока удобрений на выходе из центробежного аппарата 72
8.3. Характеристики зоны рассева удобрений центробежным аппаратом. Интенсивность внесения удобрений……. 74
8.4. Влияние параметров зоны рассева на распределение удобрений по ширине рассева……... 76
8.5. Влияние перекрытия смежных проходов агрегата на равномерность распределения удобрений по ширине…… 79
8.6. Понятие об эффективной и оптимальной ширине рассева удобрений…... 80
**ЛЕКЦИЯ 9……...** 82
9.1. Типы маркеров машин для внесения минеральных удобрений…….. 82
9.2. Возможности использования системы ГЛОНАСС при внесении удобрений…….. 83
9.3. Определение мощности, необходимой для привода центробежного аппарата……. 84
9.4. Определение неравномерности распределения удобрений по результатам испытаний…….. 86
9.5. Интенсивность дождя, условия равномерности полива, дальность, производительность……. 89
9.6. Коэффициент эффективности полива, рациональная интенсивность полива, закон Дарси……. 94

**ЧАСТЬ 3. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И ОСНОВЫ ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ УБОРОЧНЫХ МАШИН И МАШИН ДЛЯ ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА……** 97

**ЛЕКЦИЯ 10……** 97
10.1. Технологические свойства зерновых культур…… 97
10.2. Классификация и характеристики режущих аппаратов……. 98
10.3. Классификация механизмов привода режущих аппаратов…… 101
10.4. Кинематические характеристики сегментно-пальцевого режущего аппарата……. 102
10.5. Определение скорости резания и частоты вращения кривошипа…….. 103
**ЛЕКЦИЯ 11……** 105
11.1. Построение траектории абсолютного движения точки ножа…… 105
11.2. Условие защемления стебля режущей парой, её параметры…… 106
11.3. Определение отгиба стеблей и высоты стерни…… 107
11.4. Площадь подачи, площадь резания…….. 109
11.5. Силы, действующие на нож аппарата подпорного резания……... 110
11.6. Определение мощности на привод ножа……. 112
**ЛЕКЦИЯ 12……** 113
12.1. Классификация мотовил и их характеристика…… 113
12.2. Уравнения движения и скорости конца планки мотовила……. 115
12.3. Уравнение траектории движения конца планки мотовила…… 116
12.4. Обоснование значения показателя кинематического режима работы мотовила…… 117
**ЛЕКЦИЯ 13……..** 119
13.1. Построение траектории движения конца планки мотовила……... 119
13.2. Обоснование вертикальной установки мотовила…… 120
13.3. Определение радиуса мотовила……. 122
13.4. Коэффициент воздействия мотовила на стебли……... 122
13.5. Фазы взаимодействия мотовила с ножом……. 124
**ЛЕКЦИЯ 14……..** 126
14. 1. Классификация и характеристика молотильных аппаратов…….. 126
14.2. Основное уравнение молотильного барабана…….. 127
14.3. Критическая угловая скорость молотильного барабана……. 129
14.4. Определение параметров бильного молотильного аппарата. Секундная подача……. 133
14.5. Технологические показатели оценки работы молотильного аппарата…. 135
**ЛЕКЦИЯ 15……..** 136
15.1. Классификация и характеристики соломотрясов…… 136
15.2. Сепарирующая способность соломотряса…… 139
15.3. Потери зерна и длина соломотряса……... 139
15.4. Толщина слоя соломы на соломотрясе……. 141

**ЛЕКЦИЯ 16……..** 143
16.1. Уравнение движения тела по решету (на примере правых интервалов) 143
16.2. Скорость и перемещение тела вверх по решету…….. 148
16.3. Средние скорости движения материала по решету и относительно решета…… 152
16.4. Отрыв материала от поверхности решета…… 153
16.5. Частные случаи движения материала по поверхности решета. Полярная номограмма…… 154
**ЛЕКЦИЯ 17……..** 157
17.1. Классификация и характеристики вентиляторов……. 157
17.2. Давление вентилятора, способы определения……. 158
17.3. Основное уравнение вентилятора……. 162
17.4. Теоретическая характеристика вентилятора. Формы лопастей……. 164
17.5. Основные соотношения вентилятора…….. 166
17.6. Механическое подобие вентиляторов. Подбор вентиляторов…… 168
**ЛЕКЦИЯ 18……..** 171
18.1. Характеристики вентиляторов……... 171
18.2. Методика определения аэродинамических свойств семян……. 172
18.3. Выбор решет семяочистительной машины…….. 173
18.4. Элементы теории сушки……. 175
**ЛИТЕРАТУРА……** 178

# ВВЕДЕНИЕ

Агропромышленный комплекс (АПК) является социально-экономической сферой, определяющей здоровье нации и экологическую безопасность страны. Важнейшей задачей правительства России является формирование эффективного конкурентоспособного агропромышленного производства, способного обеспечить продовольственную безопасность, успешно интегрироваться в мировое сельскохозяйственное производство и рынок продовольствия.

В решении этой задачи приоритетное место занимает машинно-технологическая система АПК, включающая машинные технологии производства сельскохозяйственной продукции, инженерно-техническую сервисную инфраструктуру, а также отрасли, обеспечивающие АПК техникой и энергетическими ресурсами.

Разработка эффективной технологической и технической политики, основанной на использовании достижений отечественной науки, передовой практики и мирового опыта – один из путей увеличения объемов производства сельскохозяйственной продукции и повышения эффективности отрасли.

Основой вывода сельского хозяйства на общественно необходимые объемы производства продовольствия является разработка, производство и введение в хозяйственную деятельность АПК техники нового поколения с более высокими технико-экономическими показателями.

Важную роль в решении вышеизложенных задач должны играть квалифицированные кадры, владеющие компьютерными технологиями проектирования машин, достижениями науки и мирового опыта, особенно по компьютерному моделированию процессов, которое является основой автоматического управления в координатном земледелии.

В изложении вопросов теории и расчета машин и орудий использованы достижения научной школы Азово-Черноморского инженерного института, публикации в научных изданиях.

Учебное пособие представляет теоретическое и расчетное обоснование технологических процессов рабочих органов сельхозмашин, объясняет научный выбор линейных и геометрических параметров рабочих органов, возможность определения энергозатрат на технологические операции, основы проектирования и разработки новых конструкций рабочих органов и машин.

# МОДУЛЬ 1

# ЧАСТЬ 1. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И ОСНОВЫ ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ, ПОСЕВНЫХ И ПОСАДОЧНЫХ МАШИН

## ЛЕКЦИЯ 1

1.1. Почва как объект механической обработки. Технологические свойства почвы.
1.2. Влияние технологических свойств почвы на характер её деформации клином.
1.3. Сопротивление почвы различным видам деформаций.
1.4. Общие принципы построения рабочих поверхностей плужных корпусов.

### 1.1 Почва как объект механической обработки. Технологические свойства почвы

Почва – уникальное природное тело, характеризуемое плодородием, которое снижается при неправильном обращении с ней, поэтому так важно определить рациональные приемы и технические средства для обработки почвы.

Чтобы не только сохранить плодородие, но и повысить его, необходимо знать физические и технологические свойства почвы, применять научно обоснованные системы обработки и подбирать технические средства для их выполнения с учетом местных природно-климатических условий и даже свойств почвы каждого поля.

Под обработкой почвы понимают механическое воздействие рабочих органов машин и орудий, направленное на изменение её свойств и состояния. Основная цель механической обработки – создать наиболее благоприятные условия для роста и развития культурных растений, а также непрерывного повышения ее плодородия.

По мнению академика В.П. Горячкина, учение о физических свойствах почвы представляет собой основной фундамент, на котором должно покоиться построение плугов. Согласно В.П. Горячкину, в механической обработке почвы, как и в любом технологическом процессе обработки, участвуют три элемента: источник энергии, машина (орудие) и обрабатываемый материал – почва. Рабочий орган машины, получая энергию от трактора или другого источника, воздействует на почву и изменяет её свойства и состояние. Чтобы понять физическую сущность процессов, происходящих в почве под воздействием рабочих органов машин, необходимо прежде всего изучить её технологические свойства.

Почва служит объектом изучения многих наук, каждая из которых исследует её со своих позиций. Мы будем рассматривать почву как объект механической обработки. Почва представляет собой трехфазную дисперсную среду. Это означает, что вещества, составляющие почву, находятся в трех физических состояниях (фазах): твердом, жидком и газообразном, а составляющие их частицы раздроблены и перемешаны.

В структурной почве твердые частицы объединены в комочки, пронизанные капиллярными порами. Между комочками имеются более крупные промежутки – гравитационные пустоты. Промежутки между твердыми частицами почвы, т. е. гравитационные пустоты и капиллярные поры, заполнены водой и воздухом. При этом чем больше в почве воды, тем меньше воздуха, и наоборот. От соотношения в почве жидкой и газообразной фаз зависят ее технологические свойства.

Твердая фаза состоит главным образом из минеральных частиц (до 90%), но содержит и органические вещества, включающие гумус, растительные остатки (корни и стебли растений), а также живые организмы растительного и животного происхождения. Жидкая фаза включает в себя воду и растворы различных веществ в ней, которые и обеспечивают питание растений через корни. Газообразная фаза представлена воздухом, содержащим пары воды, углекислый газ, метан и другие газы.

Основные общие характеристики сложения почвы – скважность (порозность) и плотность (объемная масса). **Скважность** – отношение объема пустот к общему объему почвы, выраженное в процентах. Скважность зависит от размера почвенных частиц и составляет для песка и супеси 40–50%, суглинков и глин 50–60, торфяных почв 80–90%. Поры диаметром менее 10 мкм (0,01 мм) непроходимы для мелких корней растений, а диаметром менее 3 мкм (0,003 мм) – и для некоторых бактерий.

**Фрикционные свойства почвы** проявляются при её обработке в виде трения почвы о поверхность рабочих органов (внешнее трение) или слоев почвы между собой (внутреннее трение).

**Удельное сопротивление почвы** – усилие, необходимое для обработки (обычно вспашки) единицы площади поперечного сечения пласта. По затрачиваемому усилию почвы делят на тяжелые, среднетяжелые, средние и легкие.

Технологические свойства почвы.

К технологическим свойствам почвы относятся плотность, скважность, влажность, липкость.

Плотность почвы характеризует её сложение, т.е. взаимное расположение почвенных агрегатов. Ее определяют делением массы высушенного образца почвы на его первоначальный объем. Оптимальная плотность пахотного горизонта для большинства возделываемых растений составляет 1–1,2 г/см$^3$. Плотность 1,55–1,6 г/см$^3$ считается критической, так как в такой почве растения гибнут. Плотность изменяют обработкой и внесением органических удобрений.

Скважность (пористость) почвы характеризуется суммарным объемом пустот в почве, заполненных водой и воздухом. Общую скважность определяют по отношению объема пустот в образце к его общему объему, выраженному в процентах. Общая скважность суглинистых и глинистых почв составляет 50–60%, песчаных – 40–45, торфяных – 80–90%.

Влажность почвы существенно влияет на ее обработку. Содержание влаги в почве в течение годового цикла изменяется от полного насыщения до минимального, а почва переходит от одной консистенции к другой. Время перехода от полутвердой к твердой консистенции считают оптимальным для механической обработки: почва хорошо крошится, не налипает на рабочие органы, затраты энергии на её обработку минимальные. Такое состояние почвы называют физической спелостью. Это состояние у подзолистых почв соответствует абсолютной влажности 12–15%, дерново-подзолистых – 12–22%, черноземов – 17–30%.

Граница влажности почвы, соответствующая физической спелости, с увеличением скорости движения агрегата сдвигается в сторону больших значений. Поэтому при увеличении скорости движения почвообрабатывающей машины почву можно обрабатывать при большей её влажности.

Липкость почв характеризует способность её частиц склеиваться и прилипать к рабочим органам и колесам сельскохозяйственных машин. Единица измерения липкости Н/см$^2$. Для определения липкости почвы силу, которую необходимо приложить, чтобы оторвать прилипшую к почве стальную пластинку, делят на площадь залипания.

Степень липкости почв зависит от ее влажности и дисперсности. При постоянном нормальном давлении липкость с увеличением влажности почвы растет до максимального значения, а затем в результате увеличения толщины водных пленок на поверхности залипания снижается. С увеличением дисперсности (распыла) почвы возрастает залипаемость орудий.

У распыленной, т.е. бесструктурной, почвы липкость начинает проявляться при относительной влажности 40–50%, у структурной – при 60–70%. Поэтому необходимо сохранять и восстанавливать структуру почвы, которая создает оптимальные условия плодородия и снижает залипаемость орудий.

## Технологические свойства почвы

Они определяют её сопротивление перемещению рабочих органов.

Трение скольжения почвы о поверхность рабочего органа называют внешним. Его оценивают по силе F сопротивления почвы перемещению по рабочей поверхности. Эта сила пропорциональна силе N нормального давления почвы на рабочий орган:

Коэффициент пропорциональности (коэффициент трения) зависит главным образом от гранулометрического состава и влажности почвы. Коэффициент трения песчаных сыпучих почв по стали изменяется от 0,25 до 0,35; песчаных связных – от 0,5 до 0,7; среднесуглинистых – от 0,6 до 0,9.

С производственной точки зрения трение при вспашке представляет собой вредное явление. Сила трения на лемешно-отвальной поверхности составляет 30–40% всего сопротивления плуга. Поэтому крайне важно уменьшить трение. Существует несколько способов снижения силы трения: применение вибрации и активных рабочих органов; создание пограничного слоя

из воды и воздуха по поверхности контакта почвы о рабочий орган; полировка отвалов, покрытие их различными материалами; изменение геометрической формы рабочих органов; замена скольжения почвы перекатыванием по роликам.

Твердость почвы характеризует её способность сопротивляться внедрению твердого тела. При обработке твердой почвы затрачивается больше энергии, чем при обработке менее твердой почвы. Единица измерения твердости почвы Н/см$^2$. Чтобы определить твердость почвы, сначала измеряют плотномерами силу сопротивления почвы вертикальному внедрению в нее наконечника прибора различной формы (плунжера, конуса, шара, цилиндра), а затем делят эту силу на площадь поперечного сечения внедряемого тела.

Сопротивление деформациям характеризует прочность почвы. При обработке почвы различными рабочими органами она испытывает деформации сжатия, растяжения, сдвига, кручения и их комбинации. Временное сопротивление почвы (до начала её крошения) при различных видах деформации варьирует в широких пределах. Например, суглинистая почва при абсолютной влажности 21–28% имеет временное сопротивление растяжению 5–6 кПа, сдвигу 10–12 кПа, сжатию 65–108 кПа. Следовательно, рыхление почвы с минимальным расходом энергии возможно при использовании рабочих органов, обеспечивающих растяжение почвенного пласта.

Абразивность почвы оценивают по содержанию в ней физического песка с большим количеством каменистых включений (размером 0,25–3 мм), являющихся причиной повышенного истирания (износа) рабочих органов. По критерию абразивного износа почвы делят на три группы: с малой (содержание песка до 80%), средней (80–95%) и повышенной (95–100%) изнашивающей способностью. Абразивный износ лемехов при вспашке 1 га почв первой группы составляет 2–30 г, второй группы – 30–100 г, третьей – 100–450 г.

Удельное сопротивление почвы является обобщенной характеристикой трудности ее обработки. Коэффициент Кс удельного сопротивления почвы при вспашке определяют измерением тягового сопротивления плуга Р и делением его на площадь поперечного сечения поднимаемого пласта.

По удельному сопротивлению различают почвы легкие (Кс $\leq$ 3Н/см$^2$), средние (Кс = 3–5 Н/см$^2$), среднетяжелые (Кс = 5–7 Н/см$^2$), тяжелые (Ас = 7–12 Н/см$^2$) и очень тяжелые (Кс $\geq$ 12 Н/см$^2$).

Коэффициенты удельного сопротивления почвы при культивации, боронировании, прикатывании и других аналогичных операциях определяют делением тягового сопротивления машины на её ширину захвата.

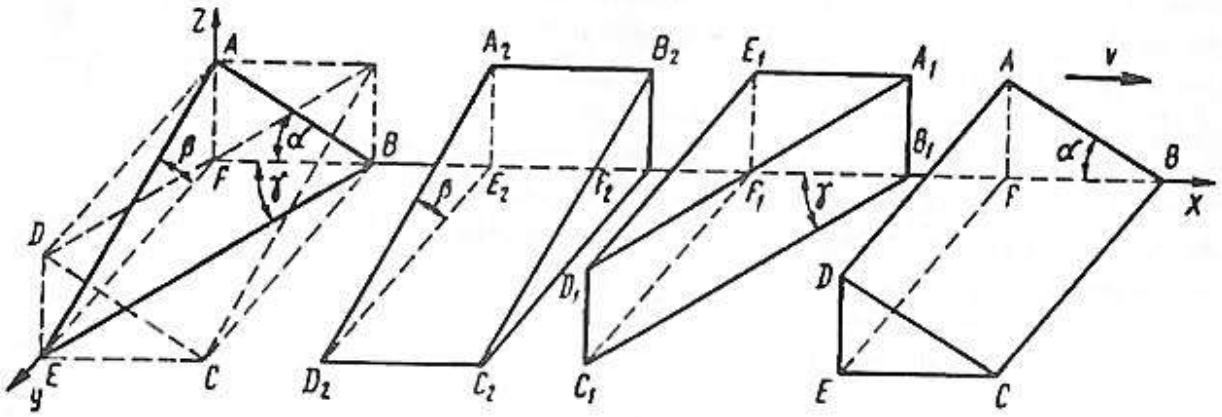
Эти характеристики почвы используют при выборе ширины захвата машины для агрегатируемого трактора, определении норм выработки и расчете потребности числа и типажа почвообрабатывающих машин.

## 1.2 Влияние технологических свойств почвы на характер её деформации клином

Всякий технологический процесс механической обработки представляет собой процесс взаимодействия рабочего органа с обрабатываемым материалом. Следовательно, характер этого процесса зависит от геометрической формы рабочего органа и свойств обрабатываемого материала. Согласно В.П. Горячкину, клин – единственно возможная форма рабочего органа почвообрабатывающей машины или орудия. Следовательно, действие на почву рабочих органов почвообрабатывающих машин в первом приближении можно представить как воздействие клиньев различной формы.

Разновидности клиньев. Согласно В.П. Горячкину, в пространстве трех измерений наиболее простым элементарным клином является плоский двугранный. При этом можно представить три разновидности элементарного плоского двугранного клина, каждая из которых имеет различные технологические свойства (рисунок 1.1). Клин ABCDEF (рисунок 1.1 *г*) имеет рабочую грань ABCD и опорную BCEF. Ребро BC, перпендикулярное к направлению движения, подрезает почвенный пласт в горизонтальной плоскости, а рабочая грань поднимает его на себя. При подъеме пласт изгибается и крошится. Чем больше угол α, тем значительнее крошение пласта, поэтому угол α, расположенный в продольно-вертикальной плоскости, называют углом крошения.

Другой элементарный клин $A_1B_1C_1D_1E_1F_1$ (рисунок 1.1 *в*) имеет рабочую грань $A_1B_1C_1D_1$ и опорную $A_1B_1E_1F_1$ Ребро $A_1B_1$ этого клина отрезает почвенный пласт в вертикальной плоскости. Под действием рабочей грани пласт сдвигается в сторону, одновременно изгибаясь в горизонтальной плоскости. Основной параметр клина – угол γ, расположенный в горизонтальной плоскости. Клин с углом γ в горизонтальной плоскости оказывает такое же воздействие на пласт, как и клин с углом α в вертикальной. Следовательно, воздействие двух клиньев с углами α и γ способствует рыхлению пласта в двух разных плоскостях. Клин с углом γ способен сдвигать пласт в сторону открытой борозды, поэтому угол γ получил название угла сдвига.




*а* *б* *в* *г*

*а* – косой трехгранный с углами α, γ, β;
*б–г* – соответственно с углами наклона β, сдвига γ и крошения α

Рисунок 1.1 – Разновидности плоских клиньев

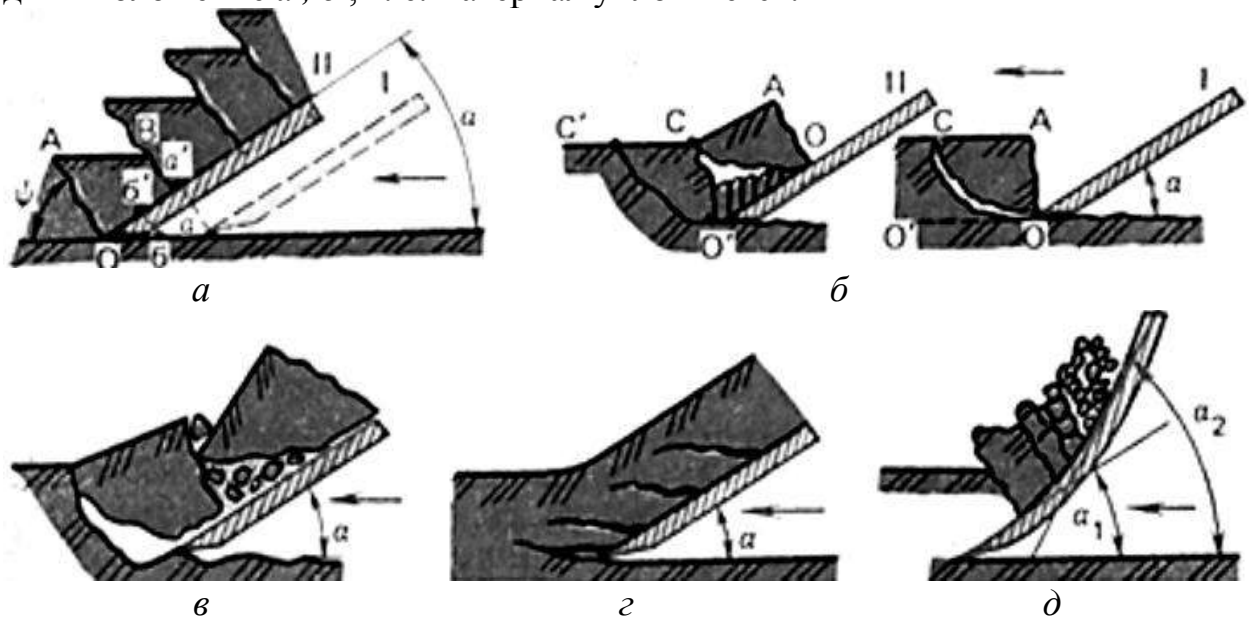
Третий элементарный клин $A_2B_2C_2D_2E_2F_2$ (рисунок 1.1 *б*) снабжен рабочей гранью $A_2B_2C_2D_2$ и опорной $C_2D_2E_2F_2$. Попав на его рабочую грань, пласт оказывается наклоненным в поперечно-вертикальной плоскости. При этом чем больше угол β, тем значительнее наклон (поворот) пласта в поперечно-вертикальной плоскости. Для полного оборота пласта необходимо иметь множество аналогичных клиньев с постепенно возрастающим углом β. Следовательно, угол β расположенный в поперечно-вертикальной плоскости, характеризует оборачивающую способность рабочей поверхности.

Создавать орудие, воздействующее на пласт тремя последовательно расположенными элементарными клиньями с углами α, β и γ, нецелесообразно. Тем более что в природе может существовать такой более сложный клин, который один совмещает все перечисленные технологические свойства трех элементарных клиньев (рисунок 1.1 *а*). Следовательно, косой трехгранный клин ABEF может одновременно поднимать, сдвигать и наклонять пласт, т. е. объединяет действия трех простых клиньев и способен выполнять одновременно и в совокупности все те технологические операции, которые выполняют три последовательно расположенных элементарных клина. Эти углы связаны между собой определенной зависимостью. Следует заметить, что применявшиеся в древности почвообрабатывающие орудия (римский плуг, украинский сабан и т.п.) имели плоские рабочие поверхности, очень похожие на рабочую поверхность косого трехгранного клина.

**Плоский клин.** Под воздействием такого клина происходит деформация почвы, характер которой зависит от технологических свойств почвы и угла α установки рабочей грани клина к горизонту.

***Малосвязные почвы***. Основной вид их деформации – сдвиг.

При перемещении клина из положения I в положение II частицы почвы *а, б* (рисунок 1.2 *а*) вдавливаются в еще недеформированную массу и переходят в положение *а′, б′*, т. е. материал уплотняется.




*а* *б* *в* *г* *д*

Рисунок 1.2 – Деформация почвы плоским (*а, б, в, г*) и криволинейным (*д*) клиньями

Напряжение смятия в точке *а* больше, чем в точке *б*, так как *аа′>бб′*. Как только напряжение смятия превысит временное сопротивление почвы сдвигу, впереди лезвия клина возникнет плоскость сдвига ОА, направленная под углом $\psi$ к дну борозды, и от пласта отделится призмовидная глыба *ОАВа′*.

После скалывания глыбы скользят по поверхности плоского клина, не претерпевая новых деформаций, и поэтому не распадаются. Размеры откололовшихся глыб зависят от толщины пласта (глубины обработки). Тонкий пласт распадается на более мелкие комки, чем толстый.

**Средне- и сильносвязные** (суглинистые и глинистые) почвы оптимальной влажности. В самом начале внедрения клина образуется трещина ОС (рисунок 1.2 *б*). Она расширяется, и от пласта отрывается элемент АОС. При дальнейшем движении (из положения I в положение II) клин вначале срезает стружку переменной толщины по линии *ОО′* (зачищает дно борозды), затем образует новую трещину *О′С′* и отрывает следующий элемент пласта.

**Твердые и сухие почвы.** Трещина излома распространяется вниз (рисунок 1.2 *в*), дно получается неровным, а отколовшаяся глыба пласта имеет неправильную форму.

**Сильно** задернелые и влажные суглинистые почвы разрываются клином по линии движения лезвия. Возникающие при изгибе пласта трещины не доходят до поверхности, т. е. пласт не разделяется на отдельные элементы и представляет собой сплошную ленту (рисунок 1.2 *г*).

Криволинейный клин. Поверхность клина непрерывно деформирует пласт (рисунок 1.2 *д*), и он распадается на мелкие части.

На деформацию пласта оказывает влияние интенсивность изменения (нарастания) угла α по высоте клина (рисунок 1.3). Чем больше разница между углами $\alpha_1$ и $\alpha_2$, тем сильнее крошится пласт. Однако при α = 45–50° почва перестает скользить вверх по рабочей поверхности и сгруживается перед клином.

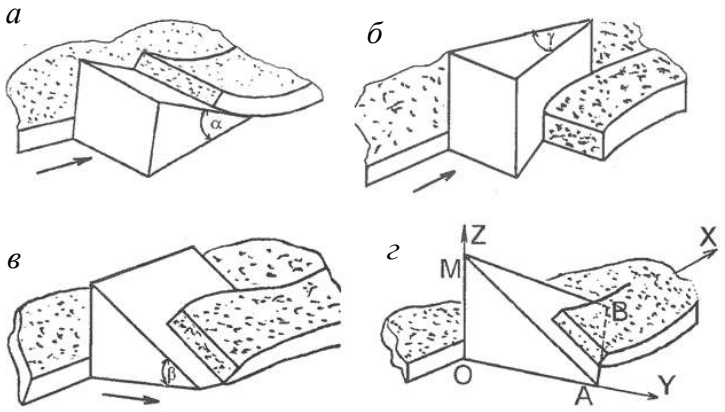



Рисунок 1.3 – Взаимодействие двугранных (*а, б, в*) и трехгранных (*г*) клиньев с почвой

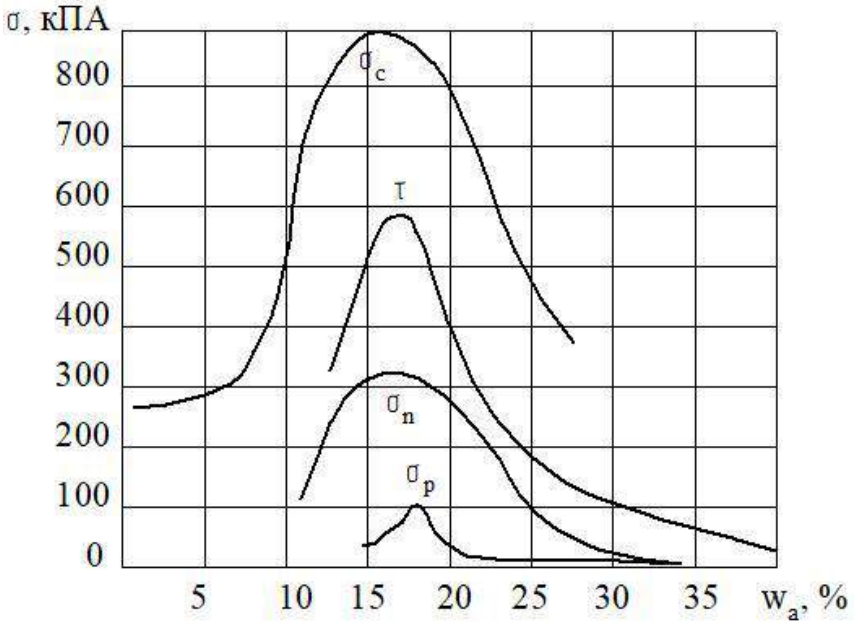
В зависимости от направления движения и расположения лезвия относительно горизонтальной и вертикальной плоскостей характер воздействия двугранного клина на почву изменяется.

## 1.3 Сопротивление почвы различным видам деформаций

Сопротивление деформациям различного вида (прочностные свойства). Знание прочностных свойств почвы позволяет наметить пути и методы снижения энергоемкости её механической обработки: правильно рассчитать и спроектировать рабочие органы и определить условия рационального их применения. Для этого необходимо знать предельную прочность почвы при ее сопротивлении деформациям различного вида.

На прочностные свойства почвы влияет её влажность. Из рисунка 1.4 видно, что минимальный предел прочности соответствует деформации растяжения. При влажности почвы 18–24% он в 3–9 раз ниже, чем пределы прочности при сопротивлении деформациям других видов. При изменении влажности на 8–10% от указанных значений предел прочности при её сопротивлении деформации одного и того же вида уменьшается или увеличивается в несколько раз. Следовательно, для рыхления почвы с минимальным расходом энергии к ней нужно приложить деформации растяжения при определенной её влажности.

Однако создание рабочих органов почвообрабатывающих машин, воздействующих на почву путем растяжения, сопряжено с техническими трудностями. Большинство рабочих органов таких машин, а также различные опорные поверхности и движители (колеса, гусеницы и т. п.) энергетических, транспортных и других машин при взаимодействии с почвой вызывают ее сжатие (смятие) и сдвиг. Поэтому этим двум видам деформации почвы уделялось наибольшее внимание и они оказались наиболее изученными.



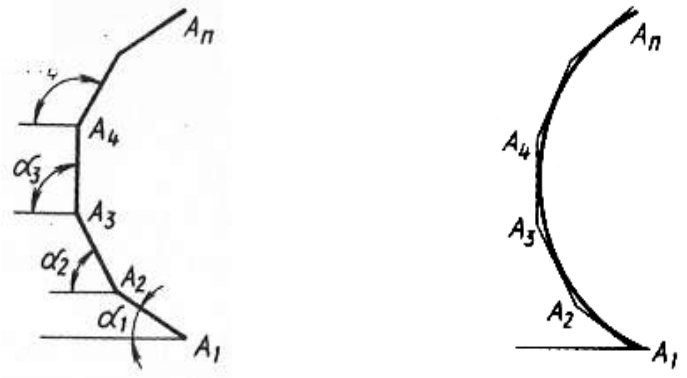

$\sigma_c$ – предел прочности на сжатие; $\sigma_n$ – то же, на изгиб;
$\sigma_p$ – то же, на растяжение; $\tau$ – то же, на сдвиг

Рисунок 1.4 – Зависимости прочностных характеристик глинистой почвы от влажности $w_a$ (по данным А. Гарсиа)

Деформация почвенного пласта складывается из двух фаз. В первой малосвязная пластичная почва уплотняется (сминается), а связный сухой почвенный пласт тяжелого механического состава активно сопротивляется изгибу, вследствие чего сопротивление почвы и в первом, и во втором случае резко возрастает от некоторого минимального значения до максимального (рисунок 1.4). Когда касательные напряжения сдвига в первом случае или суммарные напряжения растяжения во втором достигают предела прочности, пласт разрушается (сдвиг или поперечный косой излом – отрыв). С этого момента начинается вторая фаза – сопротивление почвы резко снижается от максимума до минимума. Обе эти фазы и составляют один цикл изменения сопротивления почвы клину. Частота и амплитуда этих колебаний зависят от скорости движения клина, глубины обработки и технологических свойств почвы.

Одновременно с циклическими колебаниями происходят и микроколебания (пилоообразные колебания) сопротивления почвы, которые обусловлены главным образом неоднородностью почвы (наличие пустот, камней, корешков и т.п.). Нециклический характер сопротивления почвы клину характерен лишь для связного упругого, задерненного по всей толщине пласта, отрываемого сплошной бесконечной лентой.

Развитие рабочей поверхности плоского клина в криволинейную рабочую поверхность. В любом плоском клине, как элементарном двугранном, так и косом трехгранном, углы α, β и γ остаются неизменными для любой точки рабочей поверхности. Поэтому деформация пласта наблюдается только при его подъеме на рабочую поверхность клина. После разрушения в результате изгиба или скалывания в дальнейшем пласт перемещается по рабочей поверхности клина без деформаций.




*а* *б*

*а* – образование многогранной поверхности;
*б* – построение криволинейной поверхности

Рисунок 1.5 – Схемы развития рабочей грани плоского клина в криволинейную поверхность

Развитие косого трехгранного клина в криволинейную поверхность в общем случае может обеспечить непрерывное изменение углов α, β и γ. Однако в зависимости от свойств почвы, для которых предназначена поверх-

ность, преимущественное развитие может получить угол α или β. Если почва несвязная, сыпучая, например песчаная, не сохраняет формы пласта, который можно было бы перевернуть, то задача сводится к рыхлению и перемешиванию её частиц. Это достигается применением клина с преимущественным развитием угла α, расположенного в продольно-вертикальной плоскости.

## 1.4 Общие принципы построения рабочих поверхностей плужных корпусов

Отвал – основной элемент плужного корпуса. Он выполняет оборот и крошение пласта. Для обработки различных почв требуются рабочие органы с определенной криволинейной рабочей поверхностью.

В основе рациональных принципов построения рабочей поверхности должны лежать заданные показатели технологического процесса (степень крошения, оборот пласта и т. п.), по которым определяют геометрическую форму и параметры рабочей поверхности.

Существуют различные методы построения рабочей поверхности: построение перемещением горизонтальной образующей по двум направляющим параболам, построение поверхности по заданному движению пласта и др. В учебной литературе наибольшее распространение получил способ построения цилиндроидальной поверхности с расположением направляющей кривой в плоскости, перпендикулярной лезвию лемеха, с заданным изменением угла образующей по высоте поверхности, разработанный профессором Н.В. Щучкиным. При проектировании плугов общего назначения угол $\gamma_0$, определяющий постановку лезвия лемеха к стенке борозды, для поверхностей культурного типа принимают в пределах 40–45°, для поверхностей полувинтового типа – 35–40°. Угол $\gamma$ образующей по высоте уменьшается от лезвия до высоты $Z_1$ = 50–100 мм с целью улучшения подъема пласта по рабочей поверхности отвала, а затем увеличивается для лучшего подгиба крыла, то есть $\gamma_{min}<\gamma_0<\gamma_{max}$. Для поверхности культурного типа численное значение $\Delta\gamma_1=\gamma_0-\gamma_{min}$ принимают в пределах 1–2°, для полувинтовых поверхностей $\Delta\gamma_1$=2–4°. Численные значения $\Delta\gamma_2=\gamma_{max}-\gamma_0$, которые определяют оборачивающую способность рабочей поверхности, у культурных отвалов составляют 2–7°, у полувинтовых – 7–15°. Таким образом, значения углов $\gamma_0$, $\gamma_{min}$ и $\gamma_{max}$ для трех образующих являются характерными параметрами рабочей поверхности плужного корпуса.

Проектирование лемешно-отвальной поверхности выполняется в следующем порядке:

– строится профиль борозды;
– строится вертикально-поперечная проекция отвала (лобовой контур);
– на лобовом контуре наносятся проекции образующих;
– строится лезвие лемеха в плане;
– строится направляющая кривая;
– строится график изменения угла образующих в плане;

– наносятся образующие на горизонтальной проекции;

– строится контур отвала в плане;

– наносится линия стыка лемеха с отвалом;

– вычерчиваются кривые сечений отвала поперечно-вертикальными плоскостями;

– строятся шаблонные кривые;

– строится кривая полевого обреза;

– вычерчивается выкройка (развертка) отвала.

Рассмотрим методику проектирования рабочей поверхности плуга культурного типа, отмечая особенности при проектировании полувинтовой поверхности.

Для проектирования рабочей поверхности задаются следующие параметры:

– $в$ – ширина захвата корпуса, см;

– $к$ – коэффициент, характеризующий качество работы плуга и устойчивость пласта, определяется как отношение ширины захвата корпуса к глубине вспашки;

– $\varepsilon$ – угол постановки плоской части лемеха ко дну борозды, град.;

– $\gamma_0$ – угол постановки лезвия лемеха к стенке борозды, град.

# ЛЕКЦИЯ 2

2.1. Определение максимальной глубины вспашки.
2.2. Рациональная формула В.П. Горячкина для тягового сопротивления плуга.
2.3. КПД плуга и особенности его определения.
2.4. Условие равновесия навесного плуга в вертикальной и горизонтальной плоскостях.
2.5. Основы теории резания лезвием. Удельная энергоемкость процесса.

## 2.1 Определение максимальной глубины вспашки

Профиль борозды определяется шириной захвата корпуса «*в*» и глубиной пахоты *а* см.

Исходя из теории устойчивости пласта, должно быть выдержано условие:

$$\frac{в}{a} = к \geq 1{,}27. \qquad (2.1)$$

При проектировании лемешно-отвальной поверхности обычно принимают $к$ = 1,5–1,75.

Последовательность оборота пласта показана на рисунке 2.1. Для этого намечают линии дна борозды и поверхности поля (в правом верхнем углу листа) и вычерчивают пласт АВСД с заданными размерами.

Отрезанный пласт по линии *АВ* лезвием лемеха и по линии *ВС* полевым обрезом отвала поднимается грудью отвала и устанавливается в вертикальное положение $АВ_1С_1Д_1$. Затем крылом отвала он поворачивается вокруг ребра $Д_1$ и укладывается под углом $\delta$ к горизонту, занимая положение $Д_1А_2В_2С_2$. Точка $С_2$ располагается на линии поверхности поля. Теоретический профиль борозды очерчивается линией $СВД_1А_2В_2$. Чтобы исключить задирание пласта крылом отвала, строится теоретический профиль борозды, увеличенный по глубине на 15–20 мм (показан пунктиром). В полученный профиль борозды вписывается лобовой контур.

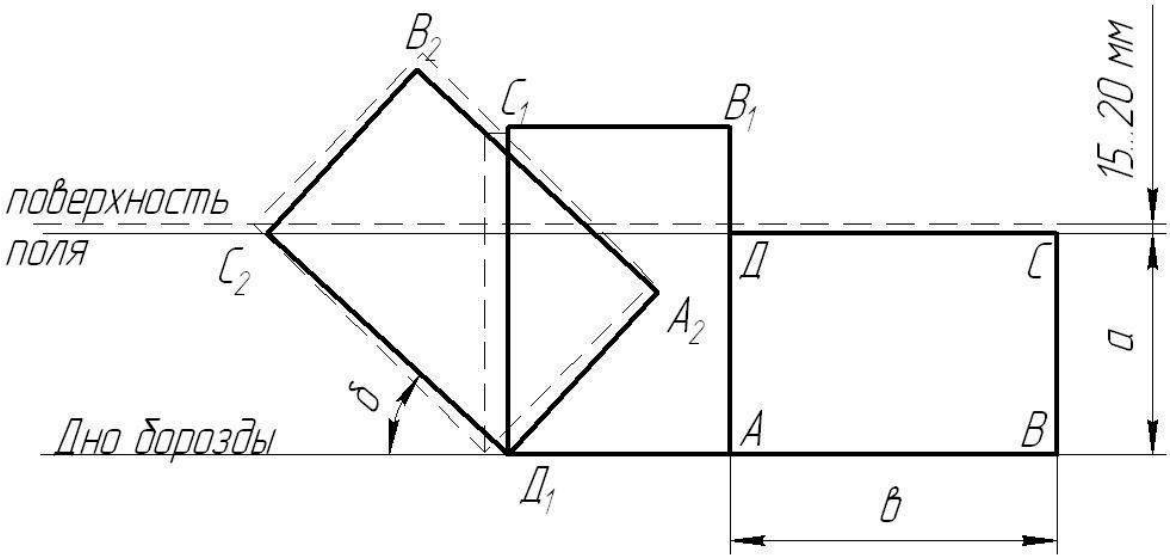



Рисунок 2.1 – Построение профиля борозды

## 2.2 Рациональная формула В.П. Горячкина для тягового сопротивления плуга

Основное условие устойчивости (прямолинейности) хода пахотного агрегата в горизонтальной плоскости определяется соотношением

$$Вп > Вт + 2c, \quad (2.2)$$

где Вп – ширина захвата плуга;

Вт – ширина ходовой части трактора;

$c$ – расстояние от стенки борозды до наружного края гусеницы (колеса).

Для плугов традиционной схемы принимают $c \approx a$ (здесь $a$ – глубина вспашки или толщина пласта). При $c<a$ происходит частичное или полное разрушение стенки борозды и осыпание её на дно, что приводит к ухудшению качества вспашки, сползанию правой гусеницы или колеса трактора в борозду. При работе с фронтальным или линейным плугом, т. е. при отсутствии открытой борозды, можно принять $c = 0,5a$. Тогда должно соблюдаться условие $Вп \geq Вт + a$.

Одна из важнейших эксплуатационных характеристик плуга, по которой можно оценить энергоемкость процесса вспашки, – тяговое сопротивление. Его можно рассчитать или определить в процессе опыта (динамометрированием). Проанализировав работу плуга, академик В.П. Горячкин установил, что его тяговое сопротивление состоит из сопротивлений трех категорий.

*Первая составляющая* – постоянное сопротивление, не зависящее от режима работы плуга, а также сопротивление трения корпусов о дно борозды и втулок колес об оси, сопротивление перекатывания колес по почве. Совокупность этих сопротивлений при работе на горизонтальной поверхности пропорциональна весу плуга, т. е.

$$R_1 = f\,G, \quad (2.3)$$

где $f$ – коэффициент сопротивления протаскиванию плуга в открытой борозде (аналогичен коэффициенту трения);

G – вес плуга.

Это сопротивление не связано с полезной работой и представляет собой неизбежное, всегда сопутствующее ей вредное сопротивление, которое В.П. Горячкин назвал «мертвым».

Вторая составляющая – сопротивления, обусловленные деформацией (разрушением) почвенных пластов, поэтому они пропорциональны площади поперечного сечения деформируемых пластов:

$$R_2 = kabn, \quad (2.4)$$

где $k$ – удельное сопротивление почвы;

$a$ – толщина пласта (глубина вспашки);

$b$ – ширина пласта (захват корпуса);

$n$ – число одновременно обрабатываемых пластов (число корпусов в плуге).

Третья составляющая – сопротивления, связанные с сообщением «живой силы» (кинетической энергии) пластам, отбрасываемым в сторону. Эти сопротивления пропорциональны площади поперечного сечения пластов и квадрату скорости плуга, т. е.

$$R_3 = \varepsilon abnv^2, \quad (2.5)$$

где ε – коэффициент скоростного сопротивления, зависящий от свойств почвы и геометрической формы рабочих поверхностей плужных корпусов;

$v$ – скорость плуга.

Полное сопротивление плуга

$$R_п = R_1 + R_2 + R_3 = f\,G + kabn + . \varepsilon abnv^2. \quad (2.6)$$

Эта формула названа рациональной, так как она представлена рациональным алгебраическим выражением (ни один из параметров не находится под знаком радикала), и смысл её также представляется рациональным с точки зрения техники.

Значения коэффициентов *f, k* и ε определяют опытным путем, что связано со значительными сложностями. Поэтому при расчетах широко используют упрощенную формулу для подсчета тягового сопротивления плуга

$$R_x = Ka\,b\,n, \quad (2.7)$$

где *К* – коэффициент удельного сопротивления плуга.

Для легких и средних почв К = 30–50 кПа, для тяжелых К= 90–110 кПа и более.

## 2.3 КПД плуга и особенности его определения

Коэффициент полезного действия. В общем случае КПД любого устройства – отношение полезной работы ко всей затраченной. КПД плуга может быть выражен отношением полезных сопротивлений, т.е. связанных непосредственно с выполнением технологических операций, к полному тяговому сопротивлению. В.П. Горячкин к полезным сопротивлениям относил второй и третий члены формулы

$$R_x = R_1 + R_2 + R_3 = fG + kabn + \varepsilon abnv^2, \quad (2.8)$$

поэтому формула КПД плуга по В.П. Горячкину имеет вид

$$\eta = \frac{kabn+\varepsilon abnv^2}{fG+kabn+\varepsilon abnv^2} = \frac{R_x - fG}{R_x} = 1 - \frac{fG}{R_x}. \quad (2.9)$$

Как видим, КПД плуга легко определить, продинамометрировав общее сопротивление $R_x$, плуга и «мертвое» сопротивление *fG* протаскиванием плуга в борозде в рабочем положении. На $\eta$ влияет вес плуга. Чем он больше, тем меньше КПД.

Значение КПД, подсчитанное по формуле (2.9), будет несколько завышенным, так как в число вредных сопротивлений не входят силы трения, вызванные вертикальными составляющими сопротивления почвы на рабочие поверхности плужных корпусов и нормальными давлениями полевых досок на стенки борозд. Пользоваться формулой (2.8) следует весьма осторожно, так как всякое увеличение тягового сопротивления $R_x$ приводит к возрастанию КПД. Например, при нарушении геометрической формы отвала, вспаш-

ке на глубину, превышающую расчетную, неправильной установке механизма навески (прицепа), затуплении лемехов увеличиваются значения $R_x$ и $\eta$, а замена стального отвала отвалом из фторопласта приводит к снижению сил трения почвы об отвал и, следовательно, $R_x$ и уменьшению $\eta$, что противоречит здравому смыслу. Поэтому при определении КПД нужно убедиться в хорошем техническом состоянии плуга и правильной установке. При сравнении энергоемкости вспашки различными плугами в качестве критерия следует использовать не только КПД, но и удельное сопротивление плуга (удельный расход энергии), определяемое по формуле $K = \frac{R_x}{abn}$.

Полезность сопротивлений, входящих в третий член рациональной формулы, усматривалась в том, что плуг в соответствии со своей конструкцией должен перемещать пласты в соседние борозды, а для этого пластам необходимо сообщить определенную скорость (кинетическую энергию), которая к тому же влияет и на их крошение. Однако при создании скоростных плугов ученые и конструкторы столкнулись с тем, что сопротивления, выраженные третьим членом рациональной формулы, при высоких скоростях резко возрастают. Борясь за уменьшение энергоемкости вспашки, свою основную задачу они видели в том, чтобы находить пути снижения скоростных сопротивлений. Поэтому последние стали относить к вредным сопротивлениям, в связи с чем формула КПД приобрела следующий вид:

$$\eta = \frac{kabn}{fG+kabn+\varepsilon abnv^2}. \qquad (2.10)$$

При расчетах по этой формуле с увеличением рабочей скорости плуга его КПД быстро снижается, что соответствует и реальным показателям работы плугов. С увеличением веса плуга его КПД также снижается. Для установления связи между КПД плуга и его удельной материалоемкостью (металлоемкостью) числитель и знаменатель формулы (2.10) разделим на $bn$, в результате чего получим

$$\eta = \frac{ka}{fG/bn+ka+\varepsilon av^2} = \frac{ka}{qf+ka+\varepsilon av^2},$$

где $q = G/bn$ – удельная конструктивная металлоемкость плуга, Н/м.

У трехкорпусных плугов минимальная металлоемкость. С увеличением или уменьшением числа корпусов в плуге его металлоемкость возрастает. Из этого следует, что самый высокий КПД у трехкорпусных плугов. КПД плугов с большим или меньшим числом корпусов будет ниже. По данным Г.Н. Синеокова, КПД навесных плугов 0,6–0,8, прицепных – 0,55–0,75. Из-за большего веса прицепных плугов их КПД ниже, чем навесных. Для ориентировочных расчетов принимают КПД – 0,7. Общий механический КПД пахотного агрегата с учетом потерь энергии на передвижение трактора значительно ниже.

## 2.4 Условие равновесия навесного плуга в вертикальной и горизонтальной плоскостях

Плуги общего назначения применяют для обработки почвы на глубину 18–35 см при возделывании зерновых, зернобобовых, технических культур и трав. Вспашка лемешными плугами может быть свально-развальной или гладкой. На плугах для свально-развальной вспашки устанавливают правоотваливающие корпуса, схема размещения которых одинакова для навесных, полунавесных и прицепных плугов и лемешных лущильников. Корпуса размещают на раме последовательно со смещением на ширину захвата b в сторону непахотного поля (рисунок 2.2) с некоторым перекрытием Δb = 25–75 мм, которое способствует полному подрезанию пласта при небольших отклонениях плуга от прямолинейного движения.

Расстояния $l$ между корпусами (по ходу плуга) должны быть такими, чтобы была возможность установить предплужники и плуг не забивался почвой и растительными остатками. Обычно принимают $l$ = (2,0–2,2) b. У плугов с шириной захвата корпуса b = 35 см $l$ = 75 см, а при b = 40 см $l$ = 80 см.

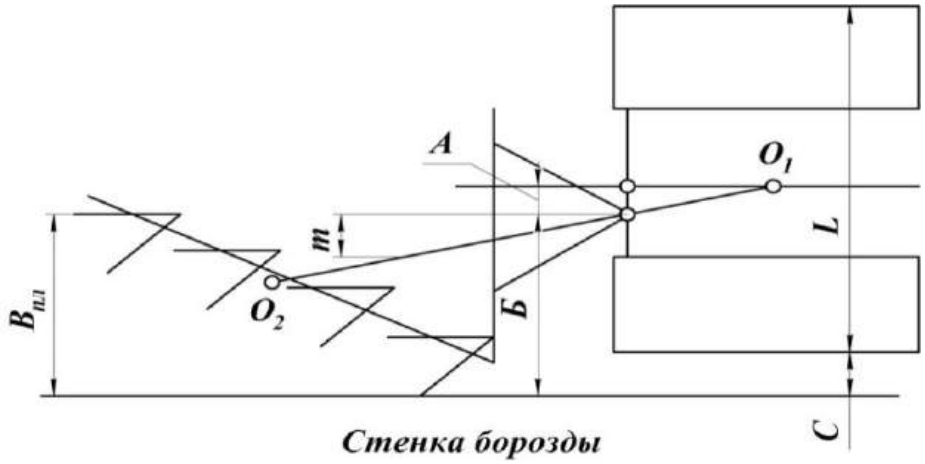



Рисунок 2.2 – Схема положения подвески плуга и навески трактора

Определение сил, действующих на плуг в продольно-вертикальной плоскости, производится графоаналитическим путем. Для анализа сил в вертикальной плоскости следует учитывать:

$G$ – силу тяжести плуга;

$R_{xz}$ – силу сопротивления почвы;

$F_x$ – силу трения стенки борозды о полевые доски;

$Q$ – реакцию на опорное колесо;

$P_{xz}$ – силу тяги трактора.

Сила тяжести плуга определяется по формуле

$$G = M\,g,\ \text{Н}, \qquad (2.11)$$

где $M$ – масса плуга, $M = q\,в\,n$;

$q$ – удельная материалоемкость, $q$ = 5–6 кг/см;

$в$ – ширина захвата корпуса, см;

$n$ – число корпусов;

$g$ – ускорение свободного падения.

Сила тяжести $G$ приложена в центре тяжести плуга $S$, который располагается в поперечно-вертикальной плоскости, проходящей через носок лемеха среднего корпуса при нечетном числе корпусов, или через точку, находящуюся посредине между носками лемехов двух средних корпусов при четном их числе. По высоте центр тяжести расположен примерно на *2/3 H* от дна борозды.

Сопротивление почвы, преодолеваемое плугом, может быть приведено к одной равнодействующей силе $R_{xz}$ и определено по формуле

$$R_{xz} = R_x\, n / cos\psi, \text{ Н}, \qquad (2.12)$$

где $R_x$ – продольная составляющая;

$n$ – число корпусов;

$\psi$ – угол между направлением силы $R_{xz}$ и горизонталью. Величина этого угла зависит от свойств почвы, остроты лезвия и глубины вспашки и находится в пределах $\pm 15^{\circ}$. Знак «плюс» принимается, если $R_{xz}$ направлена вниз от горизонтальной линии (при острых лемехах), знак «минус» – при направлении вверх (при затупленных лемехах).

Точка приложения $к$ силы $R_{xz}$ находится на высоте (0,35–0,5)$a$ от дна борозды у среднего корпуса (при нечетном числе корпусов) или посередине между двумя средними корпусами (при четном числе корпусов).

Суммарная сила трения $F_x$ стенки борозды о полевые доски прикладывается к концу полевой доски среднего корпуса и направлена в сторону, противоположную направлению движения плуга. Сила трения определяется по формуле

$$F_x = f\ R_y\ n, \text{ Н}, \qquad (2.13)$$

где $f$ – средний коэффициент трения стали о почву, $f \approx 0,5$;

$R_y$ – поперечная составляющая;

$n$ – число корпусов.

Сила тяги трактора $P_{xz}$ и реакция на опорное колесо $Q$ определяются графическим путем.

Реакция $Q$ на опорное колесо приложена к нижней точке обода колеса и отклоняется от вертикали на угол $\rho$. Угол $\rho$ определяется по значению коэффициента перекатывания $\varphi$ колеса по почве. Если принять коэффициент перекатывания $\varphi$ = 0,15–0,20, то $\rho$ = 9–12°.

Сила тяги трактора $P_{xz}$ направлена в сторону, противоположную тяговому сопротивлению плуга $R$, и равна ему по величине, т.е. $\overline{P_{xz}} = -\overline{R}$.

Для равновесия системы в продольно-вертикальной плоскости необходимо, чтобы равнодействующая всех сил проходила через мгновенный полюс $\pi$ вращения звена 2–3, принадлежащего плугу.

Сила $P_{xz}$ и реакция $Q$ определяются построением силового многоугольника. Силовой многоугольник строится на свободном поле чертежа из произвольно выбранной точки $d$.

При построении силового многоугольника все силы откладываются в выбранном масштабе параллельно действующим силам. Многоугольник начинают строить со сложения сил $G$ и $R_{xz}$:

$$\overline{R_1} = \overline{G} + \overline{R}_{xz}. \qquad (2.14)$$

Равнодействующая $R_1$ приложена в точке 10, являющейся точкой пересечения сил $G$ и $R_{xz}$. На схеме плуга через точку 10 проводят прямую, параллельную вектору $R_1$ до пересечения в точке 11 с линией действия силы $F_x$. Точка 11 является точкой приложения суммарной силы $R_2$:

$$\overline{R_2} = \overline{R_1} + \overline{F_x} = \overline{G} + \overline{R}_{xz} + \overline{F_x}. \qquad (2.15)$$

Далее определяется реакция $Q$ на опорное колесо. Для определения силы $Q$ из точки 11 проводят прямую, параллельную вектору $R_2$ до пересечения с линией действия силы $Q$, и получают точку12, в которой приложена равнодействующая $R$ всех сил, т.е.

$$\overline{R} = \overline{R_2} + \overline{Q} = \overline{G} + \overline{R}_{xz} + \overline{F_x} + \overline{Q}. \qquad (2.16)$$

Точка 12 является вертикальным центром сопротивления плуга. Чтобы вся система находилась в равновесии, равнодействующая $R$ всех сил должна проходить через мгновенный полюс вращения $\pi$ звена 2–3 навески, который находится в точке пересечения продолжения верхней и нижних тяг навески. Поэтому соединяют точку 12 с полюсом $\pi$. Из точки $d$ силового многоугольника проводят линию, параллельную линии $\pi$ – 12, *а из конца вектора* $R_2$ *линию, параллельную направлению силы* Q. Пересечение этих двух линий на силовом многоугольнике определяет величины сил $Q$ и $\overline{\mathrm{P}}_{xz} = -\overline{R}$. Если сила $Q$ при построении многоугольника получается отрицательной (т.е. направлена вниз), следует в исходных данных изменить значение угла $\psi$.

Сила $P_{xz}$, приложенная в точку $\pi$, раскладывается на силу $P_{нт}$, действующую вдоль нижних тяг навески, и на силу $P_{вт}$, действующую вдоль верхней тяги. Для определения сил $P_{нт}$ и $P_{вт}$ на силовом многоугольнике из конца вектора $R$ проводится прямая параллельно верхней тяге 3–4, а из точки $d$ – прямая параллельно нижней тяге 1–2. Точка пересечения этих прямых определяет величину сил $P_{нт}$ и $P_{вт}$ в масштабе.

Определение сил, действующих на плуг в горизонтальной плоскости.

Для горизонтальной плоскости построение силового многоугольника начинают из произвольно выбранной точки $d_1$ со сложения сил $R_{xy}$ и $Q_x$, причем $R_{xy} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \cdot n$, а сила $Q_x$ определяется проектированием силы $Q$ из вертикальной проекции, т.е. $Q_x = Q \sin\rho$.

$$\overline{R_1'} = \overline{R_{xy}} + \overline{Q_x}. \qquad (2.17)$$

Параллельно направлению $\overline{R_1'}$, являющейся равнодействующей сил $R_{xy}$ и $Q_x$, через точку 13, в которой происходит пересечение линий действующих сил $R_{xy}$ и $Q_x$, проводят до пересечения с направлением силы $F$ прямую 13–14. Точку 14 соединяют с мгновенным центром вращения $\pi_2$. Проектируя расположение шарниров двухточечной навески на горизонтальной плоскости, для упрощения решения задачи следует расположить точки $4_1'$, $3_1'$ и $\pi_2$ на одной

линии с точкой 14. Эта линия для устойчивого движения плуга должна быть параллельна направлению движения агрегата. Концы нижних тяг $2'$, $2_1'$ следует расположить симметрично относительно точки $3'$. Определив положение шарниров, проводим линию действия силы тяги $P_{xy}$ через точку $\pi_2$ и 14.

На силовом многоугольнике из точки $d_1$ проводят линию, параллельную $14\text{-}\pi_2$, а из конца вектора $R_1'$ линию, параллельную вектору $F$. Точка пересечения этих линий ограничивает действительное значение силы $R_2'$, действующей на все полевые доски (силы $F$) и силы сопротивления плуга $R_{xy}$. К вектору $R_2'$ прибавляется сила $S_{xy}$ (проекция $P_{вт}$ на плоскость $XOУ$), действующая через верхнюю тягу навески, в результате чего получается вектор $R_{нт}$, представляющий собой сопротивление плуга, которое уравновешивается в нижних тягах навески.

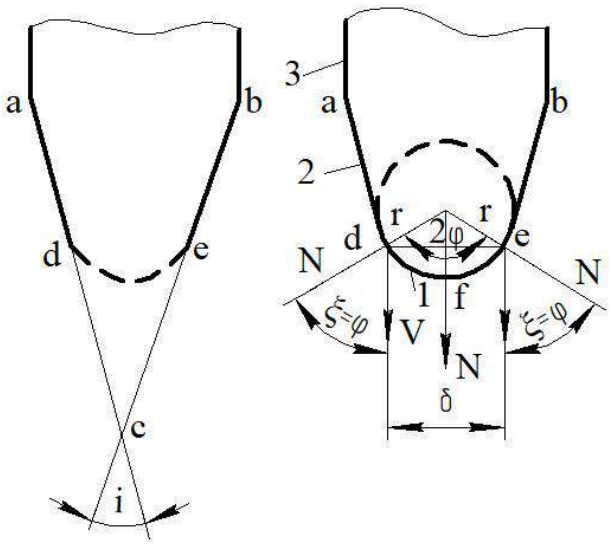
Равный ему и противоположный по направлению вектор $P_{нт}$ является суммарным вектором тяговых усилий, развиваемых трактором в нижних тягах навески. Для нахождения усилий в правой и левой тягах вектор $P_{нт}$ необходимо разложить на направления, параллельные тягам, т.е. $\overline{P} = \overline{P}_{xy.лев.} + \overline{P}_{xy.прав.}$.

## 2.5 Основы теории резания лезвием. Удельная энергоемкость процесса

В почвообработке различают два вида резания: резание клином и резание лезвием. При резании клином определяющее воздействие на почву оказывает рабочая грань, а лезвие играет вспомогательную роль или вовсе не играет никакой роли. При резании лезвием, наоборот, определяющее воздействие оказывает лезвие, а фаски (рабочие грани) играют вспомогательную роль. Однако между процессами резания лезвием и резания клином нет резкой границы и один процесс при определенных условиях может трансформироваться в другой.

Резание лезвием – одна из наиболее распространенных технологических операций. Она лежит в основе действия ножей, лап, зубьев и других рабочих органов, широко применяемых в почвообрабатывающих и мелиоративных машинах.

Раньше считали, что в поперечном сечении остро заточенного ножа лезвие представляется вершиной угла, образованного фасками *ac* и *bc* (рисунок 2.3), а об остроте лезвия судили по углу его заточки *i*. Позже установили, что при резании тонкая вершина ножа (*dec*) сначала загибается, затем отламывается и лезвие приобретает форму закругленной поверхности (в сечении – форму дуги (*de*), плавно соединяющей фаски ножа, которую можно аппроксимировать частью кругового цилиндра. При этом острота ножа определяется не углом заточки, а толщиной лезвия.




*а* *б*

*а* – остро заточенным; *б* – рабочим; 1 – лезвие; 2 – фаска; 3 – остов

Рисунок 2.3 – Элементы ножей с лезвием

Согласно В.А. Желиговскому, к лезвию следует относить ту часть ножа, которая разрезает материал вследствие его смятия, а к фаскам – те его части, которые раздвигают уже разрезанный материал и скользят по нему. Следовательно, ту часть ножа, где нет скольжения материала, следует относить к лезвию, а ту, где наблюдается скольжение, – к фаскам. Условие скольжения выражается неравенством $\xi > \varphi$, где $\xi$ – угол между направлениями скорости и нормали; $\varphi$ – угол трения. Как известно, нормалью к любой точке дуги окружности является радиус, проведенный в эту точку. Если нож движется сверху вниз (рисунок 2.4 *б*), то в точке *f* направления нормали и скорости совпадают и, значит, $\xi = 0$. Влево и вправо от точки *f* угол $\xi$ возрастает и в точках *d* и *e* принимает значения $\xi = \varphi$, а выше этих точек $\xi > \varphi$. В пределах дуги *dfe* угол $\xi < \varphi$ и скольжения не наблюдается. Следовательно, эта часть ножа относится к лезвию, а толщина лезвия ограничивается центральным углом, равным $2\varphi$, и определяется хордой $de=\delta$, где

$$\xi = 2r \cdot \sin\varphi, \qquad (2.18)$$

т.е. толщина лезвия зависит как от радиуса его кривизны, так и от фрикционных свойств разрезаемого материала.

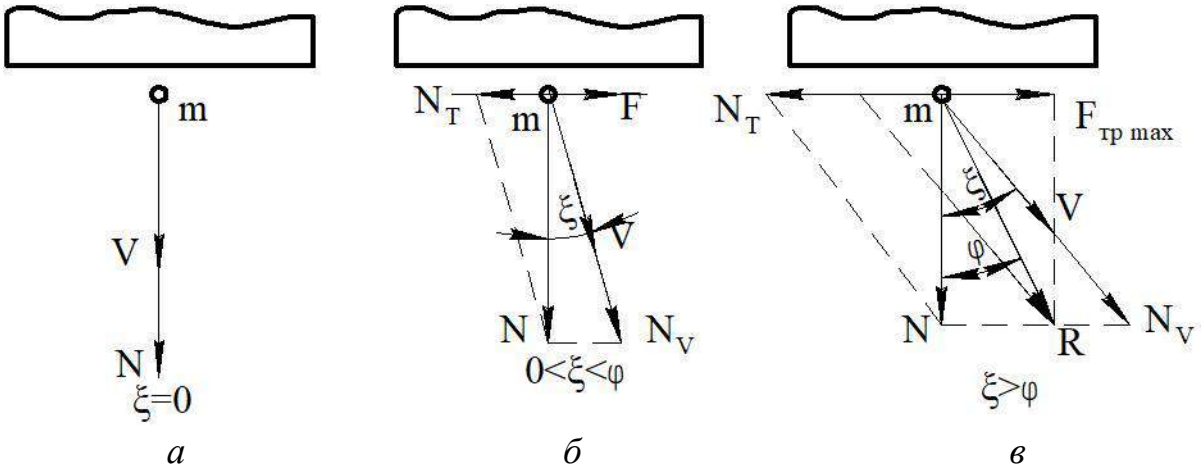
А.Н. Зеленин установил, что при резании достаточно связных и пластичных грунтов (глина, суглинок, супесь) перед режущим профилем образуется уплотненное ядро из обрабатываемого материала и в дальнейшем резание осуществляется не лезвием, а этим ядром. Форма уплотненного ядра зависит от угла $i$ заточки лезвия и образуется всегда при $i \geq 50{-}60°$. На профилях с несимметричным углом заточки уплотненное ядро как бы дополняет существующий угол до симметричного. Ширина уплотненного ядра при установившемся процессе резания всегда равна ширине профиля.

Так как коэффициент трения почвы по почве всегда выше, чем почвы по стали, то образование уплотненного ядра вызывает увеличение силы трения и сопротивления резанию. Следовательно, для снижения энергоемкости

процесса нужно принимать $i = 45–50°$, что примерно соответствует удвоенному значению угла внутреннего трения почвы.

В зависимости от соотношения между углами $\xi$ и $\varphi$ различают режимы резания (рисунок 2.4) $\xi = 0$ – рубящее резание; $0 \le \xi \le \varphi$ – резание с некоторым продольным перемещением, но без скольжения, $\xi > \varphi$ – резание.

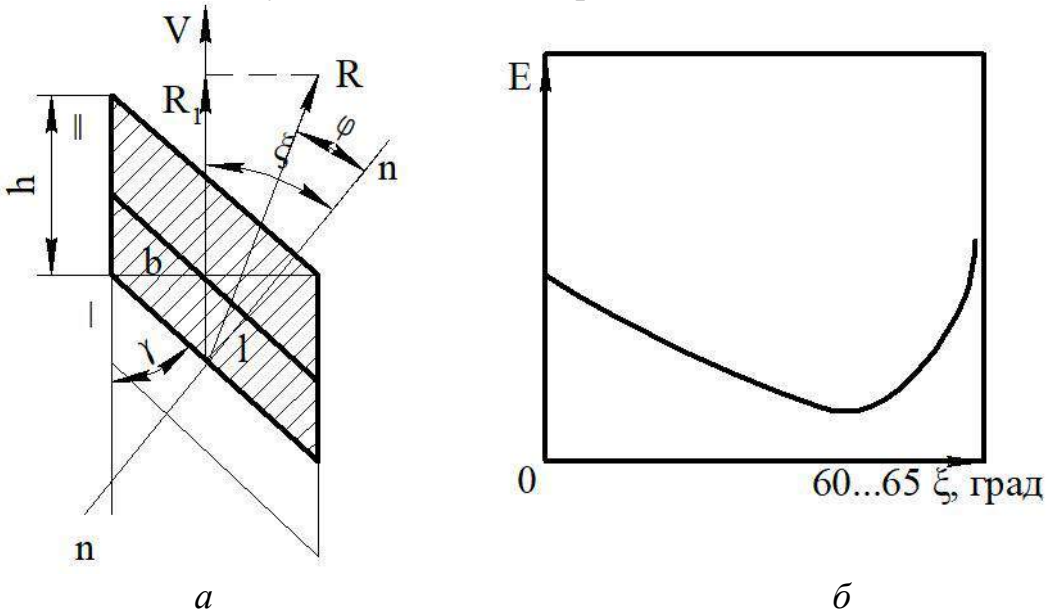
Удельная работа резания характеризует энергоемкость процесса резания и представляет собой работу, затраченную на перерезание единицы площади материала. Пусть лезвие, например односторонней плоскорезущей культиваторной лапы, движется в почве по направлению скорости *v* и, переместившись из положения *I* в *II*, прошло путь *h* (рисунок 2.5 *а*).




*а* *б* *в*

*а* – рубящее; *б* – с продольным перемещением, но без скольжения; *в* – со скольжением

Рисунок 2.4 – Режимы резания лезвием




*а* *б*

Рисунок 2.5 – К определению удельной работы резания лезвием: схема (*а*) действия односторонней плоскорежущей лапы культиватора и зависимость (*б*) удельной работы *E* резания от угла $\xi$

Так как при этом затрачена работа $A = R_1 h = Rh \cdot \cos(\xi - \varphi)$ и подрезана почва площадью $S = hb = hl \cdot \cos\xi$, то удельная работа резания, Дж/м$^2$,

$$E = {}^{A}\!/_{S} = \frac{Rh \cdot \cos(\xi - \varphi)}{hl \cdot \cos\xi} = \frac{R(\cos\varphi + \tan\xi \sin\varphi)}{l}, \quad (2.19)$$

или, имея в виду, что $R = N/\cos\varphi$ и, подставив вместо $R$ его значение в выражение (2.19), получим

$$E = \frac{N(1 + \tan\xi \tan\varphi)}{l}, \quad (2.20)$$

где $b$ – ширина захвата;

$l$ – длина лезвия.

Как видим, удельная работа $E$ зависит от свойств разрезаемого материала ($f$ и $N$) и режима резания, выраженного углом $\xi$. График $E = f(\xi)$ имеет минимум при 60–65° (рисунок 2.5 *б*) или применительно к культиваторной лапе при $\gamma = 30$–$25°$.

# ЛЕКЦИЯ 3

3.1. Соотношение между диаметром и радиусом кривизны сферического диска, технологическая характеристика этих параметров, угла заточки и заднего угла.

3.2. Качество обработки почвы, зависимость высоты гребней от диаметра диска, расстояния между дисками и угла атаки.

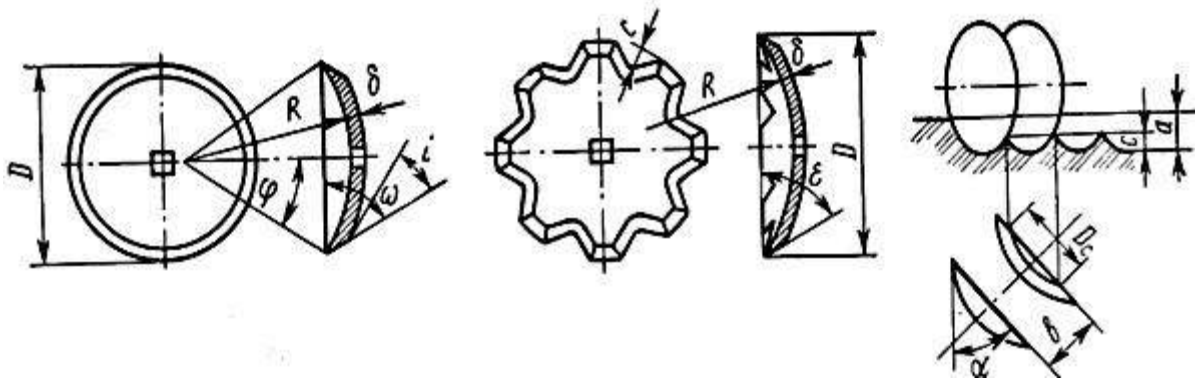
3.3. Силовая характеристика плоского и сферического дисков.

3.4. Режимы качения, кинематика и динамика катка.

3.5. Формула Грандвуане-Горячкина для тягового сопротивления катка, её значение.

## 3.1 Соотношение между диаметром и радиусом кривизны сферического диска, технологическая характеристика этих параметров, угла заточки и заднего угла

К основным параметрам сферических дисков относятся: диаметр *D* (рисунок 3.1); радиус кривизны *R*; угол атаки α; центральный угол 2φ дуги окружности, образуемой сечением диска плоскостью, проходящей через его диаметр; угол резания ω; угол заострения *i* лезвия диска; расстояние между дисками на оси.




*а* *б* *в*

а – сплошные; б – вырезные; *в* – расстановка

Рисунок 3.1 – Сферические диски

Диаметр диска *D* выбирают из условия устойчивого выполнения технологического процесса, т. е.

$$D = k \cdot a, \tag{3.1}$$

где *k* – коэффициент, равный для лущильников 5–6, а для дисковых борон 4–6;

*a* – глубина хода диска.

Диаметр диска связан с радиусом кривизны соотношением

$$R = \frac{D}{2 \sin \varphi}, \tag{3.2}$$

тогда угол

$$\varphi = \alpha - i - \varepsilon, \tag{3.3}$$

где $\varepsilon$ – задний угол резания, т.е. угол между режущей кромкой диска и стенкой борозды, который рекомендуют принимать 3–5°;

$i$ = 20–30°, $\varphi$ = 26–37°. Основные параметры дисков стандартизованы.

Угол атаки

$$\alpha = \varpi + \varepsilon, \quad \alpha = \varphi + \gamma, \tag{3.4}$$

где $\varpi = \varphi + i$.

Толщину сферических дисков $\delta$ определяют по эмпирической зависимости $\delta = 0{,}008D$. Лезвия сферических дисков затачивают с выпуклой стороны.

## 3.2 Качество обработки почвы, зависимость высоты гребней от диаметра диска, расстояния между дисками и угла атаки

К числу установочных параметров относятся угол между плоскостью вращения диска и направлением поступательного движения орудия (угол атаки) и угол отклонения плоскости вращения диска от вертикали или угол между осью вращения диска и горизонталью. Оба параметра влияют на технологический процесс. Например, чем больше угол атаки, тем лучше подрезаются сорняки, интенсивнее и глубже рыхлится почва и заделываются семена сорняков. Угол атаки у лущильников $10-35°$ и у борон $10-20°$.

В процессе работы каждый диск вырезает в почве пласт (стружку), образуя желобчатое дно борозды (рисунок 3.2). Между желобами образуются гребни высотой $h$. По высоте гребней судят о качестве обработки почвы. Высота гребней зависит от диаметра $D$ диска, расстояния $b$ между дисками и угла Θ атаки. Так как из перечисленных параметров регулируется лишь угол Θ, то рассмотрим, как он влияет на величину $h$. Из треугольника $OAB$ (рисунок 3.2) следует, что $(D/2)^2 = (D/2 - h)^2 + (c/2)^2$ или после преобразований $h^2 - Dh + (c/2)^2 = 0$, откуда $h_{1,2} = D/2 \mp \sqrt[2]{(D/2)^2 - (c/2)^2}$.

Так как условию задачи удовлетворяет только второй корень, а из треугольника $EFK$ $c = b \cdot \cot\Theta$, то

$$h = D/2 - \frac{\sqrt[2]{D^2 - b \cdot cot^2\Theta}}{2}. \tag{3.5}$$

Из выражения (3.5) следует, что с увеличением угла атаки высота гребней уменьшается. Качество обработки считается удовлетворительным, если для лущильников $h \leq 0{,}5a$, для плугов $h \leq 0{,}4a$.

Другой показатель работы дисков – полнота подрезания пожнивных остатков и сорняков зависит от угла атаки и скорости движения. Наименьшее количество неподрезанных пожнивных остатков получается при максимальном угле атаки 35°. С увеличением скорости до 2 м/с (7,2 км/ч) число неподрезанных сорняков уменьшается, а с дальнейшим повышением её – возрастает. Для работы на высоких скоростях дисковые рабочие органы непригодны, так как с увеличением скорости резко возрастает дальность отбрасывания почвы.

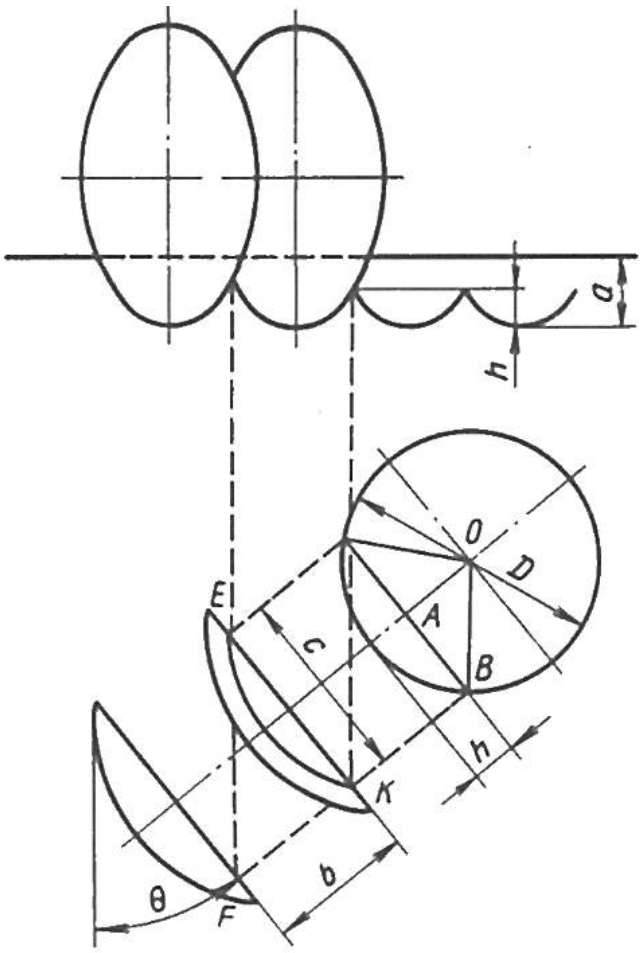



Рисунок 3.2 – Схема к определению высоты гребней над дном борозды

### 3.3 Силовая характеристика плоского и сферического дисков

Сферический диск в работе испытывает действие элементарных сил сопротивления почвы, возникающих на лезвии, фасках и рабочей поверхности. Эти силы не имеют равнодействующей, однако они могут быть приведены к силе и моменту или к двум непересекающимся, но перекрещивающимся силам $R'$ и $R''$ (рисунок 3.3). Сила $R'$ лежит в вертикальной плоскости, представляющей собой основание сферического сегмента, и проходит на небольшом расстоянии $\rho$ от оси, вызывая её вращение в подшипниках.

По данным Г.Н. Синеокова $\rho \to 0$. Сила $R''$ параллельна оси вращения и приложена на расстоянии $h$ от дна борозды, где $h \approx a/2$.

При рассмотрении условий равновесия дисковых орудий, особенно прицепных, считают достаточным ограничиться горизонтальной плоскостью, так как это связано с определением рационального направления линии тяги. При симметричном расположении дисковых батарей (рисунок 3.4 *а*) и одинаковой глубине обработки равнодействующие левой $\sum R'_{xy}$ и правой $\sum R''_{xy}$ батарей равны по модулю, а точка их пересечения *1* лежит на продольной оси симметрии лущильника.

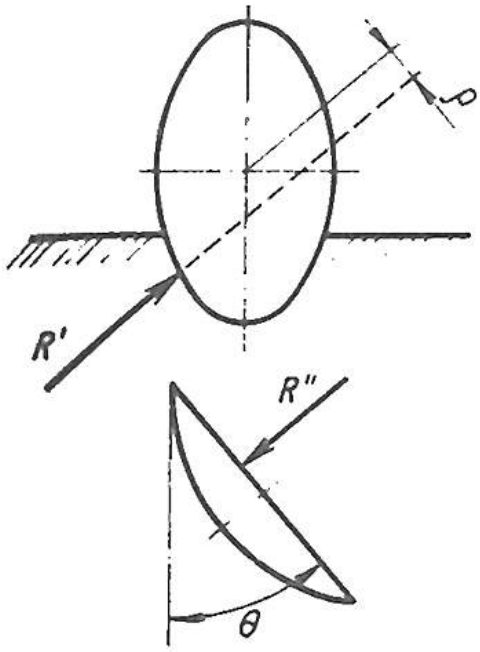



Рисунок 3.3 – Силы, действующие на сферический диск

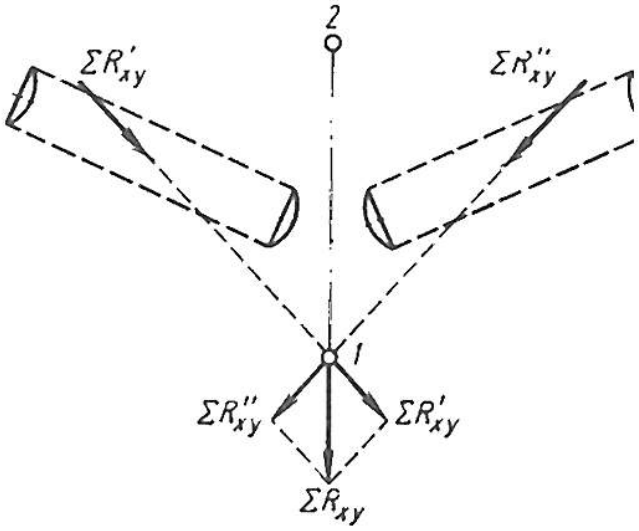



Рисунок 3.4 – Силы, действующие на дисковое орудие

Равнодействующая $\sum R_{xy}$ проходит через точку 2 прицепа, поэтому лущильник должен двигаться прямолинейно. Однако непостоянство технологических свойств почвы по ширине захвата вызывает непрерывные изменения значений и направлений сил $\sum R'_{xy}$ и $\sum R''_{xy}$, что приводит к смещению точки 1, изменению силы $\sum R_{xy}$ и появлению момента, стремящегося повернуть лущильник в горизонтальной плоскости. Повышению устойчивости хода способствуют увеличение длины прицепа и нагрузки на ходовые колеса лущильника.

Осевая сила $R'$ (рисунок 3.4 *а*), действующая на диски в вертикальной плоскости, расположена значительно ниже оси батареи, вследствие чего создает момент, стремящийся заглубить тот конец батареи, к которому диски обращены вогнутой стороной, и выглубить тот, к которому обращены выпуклой стороной. Чтобы выровнять батарею в вертикальной плоскости, конец батареи, к которому диски обращены вогнутой стороной, присоединяют к понизителям выше, чем противоположный.

Энергоемкость процесса. Исходной величиной при энергетических расчетах дисковых орудий обычно служит их удельное сопротивление *К,* т.е. сопротивление на 1 м ширины захвата. Удельное сопротивление дисковых лущильников 1,2–2,6 кН/м, легких борон 1,9–3,0, тяжелых – 4,0–8,0 кН/м. Удельные тяговые сопротивления дисковых и лемешных плугов практически одинаковы, поэтому для энергетических расчетов дисковых плугов можно использовать данные динамометрирования лемешных орудий.

### 3.4 Режимы качения, кинематика и динамика катка

Катки (колеса) могут работать без скольжения и буксования, со скольжением и с буксованием (рисунок 3.5). При качении без скольжения и буксования путь $l$, пройденный катком, равен длине дуги окружности этого катка, умноженной на число его оборотов за пройденный путь, т.е. $l = 2\pi rn$.

При качении со скольжением каток (ведомое колесо), сделав $n$ оборотов, пройдет путь $l_{ск}$ больший, чем длина дуги окружности этого колеса, умноженная на число оборотов на данном пути, т.е. $l_{ок} > 2\pi rn$. В этом случае часть пути $\Delta l_{ск}$ каток проходит в результате скольжения. Такой режим характерен для большинства катков и ведомых колес.

При качении с буксованием путь $l_б$, пройденный катком (ведущим колесом), оказывается меньше, чем длина дуги его окружности, умноженная на число его оборотов за пройденный путь, т.е. $l_б < 2\pi rn$. В этом случае часть пути $\Delta l_б$ оказывается потерянной в результате буксования. Такой режим характерен для приводных (самоходных) катков и ведущих колес.

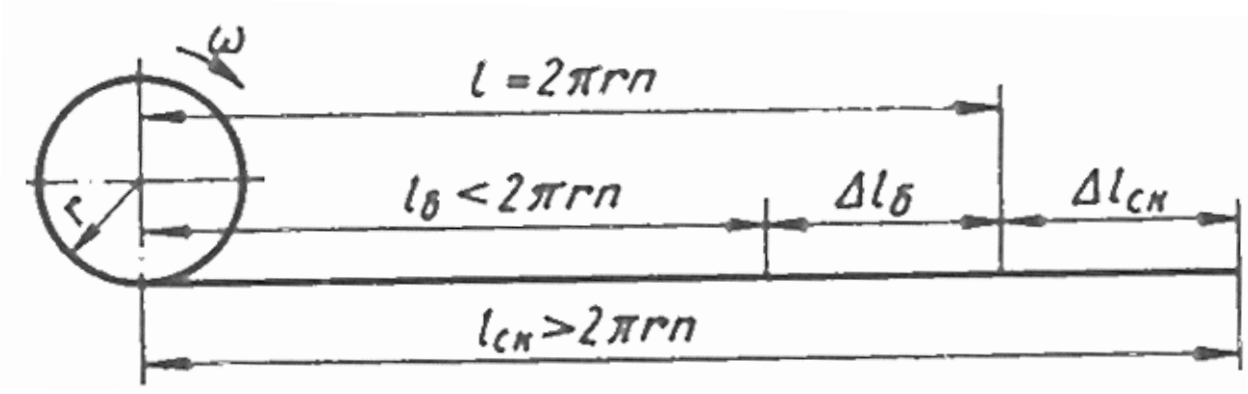



Рисунок 3.5 – Схема к объяснению характера движения катка

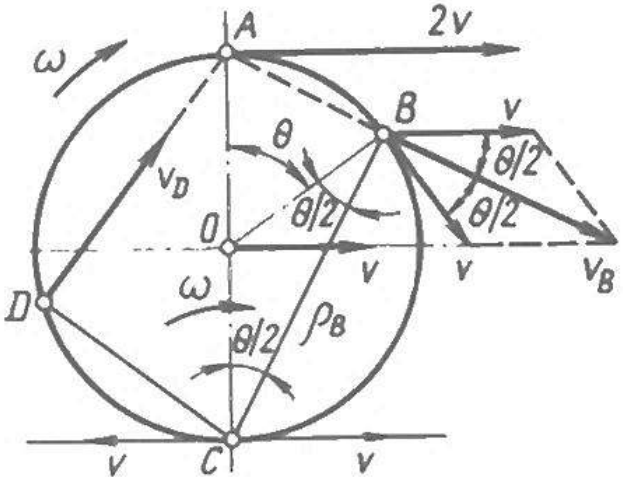



Рисунок 3.6 – Схема катка колеса, катящегося без скольжения и буксования

***Движение без скольжения и буксования***. Такое движение может происходить без образования и с образованием колеи. Любая точка движущегося катка (колеса) участвует в поступательном (переносном) движении вместе со всем орудием и во вращательном (относительном) относительно оси *О*. При движении без скольжения и буксования относительная и переносная скорости любой точки обода равны по модулю, но относительная скорость переменна по направлению (рисунок 3.6). Абсолютная скорость любой точки катка, равная геометрической сумме этих двух скоростей, в процессе движения изменяется как по направлению, так и по числовому значению.

***Движение со скольжением***. Для упрощения анализа движения катка (колеса) В.П. Горячкин предложил наряду с действительным рассматривать воображаемый (условный) каток (колесо) большего радиуса, который катится без скольжения. Условный каток, сделав такое же число оборотов, что и действительный, пройдет тот же путь, но без скольжения и буксования, т.е. он как бы жестко связан с действительным и расположен концентрично по отношению к нему. В этом случае мгновенный центр скоростей находится в нижней точке вертикального диаметра условного катка и степень скольжения определяется коэффициентом скольжения

$$\varepsilon = \frac{\Delta l_{ск} - 2\pi rn}{l_{ск}} = \frac{2\pi(r+\Delta r)n - 2\pi rn}{2\pi(r+\Delta r)n} = \frac{\Delta r}{r+\Delta r} \qquad (3.6)$$

Величина *с* изменяется от 0 до 1. Как видно из выражения (3.6), для определения её необходимо измерить фактически пройденный путь $l_{ск}$ и подсчитать число *n* оборотов катка на этом пути.

***Движение с буксованием***. При качении с буксованием (рисунок 3.7) радиус условного катка (колеса) меньше, чем действительного, мгновенный центр скоростей находится в нижней точке вертикального диаметра условного катка (точка С).

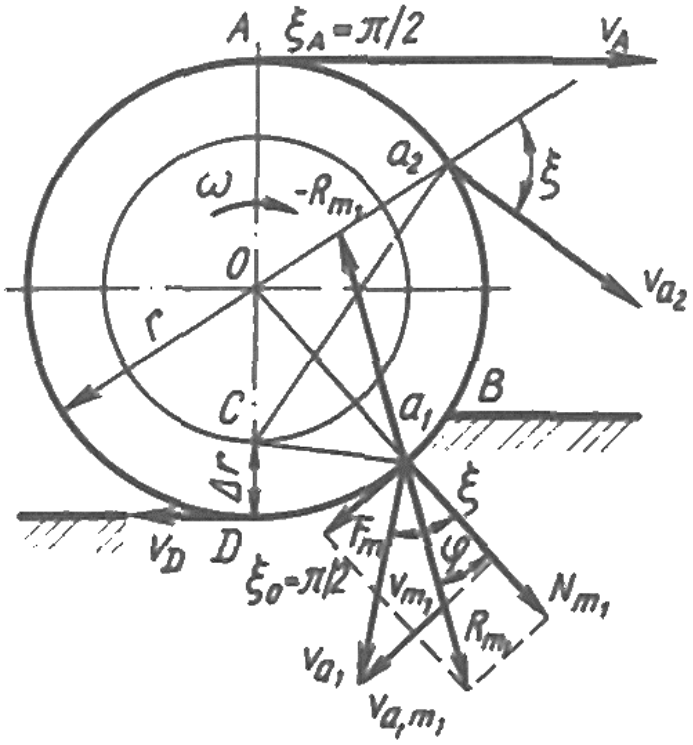



Рисунок 3.7 – Схема катка (колеса), катящегося с буксованием

Коэффициент буксования

$$\eta = \frac{\Delta l_б}{l_б} = \frac{l - l_б}{l_б} = \frac{2\pi r n - 2\pi(r-\Delta r)n}{2\pi(r-\Delta r)n} = \frac{\Delta r}{r-\Delta r} \qquad (3.7)$$

Величина $\eta$ может изменяться от 0 до ∞. Угол $\xi$ для верхней *A* и нижней *D* точек вертикального диаметра равен $\pi/2$. В промежутке между этими точками угол $\xi$ принимает значения, меньшие $\pi/2$, но нигде не равен нулю, а скорость касательного перемещения точек обода относительно поверхности почвы на всей дуге контакта с колеей *BD* направлена в сторону вращения. Силы реакции колеи на всей дуге контакта проходят выше оси вращения О и, следовательно, создают отрицательный момент, для преодоления которого необходимо от источника энергии подвести движущий момент. Колея действует как тормозная колодка. Наряду с уплотнением происходит сдвиг почвы в одну и ту же сторону, в сторону вращения.

## 3.5 Формула Грандвуане-Горячкина для тягового сопротивления катка, её значение

$$P = 0{,}86\sqrt[3]{\frac{G^4}{qbd^2}}. \qquad (3.8)$$

Зависимость (3.8) называют формулой Грандвуане-Горячкина (Грандвуане получил её эмпирически, а В.П. Горячкин вывел теоретически).

В практике чаще пользуются упрощенной формулой

$$P = \mu G, \qquad (3.9)$$

где $\mu = 0{,}86\sqrt[3]{\frac{G}{qbd^2}}$ – коэффициент перекатывания.

Как видим, $\mu = P/G$.

Величину, обратную $\mu$, т.е. $1/\mu = G/P$, В.А. Желиговский применительно к колесам предложил называть транспортирующей способностью, объясняя это тем, что отношение $G/P$ показывает, какое количество груза способно перевезти данное колесо с помощью единицы приложенной к нему силы тяги.

Для катков с негладкой рабочей поверхностью сопротивление перекатыванию, как правило, несколько больше и может быть определено из соотношения

$$P_{н.п} = \varepsilon P, \tag{3.10}$$

где $\varepsilon$ – коэффициент, учитывающий возрастание сопротивления из-за неровностей поверхности катка. Его принимают равным 1,1–1,3.

Обычно сопротивление перекатыванию колес с пневматическими шинами меньше, чем с жестким ободом. Оно может быть определено из соотношения

$$P_{п.ш} = kP, \tag{3.11}$$

где $k$ – коэффициент, учитывающий снижение сопротивления. Для свежевспаханного поля коэффициент $k$ равен 0,75–0,79, для стерни – 0,65–0,68, для луга – 0,58–0,62, для укатанной дороги – 0,60–0,65.

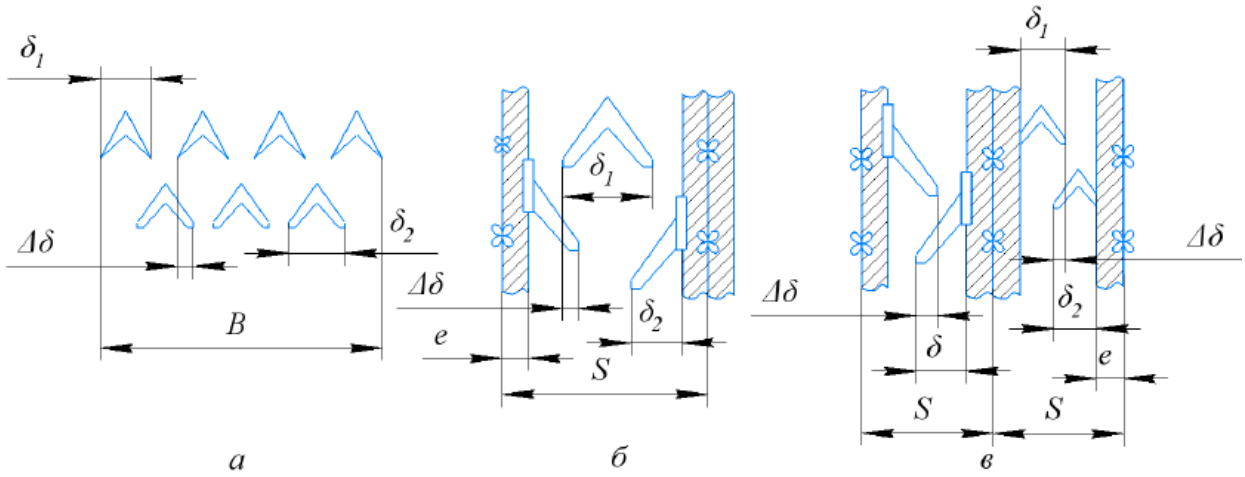
На сопротивление перекатыванию существенно влияет внутреннее давление в шинах. Чтобы снизить затраты энергии на перекатывание, внутреннее давление целесообразно изменять в соответствии с состоянием поверхности поля. На свежевспаханном поле оно должно соответствовать минимально допустимому, которое зависит от конструкции шины.

# ЛЕКЦИЯ 4

4.1. Рабочие органы культиваторов, обоснование параметров, размещение на раме.
4.2. Показатель кинематического режима ротационных рабочих органов.
4.3. Подача на нож фрезы, влияние её значения на качество работы.
4.4. Силовая и энергетическая характеристики фрез.

## 4.1 Рабочие органы культиваторов, обоснование параметров, размещение на раме

По назначению культиваторы разделяют на орудия для сплошной обработки (паровые), для междурядной обработки (пропашные) и универсальные. На паровых культиваторах, чтобы увеличить расстояние между смежными лапами в ряду, их размещают на раме в два или три ряда. При этом расстояние между смежными лапами в ряду увеличивается по сравнению с расстоянием между их следами в 2–3 раза. Односторонние и стрельчатые полольные и универсальные лапы для полного подрезания сорняков устанавливают с перекрытием $\Delta b$ = 50–70 мм, а рыхлительные лапы – с недорезом, с учетом распространения зоны деформации почвы на» все пространство между смежными следами лап (рисунок 4.1).




*а* – парового; *б* – пропашного, трехрядного; *в* – пропашного, двухрядного
Рисунок 4.1 – Схемы размещения лап культиваторов

Расстояние $l_p$ между рядами лап выбирают из условия предотвращения забивания культиватора растительными остатками с учетом зоны распространения деформации почвы по ходу лапы (рисунок 4.1 *б*). При этом величина $l_p$ должна быть больше, чем расстояние $L$, на которое распространяется деформация почвы по ходу лапы. Обычно значение $l_p$ принимают равным 350–550 мм. Как правило, для выравнивания нагрузки на лапы переднего и заднего рядов во втором ряду устанавливают лапы большей ширины захвата, чем в первом, т.е. $b_2 > b_1$, (рисунок 4.1 *а*).

В пропашных культиваторах лапы на раме размещают с учетом ширины *S* междурядий и защитной зоны *e* (рисунок 4.1 *б* и *в)*. Ширина междурядья зависит от особенностей сельскохозяйственной культуры и зоны ее возделывания, размер защитной зоны – от развития корневой системы культурных растений, типа рабочих органов и глубины обработки.

Лапы можно размещать в два (рисунок 4.1 *в*) и три (рисунок 4.1 *б*) ряда. Когда в одном междурядье располагают стрельчатые лапы и бритвы, то первые устанавливают впереди вторых (бритв). При таком размещении получаются более равномерная глубина и ровная поверхность взрыхленного междурядья. Подкормочные ножи устанавливают в первом ряду, полольные лапы – во втором. Чтобы растения не засыпались почвой, особенно при работе на повышенных скоростях, устанавливают защитные диски и щитки.

Ширину захвата лап можно выбрать, исходя из следующих выражений (рисунок 4.1):

при трехрядном размещении

$$b_1 + 2b_2 = S + 2(\Delta b - e);$$

при двухрядном размещении

$$b_1 + b_2 = S + \Delta b - 2e.$$

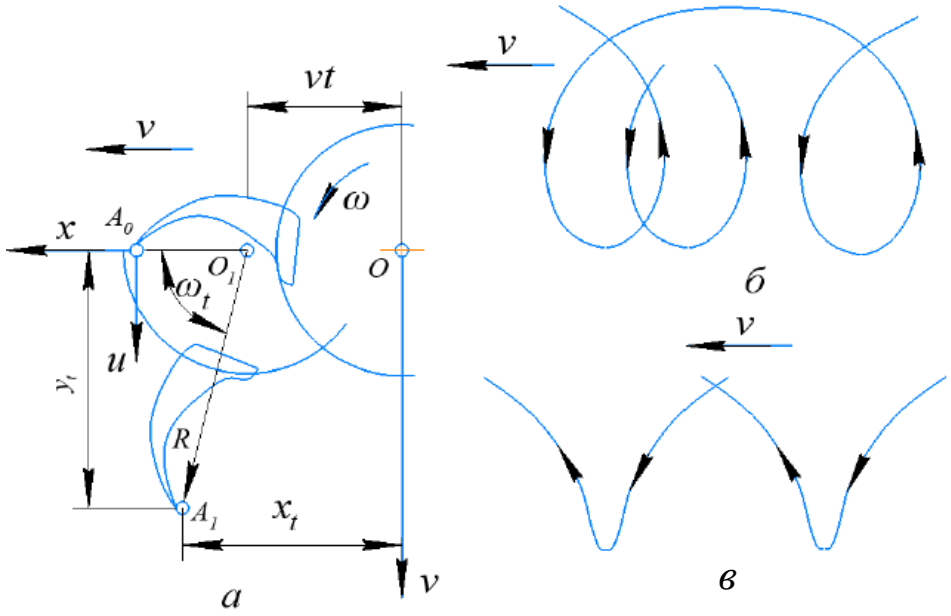
Как правило, ширина захвата культиватора должна равняться ширине захвата сеялки, производившей посев. Тогда на крайних секциях, предназначенных для обработки стыковых междурядий, устанавливают неполный комплект лап (на одну меньше).

Колеса размещают под рамой или перед ней. Установка перед рамой отрицательно влияет на равномерность глубины хода лап, особенно последнего ряда. При размещении под рамой диаметр колес должен быть небольшим, что приводит к образованию глубокой колеи и увеличению тягового сопротивления культиватора. В пропашных культиваторах колеса размещают так, чтобы продольные оси их симметрии совпадали с осями междурядий и расстояние от края обода до оси рядка было не меньше 15 см.

## 4.2 Показатель кинематического режима ротационных рабочих органов

Траектории. Ножи фрез и штанги культиваторов вращаются, как правило, в продольно-вертикальной плоскости, совпадающей с направлением движения. Рассмотрим движение крайней точки А ножа (рисунок 4.2 *а*), находящейся в начальный момент в положении $A_0$. Через некоторое время *t* ось барабана переместится в положение $O_i$, пройдя путь *vt,* а диск барабана повернется на угол $\omega t$, где $v$ – поступательная, а $\omega$ – угловая скорости фрезы. В результате точка А перейдет из положения $A_0$ в $A_i$ и её координаты будут определяться уравнениями:

$$x_i = vt \mp r \cdot \cos \omega t; \;\; y_i = r \cdot \sin \omega t. \qquad (4.1)$$




*а* – схема к определению уравнений движения; *б* – траектория при $\lambda > 1$ (эпициклоида); *в* – то же, при $\lambda < 1$ (гипоциклоида)

Рисунок 4.2 – Траектории движения точки ротационного рабочего органа

Уравнения (4.1) определяют траекторию абсолютного движения точки $A$ в параметрической форме. Эта траектория представляет собой циклоиду (трохоиду). Геометрическая форма циклоиды зависит от показателя кинематического режима:

$$\lambda = \frac{u}{v}, \tag{4.2}$$

где $u$ – окружная скорость точки $A$.

Приняв $\omega t = \varphi,\ \ u = \omega r$, получим, что $t = \varphi/\omega$ или $t = \varphi r/u$.

Подставив в уравнения (1) вместо $t$ и $\omega t$ выражения $\varphi r/u$ и $\varphi$ и заменив $u/v$ через $\lambda$, будем иметь:

$$x_i = r\left(\frac{\varphi}{\lambda} \mp \cos\varphi\right);\ \ y_i = r \cdot \sin\varphi. \tag{4.3}$$

Если $\lambda > 1$, то траектория точки имеет форму удлиненной циклоиды, или эпициклоиды (рисунок 4.2 *б*), если $\lambda < 1$, то циклоида будет укороченной, или гипоциклоидой (рисунок 4.2 *в*), т.е. она не будет иметь петли. Так как $\lambda = \omega r/v$, то циклоида точки ножа, находящейся у его основания, короче, чем циклоида точки, находящейся у вершины. Однако для фрез $\lambda > 1$ для любой точки ножа, имеющей контакт с почвой, так как в ином случае нож будет действовать на почву не лезвием, а затылочной частью. Для штанговых культиваторов $\lambda < 1$ и, следовательно, траектория ребер штанги представляет собой укороченную циклоиду.

Ножи прореживателей в отличие от ножей фрез вращаются обычно в плоскости, перпендикулярной к направлению движения или под острым углом к нему. Пусть в начальный момент обойма прореживателя находится в точке О, а точка А ножа занимает положение $A_0$ (рисунок 4.3). Через некоторый промежуток времени $t$ обойма переместится из положения О в положе-

ние $O_i$, повернувшись при этом на угол $\omega t$, в результате чего точка А ножа перейдет из положения $A_0$ в $A_i$ и ее координаты, как видно из рисунка, будут определяться уравнениями:

$$x_i = vt; \qquad y_i = r \cdot \cos \omega t; \qquad z_i = -r \cdot \sin \omega t. \tag{4.4}$$

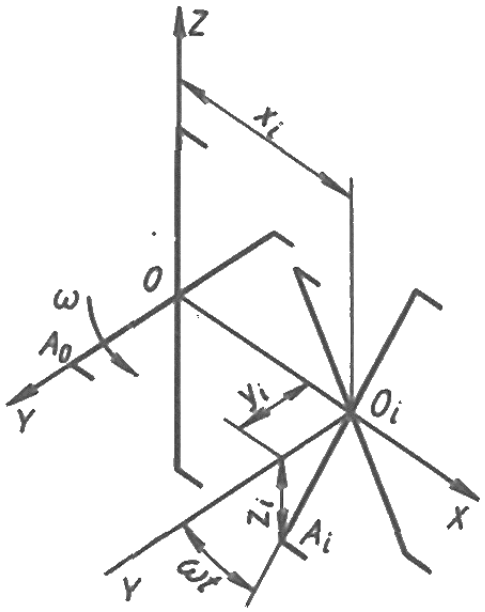



Рисунок 4.3 – Схема к определению уравнений движения ножа прореживателя

Для случая, когда обойма с ножами прореживателей вращается в плоскости, расположенной под острым углом Θ к направлению движения (ось вращения находится под углом 90 – Θ), заменив $t$ через $\varphi r/u$, $\omega t$ через $\varphi$, $u/v$ через $\lambda$, получим:

$$x_i = r\left(\frac{\varphi}{\lambda} - \cos\varphi \ \cos\Theta\right); \qquad y_i = r \cdot \cos\varphi \sin\Theta; \quad z_i = -r \cdot \sin\varphi. \tag{4.5}$$

Уравнения (4.1) и (4.3) определяют траекторию абсолютного движения точки А ножа. Она представляет собой винтовую линию, шаг которой тем больше, чем меньше значения $\lambda$.

### 4.3 Подача на нож фрезы, влияние её значения на качество работы

Основные показатели работы. Любая точка ножа фрезы в процессе работы описывает траекторию удлиненной циклоиды. Так как на одном диске фрезы закрепляют по нескольку ножей, то одноименные точки этих ножей описывают одинаковые циклоиды, но смещенные вперед по ходу. Так, если предыдущий нож наиболее удаленной от оси вращения точкой описывает траекторию *1* (рисунок 4.4), то траектория *2* последующего ножа будет смещена по горизонтали на величину $S_z$, называемую подачей на нож. Подача $S_z = vt_z$, где $t_z$ – время, за которое последующий нож в относительном движении займет положение предыдущего, т.е. повернется на угол, равный центральному углу между ними. Чем больше ножей на диске, тем меньше это время. Следовательно, $t_z = t_{об}/z$, где $t_{об}$ – время, за которое диск повернется

на один оборот; $z$ – число ножей на одном диске. Время одного оборота определится из условия $\omega t_{об} = 2\pi$ , откуда $t_{об} = 2\pi/\omega$; $t_z = 2\pi/\omega z$. Подставив вместо $t_z$ его значение в первоначальное выражение, получим $S_z = 2\pi v/\omega z$, или, умножив числитель и знаменатель на $r$ и заменив $u/v$ через $\lambda$, будем иметь

$$S_z = 2\pi r/\lambda z. \quad (4.6)$$

Подачу на нож можно изменить, если изменить число ножей на диске или показатель кинематического режима (поступательную скорость, частоту вращения барабана).

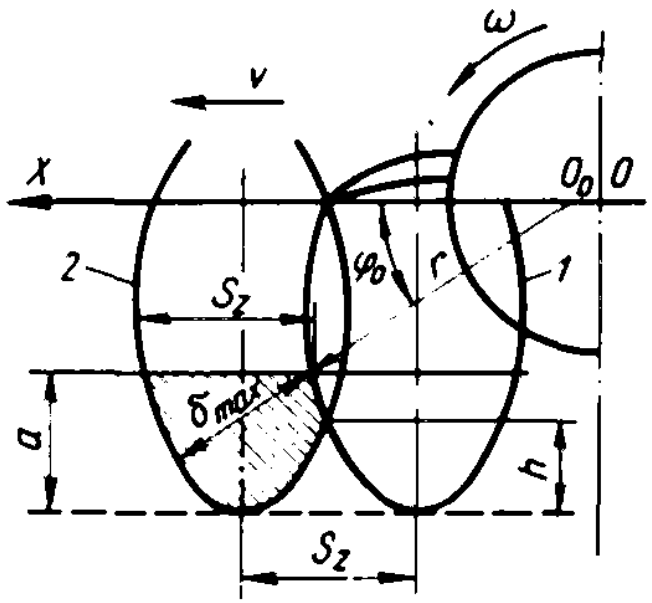



Рисунок 4.4 – Траектории ножей фрезы: 1 – предыдущего; 2 – последующего

Как видно из рисунка 4.4, петли соседних циклоид пересекаются на некоторой высоте $h$. В результате этого на дне обработанного поля образуются неровности (гребни). Высота гребней зависит от подачи на нож. Чем меньше подача на нож, тем меньше и высота гребней. Следовательно, высота гребней уменьшается с увеличением значений $\lambda$ и $z$.

Из рисунка 4.4 также следует, что от подачи на нож зависит и толщина $\delta$ стружки, а следовательно, и степень крошения почвы:

$$\delta_{max} \approx S_z \cos\varphi_0. \quad (4.7)$$

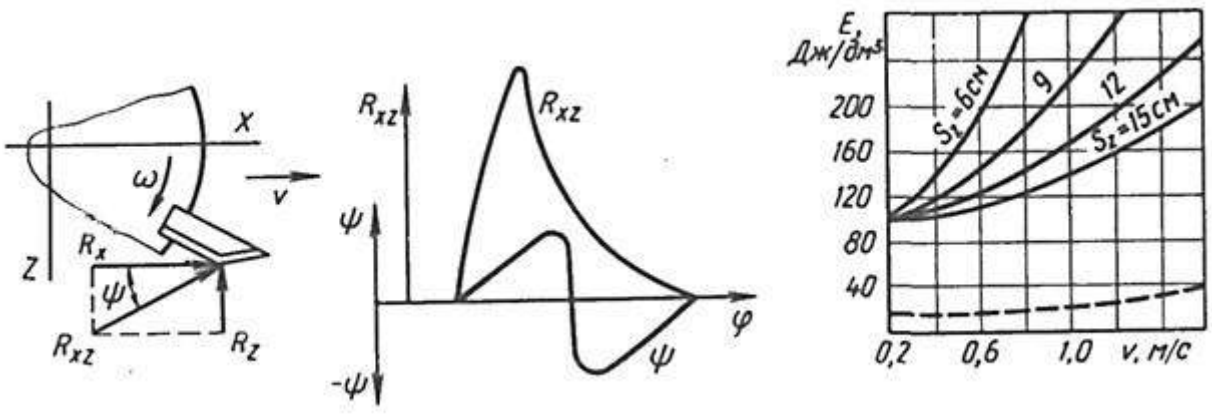
Толщина стружки – величина переменная. В процессе отрезания стружки ножом фрезы её толщина непрерывно уменьшается от максимальной до нуля (сечение стружки на рисунке 4.4 заштриховано).

## 4.4 Силовая и энергетическая характеристики фрез

Ножи фрез, как правило, имеют продольную ось симметрии. Действующие на них элементарные силы реакции почвы могут быть приведены к одной равнодействующей $R_{xz}$, расположенной в продольно-вертикальной плоскости (рисунок 4.5 $a$) под некоторым углом $\psi$ к направлению движения машины.

Угол $\psi$ и сила $R_{xz}$ изменяются в зависимости от угла $\varphi = \omega t$ поворота барабана (рисунок 4.5 *б*). Сначала при вхождении ножа в почву сила Ra резко возрастает, происходит отрезание «стружки», затем при движении снизу вверх сопротивление снижается по вогнутой кривой.

Сила $R_{xz}$ может быть разложена на горизонтальную $R_t$ и вертикальную $R_z$. Составляющая $R_x = R_{xz} \cdot \cos\psi$ направлена по ходу движения и, следовательно, уменьшает тяговое сопротивление или подталкивает фрезу в направлении движения, что позволяет использовать её с легкими тракторами. Составляющая $R_z = R_x \cdot \tan\psi$ препятствует заглублению, когда направлена вверх, и способствует ему, если направлена вниз. Угол $\psi = \text{arctg}\, R_z/R_x$ изменяется от +12 до –15°. Он положителен, когда сила $R_z$ направлена вверх, и отрицателен, если направлена вниз.




*а* *б* *в*

*а* – силы, действующие на нож; *б* – зависимости $R_{xz}$ и $\psi$ от угла поворота $\varphi$ ножа; *в* – зависимость удельной работы *E*, затрачиваемой на обработку почвы плугом при $a$ =20 см (*штриховая линия*) и фрезой при различной подаче $S_z$ на нож (*сплошные линии*), от рабочей скорости

Рисунок 4.5 – Характеристика фрез

О расходе энергии на обработку почвы можно судить по удельной работе, т. е. по работе, затраченной на единицу её объема (например, в кубических дециметрах). Как видно из рисунка 4.5 *в*, удельная работа резко возрастает с уменьшением подачи на нож и увеличением поступательной скорости, поэтому рабочие скорости фрез относительно невелики – 1,1–1,4 м/с (4–5 км/ч). Затраты энергии на фрезерование почвы в несколько раз выше, чем на обработку её плугами.

# ЛЕКЦИЯ 5

5.1. Обоснование параметров и режимов работы катушечного высевающего аппарата.
5.2. Кинематический расчет высевающей системы пропашных сеялок.
5.3. Обоснование объемов семенного и тукового бункеров сеялок.

## 5.1 Обоснование параметров и режимов работы катушечного высевающего аппарата

Рабочий объем $V_0$ катушки, под которым понимают объем семян, высеваемых ею за один оборот, состоит из объема $V_ж$ семян, вынесенных желобками катушки, и объема $V_а$, семян, прошедших в активном слое, т.е. $V_0 = V_ж + V_а$. Объем

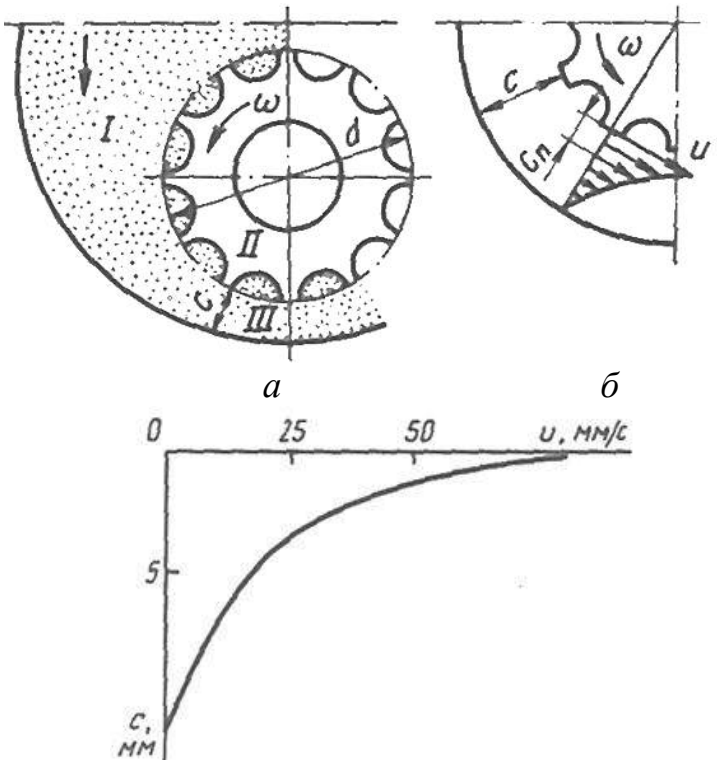
$$V_ж = \xi z S l_p, \qquad (5.1)$$

где $\xi$ – коэффициент заполнения желобков, равный 0,7–0,9 (большие значения для клевера, люцерны и других мелких семян);

$z$ – число желобков;

$S$ – площадь поперечного сечения желобка;

$l_p$ – длина рабочей части катушки.




*а* *б*

*в*

*а* – зоны движения; *б* – характер распределения скоростей движения в активном слое; *в* – зависимость толщины активного слоя от линейной скорости ребер катушки; I–III – соответственно свободное под действием силы тяжести, принудительное в желобках и в активном слое движения

Рисунок 5.1 – Закономерности движения зерна в катушечном высевающем аппарате

Скорость движения семян в активном слое переменна (рисунок 5.1 *б*). Однако для упрощения расчетов ее условно принимают постоянной и равной линейной скорости ребер катушки, а вместо действительной толщины активного слоя вводят понятие приведенной толщины. Приведенная толщина $c_{\text{п}}$ активного слоя определяется из условия, что объем семян, высеваемых слоем приведенной толщины, равен объему семян, высеваемых в действительном активном слое за один оборот катушки или в единицу времени, т.е. $V_{\text{а.д}} = V_{\text{а.п}} = c_{\text{п}} l_{\text{р}} u_{\text{к}}$, откуда $c_{\text{п}} = V_{\text{а.д}} / l_{\text{р}} u_{\text{к}}$. Следовательно, объем семян активного слоя, высеваемых за один оборот катушки, можно представить как объем цилиндрической трубки длиной $l_p$, внутренним радиусом $r$ и наружным радиусом $r + c_{\text{п}}$, т.е.

$$V_{\text{а}} = \pi[(r + c_{\text{п}})^2 - r^2] l_{\text{р}} = \pi l_{\text{р}} c_{\text{п}} (d + c_{\text{п}}). \quad (5.2)$$

Приведенная толщина $c_{\text{п}}$ активного слоя зависит от рабочей длины $l_p$ катушки (с увеличением $l_p$ она уменьшается) и изменяется для пшеницы от 5 до 3,2 мм, для кукурузы от 10,3 до 5,3 мм. Подставив значения $V_{\text{ж}}$ и $V_{\text{а}}$ в первоначальное выражение, получим формулу для определения рабочего объема катушки:

$$V_0 = l_{\text{р}} (\xi z S + \pi d c_{\text{п}} + \pi c_{\text{п}}^2). \quad (5.3)$$

Нетрудно установить, что при норме $Q$ высева и ширине $a$ междурядья объем семян, который должен дозировать высевающий аппарат за один оборот колеса сеялки, составит:

$$V_{\text{о.к}} = \frac{\pi D_{\text{к}} a Q}{\gamma (1 - \varepsilon)},$$

где $D_{\text{к}}$ – диаметр колеса сеялки;

$\gamma$ – плотность семян;

$\varepsilon$ – коэффициент скольжения колес сеялки по почве.

Объем семян, который должен подать один высевающий аппарат за один оборот катушки, т. е. рабочий объем катушки

$$V_0 = \frac{V_{\text{о.к}}}{i} = \frac{\pi D_{\text{к}} n_{\text{к}} a Q}{\gamma n_{\text{в}} (1 - \varepsilon)}, \quad (5.4)$$

где $i = n_{\text{в}} / n_{\text{к}} -$ передаточное отношение от приводного колеса к валику высевающих аппаратов;

$n_{\text{в}}$ – частота вращения катушки (валика) высевающего аппарата;

$n_{\text{к}}$ – частота вращения приводного колеса.

Приравняв выражения (5.1) и (5.2) и решив полученное уравнение относительно длины рабочей части катушки, получим зависимость между всеми перечисленными выше параметрами:

$$l_{\text{р}} = \frac{\pi D_{\text{к}} n_{\text{к}} a Q}{\gamma n_{\text{в}} (1 - \varepsilon)(\xi z S + \pi d c_{\text{п}} + \pi c_{\text{п}}^2)}. \quad (5.5)$$

Формула (5.5) связывает основные конструктивные и технологические параметры и позволяет определить длину рабочей части катушки для заданных нормы высева и ширины междурядья.

## 5.2 Кинематический расчет высевающей системы пропашных сеялок

Обоснование ряда передаточных отношений механизма передач включает:

– выбор кинематической схемы передач;

– обоснование минимального и максимального передаточных отношений;

– построение теоретического ряда передаточных отношений;

построение первой модели проектируемого ряда передаточных отношений на основе кинематической схемы выбранного прототипа таким образом, чтобы минимальное и максимальное передаточные отношения совпадали с теоретическими;

– построение второй модели проектируемого реального ряда передаточных отношений таким образом, чтобы приблизить передаточный ряд первой модели, к теоретическому ряду передаточных отношений.

Передаточное отношение можно определить по формуле

$$i_{2-1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}, \qquad (5.6)$$

где $n_1; \omega_1;\ z_1$ – частота вращения, угловая скорость и число зубьев звездочки (шестерни) ведущего вала;

$n_2;\ \omega_2;\ z_2$ – частота вращения, угловая скорость и число зубьев звездочки (зубчатого колеса) ведомого вала.

Передаточное отношение механизма передач сеялки

$$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \ldots\ldots \qquad (5.7)$$

где 1, 3, 5, 7, 9 – номера ведущих звездочек (шестерен);

2, 4, 6, 8, 10 – номера ведомых звездочек (зубчатых колес).

Обоснование минимального и максимального передаточных отношений.

Механизм передач должен обеспечить подачу семян, соответствующую любой норме высева каждой культуры, для которых предназначена сеялка. Для повышения универсальности сеялки при проектировании необходимо учитывать диапазон норм высева нескольких культур.

Среднее количество ячей, подающих порции семян на метровый участок рядка посева,

$$m_{ср} = \frac{z \cdot i \cdot (1-\varepsilon)}{\pi \cdot D}, \text{ шт./м.} \qquad (5.8)$$

Средняя подача семян на один погонный метр длины рядка посева определяется по формуле

$$m'_{ср} = \frac{z \cdot M \cdot i \cdot (1-\varepsilon)}{\pi \cdot D}, \text{ шт./м,} \qquad (5.9)$$

где $z$ – количество дозирующих элементов (ячей) в высевающем диске;

$M$ – средняя подача семян дозирующим элементом;

$\varepsilon$ – коэффициент скольжения опорно-приводного колеса сеялки;

$D$ – диаметр опорно-приводного колеса, м;

$i$ – передаточное отношение механизма передач сеялки от высевающего аппарата к опорно-приводному колесу.

Минимальную и максимальную агротехническую норму высева нужно обеспечить соответственно минимальной и максимальной средней подачей семян. Поэтому минимальное и максимальное передаточные числа будут равны:

$$i_{\min} = \frac{\pi \cdot D \cdot m'_{ср.\min}}{z \cdot M(1-\varepsilon)}; \tag{5.10}$$

$$i_{\max} = \frac{\pi \cdot D \cdot m'_{ср.\max}}{z \cdot M(1-\varepsilon)}. \tag{5.11}$$

Причем

$$m'_{ср\min} = \mathrm{n}_{\min}; m'_{ср\max} = \mathrm{n}_{\max}, \tag{5.12}$$

где $\mathrm{n}_{\min}$ и $\mathrm{n}_{\max}$ – минимальная и максимальная штучные нормы высева на погонный метр рядка посева.

## 5.3 Обоснование объемов семенного и тукового бункеров сеялок

### Расчет параметров семенного бункера
### Расчет технологического объема семенного бункера

Технологический объем семенного бункера определяется по формуле

$$V_T = V_A + V_П, \text{ м}^3, \tag{5.13}$$

где $V_A$ – активный объем (высеваемый объем семян), м$^3$;

$V_П$ – пассивный объем (невысеваемый объем семян), м$^3$.

Активный объем

$$\mathrm{V_A} = \frac{10^{-6}\mathrm{m'_{ср}qLn}}{\gamma}, \text{ м}^3. \tag{5.14}$$

Пассивный объем

$$\mathrm{V_П} = \mathrm{V_T}(1-\beta), \text{ м}^3, \tag{5.15}$$

где $\beta$ – коэффициент использования объема бункера, $\beta = 0{,}9$.

$$\text{Причем } \beta = \frac{V_A}{V_T}. \tag{5.16}$$

Технологический объем, м$^3$,

$$V_T = \frac{10^{-6} m'_{ср} qLn}{\gamma\beta}, \text{ м}^3, \tag{5.17}$$

где $m'_{ср}$ – средняя штучная подача семян, шт./м;

$q$ – масса 1000 семян, г;

$L$ – проектируемая длина гонов, м;

$n$ – проектируемое количество гонов от заправки до заправки, шт.

**Расчет объема бункера туковысевающего аппарата**
**Расчет технологического объема туковысевающего аппарата**

$$V_T^{тук} = V_A^{тук} + V_П^{тук}, \text{ м}^3, \quad (5.18)$$

где $V_A^{тук}$ – активный объем (объем туков, высеваемый аппаратом), м$^3$;

$V_П^{тук}$ – пассивный объем (остаточный объем туков), м$^3$.

Активный объем

$$V_A = V_A^{тук} = \frac{10^{-4} QbLn}{\gamma}, \text{ м}^3. \quad (5.19)$$

Пассивный объем

$$V_П^{тук} = V_T^{тук}(1-\beta_1), \text{ м}^3, \quad (5.20)$$

где $\beta_1$ – коэффициент использования объема тукового бункера, $\beta_1 = 0{,}85$.

$$\beta_1 = \frac{V_A^{тук}}{V_T^{тук}}. \quad (5.21)$$

Технологический объем тукового бункера

$$V_T^{тук} = \frac{10^{-4} QbLn}{\gamma\beta}, \text{ м}^3, \quad (5.22)$$

где $Q$ – норма высева туков на гектар посева, кг/га;

$b$ – ширина междурядий, м;

$L$ – проектируемая длина гонов, м;

$n$ – проектируемое количество гонов от заправки до заправки, шт.;

$\gamma$ – объемная масса туков, кг/м$^3$.

# ЛЕКЦИЯ 6

6.1. Анализ работы сошников различных конструкций.
6.2. Оценка работы пневмовакуумного высевающего аппарата.
6.3. Автоматизация контроля технологического процесса сеялки.
6.4. Применение методов математической статистики для оценки качества посева и посадки.

## 6.1 Анализ работы сошников различных конструкций

Процессы образования борозды сошником с тупым углом вхождения в почву и с острым имеют существенные различия. Оба типа сошников образуют борозду, раздвигая почву в сторону, но сошник с острым углом вхождения одновременно поднимает почву (рисунок 6.1 *а*), сошник с тупым углом вхождения (*б*) вдавливает её вниз. В результате дно и стенки борозды, образованные сошником с тупым углом вхождения, уплотняются.

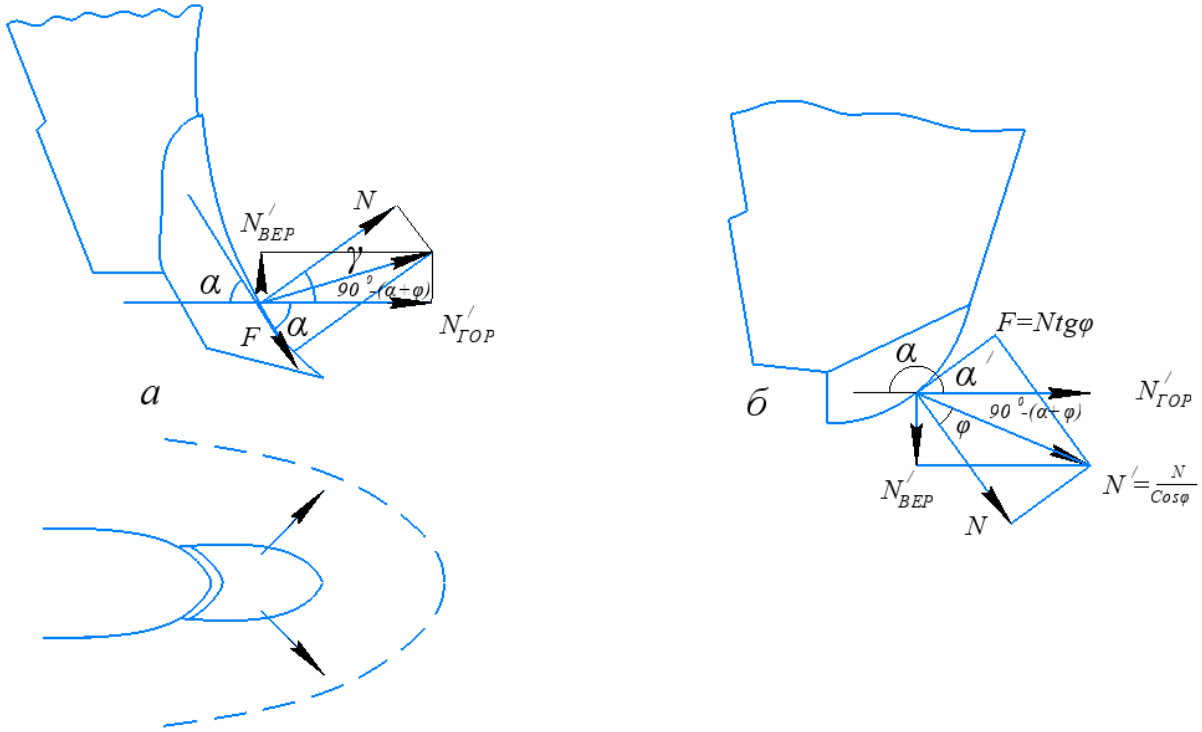



Рисунок 6.1 – Воздействие на почву сошника: с острым углом вхождения (*а*); с тупым углом вхождения (*б*)

Сошник же с острым углом вхождения, сдвигая почву вперед и в стороны, образует борозду с рыхлыми неровными стенками, причем её ширина по верху больше ширины сошника.

Неодинаковое образование борозды приводит к различию условий для заделывания семян в почву. Для привлечения влаги к семенам необходимо создать сеть капилляров, уплотняя для этого дно борозды. В значительной мере это осуществляется сошником с тупым углом вхождения и в меньшей мере – сошником с острым углом вхождения. Для уплотнения дна борозды в

некоторых сошниках устанавливают между щеками уплотняющий киль или каточек. Дисковые сошники имеют тупой угол вхождения, но вследствие вращения диски, погружаясь в почву, перемещают ее частицы вниз, а затем увлекают их вверх действием сил трения.

Таким образом, различают три способа образования борозды: раздвиганием почвы в стороны и вниз, приводящим к уплотнению дна и стенок (килевидные и полозовидные сошники), раздвиганием почвы в стороны и небольшим перемещением частиц почвы вверх в конце процесса (дисковые сошники), перемещением почвы вперед, вверх и в стороны, почти без уплотнения дна борозды (сошники с острым углом вхождения).

Плоские диски двухдискового сошника перемещают почву в стороны, уплотняя ее значительно меньше, чем килевидные сошники, так как точки их поверхности имеют различные скорости. Это можно представить, рассмотрев траектории точек поверхности диска, погружающейся в почву. Пусть глубина хода сошника $a$ (рисунок 6.1 *а*), радиус диска $R$ больше скорости машины $v_м$. Точка А, имеющая окружную скорость относительного движения, равную скорости машины, движется по циклоиде, точка В, расположенная на большем расстоянии от оси диска О, движется по удлиненной циклоиде, точка С, расположенная ближе к оси диска, чем А, движется по укороченной циклоиде (если пренебречь величиной угла $\gamma/2$). Таким образом, направления движения точек поверхности диска относительно почвы различны, соответственно направлены и силы трения. Нормальное давление диска на почву невелико, поэтому силы трения не могут значительно перемещать почву.

Действие на почву однодискового сошника, имеющего сферическую поверхность, сходно с действием диска бороны. Будучи расположен под углом к направлению движения, диск этого сошника несколько уплотняет одну стенку борозды своей выпуклой стороной и отбрасывает почву вогнутой стороной.

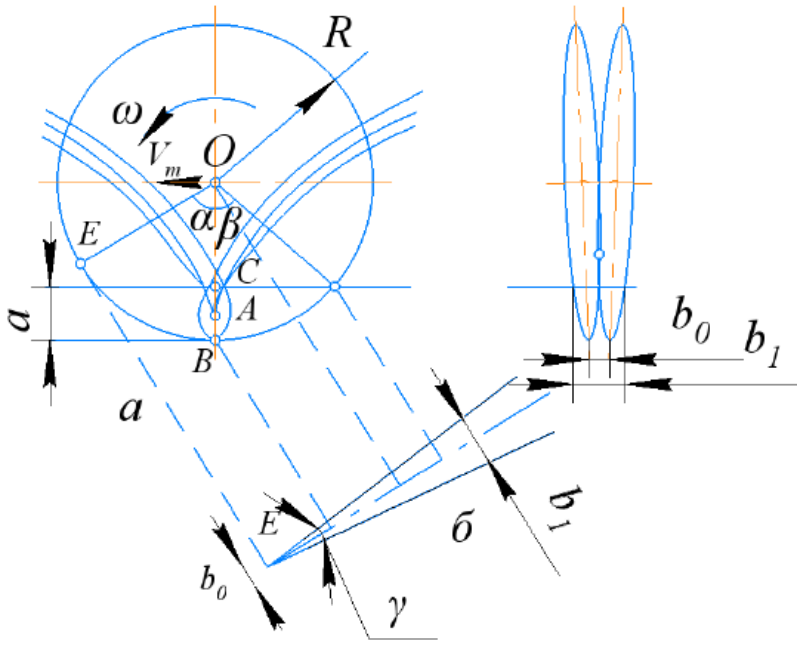



Рисунок 6.2 – Траектории различных точек диска

Ширина борозды, образуемой двухдисковым сошником, в самой нижней его части (рисунок 6.2 *б*) равна:

$$b_o = 2R(1 - \cos(\alpha+\beta))\sin\frac{\gamma}{2}, \qquad (6.1)$$

где $R$ – радиус дисков;

α – угол, определяющий расположение точки Е схода дисков;

γ – угол между дисками.

Наибольшее расстояние между дисками на уровне поверхности поля при глубине хода $a$ равно:

$$b_1 = 2R[1 - \cos(\alpha+\beta)]\sin\frac{\gamma}{2}, \qquad (6.2)$$

где

$$\beta = arc\cos\frac{R-a}{R}. \qquad (6.3)$$

Для обычных размеров сошников зерновых сеялок (2R = 350 мм, α= 50–60°, γ=10–12°) по этим формулам при $a$ = 60 мм получается: $b_o$ =14 мм и $b_1$ = 33 мм. Узкорядный сошник (Богачева) сеялки СУБ-48 имеет больший угол между дисками (γ = 23°), поэтому образует две бороздки на расстоянии одна от другой $b_0$ = 70 мм ($b_1$ = 350 мм и α= 90°). Ширина сошника должна быть достаточной для прохода семян из семяпровода в борозду. Ее выбирают главным образом в зависимости от размеров и свойств семян, применяемых норм высева и глубины заделки. Так, например, у килевидных сошников для семян трав и льна ширина рабочей части сошника равна 20 мм, у анкерных сошников зерновых сеялок – 26 мм, у полозовидных сошников кукурузных сеялок – 30 мм, хлопковых сеялок – 40 мм. Сошники комбинированных сеялок имеют большую ширину. Например, анкерные сошники для одновременной заделки семян зерновых культур и удобрений имеют ширину 42 мм, такая же ширина килевидного сошника для свеклы и удобрений. Двухканальные сошники кукурузных сеялок имеют ширину большую, чем одноканальные (53 мм). Расстояние между сошниками в ряду принимают больше ширины предсошникового холма (возвышения). Если смежные холмы будут смыкаться и образуют сплошной вал, то промежутки между сошниками могут забиваться. Опытами установлено, что расстояния между килевидными сошниками в одном ряду должны быть не менее 15 см, между анкерными – не менее 20 см, двухдисковыми – 25 см. Так как часто междурядья должны иметь меньшую величину, то сошники располагают в два ряда. Этим устраняется забивание, но раздвигание почвы сошниками переднего ряда влияет на условия заделки семян сошниками заднего ряда.

После прохода сошника стенки борозды осыпаются, и при рыхлой почве поверхность её располагается в этих местах под углом естественного откоса. У некоторых сошников с целью заделки семян влажной рыхлой почвой делают наклонный задний обрез сошника, иногда – со ступенчатым уступом. Наклонный задний обрез щек сошника может привести к улучшению заделки семян.

## 6.2 Оценка работы пневмовакуумного высевающего аппарата

Процесс посева и посадки состоит из следующих фаз: равномерной подачи семян, клубней, рассады из питающих емкостей к сошникам; подготовки бороздок; укладки в них посевного или посадочного материала; заделки последних влажной почвой. В соответствии с этим к посевным и посадочным машинам предъявляются три основных требования: размещение заданного числа семян (клубней) на единицу площади поля, их равномерное распределение по засеваемой площади и заделка на определенную глубину.

При точном высеве не менее 80% одиночных семян должно размещаться на заданном расстоянии одно относительно другого. Число пропусков не более 2% от числа посеянных семян. Повреждение семян высевающими аппаратами пунктирных сеялок – 0,5%.

Присасывающую силу *P*, необходимую для удержания семян в зоне отверстий высевающего диска, можно определить по формуле

$$P = k \cdot p \cdot s, \tag{6.4}$$

где $k$ – коэффициент пропорциональности, равный для семян сахарной свеклы 0,78, кукурузы – 1,35 и хлопчатника –1,5;

*p* – разрежение воздуха вблизи отверстий, Па;

*s* – площадь присасывающего отверстия, м$^2$.

Площадь отверстия *s* зависит от размера семян:

$$s = 0{,}4 \cdot b_c^2, \tag{6.5}$$

где $b_c$ – средняя ширина семян, мм.

Диаметр отверстия равен $d = 0{,}7b_c$. Параметры высевающего диска и режимы работы аппарата и сеялки взаимосвязаны. Так, секундная подача семян *q* высевающим диском составляет:

$$q = \frac{u}{l_0}, \tag{6.6}$$

где $u$ – окружная скорость диска по центру отверстий, м/с;

$l_0$ – шаг отверстий на диске (расстояние между их центрами), м.

Для обеспечения процесса присасывания и выноса зерен необходимо, чтобы $l_0 \geq 2lmax$, где *lmax* – максимальный размер семян.

Секундную подачу семян *q* можно определить через скорость сеялки $v_M$ и шаг посева $l_C$ (расстояние между семенами в рядке) таким образом:

$$q = \frac{v_M}{l_C}. \tag{6.7}$$

Шаг пунктира находят по формуле

$$l_C = \frac{10^4 m}{Q \cdot b}, \tag{6.8}$$

где *m* – средняя масса одного семени, кг;

$Q$ – норма высева, кг/га;

$b$ – ширина междурядья, м.

Сравнивая уравнения (6.6) и (6.7), имеем:

$$u = \frac{v_M \cdot l_0}{l_C}, \tag{6.9}$$

$$u = \frac{\pi \cdot d_Д \cdot n}{60}, \tag{6.10}$$

где $d_Д$ – диаметр высевающего диска по центрам отверстий, м;

n – частота вращения высевающего диска, $с^{-1}$.

$$d_Д = \frac{60 \cdot v_M \cdot l_0}{\pi \cdot n \cdot l_C}. \tag{6.11}$$

Полный диаметр диска

$$d_1 = d_Д + (3...4)l\max. \tag{6.12}$$

Число отверстий $Z$ на высевающем диске вычисляют так:

$$z = \frac{\pi \cdot d_Д}{l_0}. \tag{6.13}$$

### 6.3 Автоматизация контроля технологического процесса сеялки

Важнейшее направление совершенствования технологического процесса сеялки – автоматизация процессов посева и посадки сельскохозяйственных культур: автоматический контроль за технологическими процессами и сигнализация о неполадках, автоматическое управление технологическими процессами.

Так как при значительных рабочих скоростях внимание тракториста поглощено управлением трактора, то информацию о неполадках в рабочих процессах (отказах) он должен получать в виде автоматических сигналов (световых или звуковых). Это позволяет существенно снизить продолжительность времени от возникновения отказа до получения трактористом информации об этом, а также длительность поиска причин отказа и времени на его устранение. Опытным путем установлено, что при автоматическом контроле время движения агрегата с нарушением составляет 1,7–2,3 с, что при традиционной рабочей скорости 2 м/с (7,2 км/ч) эквивалентно 3,4–4,6 м незасеянного рядка, а при визуальном контроле длина незасеянного участка рядка достигает 150–200 м.

Датчики автоматических систем устанавливают на приводных колесах, валах высевающих аппаратов, в бункерах, сошниках, что позволяет фиксировать выход из строя приводного механизма, сводообразование или понижение уровня семян до критической отметки, забивание семяпроводов или сошников и т. п. Для проведения исследований, диагностики сеялок и контроля работы в производственных условиях создан комплекс, включающий бесконтактные датчики, блоки технологического контроля, накопления и обработки информации.

## 6.4 Применение методов математической статистики для оценки качества посева и посадки

Среднее количество дозирующих элементов (ячей, присасывающих отверстий), подающих порции семян на метровый участок рядка посева,

$$m_{ср} = \frac{1}{t}, \text{ шт./м.} \qquad (6.14)$$

Следовательно, $m$ =2, а $m$+1=3, то есть на метровом участке рядка высев производится двумя или тремя ячеями высевающего диска. При этом вероятность высева двумя ячеями равна:

$$m + 1 - m_{ср}. \qquad (6.15)$$

Вероятность высева тремя ячеями равна $m_{ср} - m$.

Трансформированная подача семян:

– односемянная $h_1 = \alpha_1 P_1$;

– двусемянная $h_2 = 0{,}5(M - h_1)$;

– нулевая $h_0 = 1 - (h_1 + h_2)$.

Контроль $h_0 + h_1 + h_2 = 1$.

Распределение метровых участков рядков посева с 0, 1, 2, 3, 4 семенами при $m$ = 2:

$$h'_0 = h_0^2;$$
$$h'_1 = 2h_0 h_1;$$
$$h'_2 = h_1^2 + 2h_0 h_2;$$
$$h'_3 = 2h_1 h_2;$$
$$h'_4 = h_2^2.$$

Контроль $h'_1 + h'_1 + h'_2 + h'_3 + h'_4 = 1$.

Распределение метровых участков рядков посева с 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 семенами при $m$ = 3:

$$h''_0 = h_0^3;$$
$$h''_1 = 3h_0^2 h_1;$$
$$h''_2 = 3h_0 h_1^2 + 3h_0^2 h_2;$$
$$h''_3 = h_1^3 + 6h_0 h_1 h_2;$$
$$h''_4 = 3h_1^2 h_2 + 3h_0 h_2^2;$$
$$h''_5 = 3h_1 h_2{}^2$$
$$h''_6 = h_2^3.$$

Контроль $h''_0 + h''_1 + h''_2 + h''_3 + h''_4 + h''_5 + h''_6 = 1$.

Математические ожидания подачи семян на метровые участки рядков посева.

При $m$=2 и $K' = 4$

$$M = 1h'_1 + 2h'_2 + 3h'_3 + 4h'_4.$$

# ЧАСТЬ 2. МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ, ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ, ПОЛИВА

## ЛЕКЦИЯ 7

7.1. Способы внесения удобрений.
7.2. Рабочие органы машин для внесения минеральных удобрений.
7.3. Уравнение движения частиц удобрений по лопатке центробежного аппарата.
7.4. Уравнение относительной скорости движения частиц удобрений по лопатке центробежного аппарата.
7.5. Определение абсолютной скорости движения частиц удобрений.
7.6. Свободный полет частиц удобрений, брошенных под углом к горизонту в неподвижной воздушной среде.

### 7.1 Способы внесения удобрений

По времени внесения и назначению различают следующие способы внесения удобрений: допосевное (основное), припосевное и послепосевное (подкормка).

Допосевное удобрение вносят вразброс или локально. Назначение этого способа – обеспечивать растение на весь период развития элементами питания; повышать плодородие почвы; улучшать физические и физико-химические свойства почвы; усиливать её биологическую активность.

Обычно до посева вносится от 2/3 до 3/4 общей нормы удобрений под конкретную сельскохозяйственную культуру. Применение минеральных удобрений позволяет обеспечить сбалансированное питание растений на весь период их вегетации при меньших затратах на транспортировку и внесение.

Органические удобрения в виде навоза, торфа, компостов, сапропелей получаются в виде побочных продуктов животноводства и других производств. Они более дешевы, но, из-за низкого содержания в них элементов питания, применяются в больших дозах. Это требует дополнительных затрат.

Однако роль органических удобрений в улучшении свойств почвы очень велика. Почва становится структурной, меньше уплотняется от выпадающих осадков, лучше увлажняется и медленнее высыхает. Все это создает лучшие условия для роста растений. Биологическая активность почвы с большим содержанием органических веществ выше. В ней лучше проходят процессы минерализации органических веществ, что способствует лучшему обеспечению растений элементами питания. Действие органических удобрений продолжается несколько лет.

В последние годы получили распространение органно-минеральные удобрения в виде гуматов калия или натрия. Эти удобрения ориентированы на повышение биологической активности почвенных бактерий, сохранение гумуса.

Опыт применения гумата калия торфяного жидкого показывает, что его применение позволяет уменьшить дозу азотных удобрений вдвое при подкормке озимых и при запашке соломы. Гумат калия способствует интенсив-

ному разложению органических веществ, запаханных в почву, повышает содержание в почве элементов питания растений, сохраняет гумус.

Наиболее распространено разбросное внесение основного удобрения. Туки вносят осенью под вспашку или весной под культивацию. В засушливых районах удобрения вносят под вспашку. Только при достаточном увлажнении можно вносить минеральные удобрения под культивацию. Часто основное удобрение вносят в два приема. Осенью под вспашку вносят фосфорные и калийные удобрения, а весной под культивацию – азотные на меньшую глубину.

Координатное земледелие строится на принципе внесения недостающих элементов питания для получения программируемого урожая на площадке поля с конкретными координатами. Доза внесения определяется по результатам агрохимических анализов почвы или вегетирующих растений на конкретной площадке поля, а не по усредненным показателям. Результаты анализов, например, с помощью спутниковых систем, вводятся в компьютерную систему, управляющую дозой и равномерностью внесения удобрений.

Локальное внесение удобрений более рационально по их использованию. Удобрения в почве размещают лентами или сплошным экраном. Удобрения слабо перемешаны с почвой и дольше сохраняются в доступном для растений виде. Размещение лент или экрана в почве можно оптимизировать по виду возделываемой культуры, по наличию влаги, свойствам почвы и др. Этим достигается более высокая отдача от применения удобрений. Применение меньших доз удобрений позволяет получить высокий урожай.

Под зерновые культуры удобрение вносят зернотуковыми сеялками в виде лент шириной 2–4 см с интервалами между ними 12–17 см. В зависимости от почвенно-климатических условий ленты располагают на глубине от 8–10 до 12–15 см. Высевают зерновые в поперечном направлении к лентам внесенного удобрения.

Припосевное удобрение вносят одновременно с посевом или посадкой полевых и овощных культур непосредственно в рядки или заделывают лентами на некотором удалении от них. Припосевное рядковое удобрение наиболее распространено в производстве. Его назначение состоит в усилении минерального питания молодого растения. Припосевное удобрение позволяет растениям за короткий срок сформировать хорошо развитую корневую систему, способную усваивать элементы питания почвы и основного удобрения.

На хорошо удобренных плодородных почвах эффективность рядкового удобрения снижается. Однако и в этих условиях отказываться от его применения не следует. Удобрение уменьшает отрицательное действие пестроты почвенного покрова и неравномерности внесения основного удобрения. Припосевное ленточное удобрение может быть основным, если вносится большая его доза.

Рядковое и ленточное удобрения вносят комбинированными сеялками и сажалками. При внесении удобрения под пропашные культуры ленты

должны смещаться в сторону от рядка на 2–10 см, глубина заделки их на 2–7 см ниже семян. При больших дозах удобрения его размещают в две ленты, по обе стороны от рядка семян.

Послепосевное удобрение проводят при недостаточном внесении основного удобрения, для усиления питания в наиболее важные периоды, улучшения качества продукции. Наибольшее распространение в производстве получила ранневесенняя азотная подкормка озимых. Вышедшие из-под зимы растения ослаблены, микробиологическая деятельность в почве в этот период заторможена, растениям недостает азота.

Культуры сплошного посева подкармливают с помощью разбросных туковых сеялок по мерзлоталой почве или с помощью переоборудованных зерновых сеялок поперек посевов после подсыхания почвы. Дисковые сошники в этом случае дополнительно рыхлят почву, обеспечивая доступ воздуха к корням. Наибольшие преимущества перед поверхностной подкормкой прикорневая подкормка имеет в засушливой степной зоне, но эффективна она и в других зонах. Средние прибавки зерна от прикорневой подкормки, по сравнению с поверхностной, составляют 2–3 ц/га.

Некорневые подкормки озимых азотом в фазу молочной спелости увеличивают содержание белка в зерне на 0,5–1%. Лучшим удобрением для некорневой подкормки пшеницы является мочевина. Раствор мочевины не дает ожогов листьев даже при концентрации 20–30%/ Подкормку следует проводить при безветрии или при ветре не более 2–3 м/с, и температуре воздуха 15–20 °С. В солнечную погоду подкормку проводят утром и вечером, в пасмурную – весь день.

Удобрением в запас называют внесение нескольких норм удобрений за один прием на 2–3 года. При таком удобрении экономятся трудовые, технические и экономические ресурсы. В запас вносят фосфорные и калийные удобрения. При слабой обеспеченности почв фосфором и калием запасное внесение удобрений имеет преимущество перед ежегодным. На почвах с высоким содержанием фосфора и калия положительного действия запасного внесения не обнаружено.

Запасное удобрение целесообразно под посев многолетних трав и при создании культурных сенокосов.

## 7.2 Рабочие органы машин для внесения минеральных удобрений

Рабочие органы машин классифицируют по назначению, принципу действия, конструктивному исполнению, расположению в пространстве. Основную дозу гранулированных и порошковидных минеральных удобрений вносят поверхностно центробежными разбрасывателями или туковыми сеялками с последующей их заделкой почвообрабатывающими машинами (рисунок 7.1).

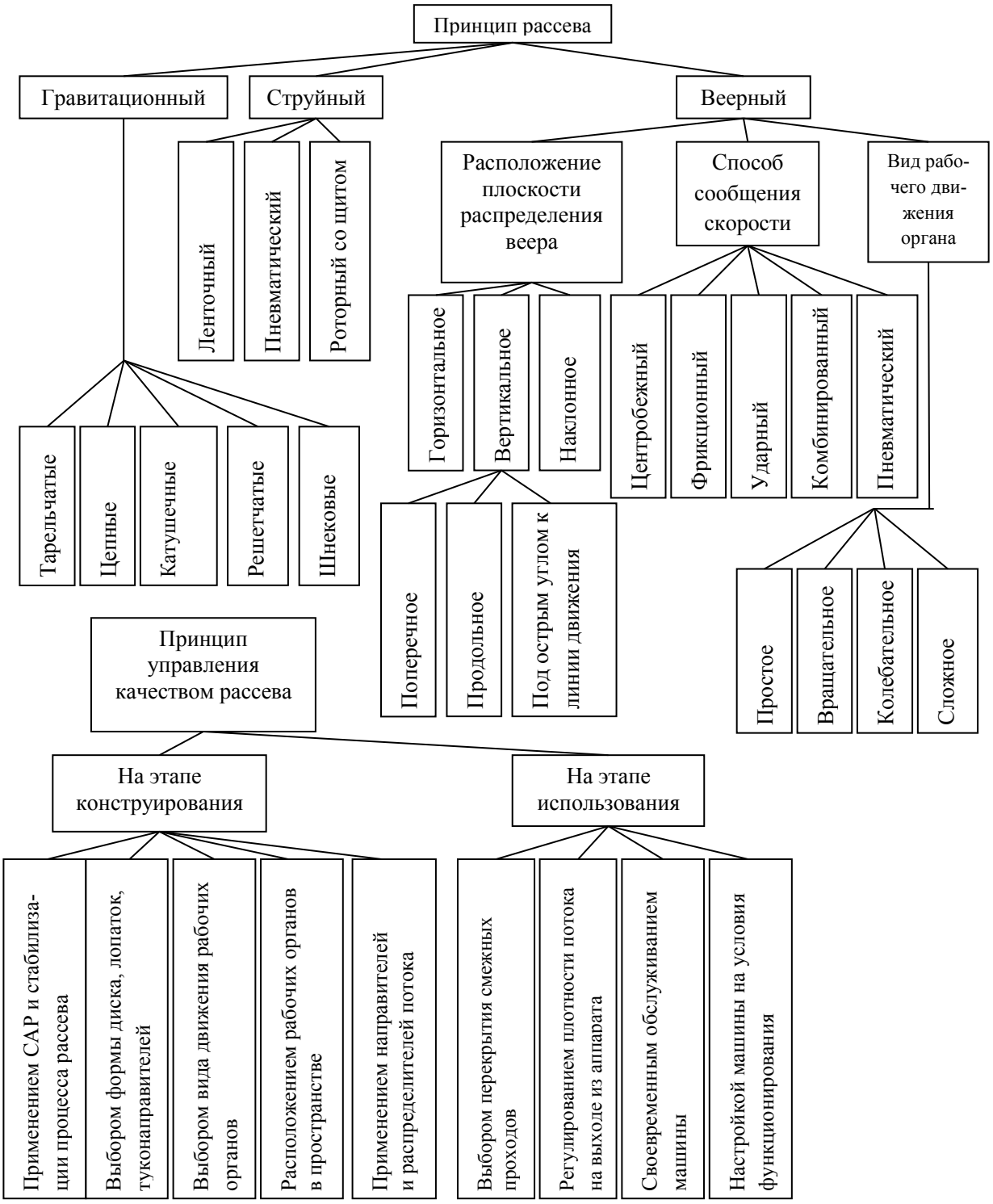



Рисунок 7.1 – Классификация принципов рассева

Гравитационный способ рассева реализуется в туковых и комбинированных сеялках с широкими ящиками. Вынос удобрений из ящика производится тарельчатым, гусеничным, цепным, звездчатым, шнековыми или лопастными высевающими аппаратами. Далее удобрения под действием силы тяжести падают вниз на поверхность поля или в борозды. На пути падения частиц могут устанавливаться игольчатые доски или другие распределители.

Струйный принцип рассева (рисунок 7.2) используют для распределения мелкодисперсных удобрений и извести. На выходе из аппарата формируется плотная струя, направленная перпендикулярно к линии движения машины. Движение струи в воздушной среде приводит к постепенному её распаду. Частицы, оторвавшиеся от струи, быстро теряют скорость и падают на поле. В результате засевается полоса, ширина которой зависит от скорости струи, её плотности и парусности частиц. Управление равномерностью рассева затруднено и возможно только за счет перекрытия полос от отдельных струй или от смежных проходов машины. Струю можно создавать механическими аппаратами в виде транспортерной ленты, ротором с круговым щитком или пневматическими метателями в виде эксгаустеров и эжекторов.

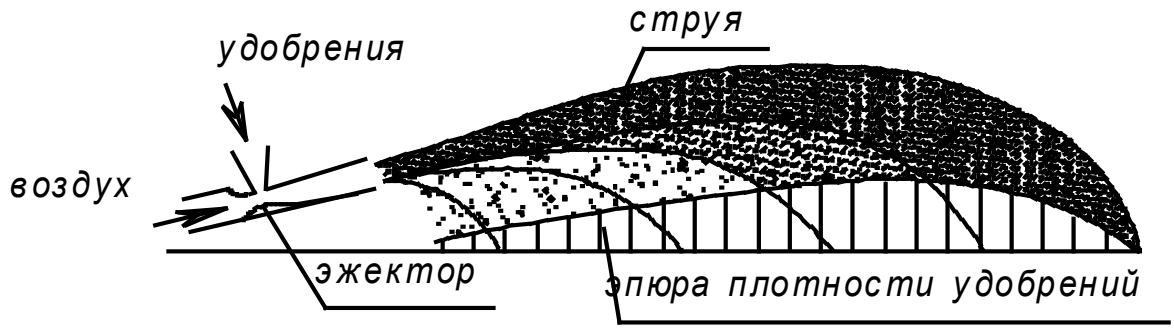



Рисунок 7.2 – Схема струйного рассева

Веерный принцип рассева применяют для распределения гранулированных удобрений. Веер создается путем сброса гранул с лопаток центробежного диска на дуге окружности около 180° с начальной скоростью, достигающей 30 м/с. Плотность потока частиц в данном направлении можно регулировать и задавать при конструировании путем изменения параметров зоны подачи, т.е. формы туконаправителя и его положения, формы и вида движения диска и лопаток.

## Схема технологического процесса

Технологический процесс, выполняемый центробежными аппаратами, состоит из ряда последовательных элементов (рисунок 7.3). В зависимости от условий работы и типа аппаратов роль отдельных элементов процесса бывает различной. Так, при распределении минеральных удобрений по стерне или при внесении твердого навоза удар частиц о поверхность поля можно считать неупругим. Это позволяет исключить из рассмотрения четвертый и пятый элементы процесса.

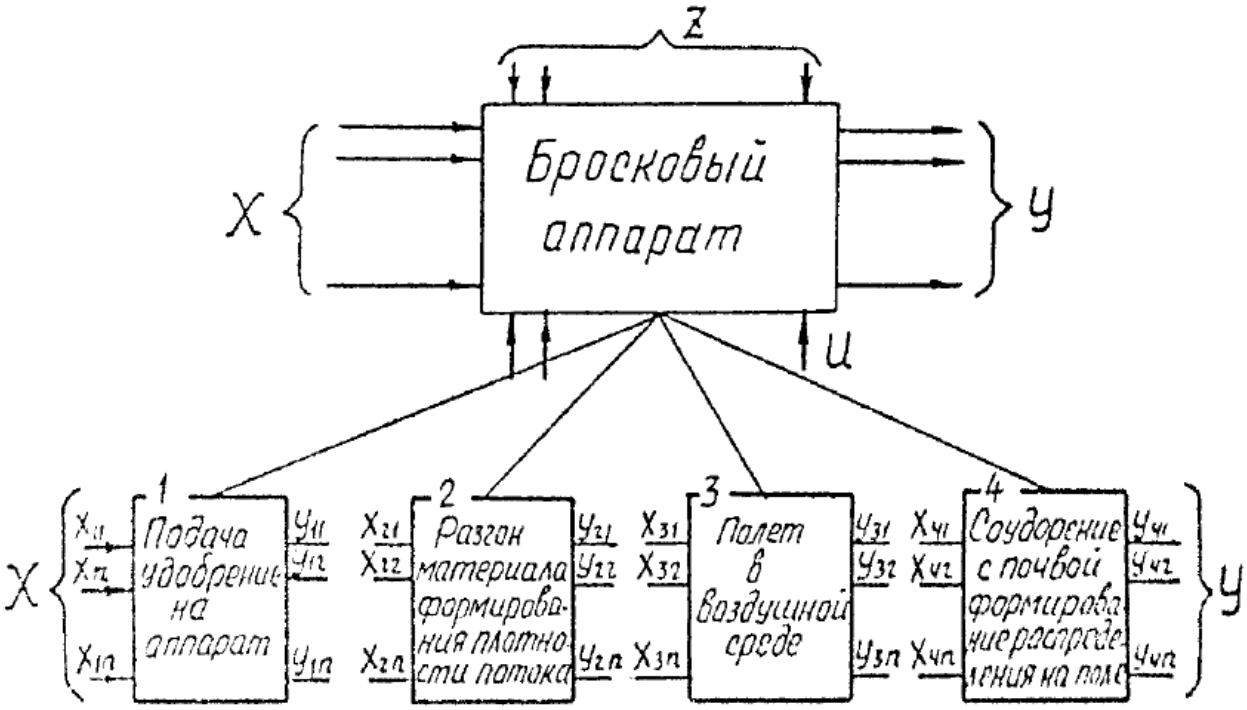



Рисунок 7.3 – Блок-схема технологического процесса

Математическая модель процесса включает взаимосвязанные описания отдельных его элементов. В дальнейшем рассмотрим наиболее важные вопросы теории бросковых аппаратов на примере распределения минеральных удобрений.

## 7.3 Уравнение движения частиц удобрений по лопатке центробежного аппарата

Рассмотрим движение частицы удобрений по лопатке горизонтального вращающегося диска (рисунок 7.4) с целью нахождения скорости и направления полета частицы после схода с лопатки. На частицу массой m, захваченную лопаткой, в горизонтальной плоскости действуют: центробежная сила инерции $P_ц = mr\omega^2$, нормальная реакция N, силы трения fmg и fN, кориолисова сила инерции.

$$P_x = 2\ m\omega\xi', \qquad (7.1)$$

где f – коэффициент трения удобрений о лопатку и диск;

$\xi$ – ось координат, направленная вдоль лопатки;

r – радиус-вектор частицы.

Дифференциальное уравнение движения частицы имеет вид

$$\xi'' = r\ \omega^2\cos\psi - fg \pm f\ r\ \omega^2\sin\psi - 2\ f\ \omega\xi', \qquad (7.2)$$

Верхний знак в уравнении соответствует лопатке, отклоненной назад, а нижний – вперед по направлению вращения.

Так как $r\sin\psi = r_0\sin\psi_0$ и $r\cos\psi = \xi + r_0\cos\psi_0$, то после преобразований уравнения получим:

$$\xi'' + 2\,f\omega\xi' - \omega^2\xi = r_0\omega\frac{\cos(\psi_0 \pm \varphi)}{\cos\varphi} - fg, \qquad (7.3)$$

где φ – угол трения частиц с поверхности;

$r_0$ – радиус подачи частицы на лопатку;

ψ – угол наклона лопатки.

Решение уравнения (7.2) операторным методом. Характеристическое уравнение имеет вид

$$\lambda^2 + 2f \cdot \omega \cdot \lambda - \omega^2 = 0.$$

Корни характеристического уравнения

$$\lambda_1 = \frac{1-\sin\varphi}{\cos\varphi}\omega, \qquad \lambda_2 = -\frac{1+sin\,\varphi}{cos\,\varphi}\omega$$

являются действительными неравными. В этом случае имеем два линейно независимых решения уравнения без правой части:

$$\xi = e^{\lambda_1 \cdot t} \quad \text{и} \quad \xi = e^{\lambda_2 \cdot t}.$$

Частное решение уравнения (7.2)

$$\xi = r_0\omega\frac{\cos(\psi_0 \pm \varphi)}{\cos\varphi} - fg.$$

Общее решение уравнения:

$$\xi = C_1 \cdot e^{\lambda_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 \cdot t} + r_0\omega\frac{\cos(\psi_0 \pm \varphi)}{\cos\varphi} - fg. \qquad (7.4)$$

При нулевых начальных условиях решение уравнения (7.5) по П.М. Василенко имеет вид

$$r = \sqrt{\left\{(A-B)\cdot\left(\frac{1}{\lambda_2-\lambda_1}\left(\lambda_2 e^{\lambda_1 t} - \lambda_1 e^{\lambda_2 t}\right) - 1\right) + r_0\,cos\,\psi_0\right\}^2 + r_0^2\,sin^2\,\psi_0}, \qquad (7.6)$$

где $A = \frac{fg}{\omega^2}$; $B = r_0\frac{cos(\psi_0 \pm \varphi)}{cos\,\varphi}$; $\lambda_1 = \frac{1-\sin\varphi}{\cos\varphi}\omega$; $\lambda_2 = -\frac{1+\sin\varphi}{\cos\varphi}\omega$.

Приравнивая текущий радиус r к наружному радиусу диска *R*, из уравнения (7.4) находят время $t_1$ движения частицы по диску.

Угол схода частицы, т.е. угловое перемещение частицы в абсолютном движении до момента схода с лопатки, находится по формуле

$$\omega\, t_{cx} = \omega t \pm (\psi_0 - \psi_R). \qquad (7.7)$$

Пренебрегая членами $fg / \omega^2$ и $e^{\lambda_2 t}$, М.Г. Догановский и В.В. Рядных получили формулу

$$\omega\, t_{cx} = \frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}\ln\frac{2(r_0\cos(\varphi \mp \psi_0) + l\cos\varphi)}{r_0(1+\sin\varphi)\cos(\varphi \mp \psi_0)}. \qquad (7.8)$$

Угол α между поперечной осью координат *x* и вектором начальной скорости $v_0$ назовем углом бросания. Очевидно, что

$$\alpha = \lambda + \omega\, t_{cx} + \Theta, \qquad (7.9)$$

где λ – полярный угол точки подачи частицы;

$\omega\, t_l$ – угол схода частицы.

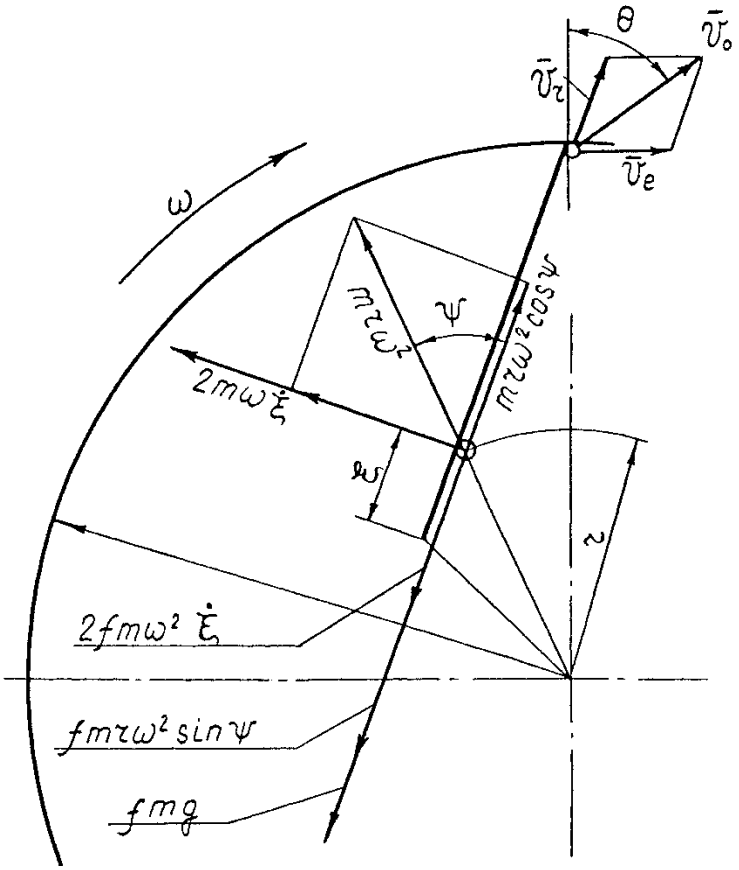



Рисунок 7.4 – К определению перемещения и скорости частицы

## 7.4 Уравнение относительной скорости движения частиц удобрений по лопатке центробежного аппарата

Относительную скорость движения частицы по лопатке определяют дифференцированием перемещения по времени:

$$\xi = C_1 \cdot e^{\lambda_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 \cdot t} + r_0 \omega \frac{\cos(\psi_0 \pm \varphi)}{\cos\varphi} - fg, \qquad (7.10)$$

$$\xi' = C_1 \cdot \lambda_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot \lambda_2 \cdot e^{\lambda_2 t}. \qquad (7.11)$$

При нулевых начальных условиях, то есть при $t = 0$ $\xi = 0$ и $\xi'' = 0$, получим уравнения для нахождения постоянных интегрирования:

$$C_1 + C_2 = B - A;$$

$$C_1 \cdot \lambda_1 + C_2 \cdot \lambda_2 = 0.$$

Решением системы уравнений получим:

$$C_1 = \frac{(B-A)\cdot\lambda_2}{(\lambda_1 - \lambda_2)}; \quad C_2 = \frac{(B-A)\cdot\lambda_1}{(\lambda_1 - \lambda_2)}. \qquad (7.12)$$

$$\xi' = (B-A)\frac{\lambda_1\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1}(e^{\lambda_1 t} + e^{\lambda_2 t}). \qquad (7.13)$$

## 7.5 Определение абсолютной скорости движения частиц удобрений

Абсолютная скорость частицы в момент схода с диска находится суммированием векторов относительной скорости $v_r = \xi'$ и переносной скорости $v_e = \omega R$ (рисунок 7.4).

М.Г. Догановский и В.В. Рядных, пренебрегая членами $fg / \omega^2$ и $e^{\lambda_2 t}$, получили формулу для определения относительной скорости

$$v_r = \frac{\omega}{1-\sin\varphi}\left(r_0 \cos(\varphi \mp \psi_0) + l\cos\varphi\right), \qquad (7.14)$$

где $l$ – длина рабочей части лопатки.

Для радиальной лопатки

$$v_r = \frac{\omega R \cdot \cos\varphi}{1-\sin\varphi}. \qquad (7.15)$$

При $\psi = \varphi = 0$ имеем $v_r = \omega R$ и $\Theta = 45^0$, т.е. относительная и переносная скорости частицы при сходе с идеально гладкой радиальной лопатки равны. При $\varphi > 0$ всегда $v_r < \omega R$, а $\Theta > 45^0$ и определяется по формуле

$$tg\theta = \frac{v_e + v_r \cdot \sin\psi_R}{v_r \cdot \cos\psi_R}. \qquad (7.16)$$

При радиальных лопатках

$$\theta = arctg\,\frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}. \qquad (7.17)$$

На лопатках, отклоненных по направлению вращения, нормальная составляющая центробежной силы прижимает частицы к лопатке, увеличивает сопротивление движению и уменьшает относительную скорость.

На лопатках, отклоненных против вращения, сила нормального давления уменьшается, а относительная скорость увеличивается, если не происходит отрыв частиц от лопатки.

Абсолютная скорость схода частиц с лопатки, отклоненной по направлению вращения, равна длинной стороне параллелограмма и может быть больше, чем с лопатки, отклоненной назад.

### Определение абсолютной скорости движения частиц удобрений при сходе с радиальной лопатки

Рассмотрим движение частицы удобрений по радиальной лопатке горизонтального вращающегося диска (рисунок 7.5) с целью нахождения скорости и направления полета частицы после схода с лопатки. На частицу массой $m$, захваченную лопаткой, в горизонтальной плоскости действуют: центробежная сила инерции $P_ц = mr\omega^2$, нормальная реакция $N$, силы трения $fmg$ и $fN$, кориолисова сила инерции:

$$P_x = 2\, m\omega\xi',$$

где $f$ – коэффициент трения удобрений о лопатку и диск;

$\xi$ – ось координат, направленная вдоль лопатки;

$r$ – радиус-вектор частицы;

$r_o$ – радиус подачи частицы на лопатку.

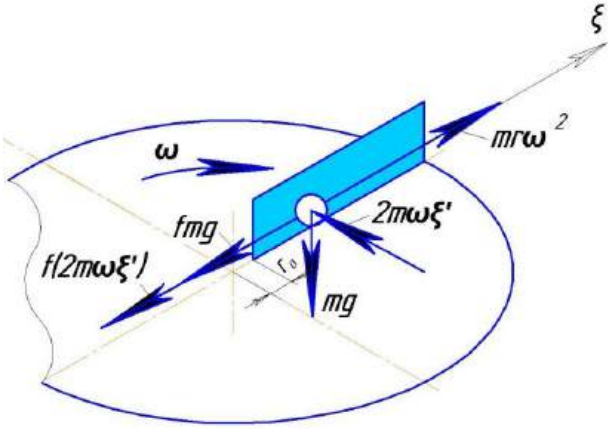



Рисунок 7.5 – Силы, действующие на частицу удобрений

Дифференциальное уравнение движения частицы имеет вид

$$\xi'' = r\omega^2 - fg - 2f\omega\xi', \qquad (7.18)$$

так как $r=r_0 + \xi$, то уравнение (7.18) запишем в виде

$$\xi'' + 2f\omega\xi' - \omega^2\xi = r_0\omega^2 - fg. \qquad (7.19)$$

Характеристическое уравнение

$$\lambda^2 + 2f\omega\lambda - \omega^2 = 0$$

левой части уравнения (7.19) имеет два решения:

$$\lambda_1 = \frac{1-\sin\varphi}{\cos\varphi}\omega; \qquad \lambda_2 = -\frac{1+\sin\varphi}{\cos\varphi}\omega.$$

Частное решение при $\xi' = 0$ и $\xi'' = 0$ имеет вид $\bar{\xi} = -r_0 + \frac{fg}{\omega^2}$.

Обозначим $A = \frac{fg}{\omega^2}$; $B = r_0$, тогда $\hat{\xi} = A - B$.

Общее решение $\xi = C_1 e^{\lambda_1 \cdot t} + C_2 e^{\lambda_2 \cdot t} - B + A.$

Постоянные интегрирования найдем при $t = 0; \quad \xi' = 0; \quad \xi = 0.$

$$C_1 = \frac{(B-A)\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1}; \quad C_2 = -\frac{(B-A)\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1}.$$

Тогда общее решение имеет вид

$$\xi = (B-A)\left(\frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1}(\lambda_2 e^{\lambda_1 t} - \lambda_1 e^{\lambda_2 t}) - 1\right). \qquad (7.20)$$

Время $t_1$ движения частицы по лопатке найдем, подставив полный путь движения частицы по лопатке, т. е.

$$\xi = R - r_0,$$

где R – наружный радиус диска.

Так как время входит в показатели двух экспонент, то уравнение является трансцендентным относительно *t*. Решение его выполнено в системе Mathcad с помощью функции root, программа «Disk-R».

Относительную скорость движения частицы по лопатке определим по уравнению

$$\xi' = V_r = (B-A)\frac{\lambda_1\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1}(e^{\lambda_1 t} - e^{\lambda_2 t}). \qquad (7.21)$$

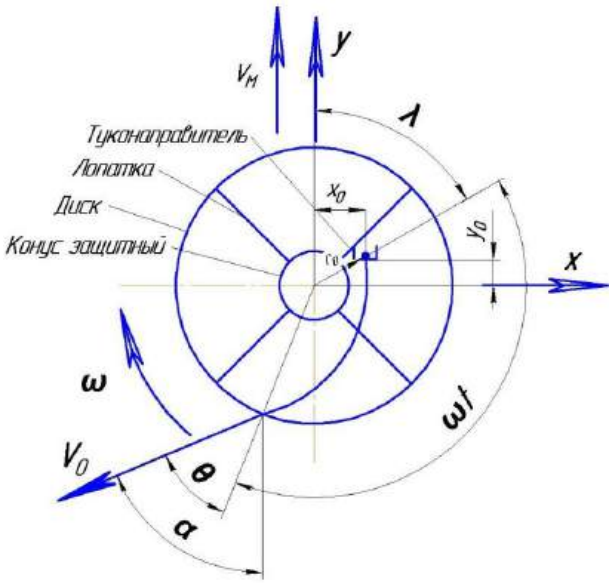



Рисунок 7.6 – Определение кинематических параметров частицы при сходе с лопатки

Абсолютная скорость частицы в момент схода с диска находится суммированием векторов скоростей относительной $V_r$ и переносной $V_e$. Так как угол между ними прямой, то

$$V_0 = \sqrt{V_r + V_e}\,.$$

Угол схода частицы, т.е. угловое перемещение частицы в абсолютном движении до момента схода с лопатки, находится по формуле $\omega\, t_l$.

Угол бросания относительно линии движения

$$\alpha = \lambda + \omega \cdot t_1 + \theta - \pi, \qquad (7.22)$$

где $\lambda$ – угловая координата точки подачи частицы (рисунок 7.6);

$\theta$ – угол между абсолютной скоростью и радиус-вектором частицы.

## 7.6 Свободный полет частиц удобрений, брошенных под углом к горизонту в неподвижной воздушной среде

На частицу, брошенную под углом $\alpha_0$ к горизонту с начальной скоростью $V_0$, действуют сила тяжести $mg$ и сила сопротивления воздуха $R$. Дифференциальные уравнения движения частицы в проекциях на неподвижные оси координат $XOY$ имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} mX'' &= -R\cos\alpha \\ mY'' &= -mg - R\sin\alpha \end{aligned}\right\} \qquad (7.23)$$

Установлено, что при работе бросковых аппаратов сопротивление среды пропорционально второй степени относительной скорости, т.е.

$$R = mK_nV^2,$$

где $K_n$ – коэффициент парусности частицы.

Учитывая, что $V\cos\alpha = X'$, $V\sin\alpha = Y'$ и $V = \sqrt{X'^2 + Y'^2}$, получим:

$$\begin{aligned} X'' &= -k_n X'\sqrt{X'^2 + Y'^2}\ ; \\ Y'' &= -g - k_n Y'\sqrt{X'^2 + Y'^2}\ . \end{aligned} \qquad (7.24)$$

Уравнения (7.24) решаются на ЭВМ.

Запишем систему (7.24) в форме Коши совместно с уравнением поверхности поля. Введем вектор D(t, yo). Первые четыре элемента его будут представлять правые части системы дифференциальных уравнений (7.25) в форме Коши. Два последних элемента – уравнение поверхности поля.

Применим следующие обозначения: $X' = yo_1, Y' = yo_3, yo_4 = X \cdot tg\delta_i$, где $\delta_i$ – угол уклона поля в плоскости полета частицы:

Тогда получим систему уравнений в форме Коши:

$$\left.\begin{array}{l} X' = yo_1 \\ X'' = yo_1' = -k_n(v(yo_1, yo_3) \cdot yo_1) \\ Y' = yo_3 \\ Y'' = yo_3' = -g - k_n(v(yo_1, yo_3) \cdot yo_3) \\ yo_4' = yo_1 \cdot tg\delta_i \\ 0 \end{array}\right\} \qquad (7.25)$$

Следует помнить, что в обычной математике индексы относятся к именам переменных, например в формулах (7.25), а в системе Mathcad имена переменных набирают в одну строку. Индексы обозначают элементы векторов. Начинаются номера с нуля.

Решение дифференциальных уравнений (7.25) внешней баллистики выполним с помощью стандартной программы в системе Mathcad. Программа Rkadapt(yo, T1, T2, N, D) решает уравнения численным методом Рунге-Кутта. Аргументами функции являются вектор начальных условий yo, границы интервала времени T1, T2, число шагов N, вектор правых частей дифференциальных уравнений в форме Коши. Пример решения показан на рисунке 7.7.

**Пример расчета**

Исходные данные: Vo-скорость бросания, м/с; $\alpha g$-угол бросания к горизонту, град; xo, Ho - координаты точки выброса, k - коэффициент парусности, $\alpha 1$-угол уклона поля

$\alpha g := 15$ $\alpha := \alpha g \cdot deg$ $Vo := 30$ $Vox := Vo \cdot \cos(\alpha)$ $Voy := Vo \cdot \sin(\alpha)$ $v(vx, vy) := \sqrt{vx^2 + vy^2}$

$xo := 0$ $Ho := 0.8$ $k := 0.1$ $\alpha 1 := 0 \cdot deg$ $yo4 := 0$ $Voy4 := \tan(\alpha 1)$ $Voy4 = 0$

$Vox = 28.978$ $Voy = 7.765$

Решение:

Вектор начальных условий:

$$yo := \begin{pmatrix} xo \\ Vox \\ Ho \\ Voy \\ yo4 \\ Voy4 \end{pmatrix}$$

Вектор первых и вторых производных:

$$D(t, yo) := \begin{bmatrix} yo_1 \\ -k \cdot \left(v\left(yo_1, yo_3\right) \cdot yo_1\right) \\ yo_3 \\ -g - k \cdot \left(v\left(yo_1, yo_3\right) \cdot yo_3\right) \\ yo_1 \cdot \tan\left(\left|\alpha 1\right|\right) \\ 0 \end{bmatrix}$$

$To := 0$

$Tk := 2.4$

$L := Rkadapt(yo, To, Tk, 3, D)$ $L1 := Rkadapt(yo, To, Tk, 100, D)$

$$L = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 28.978 & 0.8 & 7.765 & 0 & 0 \\ 0.8 & 11.902 & 8.644 & 1.768 & -2.778 & 0 & 0 \\ 1.6 & 16.93 & 4.435 & -2.395 & -7.165 & 0 & 0 \\ 2.4 & 19.482 & 2.173 & -9.026 & -9.085 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Обозначения в матрице вывода результата:
$L_{i,0}$ - время; $L_{i,1}$ - координата x; $L_{i,2}$ - скорость Vx; $L_{i,3}$ - координата y; $L_{i,4}$ - скорость Vy; $L_{i,5}$ , $L_{i,6}$ - линия поля.

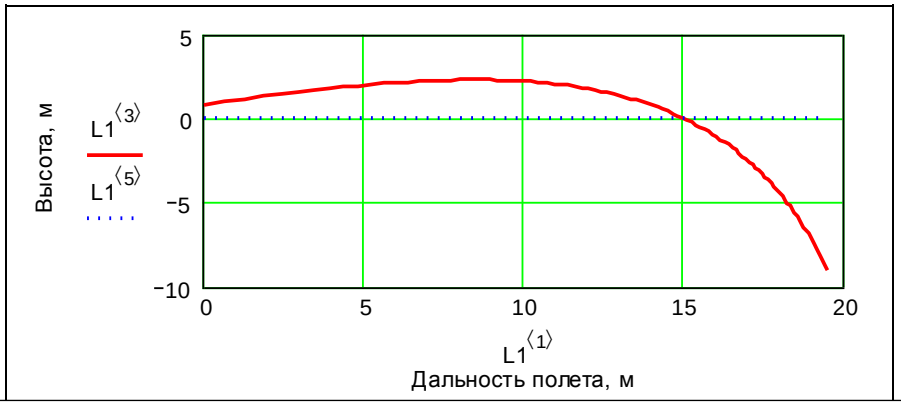



Рисунок 7.7 – Расчет движения тела, брошенного со скоростью 30 м/с под углом 15° к горизонту, в неподвижном воздухе

# ЛЕКЦИЯ 8

8.1. Обоснование формы и размеров бункера (кузова) машины для внесения минеральных удобрений.

8.2. Характеристики потока удобрений на выходе из центробежного аппарата.

8.3. Характеристики зоны рассева удобрений центробежным аппаратом. Интенсивность внесения удобрений.

8.4. Влияние параметров зоны рассева на распределение удобрений по ширине рассева.

8.5. Влияние перекрытия смежных проходов агрегата на равномерность распределения удобрений по ширине.

8.6. Понятие об эффективной и оптимальной ширине рассева удобрений.

## 8.1 Обоснование формы и размеров бункера (кузова) машины для внесения минеральных удобрений

Объем бункера навесной машины выбирается по условию продольной устойчивости и управляемости трактора. Масса удобрений в бункере должна быть достаточной для работы машины с максимальной нормой высева на длине гона не менее 1000 метров, то есть для загрузки бункера на краях поля.

Форма бункера должна удовлетворять условиям полного заполнения при механизированной загрузке без образования «мертвых зон» при выгрузке. Бункера для активно-сыпучих удобрений обычно изготовляют пирамидальной, призматической или конической формы. Объем бункера увеличивают за счет цилиндрической или прямоугольной наставки в верхней его части. Истечение гранулированных удобрений из бункера возможно осуществить самотеком. Регулирование расхода удобрений и дозы внесения удобрений осуществляют изменением площади выходных отверстий, расположенных непосредственно над распределяющим диском.

Кузов прицепной машины для внесения удобрений имеет значительную длину, поэтому подача удобрений к распределяющим рабочим органам не может осуществляться самотеком. В нижней части кузова устанавливают цепочно-планчатый или ленточный транспортер.

Ширину верхней части бункера выбирают по габаритам трактора. Длина бункера навесной машины вверху принимается либо равной, либо меньшей чем его ширина. Ширина бункера *a*, в нижней его части, зависит от типа распределяющих аппаратов. Если применен однодисковый аппарат, то размер *a* должен быть не менее диаметра сводообразующего отверстия и обеспечивать получение необходимого расхода при максимальной дозе внесения удобрений.

Двухдисковый аппарат позволяет увеличить ширину бункера и этим повысить его вместимость. В средней части бункера устанавливают делитель в виде треугольной призмы, исключающей образование «мертвых зон». Такой бункер целесообразно применять при конструировании навесных машин повышенной грузоподъемности. Продольные размеры бункера стараются уменьшить для повышения продольной устойчивости. Грузоподъемность

навесной машины к трактору класса 1,4 таким способом можно увеличить до 0,9 т. Повышение управляемости агрегата достигается установкой дополнительных противовесов на передние колеса трактора.

Призматическую перегородку можно устанавливать и в кузове прицепной машины. Её применение позволяет увеличить крутизну боковых стенок и этим повысить коэффициент полезного использования объема машины. При одних и тех же габаритных размерах кузова можно получить большую его вместимость и исключить образование «мертвых зон».

Увеличение расстояния между дисками распределяющего аппарата дает увеличение ширины рассева и уменьшение взаимных помех. Два диска, работающих близко друг к другу, создают облако частиц, хаотически летящих под машину из-за многократного их отражения от поверхностей соседнего диска. По центру полосы рассева происходит многократное увеличение дозы внесения, которое либо невозможно устранить перекрытием проходов, либо это возможно при значительном перекрытии, то есть при уменьшении рабочей ширины рассева.

Уменьшение взаимных помех в работе дисков достигают поворотом секторов рассева каждого из дисков на угол около 40 градусов в сторону от продольной оси агрегата. Для правого диска вправо, для левого – влево. Тогда пересечение секторов рассева от дисков происходит в зоне меньшей интенсивности выброса удобрений. Усиление результата можно достигнуть установкой дисков на разной высоте или наклоном оси вращения одного из дисков на небольшой угол в поперечно-вертикальной плоскости.

Угол $\alpha$ наклона стенок бункера к вертикали должен быть меньше угла трения удобрений по материалу стенки бункера. Условие это должно выполняться в любой точке на поверхностях стенок бункера. Для конического бункера угол $\alpha$ это угол наклона образующей конуса, который для прямого конуса постоянен. Для пирамидального бункера с квадратным или прямоугольным сечением в горизонтальной плоскости необходимо найти наибольшее значение угла наклона ребер пирамиды и проверить условие отсутствия «мертвых зон». Это же условие должно выполняться для стенок призматической перегородки бункера.

Массовую производительность $Q$ и скорость истечения $v$ из пирамидального бункера в установившемся режиме истечения определяют по формулам Л.В. Гячева:

$$Q = \rho \cdot \mu \cdot r^2 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot r}{2 \cdot b}}, \tag{8.1}$$

$$v = \sqrt{\frac{g \cdot r}{2 \cdot b}}, \tag{8.2}$$

где $\rho$ – плотность удобрений,

$$\mu = n \cdot tg\frac{\pi}{n},$$

$n$ – число граней пирамиды, для конического бункера стремится к бесконечности, тогда $\mu \to \pi$, для четырехгранной пирамиды $\mu = 4$;

$r$ – радиус окружности, вписанной в основание пирамиды;

$g$ – ускорение свободного падения в пустоте;

$b$ – тангенс угла наклона стенки к вертикали.

Максимальная производительность требуется при внесении максимальной дозы удобрений $q_{max}$ при рабочей ширине $B$ и скорости машины $V_m$, предусмотренных техническим заданием, то есть

$$Q_{max} = q_{max} \cdot B \cdot V_m. \tag{8.3}$$

Таким образом, алгоритм расчета параметров бункера навесной машины должен быть следующим. По формуле (8.3) необходимо определить максимальную производительность бункера, по справочным данным найти плотность удобрений и угол трения по стенкам бункера, выбрать угол наклона стенок бункера и число граней пирамиды и из формулы (8.2) определить диаметр вписанной окружности основания.

Далее определяют высоту пирамидальной части бункера по формуле

$$H = \frac{R - r}{tg\alpha}. \tag{8.4}$$

Определяют объем пирамидальной части бункера

$$V_{пир} = \frac{H}{3} \cdot (1 + \frac{a}{A} + (\frac{a}{A})^2) \cdot A^2, \tag{8.5}$$

где $H$ – высота правильной усеченной пирамиды;

$a$ – ширина нижнего основания;

$A$ – ширина верхнего основания.

Грузоподъемность пирамидальной части бункера

$$G_{пир} = \rho \cdot V_{пир}. \tag{8.6}$$

Если грузоподъемность пирамидальной части оказалась меньше $G_{зад}$, предусмотренной техническим заданием, то необходимо вверху бункера предусмотреть прямоугольную часть его. Объем прямоугольной части равен разности

$$V_{пр} = V_{зад} - V_{пир}, \tag{8.7}$$

где $V_{зад} = G_{зад} / \rho$.

Высота $H_{пр}$ прямоугольной части определяется по формуле

$$H_{пр} = V_{пр} / A^2. \tag{8.8}$$

Бункер навесной машины с двухдисковым распределяющим аппаратом в нижней части должен иметь два основания, площади которых равны $a^2$. Расстояние между серединами оснований принимают равным межосевому расстоянию двухдискового аппарата, то есть 0,6–0,7 м. Угол наклона боковых стенок бункера можно уменьшить и даже применить вертикальное их расположение.

Высев удобрений при минимальных дозах внесения не может осуществляться при свободном истечении удобрений из бункера. Диаметр дозирующего отверстия может оказаться меньше сводообразующего. Для устойчивого высева необходимо использовать сводоразрушители или устройства принудительного выноса удобрений из бункера, например как у машины НРУ-0,5. В этом случае над неподвижным днищем располагают колеблющуюся высевающую планку. В передней и задней стенках бункера выполняют отверстия в виде щелей, регулируемых заслонками.

Производительность такой дозирующей системы зависит от частоты колебаний высевающей планки и от высоты дозирующей щели. Среднюю скорость движения определяют по формуле

$$v_{cp} = 2 \cdot S \cdot n, \tag{8.9}$$

где $S$ – амплитуда колебаний планки, м;

$n$ – частота колебаний, $с^{-1}$.

Массовый расход удобрений $Q$ зависит от средней скорости планки, ширины $b$ и высоты $h$ дозирующей щели

$$Q = \rho \cdot v_{cp} \cdot b \cdot h. \tag{8.10}$$

Предельные значения регулируемых параметров $v_{cp}$ *и* $h$ рекомендуется определить, предварительно вычислив максимальный и минимальный расход удобрений. Максимальный расход определяют по формуле (8.3), а минимальный – по формуле

$$Q_{min} = q_{min} \cdot B \cdot V_{max}, \tag{8.11}$$

где $q_{min}$ – минимальная доза внесения удобрений, предусмотренная техническим заданием, $кг/м^2$;

$V_{max}$ – максимальная скорость движения машины, допускаемая агротехническими требованиями, м/с.

Принята максимальная скорость движения агрегата для уменьшения диапазона регулировки расхода удобрений.

Объем кузова призматической формы определяют по формуле

$$V_{пр} = A \cdot L \cdot H - H^2 \cdot L \cdot tg\alpha. \tag{8.12}$$

Объем прямоугольной части кузова определяют по формулам, приведенным для навесной машины.

В машинах большой грузоподъемности в нижней части кузова желательно устанавливать два транспортера и применять двухдисковый распределяющий аппарат. В средней части кузова устанавливают делительную призму, исключающую образование «мертвой зоны» при выгрузке.

Скорость транспортера $v_{тр}$ и высоту дозирующей щели $h$ для бункера с одним транспортером определяют по соотношениям:

$$\rho \cdot h_{min} \cdot B_{тр} \cdot v_{тр_{min}} = q_{min} \cdot B \cdot V_{max}; \tag{8.13}$$

$$\rho \cdot h_{max} \cdot B_{тр} \cdot v_{тр_{max}} = q_{max} \cdot B \cdot V_{min}. \tag{8.14}$$

Прицепные машины обычно проектируют для внесения минеральных удобрений и мелиорантов. Дозы внесения мелиорантов достигают 4 т/га (0,4 кг/м$^2$), поэтому для транспортера назначают две скорости движения. Меньшая скорость используется при высеве удобрений с нормой высева менее 2 т/га, а большая – при внесении мелиорантов.

## 8.2 Характеристики потока удобрений на выходе из центробежного аппарата

Плотность потока на выходе из центробежного аппарата задают распределенным расходом удобрений $q_\alpha$ *(кг/(с рад)),* т.е. количеством удобрений, выброшенных аппаратом в единицу времени в пределах единичного угла.

Угол бросания $\alpha$ считают случайной величиной. Если известна функция плотности вероятностей величины $\alpha$, то

$$q_\alpha = Qf(\alpha). \tag{8.15}$$

Угол $\omega\, t_{cx}$ является функцией радиуса подачи $r_0$.

$$\omega\, t_{cx} = \frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}\ln\frac{2\left(r_0\cos(\varphi \mp \psi_0)+l\cos\varphi\right)}{r_0(1+\sin\varphi)\cos(\varphi \mp \psi_0)}. \tag{8.16}$$

Угол бросания $\alpha$ зависит также от угловой координаты точки подачи $\lambda$:

$$\alpha = \lambda + \omega\, t_{cx} + \Theta, \tag{8.17}$$

где $\lambda$ – полярный угол точки подачи частицы;

$\omega\, t_l$ – угол схода частицы.

Рассматривая угол $\alpha$ как функцию случайных аргументов $r_0$ и $\lambda$, отметим, что заданное постоянное значение этого угла можно получить только при определенных сочетаниях аргументов, после подстановки в него $\omega\, t_{cx}$. Для радиальной лопатки, т.е. при $\psi = 0$, имеем

$$\omega t_{cx} = \frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}\ln\frac{2R}{r_0(1+\sin\varphi)}. \tag{8.18}$$

$$\alpha = \lambda + \frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}\ln\frac{2R}{r_0(1+\sin\varphi)} + \theta. \tag{8.19}$$

Найдем зависимость радиуса подачи от угла бросания:

$$\ln\frac{2R}{r_0(1+\sin\varphi)} = \frac{1-\sin\varphi}{\cos\varphi}(\alpha-\theta-\lambda);$$

$$\frac{2R}{r_0(1+\sin\varphi)} = \exp\left(\frac{(1-\sin\varphi)(\alpha-\theta-\lambda)}{\cos\varphi}\right);$$

$$r_0(\alpha) = \frac{2R}{1+\sin\varphi}\exp\left[-\frac{(1-\sin\varphi)(\alpha-\Theta-\lambda)}{\cos\varphi}\right]. \tag{8.20}$$

Последнее уравнение в полярных координатах $r$, $\lambda$ дает логарифмическую спираль вида $\rho = a\exp(k\lambda)$, где $a$ и $k$ – параметры спирали. Причем

$$a = \frac{2R}{1+\sin\varphi}\exp\left(-\frac{(1-\sin\varphi)(\alpha-\theta)}{\cos\varphi}\right); \qquad k = \frac{1-\sin\varphi}{\cos\varphi}.$$

Подача удобрений в любую точку спирали дает заданное значение угла α. Форма спирали зависит только от угла трения частиц по лопаткам, а её расположение – от $\varphi$, $\alpha$ и $R$.

Спираль, построенная при $\alpha = \alpha_1$, делит зону подачи удобрений на две части (рисунок 8.1 *а*). Сочетания $r_0$, $\lambda$, принадлежащие площади $S_1$, обеспечивают получение угла $\alpha$ меньше $\alpha_1$, а при $(r_0, \lambda) \in S_2$ имеем $\alpha > \alpha_1$.

Функция распределения случайной величины $\alpha$ может быть получена интегрированием плотности системы $r_0$, $\lambda$ по площади $S_1$.

Рассмотрим зависимость $f(\alpha)$ при подаче удобрений по туконаправителю, у которого нижняя кромка параллельна оси $x$ (рисунок 8.1 *б*). Пренебрегая толщиной слоя на лотке по сравнению с его шириной, считаем функцию плотности $f(x)$ полной характеристикой зоны подачи.

Координаты точки подачи $\lambda$, $r_0$ связаны с $x$ и $y$ уравнениями:

$$\lambda = arctg\ (y_0/x), \tag{8.21}$$

$$r_0 = \sqrt{y_0^2 + x^2}, \tag{8.22}$$

где $y_0$ – координата линии пересечения плоскости туконаправителя с плоскостью верхних кромок лопаток.

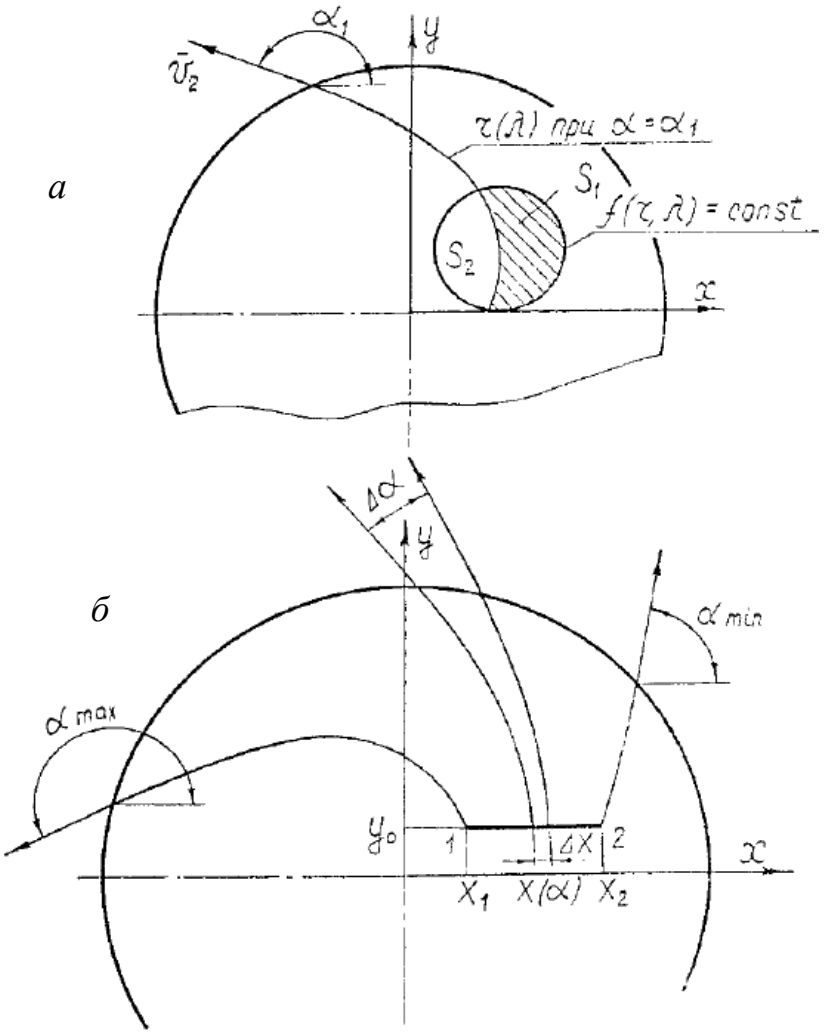



Рисунок 8.1 – Определение плотности вероятностей угла бросания в общем случае (*а*) и при лотковой подаче (*б*)

Если функция монотонна на некотором участке, $x_1 \le x \le x_2$, то количество удобрений, поданных на длине $\Delta x$, равно их количеству, выброшенному в пределах угла $\Delta\alpha$ (рисунок 8.1 *б*). Тогда

$$Qr(x)\,\Delta x = Qf(\alpha)\,\Delta\alpha.$$

При $\Delta x \to 0$ и $\Delta\alpha \to 0$ получим:

$$f(x) = f(\alpha(x))\left|\frac{d\alpha}{dx}\right|, \tag{8.23}$$

$$f(\alpha) = f(x\,(\alpha))\left|\frac{d\alpha}{dx}\right|. \tag{8.24}$$

Для радиальной лопатки имеем:

$$\alpha(x) = arctg\left(y_0 / x\right) + \Theta + \left(\frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}\right)\ln\left(\frac{2R}{1+\sin\varphi} / \sqrt{y_0^2 + x^2}\right); \tag{8.25}$$

$$\frac{d\alpha}{dx} = -\frac{y_0\left(1-\sin\varphi\right) + x\cos\varphi}{\left(1-\sin\varphi\right)\left(x^2 + y_0^2\right)}. \tag{8.26}$$

Движение множества частиц по лопаткам сопровождается осыпями и другими взаимными перемещениями. Пересечение струи удобрений лопаткой связано с ударом, в результате которого размеры зоны подачи увеличиваются. Эти явления можно учесть, если угол бросания α представить в виде суммы

$$\alpha = \alpha_p + \alpha_c,$$

где $\alpha_p$, $\alpha_c$ – расчетное значение угла и случайное его отклонение.

Распределение вектора $\alpha_c$ можно считать нормальным с $m_\alpha = 0$.

Среднее квадратическое отклонение его можно определить по эмпирической формуле

$$\sigma_c = 0{,}834 - 6{,}056\, r_0 + 15{,}146\, r_0^2. \tag{8.27}$$

где $r_0$ – радиус подачи в м.

На основании теоремы о композиции законов распределения имеем

$$f(\alpha) = \int_{-\infty}^{+\infty} f\left(\alpha_p\right) f\left(\alpha - \alpha_p\right) d\alpha_p\,. \tag{8.28}$$

## 8.3 Характеристики зоны рассева удобрений центробежным аппаратом. Интенсивность внесения удобрений

Рассмотрим наиболее простую модель процесса распределения, построенную при следующих исходных допущениях и условиях: распределение удобрений на выходе из аппарата задано функцией плотности угла бросания *f(α)*; средние скорости метания частиц и средние коэффициенты парусности не коррелированы с углом бросания α; дальность метания частиц *ρ* является случайной величиной с известной функцией плотности вероятностей *f(ρ)*; диаметр диска по сравнению с размерами зоны рассева считается малой величиной.

Понятие «доза внесения удобрений» применяем к бесконечно малым площадкам так, что доза $q_F$ определяется соотношением

$$q_F = \lim_{\Delta F=0} \frac{\Delta q}{\Delta F},$$

где $\Delta q$ – масса удобрений, внесенных на площадку;

$\Delta F$ – площадь выделенной площадки.

Распределение удобрений по различным направлениям будем задавать функциями $q_F(X)$; $q_F(Y)$ и т.д.

Площадь, засеваемую аппаратом при отсутствии перемещения машины, т.е. при $V_м = 0$, называем зоной рассева. При выполнении перечисленных ранее условий линии равной интенсивности в зоне рассева (рисунок 8.2) имеют почковидную форму. Аппарат находится в начале координат и выбрасывает удобрения в радиальных направлениях. Выделим в зоне рассева площадку $dF$, ограниченную двумя радиусами, образующими угол $d\alpha$, и двумя окружностями с радиусами $\rho$ и $\rho + d\rho$. Угол $\alpha$ отсчитываем от линии движения машины. При конкретных расчетах следует установить соотношение между координатами *xoy* (рисунок 8.2), связанными с аппаратом, и *XOУ* (рисунок 8.2), связанными с поверхностью поля.

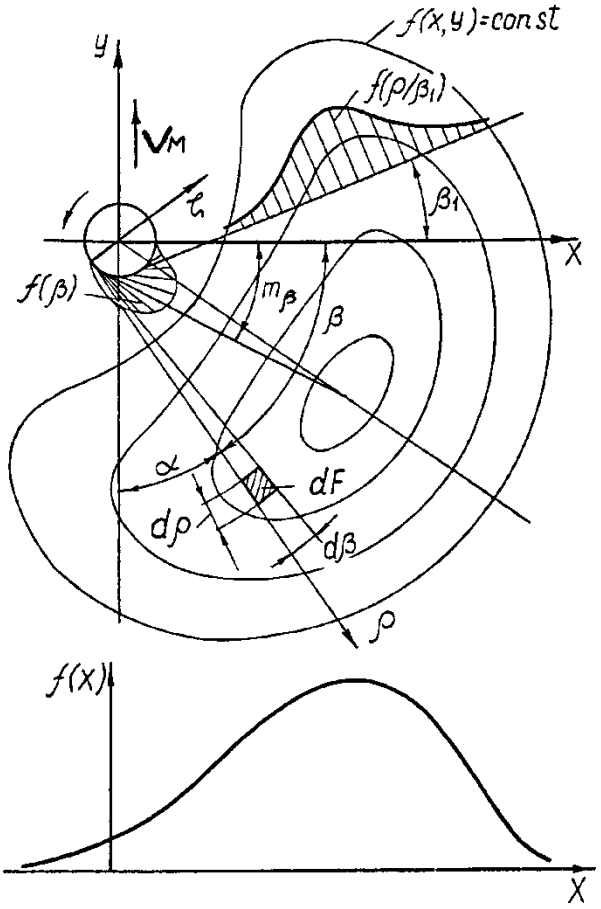



Рисунок 8.2 – Схема определения плотности распределения удобрений горизонтальным аппаратом по ширине полосы рассева

Вероятность попадания удобрений на площадку $dF$ определим как вероятность совмещения двух событий: попадания значения угла бросания в

интервал $d\alpha$ и попадания дальности в интервал $d\rho$. Так как дальность метания некоррелирована с углом $\alpha$, то элемент вероятности $dP$ определим по формуле умножения вероятностей:

$$dP = f(\alpha)\, d\alpha f(\rho)\, d\rho.$$

Интенсивностью засева площадки называем предел отношения расхода удобрений $dQ$, приходящегося на площадку, к её площади $dF$, при $dF \to 0$, т.е.

$$I = \lim_{dF \to 0} \frac{dQ}{dF}.$$

Расход $dQ$ определяется умножением общего расхода $Q$ на элемент вероятности dP. Тогда, учитывая, что $dF = \rho d\rho d\alpha$,

$$I = \frac{Qf(\alpha)f(\rho)}{\rho}. \qquad (8.29)$$

## 8.4 Влияние параметров зоны рассева на распределение удобрений по ширине рассева

При движении машины со скоростью $V_м$ зона рассева перемещается с такой же скоростью относительно неподвижной площадки $dF$. В этом случае интенсивность внесения удобрений на площадке будет переменной. На рисунке 8.3 изображены линии уровней интенсивности $I = const$. В центре зоны рассева интенсивность максимальна, а на её краях – минимальна.

Доза внесения $q_F$ на неподвижной площадке $dF$ после прохода машины определяется интегрированием

$$q_F = \int_0^{t_1} I dt, \qquad (8.30)$$

где $t_1$ – время внесения удобрений на площадке.

Если построены линии уровней интенсивности, то приближенно можно определить дозу $q_F$ заменой интеграла конечной суммой. Для этого через площадку проходят линию, параллельную оси $У$ и находят расстояния $\Delta Y_i$ между точками ее пересечения с линиями равной интенсивности. Учитывая, что $\Delta t_i = \Delta Y_i / V_м$, находят продолжительность действия каждого уровня интенсивности. Вычислив произведения $I_i \Delta t_i$, суммируют их и находят $q_F$.

Выполнив переход к прямоугольным координатам $X$, $У$ и замену переменной $t$ на $У$, получим

$$q_F = \frac{Q}{V_м} \int_0^{У_к} \frac{1}{\sqrt{X^2 + У^2}} f\left(arctg \frac{X}{У}\right) f\left(\sqrt{X^2 + У^2}\right) dY, \qquad (8.31)$$

где $У_к$ – длина линии продольного сечения зоны рассева при заданном значении $X$.

Интеграл в уравнении (8.31) для функций распределения $f(\alpha(X, У))$ и $f(\rho(X, У))$, имеющих практическое распространение, не выражается через элементарные функции, однако легко вычисляется в системе Mathcad.

Программа вычисления дозы при нормальных законах распределения случайных величин дальностей полета частиц $\rho$ и угла бросания $\alpha$ вычисляет

функцию дозы $Q(M\alpha, \sigma\alpha, M\rho, \sigma\rho, X)$. Аргументами функции являются числовые характеристики угла бросания и дальностей полета частиц и поперечная координата $X$. Программа имеет цикл изменения координаты $X$. Пределы изменения $X$ задаются в программе числом точек цикла $n$, интервалом $\Delta X$ между точками и наименьшим значением координаты $X$. Первый интеграл в программе служит для вычисления дозы в первом квадранте системы координат, второй – в четвертом.

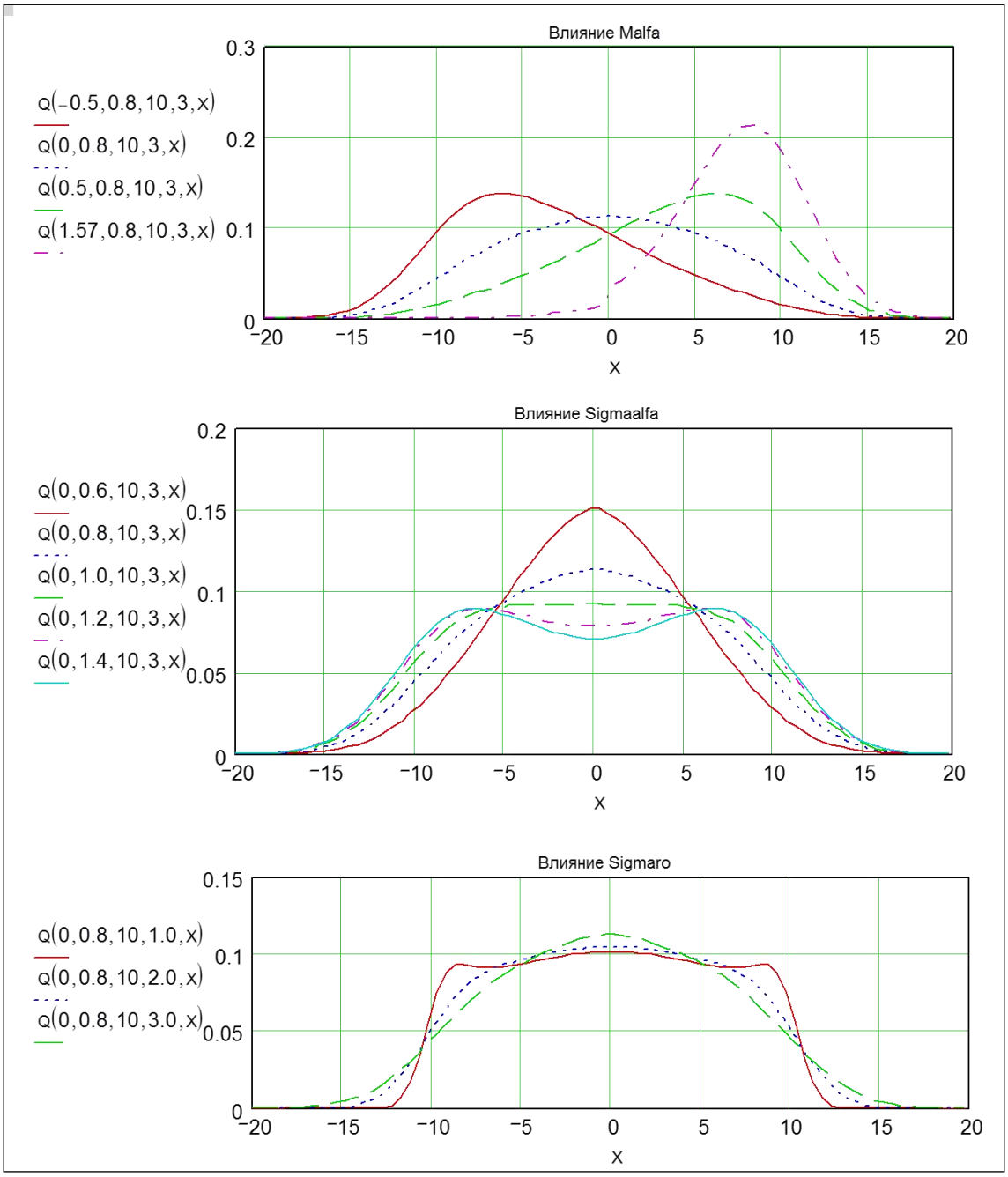



Рисунок 8.3 – Результаты расчета дозы внесения удобрений однодисковым аппаратом

Математическое ожидание угла бросания – наиболее значимый фактор по влиянию на распределение удобрений по ширине. Симметричное распре-

деление, $M\alpha = 0$, при правильном выборе перекрытия смежных проходов может дать высокую равномерность.

Отклонение $M\alpha$ в сторону уменьшения на 0,5 радиан, как и увеличение на такую же величину, приводит к смещению графика дозы внесения в сторону поворота сектора рассева (рисунок 8.3 *а*). Двухдисковый аппарат при $M\alpha = \pm 0{,}5$ дает распределение, полученное суммированием доз, полученных при $M\alpha = +0{,}5$ и $M\alpha = -0{,}5$.

Увеличение среднего квадратического отклонения угла бросания $\sigma\alpha$ приводит к уменьшению дозы в середине полосы рассева (рисунок 8.3 *б*). Увеличение его от 0,6 до 1,0 радиана способствует повышению равномерности в середине полосы рассева. Дальнейшее увеличение $\sigma\alpha$ приводит к получению двухвершинного распределения, которое путем перекрытия проходов не выравнивается. Предельно допустимым можно считать значение $\sigma\alpha = 1{,}0$.

Отношение $\dfrac{\sigma\rho}{M\rho} = \overline{\sigma\rho}$ является критерием подобия распределений. Наиболее распространенные виды удобрений имеют гранулы, метание которых дает $\overline{\sigma\rho} = 0{,}25...0{,}30$.

Среднее квадратическое отклонение дальностей метания $\sigma\rho$ в диапазоне реально применяемых значений мало влияет на распределение по ширине (рисунок 8.3 *в*). При значении $\overline{\sigma\rho}$=0,1 края графика дозы становятся крутыми и распределение становится трехвершинным. Реально получить такое распределение невозможно. Даже метание одной фракции удобрений по парусности дает большие значения $\overline{\sigma\rho}$. Никаких преимуществ такое распределение не дает, поэтому стремиться к выравниванию гранул по парусности нет смысла.

Распределение удобрений двухдисковым аппаратом можно получить путем внесения небольших изменений в программу «доза». Программу следует приспособить для вычисления дозы от левого диска, затем от – правого. Если в обозначении функции дозы добавить букву *l*, а вместо *X* внутри программы вписать (*X+0,5·A*), где *A* – расстояние между осями дисков, то при введении $M_\alpha$ со знаком минус получим распределение удобрений левым диском. Если в обозначении функции дозы добавить букву *p,* вместо *X* ввести (*X – 0,5A*), а $M_\alpha$ ввести со знаком плюс, то получим дозу от правого диска. Общая доза от двух дисков получится как сумма $Qo = Ql + Qp$.

Результаты расчета дозы при различных параметрах зоны рассева представлены на рисунке 8.4. Первая кривая ($M\alpha = 0;\ \ \sigma\alpha = 0.8$) соответствует наложению секторов рассева, симметричных относительно продольных линий, проходящих через центры дисков. Другими словами, перекрываются секторы, сдвинутые в поперечном направлении на величину расстояния между дисками. Так как расстояние между дисками значительно меньше

размеров зоны рассева, то распределение по ширине такое же, как у однодискового аппарата при удвоенной подаче удобрений на диск.

Поворот секторов рассева в разные стороны на 0,5 рад приводит к повышению равномерности в середине полосы рассева и к некоторому повышению концентрации на краях, то есть к увеличению крутизны графика на краях. По этим причинам перекрытие проходов можно делать меньшим, значит эффективная ширина увеличивается.

Увеличение $M\alpha$ до одного радиана приводит к образованию двух экстремумов, удаленных от центра, и резкому уменьшению дозы в середине полосы рассева. Такое распределение неприемлемо.

При работе аппаратов по схеме «от трактора» секторы нельзя сделать широкими из-за взаимных помех дисков. Тогда делают $\sigma\alpha \approx 0{,}6 рад$ и $M\alpha = 0.5 рад$, что дает хороший результат по равномерности рассева, но нечувствительность к изменению коэффициента трения слабее, чем при работе по схеме «к трактору».

Можно предположить, что при $M\alpha = 0$ аппарат мало чувствителен к изменению коэффициента трения удобрений по лопаткам и, возможно, не нуждается в частых регулировках. Однако это следует оценить количественно.

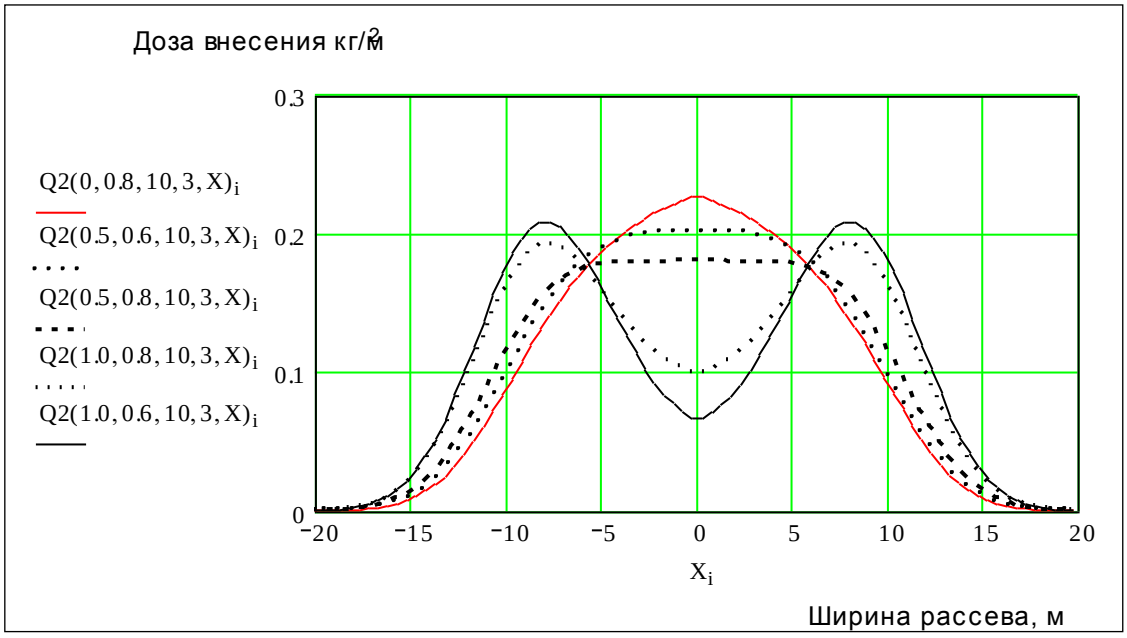



Рисунок 8.4 – Графики распределения удобрений по ширине двухдисковым аппаратом при различных $M\alpha$ и $\sigma\alpha$

## 8.5 Влияние перекрытия смежных проходов агрегата на равномерность распределения удобрений по ширине

Выбор оптимального перекрытия смежных проходов и проверку условия получения заданных ширины и равномерности рассева рекомендуется выполнять по программе, приведенной в приложении.

Программа моделирования перекрытия смежных проходов имеет два цикла. Во внутреннем цикле вычисляется доза внесения удобрений в точках с шагом по *X*, равным 0,5, на полосе между двумя проходами машины. Во внешнем цикле изменяется расстояние между смежными проходами с шагом 0,5 метра от половины полосы рассева (двойной рассев на всей ширине) до $B_{max}$, когда нет перекрытия проходов, а полоса рассева засевается один раз. При каждом перекрытии вычисляются средняя доза внесения и коэффициент вариации дозы. Доза от каждого прохода однодискового аппарата вычисляется двумя интегралами.

Вывод результатов расчета неравномерности при изменении перекрытия проходов выполнен в виде вектора (рисунок 8.5) или в виде матрицы, строки которой дают ширину рассева, коэффициент вариации, среднюю дозу внесения удобрений.

$v(0,0.8..10,3)^T =$

| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 2.541 | 1.776 | 2.512 | 4.2 | 6.222 | 8.421 | 10.741 | 13.151 | 15.628 | 18.153 |

Рисунок 8.5 – Вывод результатов расчета неравномерности при изменении перекрытия проходов

С увеличением перекрытия проходов неравномерность, оцениваемая коэффициентом вариации дозы, снижается до минимального значения, а затем – увеличивается. Нарушение агротехнических требований может произойти как при увеличении расстояния между смежными проходами, так и при его уменьшении.

## 8.6 Понятие об эффективной и оптимальной ширине рассева удобрений

Ширину рассева при минимальной неравномерности называем **оптимальной**. Ширину рассева, соответствующую точке первого пересечения линий неравномерности и агротехнического допуска, называем **эффективной**. На рисунке 8.6 при симметричном рассеве $B_o$ = 22,6 м, $B_э$ = 26 м.

Настройка маркера на рабочую ширину, равную 26 метрам, дает максимальную производительность агрегата, но минимальный допуск на точность вождения. Отклонение расстояния между проходами в сторону увеличения сразу приводит к нарушению агротехнических требований на равномерность.

Настройка маркера на ширину 22,6 метра дает гарантированное выполнение агротехнических требований по равномерности при изменении ширины рассева от 19,5 до 26 метров. Большой допуск на ширину рассева допускает работу машины без маркера, но при этом не будут соблюдены агротехнические требования по средней дозе внесения. Применение маркеров следует считать обязательным.

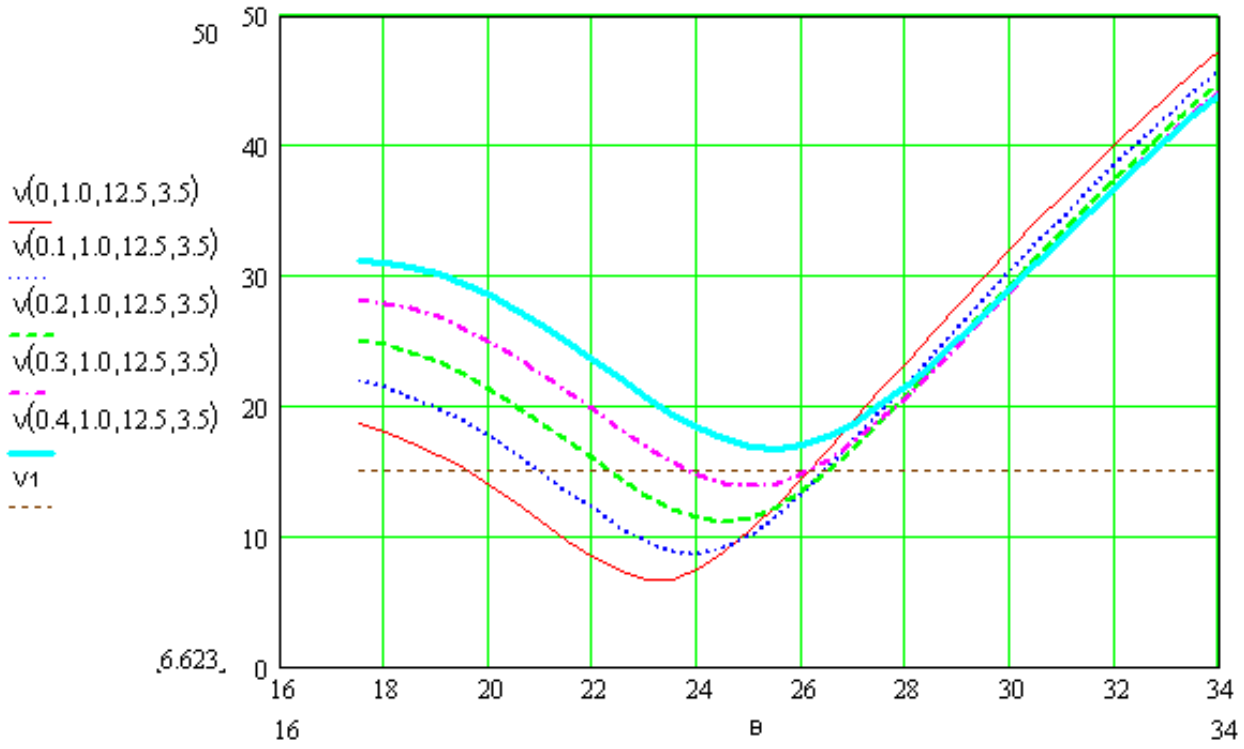



Рисунок 8.6 – Влияние перекрытия смежных проходов
на коэффициент вариации дозы внесения удобрений

С помощью рисунка 8.6 можно выполнить обоснование допуска на математическое ожидание угла бросания. Для этого строим графики неравномерности при значениях математического ожидания, равных 0,2; 0,3; 0,4 рад. Если маркер настроен на 22 м, то при увеличении $M_\alpha$ неравномерность возрастает. При $M\alpha = 0.2 рад$ неравномерность достигает агротехнического допуска. Дальнейшее его увеличение ведет к браку. Аналогично можно обосновать допуск на величину среднего квадратического отклонения угла бросания.

# ЛЕКЦИЯ 9

9.1. Типы маркеров машин для внесения минеральных удобрений.

9.2. Возможности использования системы ГЛОНАСС при внесении удобрений.

9.3. Определение мощности, необходимой для привода центробежного аппарата.

9.4. Определение неравномерности распределения удобрений по результатам испытаний.

9.5. Интенсивность дождя, условия равномерности полива, дальность, производительность.

9.6. Коэффициент эффективности полива, рациональная интенсивность полива, закон Дарси.

## 9.1 Типы маркеров машин для внесения минеральных удобрений

Известны следующие типы маркеров:

- Механический штанговый.
- Тросовый.
- Пенный.
- Визирный
- Автоматические сигнальщики.
- Лазерный Laser Pilot.
- GPS PILOT.

Рассмотрим возможность их применения при внесении минеральных удобрений машинами с бросковыми аппаратами.

**Механический штанговый маркер** применяется на пропашных сеялках. Рассеиватели минеральных удобрений с центробежными аппаратами имеют ширину рассева до 30 м и более. Применять штангу такой длины не эффективно.

**Троссовый маркер** применяли на посевных широкозахватных агрегатах. Маркер имеет тележку с тремя дисковыми колесами. Три диска задают направление движения, а четвертый установлен под углом к линии движения и делает борозду как ориентир для следующего прохода. Работает удовлетворительно на хорошо обработанной почве. На твердой почве движение его неустойчиво, точность низкая. После поворота необходимо вручную перевернуть тележку или изменить наклон диска.

**Пенный маркер** состоит из штанги и пенообразователя, выполненного по аналогии с пенным огнетушителем. При работе пена поступает на поле прерывисто. На поле образуются столбики пены, которые служат для ориентировки при следующем проходе.

Недостатки:

1. Пена оседает. Если на краю поля произошла задержка, например для загрузки удобрений, то линию прохода можно не разглядеть.

2. Расход пенообразователя повышает стоимость операции.

**Визирный маркер** может быть выполнен в виде следоуказателя на штанге, в виде прицела, расположенного поперек линии движения под углом

к горизонту. Маркер настраивают на ровной площадке. На заданном расстоянии между проходами параллельно линии движения чертят линию. Маркер устанавливают так, чтобы при удобном для водителя положении прицел был направлен на линию. На агрегате устанавливают бороздоделатель по линии прохода. При следующем проходе агрегат направляют так, чтобы в прицеле была видна маркерная линия предыдущего прохода. Точность такого маркера не высокая, но достаточная для работы рассеивателя удобрений. Работа с таким маркером не удобна из-за наклонов трактора и водителя при езде по неровностям поля.

**Автоматические сигнальщики** – робот-тележки на краю поля. По радиосигналу с трактора передвигаются на заданное расстояние. Применялись за рубежом.

**Лазерный пилот** применяют на зерноуборочных комбайнах фирмы «Клаас». Для его работы требуется четкая граница, например в виде борозды. При внесении удобрений его применение возможно, но требуется выполнение маркерной борозды, например с помощью бороздоделателя под машиной.

**GPS (или ГЛОНАСС) PILOT** наиболее перспективен для работы с машинами для внесения удобрений. Может работать ночью, в условиях сильного запыления.

## 9.2 Возможности использования системы ГЛОНАСС при внесении удобрений

На рисунке 9.1 показаны различные системы корректировки спутникового сигнала и точность вождения при использовании таких систем.

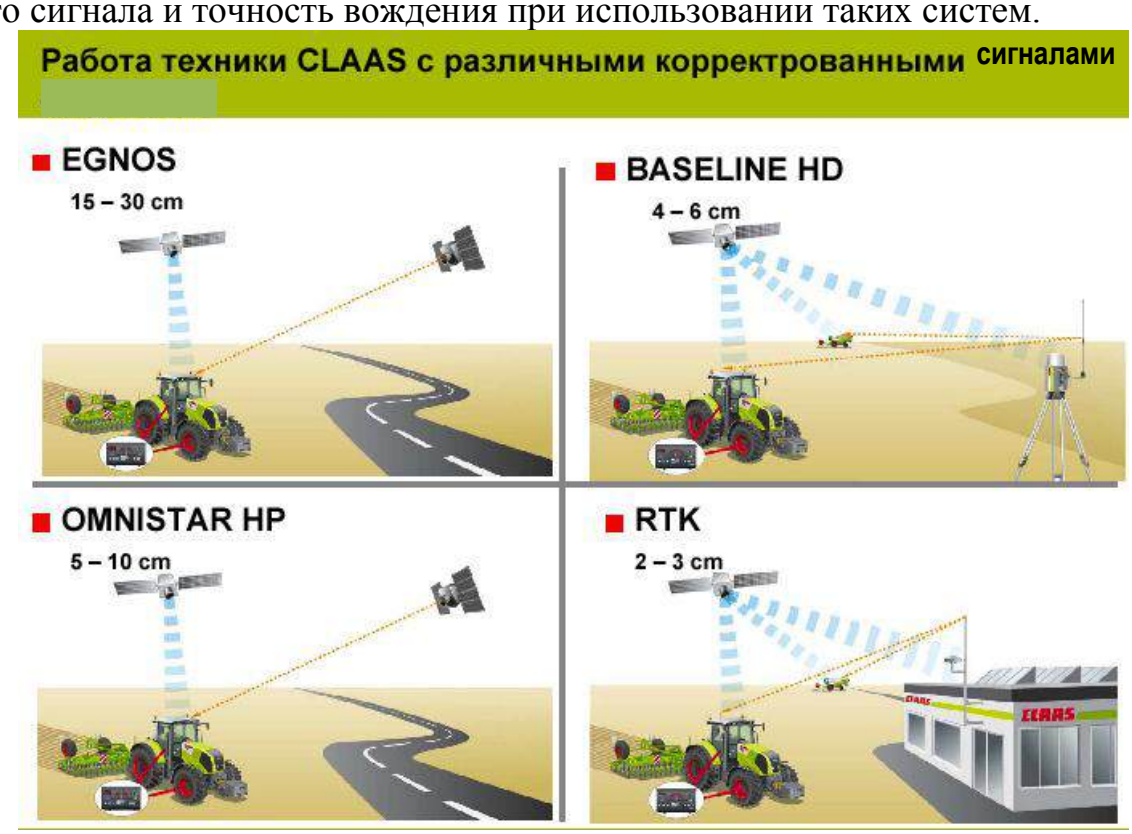



Рисунок 9.1 – Варианты применения систем спутниковой навигации

## 9.3 Определение мощности, необходимой для привода центробежного аппарата

На лопатку и диск аппарата действуют такие же по величине, но противоположные по направлению силы. Величины сил зависят от перемещения частицы по лопатке, поэтому средние их значения можно найти интегрированием элементарных сил.

Рассмотрим затраты энергии на работу аппарата. Общую мощность $N_д$, необходимую для привода диска, представим в виде суммы мощностей на сообщение кинетической энергии частицам удобрений $N_1$, на преодоление сил сопротивления при движении частиц по лопатке и диску $N_2$, на удар частиц о лопатку в месте подачи удобрений $N_3$, на преодоление трения в опорах вала $N_4$, т.е.

$$N_д = N_1 + N_2 + N_3 + N_4. \qquad (9.1)$$

Мощность $N_1$ определяется как кинетическая энергия массы удобрений, проходящих через аппарат за одну секунду:

$$N_1 = \frac{Q \cdot V_0^2}{2}, \qquad (9.2)$$

где $Q$ – массовый расход удобрений, кг/с;

$V_o$ – скорость метания частиц.

Для определения мощности $N_2$, связанной с преодолением сил сопротивления при движении частиц по диску, выделим элемент перемещения $d\xi$. Найдем массу удобрений на этом участке

$$dm = Q\frac{d\xi}{\xi'}$$

и силу сопротивления

$$dP = (2f\omega\xi' + fr\omega^2 \sin\psi + fg)\, dm.$$

Мощность $dN_2$ равна произведению $dP$на скорость $\xi'$, т.е.

$$dN_2 = Q\,(2f\omega\xi' + f\omega^2 r\sin\psi + fg)\, d\xi.$$

Суммарная мощность находится интегрированием:

$$N_2 = \int_0^l Q\,(2f\omega\xi' + f\omega^2 r\sin\psi + fg)\, d\xi, \qquad (9.3)$$

где $l$ – длина рабочей части лопатки, равная $l = R\cos\psi_R - r_0\cos\psi_0$;

$\psi_R$, $\psi_0$ – углы между радиусом-вектором и лопаткой в точке подачи и на конце лопатки.

Так как $r\sin\psi = r_0\sin\psi_0$, то второй и третий члены в скобках уравнения (9.3) не зависят от перемещения $\xi$, поэтому

$$N_2 = Ql\,(f\omega^3 r_0\sin\psi_0 + fg) + Q\int_0^l 2f\,\omega\xi' d\xi. \qquad (9.4)$$

Для нахождения интеграла перейдем к интегрированию по времени. Так как $d\xi = \xi' dt$ и при $\xi = l$, время $t_1$ по лопатке находится при $r = R$. Произ-

ведя замену переменной, получим мощность, связанную с преодолением силы трения от силы Кориолиса:

$$N_{2к} = 2Qf\omega \int_0^t \left(\xi^{/}\right)^2 dt. \qquad (9.5)$$

Подставив $\xi^{/}$, получаем интеграл, который вычисляем в системе Matcad (рисунок 9.2).

**Исходные данные**

$ro := 0.1 \quad \omega := 70 \quad f := 0.5 \quad \phi := \text{atan}(f) \quad \phi = 0.464 \quad g := 9.8 \quad A := \frac{f \cdot g}{\omega^2} \quad R := 0.25 \quad \phi 1 := \phi \cdot \frac{180}{\pi}$

$\phi 1 = 26.565$ Задаем $\psi_o$ меньше $(90 - \phi 1)$, например $\psi o = 45^o \quad \psi 1 := 45 \quad \psi o := \frac{\psi 1 \cdot \pi}{180} \quad \psi o = 0.785$

$B := ro \cdot \frac{\cos(\psi o - \phi)}{\cos(\phi)} \quad B = 0.106 \quad \lambda 2 := -f \cdot \omega - \sqrt{(f \cdot \omega)^2 + \omega^2} \quad \lambda 1 := -f \cdot \omega + \sqrt{(f \cdot \omega)^2 + \omega^2}$

$A = 1 \times 10^{-3} \quad \psi R := \text{asin}\left(\frac{ro}{R} \cdot \cos(\psi o)\right) \quad \xi(t) := \frac{B - A}{\lambda 2 - \lambda 1} \cdot (\lambda 2 \cdot \exp(\lambda 1 \cdot t) - \lambda 1 \cdot \exp(\lambda 2 \cdot t) - 1)$

Находим время движения частицы по лопатке решением трансцендентного уравнения с пом стандартной функции root.

$$\xi 1(t) := \frac{B - A}{\lambda 2 - \lambda 1} \cdot (\lambda 2 \cdot \exp(\lambda 1 \cdot t) - \lambda 1 \cdot \exp(\lambda 2 \cdot t) - 1) - \frac{R - ro \cdot \cos(\psi o)}{\cos(\psi R)}$$

$t := 0.02 \quad t1 := \text{root}(\xi 1(t), t) \quad t1 = 0.02035 \quad \xi 1(0.02875) = 0.079$

Находим относительную и абсолютную скорости метания частиц на конце лопатки

$Vr(t) := (B - A) \cdot \frac{\lambda 1 \cdot \lambda 2}{\lambda 2 - \lambda 1} \cdot (\exp(\lambda 1 \cdot t) - \exp(\lambda 2 \cdot t)) \quad Vr(t1) = 7.605$

$\Theta := \text{atan}\left(\frac{\omega \cdot R + Vr(t1) \cdot \sin(\psi R)}{Vr(t1) \cdot \cos(\psi R)}\right) \quad \Theta = 1.215 \quad Vo := \frac{Vr(t1) \cdot \sin(\psi R) + \omega \cdot R}{\sin(\Theta)} \quad Vo = 20.961$

$Vmax := 3 \quad Bmax := 20 \quad qmax := 0.1 \quad Q := qmax \cdot Bmax \cdot Vmax \quad Q = 6 \quad Vr := Vr(t1)$

$$N2k := 2 \cdot Q \cdot f \cdot \omega \cdot \int_0^{t1} \left[(B - A) \cdot \frac{\lambda 1 \cdot \lambda 2}{\lambda 2 - \lambda 1} \cdot (\exp(\lambda 1 \cdot t) - \exp(\lambda 2 \cdot t))\right]^2 dt \quad N2k = 174.266$$

$N2 := Q \cdot l \cdot \left(f \cdot \omega^2 \cdot ro \cdot \sin(\psi o) + f \cdot g\right) + N2k \quad N2 = 374.057 \quad N1 := \frac{Q \cdot Vo^2}{2} \quad N1 = 1.318 \times 10^3$

$z := 6 \quad Lc := 0.05 \quad N3 := 2 \cdot \pi \cdot Q \cdot \frac{\omega^2 \cdot ro^3}{Lc \cdot z} \quad N3 = 615.752$

$fp := 0.02 \quad d := 0.03$

$N4 := (15 + 1) \cdot g \cdot fp \cdot \omega \cdot \frac{d}{2} \quad N4 = 3.293 \quad Nd := N1 + N2 + N3 + N4 \quad Nd = 2.311 \times 10^3$

Рисунок 9.2 – Пример расчета мощности, необходимой для привода аппарата

Приближенно $N_{2к}$ можно вычислить по скорости $V_r$ на конце лопатки. Вычисляем $V_r = \xi^{/}$ при $t = t_1$ и далее, допуская линейную зависимость скорости от времени, получим

$$N_{2к} = 0.5 \cdot Qf\omega V_r^2 t_1. \qquad (9.6)$$

Мощность $N_3$ определим, считая удар лопатки о струю удобрений неупругим. По теореме об изменении количества движения

$$P_{уд}\,\Delta t = m\,(V_2 - V_1), \qquad (9.7)$$

где $P_{уд}$ – сила удара;

$\Delta t$ – время удара;

$V_2$ – скорость после удара;

$V_1$ – скорость до удара.

Пренебрегаем скоростью подачи удобрений на диск по сравнению со скоростью лопатки, считаем $V_2 = \omega r_o$, а время $\Delta t$ приближенно считаем равным времени пересечения струи лопаткой, то есть

$$\Delta t = \frac{l_c}{\omega \cdot r_0},$$

где $l_c$ – линейный размер струи удобрений в касательном направлении.

Тогда сила удара

$$P_{уд} = \frac{m}{\Delta t}\,\omega\, r_0. \qquad (9.8)$$

Масса $m$, отсекаемая одной лопаткой от струи, определяется по зависимости

$$m = Q\frac{2\pi}{\omega \cdot z}, \qquad (9.9)$$

где $z$ – число лопаток на диске.

Мощность

$$N_3 = 2\,\pi Q\frac{\omega^2 r_0^3}{l_c z}. \qquad (9.10)$$

Мощность

$$N_4 = (m_д + m_{гр})\, g f_n d/2,$$

где $m_д$ – масса диска с лопатками, валом и шкивом;

$m_{гр} = Qt_1$ – масса удобрений на диске;

$f_n$ – коэффициент трения качения в подшипниках;

$d$ – диаметр дорожки на внутреннем кольце подшипника;

$t_1$ – время движения частиц по лопатке.

## 9.4 Определение неравномерности распределения удобрений по результатам испытаний

Перед началом работы агрегата для внесения минеральных удобрений необходимо проверить комплектность машины, правильность сборки, техническое состояние ходовой системы и рабочих органов, наличие ограждающих устройств. Обнаруженные неисправности устранить. Включить привод рабочих органов, обкатать разбрасыватель без загрузки удобрениями путем движения по полевой дороге с включенными рабочими органами. Проверить отсутствие заеданий транспортера, приводного механизма, его четкое срабатывание при включении и выключении, отсутствие перекосов при движении

транспортера. Обнаруженные неисправности устранить регулировкой или ремонтом. Убедившись в исправности разбрасывателя, устанавливают заданную норму высева путем открытия заслонки на величину, взятую из таблицы и пересчитанную в соответствии с конкретными условиями работы. Проверить установку цепного привода транспортера на заданную норму высева. Агрегат готов к работе.

Установка равномерности обычно распадается на два этапа. На первом этапе регулируют туконаправители для получения в поле симметричного относительно продольной оси машины распределения. У однодискового закрытого аппарата это выполняют поворотом туконаправителя вокруг вертикальной оси. Ширина рассева в обе стороны от оси машины должна быть одинакова. Перед началом настройки машины необходимо проверить герметичность уплотнений бункера в местах выхода дозатора. Просыпание удобрений мимо дисков недопустимо. Если в центре полосы есть пики дозы, то получить равномерное распределение не удается.

Наиболее эффективна количественная оценка равномерности рассева. Для нее необходимо иметь противни размером 500×500×50 миллиметров. Противни устанавливают тремя рядами поперек линии движения агрегата, отмеченной вешками или шпагатом, с промежутками для прохода колес трактора.

Агрегат с включенными рабочими органами, на выбранной по тяговой характеристике скорости, проезжает по линии вешек до прекращения высева удобрений в противни. Далее удобрения собирают в нумерованные пакеты и взвешивают. Запись результатов ведется по номерам противней. Туконаправитель регулируют до получения равномерного рассева в центральной части полосы рассева. Далее доза должна плавно уменьшаться. Пики на графике дозы необходимо тщательно исследовать. Если пики повторяются во всех трех рядах, то это связано с недоработками машины. Надо выяснить и устранить причины образования пик дозы.

Второй этап регулировки состоит в выборе наилучшего перекрытия смежных проходов машины и настройке следоуказателей или маркеров на оптимальную ширину.

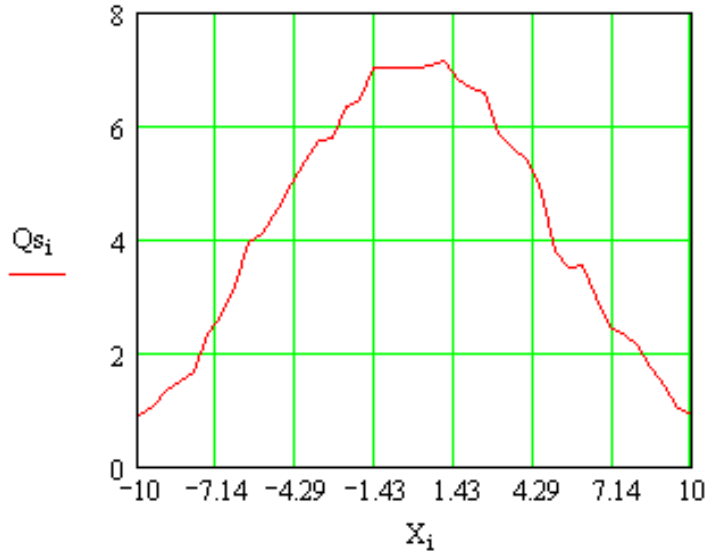
Неравномерность рассева оценивают коэффициентом вариации дозы внесения с учетом перекрытия. При челночном способе движения агрегата происходит поочередно накладка правой на правую, а затем – левой на левую ветвь графика дозы. При круговом способе движения суммируются графики дозы, смещённые по оси X на величину рабочей ширины $B_p$.

В системе MathCAD исходные данные заносят в виде вектора $Qs$, набирают программу перекрытий и выполняют расчет, как показано на рисунке 9.3.

Расчет неравномерности в системе MathCAD

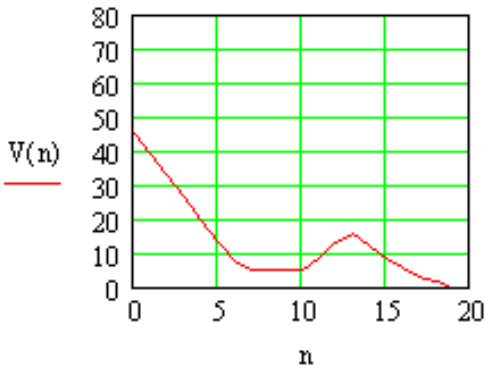
Qs =

| | 0 |
|---|---|
| 0 | 0.884 |
| 1 | 1.045 |
| 2 | 1.326 |
| 3 | 1.503 |
| 4 | 1.659 |
| 5 | 2.34 |
| 6 | 2.671 |
| 7 | 3.196 |
| 8 | 3.934 |
| 9 | 4.083 |
| 10 | 4.553 |
| 11 | 4.962 |
| 12 | 5.398 |
| 13 | 5.755 |
| 14 | 5.789 |
| 15 | 6.351 |




$$F(n) := \left| \begin{array}{l} N \leftarrow last(Qs) + 1 \\ N1 \leftarrow N - (n+1)\cdot 2 \\ \text{for } i \in 0..(N1-1) \\ \quad F_i \leftarrow Qs_{i+n+1} + Qs_{n-i} \text{ if } 0 \le i \le n \\ \quad F_i \leftarrow Qs_{i+n+1} \text{ if } [(n+1) \le i \le (N1-n-2)] \\ \quad F_i \leftarrow Qs_{i+n+1} + Qs_{-i+2N-1-3\cdot(n+1)} \text{ otherwise} \\ F \end{array} \right.$$

$$V(n) := \frac{\sqrt{var(F(n))}}{mean(F(n))}\cdot 100 \qquad n := 0,1..20 \qquad Be(n) := 0.5\cdot[last(Qs) + 1 - (n+1)\cdot 2]$$



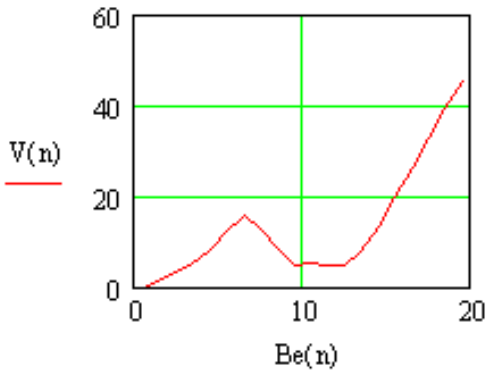




Рисунок 9.3 – Расчет неравномерности по результатам опытов

## 9.5 Интенсивность дождя, условия равномерности полива, дальность, производительность

Рабочие органы дождевальных машин и установок предназначены для преобразования водного потока в дождевые капли, транспортирования капель на определенные расстояния и распределения их по площади полива. По дальности полета капель рабочие органы подразделяют на три группы:

короткоструйные (дальность полета капель до 8 м);

среднеструйные (до 35 м);

дальнеструйные (36–100 м и более).

Короткоструйные рабочие органы называют насадками, а средне- и дальнеструйные – аппаратами.

Насадки неподвижны относительно машины и одновременно орошают всю прилегающую к ним площадь в пределах дальности полета капель. Наиболее распространены различные дефлекторные и центробежные насадки. К достоинствам дефлекторных насадок относят сравнительно малый размер капель (0,9–1,1 мм) и небольшой расход энергии на их образование. Однако высокая интенсивность дождя (0,75–1,1 мм/мин) ограничивает их применение.

Оптимизация процесса работы машин по критериям равномерности распределения жидкостей позволяет снизить материальные и энергетические затраты, повысить вероятность качественной работы при изменении условий эксплуатации, например рельефа поля или ветра. Оптимизацию предлагается выполнить на основе математического моделирования процесса.

Дождевальные аппараты могут работать по кругу и по сектору.

Аппараты создают веер дождя, который орошает сектор или круг на поле. Площадь, орошаемую одной насадкой, называем зоной дождевания. Построим математическую модель процесса дождевания при следующих допущениях:

– распределение дождя по углу веера или круга известно и задано плотностью вероятностей угла $f(\alpha)$ и расходом Q, так, что плотность потока воды, приходящегося на единицу угла, равна $q_\alpha = Q \cdot f(\alpha)$;

– распределение дальности полета капель по радиусам известно и задано плотностью вероятностей дальностей $f(\rho)$;

– расход Q и скорость машины $V_м$ считаются постоянными, поэтому модель строится только для анализа поперечного распределения;

– скорость ветра равна нулю;

– высота установки аппаратов постоянна;

– поверхность поля горизонтальна.

Вероятность попадания жидкости на элементарную площадку dF, выделенную в зоне дождевания двумя радиусами с углом между ними $d\alpha$ и двумя окружностями с приращением радиуса $d\rho$, определится как произведение вероятностей попадания в диапазон угла $d\alpha$ и радиуса $d\rho$, т. е. $P\{dF\} = f(\alpha) \cdot d\alpha \cdot f(\rho)d\rho$.

Интенсивность дождя на площадке равна количеству жидкости, попадающей на нее в единицу времени, деленному на ее площадь. При независимых $\rho$ и $\alpha$ имеем

$$I = \frac{Q \cdot f(\alpha) \cdot d\alpha \cdot f(\rho) \cdot d\rho}{\rho \cdot d\alpha \cdot d\rho} = \frac{Q \cdot f(\alpha) \cdot f(\rho)}{\rho}.$$

Доза полива любой площадки насадкой определяется произведением интенсивности на время работы t (рисунок 9.4).

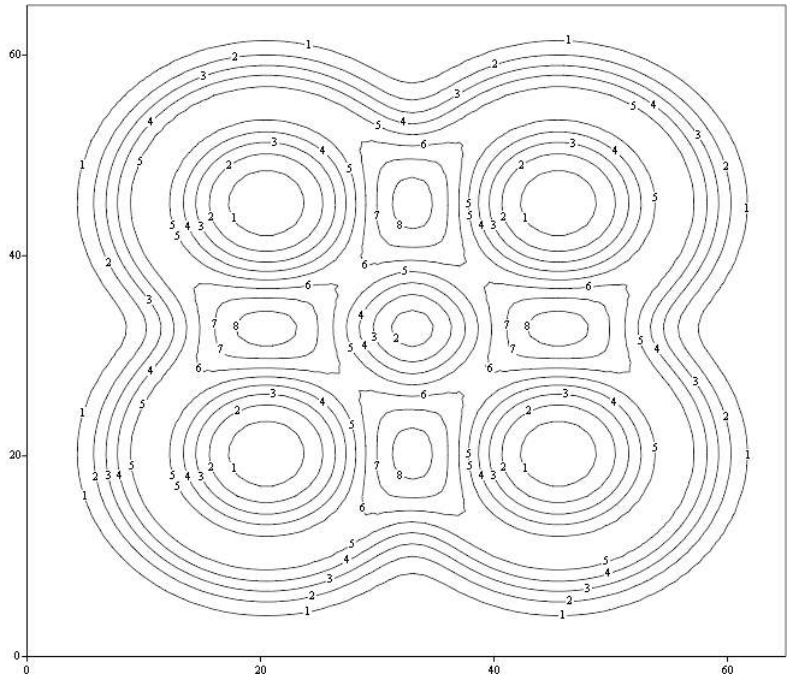
$q_F = I \cdot T$

$Q := 1.2 \quad M\rho := 11 \quad \sigma\rho := 3.2 \quad i := 0..65 \quad X_i := i - 20.5$

$j := 0..65 \quad Y_j := j - 20.25 \quad B := 25 \quad A := 25 \quad T := 2500$

$$ZD(X,Y) := \left( Q \cdot T \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{dnorm\left(\sqrt{X^2 + Y^2}, M\rho, \sigma\rho\right)}{\sqrt{X^2 + Y^2}} \right) \ldots$$
$$+ Q \cdot T \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{dnorm\left[\sqrt{(B - X)^2 + Y^2}, M\rho, \sigma\rho\right]}{\sqrt{(B - X)^2 + Y^2}} \ldots$$
$$+ Q \cdot T \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{dnorm\left[\sqrt{(B - X)^2 + (A - Y)^2}, M\rho, \sigma\rho\right]}{\sqrt{(B - X)^2 + (A - Y)^2}} \ldots$$
$$+ Q \cdot T \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{dnorm\left[\sqrt{X^2 + (A - Y)^2}, M\rho, \sigma\rho\right]}{\sqrt{X^2 + (A - Y)^2}}$$

$MD_{i,j} := ZD(X_i, Y_j)$




MD

Рисунок 9.4 – Контурный график дозы полива
при перекрытии зон дождевания от четырех аппаратов

Экспериментальные результаты исследования характеристик случайных величин: дальности полета капель показали возможность применения допущения о нормальном распределении этой величины.

Плотность вероятности угла при работе аппаратов по кругу равна:

$$f(\alpha) = 1/2 \cdot \pi,$$

При работе по сектору

$$f(\alpha) = 1/2 \cdot A_\alpha,$$

где $A_\alpha$ – амплитуда колебаний аппарата, рад.

Программы моделирования распределения воды дождевальными аппаратами составлены в системе MathCAD. Дозы полива вычислены на площадках в один квадратный метр. Результаты выведены в виде матрицы (рисунок 9.5).

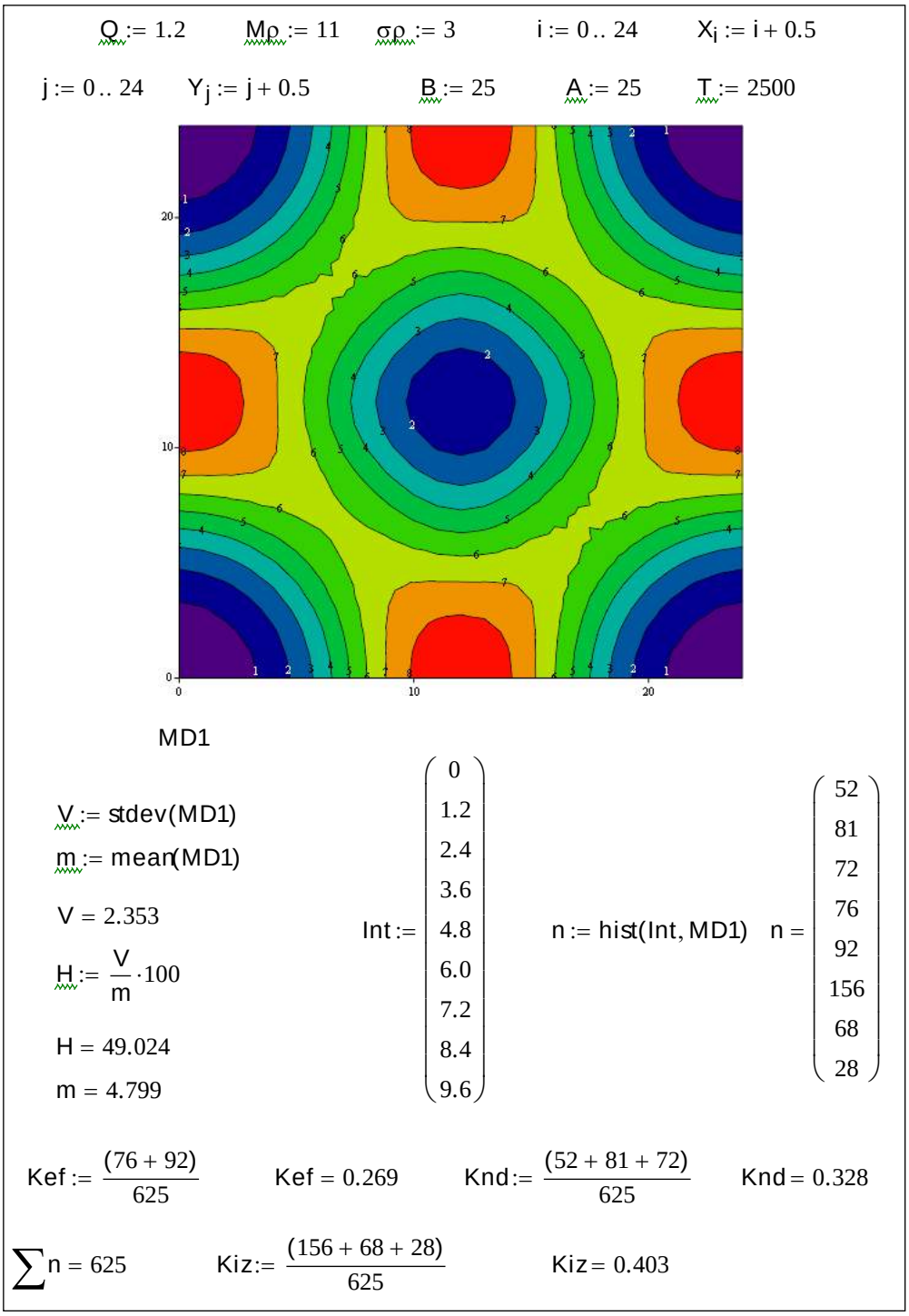



Рисунок 9.5 – Контурный график дозы полива на квадрате, образованном линиями, соединяющими центры аппаратов

Наибольший интерес представляет равномерность полива внутри квадрата, образованного линиями, соединяющими центры аппаратов (рисунок 9.6).

Для оценки равномерности полива на этом квадрате вычислена матрица *MD1*, состоящая из двадцати пяти строк и двадцати пяти столбцов. Коэффициент вариации элементов матрицы оказался равным 49%, что очень плохо. Коэффициент избыточного полива оказался самым высоким (0,403), а коэффициент эффективного полива самым малым (0,269).

$$Q := 9 \qquad M\rho 1 := 15 \quad \sigma\rho 1 := 5 \qquad M\rho 2 := 6 \qquad \sigma\rho 2 := 2 \qquad C1 := 0.8 \qquad C2 := 0.2$$

$$T := 2000 \qquad i := 0..29 \qquad X_i := i + 0.5 \qquad j := 0..29 \qquad Y_j := j + 0.5 \qquad B := 30 \qquad A := 30$$

$$ZD4(X,Y) := \left(Q\cdot T\cdot\frac{C1}{2\cdot\pi}\cdot\frac{dnorm\left(\sqrt{X^2+Y^2},M\rho 1,\sigma\rho 1\right)}{\sqrt{X^2+Y^2}}\right)+\left(Q\cdot T\cdot\frac{C2}{2\cdot\pi}\cdot\frac{dnorm\left(\sqrt{X^2+Y^2},M\rho 2,\sigma\rho 2\right)}{\sqrt{X^2+Y^2}}\right)\ldots$$
$$+Q\cdot T\cdot\frac{C1}{2\cdot\pi}\cdot\frac{dnorm\left[\sqrt{(B-X)^2+Y^2},M\rho 1,\sigma\rho 1\right]}{\sqrt{(B-X)^2+Y^2}}+Q\cdot T\cdot\frac{C2}{2\cdot\pi}\cdot\frac{dnorm\left[\sqrt{(B-X)^2+Y^2},M\rho 2,\sigma\rho 2\right]}{\sqrt{(B-X)^2+Y^2}}\ldots$$
$$+Q\cdot T\cdot\frac{C1}{2\cdot\pi}\cdot\frac{dnorm\left[\sqrt{(B-X)^2+(A-Y)^2},M\rho 1,\sigma\rho 1\right]}{\sqrt{(B-X)^2+(A-Y)^2}}+Q\cdot T\cdot\frac{C2}{2\cdot\pi}\cdot\frac{dnorm\left[\sqrt{(B-X)^2+(A-Y)^2},M\rho 2,\sigma\rho 2\right]}{\sqrt{(B-X)^2+(A-Y)^2}}\ldots$$
$$+Q\cdot T\cdot\frac{C1}{2\cdot\pi}\cdot\frac{dnorm\left[\sqrt{X^2+(A-Y)^2},M\rho 1,\sigma\rho 1\right]}{\sqrt{X^2+(A-Y)^2}}+Q\cdot T\cdot\frac{C2}{2\cdot\pi}\cdot\frac{dnorm\left[\sqrt{X^2+(A-Y)^2},M\rho 2,\sigma\rho 2\right]}{\sqrt{X^2+(A-Y)^2}}$$

$$MD4_{i,j} := ZD4(X_i, Y_j)$$

Рисунок 9.6 – Программа расчета доз внесения удобрений двухсопловым аппаратом на четырех позициях

Подбор весовых коэффициентов, характеризующих соотношение расходов через основное и дополнительное сопла, выполнен смешением двух законов нормального распределения (рисунок 9.7). По рисунку отмечено, что равенство максимумов плотности вероятностей от двух сопел наступает при $C_1 = 0.75...0.8;$ и $C_2 = 0.25...0.2$.

$$M1 := 15 \qquad \sigma 1 := 5 \qquad M2 := 6 \qquad \sigma 2 := 2 \qquad C1 := 0.75 \qquad C2 := 0.25$$

$$f(\rho) := C1\cdot dnorm(\rho, M1, \sigma 1) + C2\cdot dnorm(\rho, M2, \sigma 2)$$

$$\rho := 0, 0.5..30$$

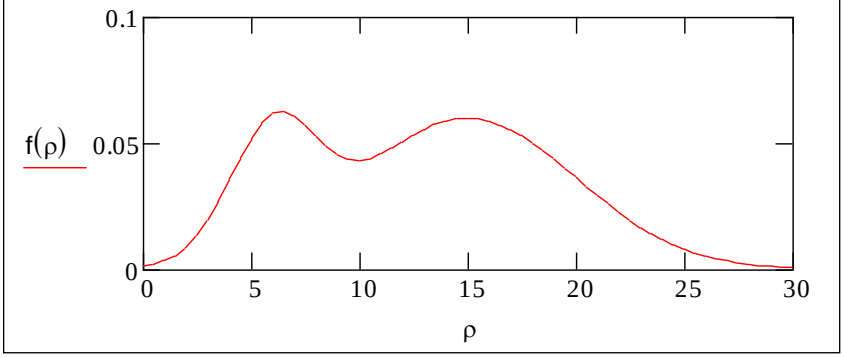
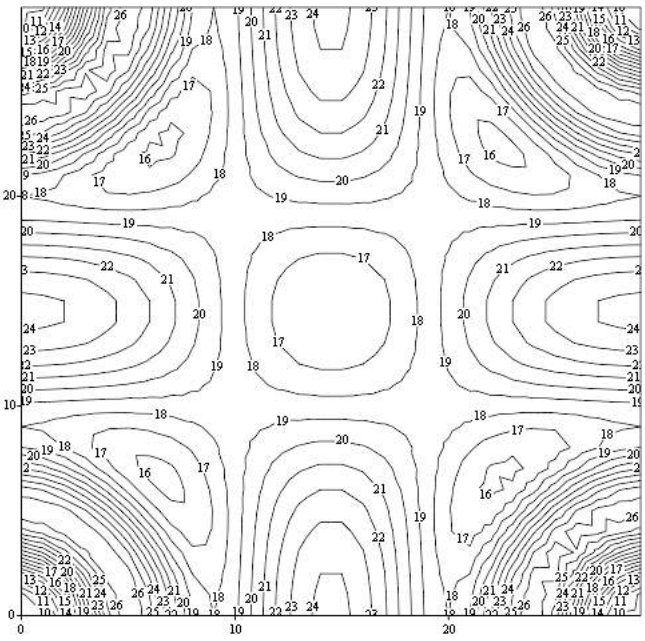



Рисунок 9.7 – Пример обоснования весовых коэффициентов основного и дополнительного сопла

По линиям равных доз полива (рисунок 9.8) можно отметить повышение равномерности полива. Средняя доза полива при $A=B=30$ м равна 20 кг/м$^2$.



max(MD4) = 26.899

min(MD4) = 9.404

MD4

V4 := stdev(MD4) V4 = 3.2 m4 := mean(MD4) m4 = 19.96

$$H4 := \frac{V4}{m4} \cdot 100 \qquad H4 = 16.034$$

$$Int := \begin{pmatrix} 9 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \\ 30 \end{pmatrix} \qquad n := hist(Int, MD4) \qquad n = \begin{pmatrix} 12 \\ 12 \\ 472 \\ 332 \\ 72 \end{pmatrix} \qquad \sum n = 900$$

$$Kef := \frac{472 + 332}{900} \qquad Kef = 0.893 \qquad Knd := \frac{12 + 12}{900} \qquad Knd = 0.027$$

$$\sum n = 900 \qquad Kiz := \frac{72}{900} \qquad Kiz = 0.08$$

Рисунок 9.8 – Расчет показателей равномерности распределения воды двухсопловым дождевальным аппаратом

Расчеты показали, что условием равномерного полива является правильное перекрытие зон дождевания от смежных аппаратов и применение дополнительного сопла в аппарате.

Производительность машин зависит от нормы полива, ширины зоны дождевания, производительности насоса и впитывающей способности почвы.

Теоретически возможная производительность любой дождевальной машины или установки при заданной поливной норме m, м$^3$/га, может быть определена по формуле

$$W = \frac{Q}{m},$$

где W – часовая производительность, га/ч;

$Q$ – объемная подача воды насосом, м$^3$/ч;

$m$ – заданная норма полива, м$^3$/га.

Действительная производительность дождевальных машин, работающих в движении, как и любых других мобильных средств, зависит от ширины захвата, скорости движения и коэффициента использования рабочего времени. Разница заключается лишь в том, что во избежание образования луж на почвах с небольшой впитывающей способностью поливать можно не за один, а за несколько проходов. В таких случаях необходимое число проходов $n = m/h$, где $m$ – поливная норма, мм; $h$ – слой воды, вылитый за один проход, мм. Производительность машин, работающих позиционно, зависит от размера площади $S$, орошаемой с одной позиции, и числа позиций $z$ в смену, т. е. $П = Sz$. За продолжительность смены $T$ число позиций $z=kT/t$, где $k$ – коэффициент использования рабочего времени; $t$ – продолжительность полива с одной позиции.

## 9.6 Коэффициент эффективности полива, рациональная интенсивность полива, закон Дарси

По агротехническим требованиям эффективным считается полив, при котором доза полива отклоняется от среднего значения не более чем на 25% для среднеструйных и на 30% для дальнеструйных аппаратов. Отношение количества площадок с эффективным поливом к общему их числу должно быть не менее 0,7.

Вычисление коэффициента эффективного полива выполняют по матрице доз. Если размеры площади между аппаратами A×B, то при вычислении или экспериментальном определении доз на метровых площадках, общее их число равно произведению $n = A \cdot B$.

Равномерность распределения жидкости по площади можно оценивать коэффициентом вариации доз $q_F$, полученным после испытания машины. Коэффициент вариации связан с коэффициентом эффективного полива функциональной зависимостью, если известен закон распределения отклонений дозы как случайной величины. Удобство коэффициента вариации состоит в наличии стандартных функций для его вычисления практически во всех системах автоматизированного проектирования, в том числе и в стандартных программах компьютеров.

Количественную оценку равномерности на площади прямоугольника с размерами A и B выполнили по матрице доз орошения. Пределы изменения координат $X,Y$ задаем так, чтобы площадь квадрата, ограниченного линиями,

соединяющими точки расположения аппаратов, разделилась на метровые участки. Дозы дождевания вычисляли в центре каждой площадки. По результатам счета получали матрицу доз *MD* с количеством элементов $A \cdot B$. По матрице доз вычисляли коэффициенты вариации, минимальную, среднюю и максимальную дозы при разных значениях A и B. При безветрии логично положить A=B. Далее вычисляли граничные значения доз эффективного полива:

$$q_{f\min} = q_{fsr} - 0.25 \cdot q_{fsr};$$

$$q_{f\max} = q_{fsr} + 0.25 \cdot q_{fsr} \ .$$

Далее по матрицам доз были составлены вариационные ряды и вычислены коэффициенты эффективного, избыточного и недостаточного полива. Одну границу вариационного ряда принимали равной $q_{fsr}$. Следующую границу слева – $q_{f\min}$, справа – $q_{f\max}$. Далее границы назначали с шагом $0{,}25 \cdot q_{fsr}$ справа до превышения максимальной дозы в матрице, слева – до попадания в классовый интервал минимальной дозы. Среднюю дозу вычисляли по матрице и сравнивали её со значением

$$q_{Fsr} = \frac{Q \cdot T}{A \cdot B}.$$

Коэффициент эффективного полива равен отношению частоты классов в границах эффективности к общему числу площадок.

Коэффициент недостаточного полива равен отношению частоты классов, расположенных левее эффективной границы, к общему числу площадок.

Аналогично коэффициент избыточного полива равен отношению частоты последнего класса к общему количеству площадок.

Рациональной считается интенсивность полива без образования поверхностных стоков. Количество поливной воды, подаваемой на площадку в единицу времени, должно быть менее способности впитывания влаги в почву.

Полив – это распределение оросительной воды по площади поля и превращение её из состояния тока в состояние почвенной влаги посредством впитывания.

Различают следующие способы полива: напуском, дождеванием, внутрипочвенный, капельный, аэрозольный и комбинированный.

При поливе напуском вода распределяется по поверхности поля самотеком по бороздам, полосам и чекам. При дождевании вода разбрызгивается по полю в виде капель размером 0,5–2,0 мм. При внутрипочвенном поливе вода поступает в почву через рабочие органы почвообрабатывающих машин или трубки-увлажнители, заложенные в нее на глубине 0,5–0,7 м. При капельном – подается под каждое растение или на локальный участок поверхности поля в виде отдельных капель диаметром 1–2 мм. При аэрозольном поливе искусственно созданный туман (капли размером 100–500 мкм) увлажняет слой воздуха над землей, надземную часть растений и поверхностный слой почвы. Комбинированные способы представляют собой различные сочетания названных.

Инфильтрация влаги почвой включает впитывание и фильтрацию.

Впитывание воды в почву – это процесс заполнения ею свободных пор и пустот под действием гравитационных и капиллярных сил, возникающих на границе смачивания. По мере заполнения пор скорость впитывания уменьшается. Она зависит от свойств почвы и способа полива.

После того как все поры и пустоты почвы будут заполнены, начинается фильтрация воды.

Фильтрация – перемещение воды под действием гидростатического напора. Скорость фильтрации, мм/с, определяют по закону Дарси:

$$q_n = K_\phi \cdot \Delta П = K_\phi \frac{h}{l} = \frac{Q}{S \cdot t},$$

где $K_\phi$ – коэффициент фильтрации (для песка $K_\phi$ = 0,1–10 мм/с, супеси – 0,03–0,05 и суглинка 0, 0005–0,010 мм/с);

$\Delta П = \frac{h}{l}$ – градиент гидравлического потенциала;

$h$ – разность уровней воды в начале и конце фильтрации, мм;

$l$ – длина пути фильтрации;

$Q$ – количество воды, мм$^3$, поступающее на площадь $S$ за время $t$.

Влага передвигается в почве под действием гравитационных, капиллярных и сорбционных сил. Все они действуют одновременно, но в зависимости от свойств почвы та или иная сила может оказывать преобладающее влияние. При поливе напуском, например по бороздам, вода впитывается в почву через дно и стенки борозд и далее движется: на легких (песчаных) почвах – под воздействием гравитационных сил, вследствие чего контуры увлажнения оказываются вытянутыми вниз; на тяжелых (глинистых и суглинистых) – под действием не только гравитационных, но и соизмеримых с ними капиллярных сил, вследствие чего контуры увлажнения оказываются вытянутыми вниз и в стороны.

# МОДУЛЬ 2

# ЧАСТЬ 3. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И ОСНОВЫ ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ УБОРОЧНЫХ МАШИН И МАШИН ДЛЯ ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

## ЛЕКЦИЯ 10

10.1. Технологические свойства зерновых культур.
10.2. Классификация и характеристики режущих аппаратов.
10.3. Классификация механизмов привода режущих аппаратов.
10.4. Кинематические характеристики сегментно-пальцевого режущего аппарата.
10.5. Определение скорости резания и частоты вращения кривошипа.

### 10.1 Технологические свойства зерновых культур

Технологическими свойствами растений и их элементов называют те, которые влияют на параметры и режимы рабочих органов зерноуборочных комбайнов. Урожайность – одна из основных характеристик убираемой массы. В различных странах и регионах нашей страны урожайность, например, пшеницы изменяется от 1,5 до 7,0 т/га. Длина стеблей колосовых культур lст = 400–1500 см, длина колоса $l_к$ = 4–8 см с коэффициентом вариации 0,22–0,28. Количество растений на 1 м$^2$ приходится от 270 до 800. Коэффициент соломистости ($\beta$=0,3–0,75) хлебной массы

$$\beta = \frac{m_c}{m_c - m_з}, \qquad (10.1)$$

где $m_c$ – масса незерновой части срезанных растений, кг;

$m_з$ – масса зерна, кг.

Хлебостой характеризуется полеглостью растений

$$П = \frac{l_{cm} - h}{l_{cm}} 100\%, \qquad (10.2)$$

где *h* – среднее расстояние от поверхности поля до вершины колоса.

При длине растений 70–90 см и полеглости П < 50%, а также при длине растений 40–60 см и полеглости П < 30% условия работы комбайнов являются нормальными, штатными. При иных условиях работа комбайнов затруднена полеглостью растений, что ведет к снижению их производительности во избежание повышенных потерь зерна.

Масса зерен влияет на вымолот, дробление и выделение из вороха. Масса 1000 зерен колосовых культур изменяется в пределах 26–55 г. Коэффициенты трения зерна по стальному листу $f_{ст}$ = 0,14–0,20, по прорезиненному полотну и резине $f_р$ = 0,40–0,56. Коэффициенты трения стеблей пшеницы при влажности 10–14% и давлении 1,5 МПа следующие: по фанере 0,18–0,22; по винипласту 0,28–0,36; по стальному окрашенному листу 0,32–0,42; по

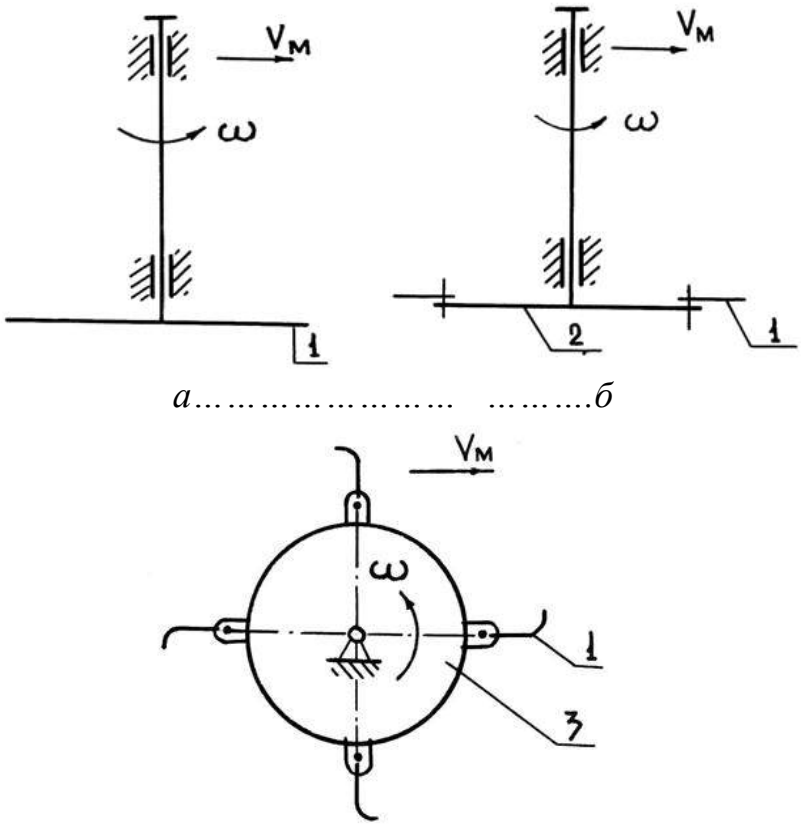
прорезиненному полотну 0,43–0,54. Натура – насыпная масса зерна в объеме 1 л: пшеница 700–900 г/л; овес 400–600 г/л.

Энергия выделения одного зерна из колоса изменяется в широких пределах (от 2,9 до 25,4 Дж). В одном и том же колосе сила связи зерен различная, это явление называют гетерокарпией. Разрыв стеблей в молотильно-сепарирующих устройствах – один из наиболее энергоемких видов разрушения. Прочность стеблей на разрыв следующая, МПа: озимая пшеница 130–300; яровая пшеница 110–410; рожь 265–375; ячмень 85–160; овес 165–230.

## 10.2 Классификация и характеристика режущих аппаратов

Все режущие аппараты подразделяются на аппараты бесподпорного и подпорного резания.

**Бесподпорные режущие аппараты** – ротационные с вертикальной или горизонтальной осью вращения. Рабочими органами таких режущих аппаратов являются ножи, жестко или шарнирно соединенные с ротором или барабаном (рисунок 10.1). Перерезание стебля производится за счет большой скорости движения ножей, собственной жесткости стебля, его инерции и подпора соседних стеблей.




*а*……  ……*б*

*в*

*а* – дисковый режущий аппарат; *б* – сегментно-дисковый режущий аппарат; *в* – барабанный режущий аппарат

Рисунок 10.1 – Типы аппаратов бесподпорного резания

Такие аппараты просты в устройстве и высокопроизводительны, однако они металлоемки, требуют повышенных затрат энергии на привод и не обеспечивают необходимого качества среза. Чаще всего дисковые роторные аппараты используют для обкосов или для уборки высокоурожайных культур. Барабанные аппараты широко применяют на прицепных силосоуборочных машинах.

**Режущие аппараты подпорного резания** бывают сегментно-пальцевые и беспальцевые. Срезание массы в *сегментно-пальцевых аппаратах* происходит при её защемлении между совершающим возвратно-поступательное движение ножом и противорежущей пластиной (вкладышем), в *беспальцевых аппаратах* срезаемая масса защемляется между двумя сегментами ножей. Аппараты подпорного резания срезают растения при скорости 1,5–3,0 м/с, они не измельчают растения, обеспечивают качественный срез с незначительными затратами энергии. Однако из-за возвратно-поступательного движения ножа возникают инерционные силы, что ограничивает значение скорости резания и уменьшает производительность машины.

Этот недостаток устранен на *цепочно-сегментных* режущих аппаратах, у которых сегменты закреплены на замкнутой цепи и совершают вместе движение в одну сторону по замкнутому контуру. По данным некоторых исследователей такая конструкция режущего аппарата является перспективной.

***Беспальцевые*** режущие аппараты бывают одно- и двухножевые. В первом случае подвижен один нож, во втором оба ножа совершают оппозитное движение. Это позволяет уменьшить перемещение ножа (соответственно и инерционные силы), а также увеличивает скорость резания. Недостатком такого режущего аппарата является сложность конструкции механизма привода ножей. Чаще всего такие аппараты применяют при уборке спутанных и полеглых растений (например, бобовые).

***Сегментно-пальцевый*** режущий аппарат получил на сегодняшний день наибольшее применение в конструкциях жаток зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов и отечественных косилках. Такие аппараты характеризуются следующими геометрическими и кинематическими параметрами (рисунок 10.2):

t – шаг режущей части (расстояние между осевыми линиями соседних сегментов);

$t_0$ – шаг противорежущей части (расстояние между осевыми линиями пальцев);

S – ход ножа (перемещение ножа из одного крайнего положения в другое).

Сегменты режущих аппаратов могут быть с насечкой или без нее. Насечка предотвращает выскальзывание растения из режущей пары при защемлении. Однако, если шаг насечки примерно равен диаметру стеблей, начинается забивание режущего аппарата, поэтому насечку делают в 2–3 раза меньше диаметра стеблей. Сегменты с насечкой используют для уборки грубостебельных культур, без насечки – для уборки трав.

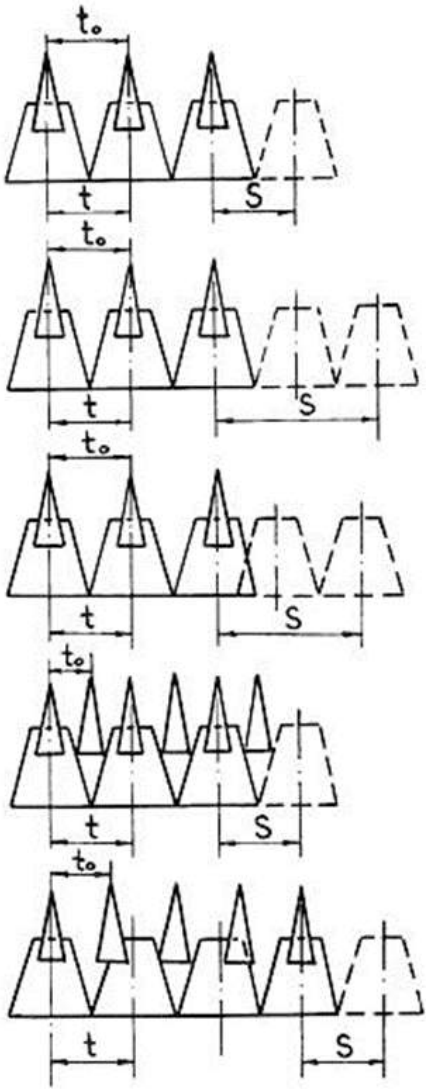



Рисунок 10.2 – Сегментно-пальцевый режущий аппарат

1. Аппарат нормального резания с одинарным пробегом ножа характеризуется отношением

$$t = t_0 = S = 76{,}2 \text{ или } 90 \text{ мм.}$$

Аппарат с шагом 76,2 мм применяют для уборки зерновых и технических культур, 90 мм – при уборке толстостебельных культур.

2. Аппарат нормального резания с двойным пробегом ножа характеризуется отношением

$$2t = 2t_0 = S = 152{,}4 \text{ или } 101{,}6 \text{ мм.}$$

3. Аппарат нормального резания с некратным пробегом ножа характеризуется отношением

$$кt = кt_0 = S, \quad \text{где } 1<к<2.$$

4. Аппарат низкого резания характеризуется отношением

$$t = 2t_0 = S = 76{,}2 \text{ или } 101{,}6 \text{ мм.}$$

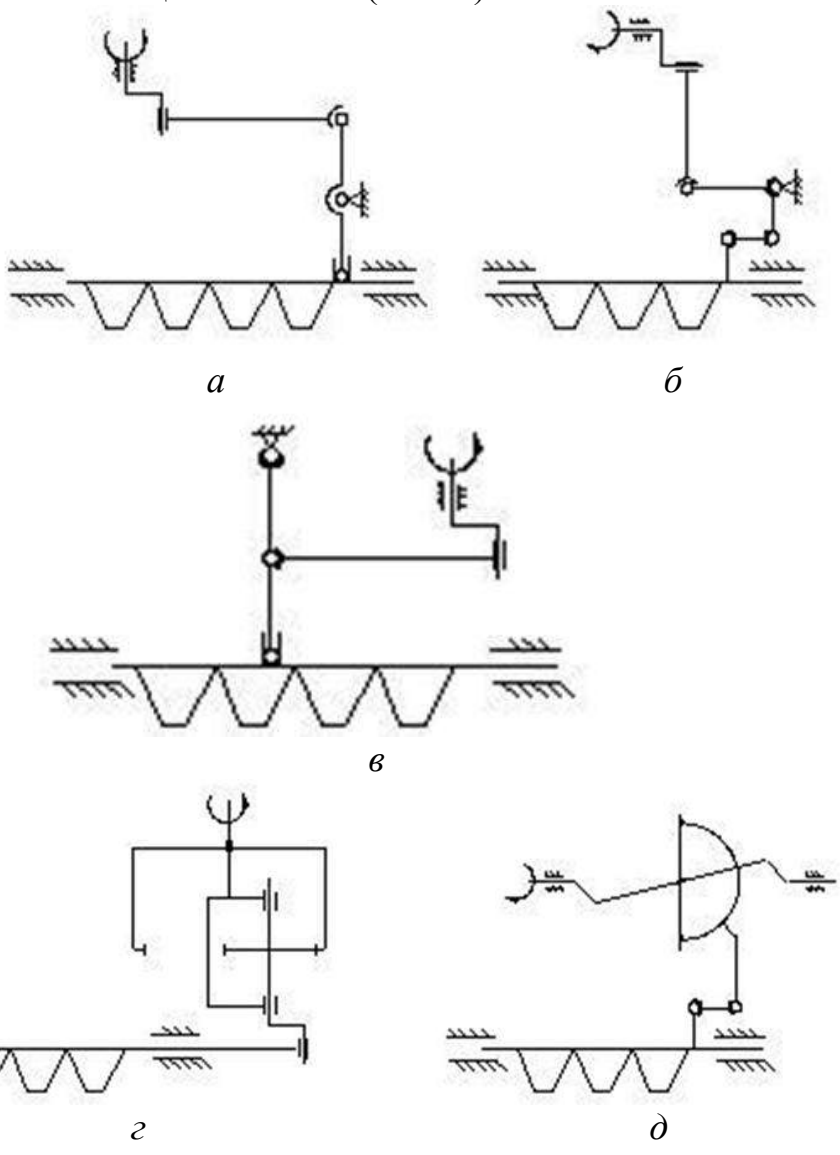
5. Аппарат среднего резания характеризуется отношением

$$t = кt_0 = S, \quad \text{где } 1{,}2<к<1{,}4.$$

## 10.3 Классификация механизмов привода режущих аппаратов

На большинстве современных зерноуборочных комбайнов для привода режущих аппаратов могут использовать следующие механизмы:

– кривошипно-шатунный механизм (КШМ);
– планетарный механизм;
– кривошипно-кулисный механизм;
– механизм качающейся шайбы (МКШ).



*а* *б* *в* *г* *д*

*а* – КШМ с коромыслом; *б* – КШМ с двуплечим рычагом;
*в* – КШМ с водилом; *г* – планетарный механизм;
*д* – механизм качающейся шайбы (МКШ)

Рисунок 10.3 – Схемы приводов режущих аппаратов

КШМ в свою очередь может подразделяться на:

– КШМ с коромыслом;
– КШМ с двуплечим рычагом;
– КШМ с водилом.

Некоторые из перечисленных механизмов привода режущего аппарата представлены на рисунке 10.3.

Механизм качающейся шайбы снабжен коленчатым валом, на шейке которого на подшипниках смонтировано водило. Пальцами водило связано с вилкой колебательного вала. На конце вала закреплен рычаг, соединенный с головкой ножа.

## 10.4 Кинематические характеристики сегментно-пальцевого режущего аппарата

Кинематическими характеристиками работы режущего аппарата являются его перемещение x, скорость V и ускорение j. Установлено, что разница максимальных скоростей и ускорений ножей режущих аппаратов с дезаксиальным и центральным (аксиальным) механизмами привода незначительна (5–10%), поэтому расчет будем вести для более простого случая – аксиального расположения механизма привода, считая полученные результаты справедливыми для всех остальных вариантов.

Пусть кривошип вращается по ходу часовой стрелки с угловой скоростью ω. Если кривошип расположится на одной линии с шатуном, то нож займет крайнее положение (точка С). Затем, за время t он повернется от оси X на угол ωt (рисунок 10.4), при этом шатун займет положение $B_1C_1$.

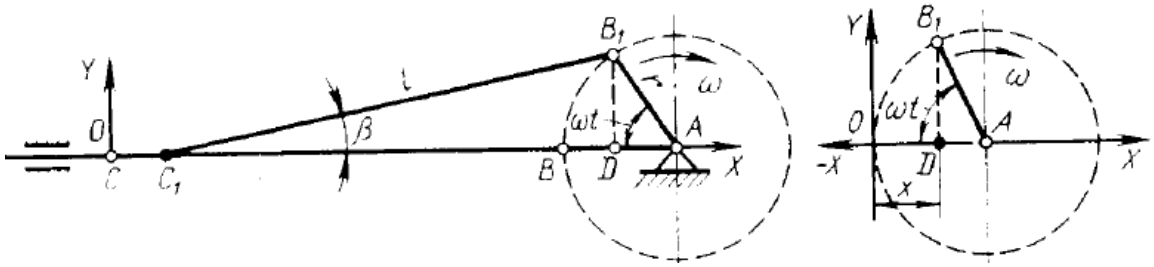



Рисунок 10.4 – Схема к определению перемещения ножа

Перемещение ножа:

$$\mathbf{x}=AC-AC_1.$$

Так как $AC=r+l$, а $AC_1= l\cos\beta+ r\cos\omega t$, то $\mathbf{x}=r + l – l\cos\beta – r\cos\omega t$, или

$$\mathbf{x}=r(1 – \cos\omega t) + l(1 – \cos\beta).$$

Как видно из рисунка 10.4,

$$B_1D= l\sin\beta= r\sin\omega t.$$

Тогда

$$\sin\beta = (r/l)\sin\omega t,$$

$$\cos\beta=\sqrt{1-(r/l)^2\sin^2\omega t}.$$

Для большинства комбайнов $r/l$=0,1–0,04, тогда $\cos\beta$=0,996–0,999. Поэтому с достаточной степенью вероятности принимаем $\cos\beta=1$. Соответственно

$$\mathbf{x}=r(1 – \cos\omega t). \qquad (10.3)$$

Выражение (10.4) представляет уравнение правильного гармонического колебания. Продифференцировав его, получим зависимость скорости V и ускорения j относительного движения ножа с центральным механизмом привода.

$$V = r\,\omega\,\sin\omega t, \qquad (10.4)$$

$$j = r\,\omega^2\cos\omega t. \qquad (10.5)$$

Как видно из уравнений (10.4) и (10.5), скорость ножа увеличивается пропорционально значениям *r* и *ω,* ускорение же, а следовательно, и инерциальные силы, возрастают пропорционально квадрату угловой скорости. Поэтому, чтобы избежать больших значений инерциальных сил, скорость движения ножа целесообразно увеличивать путем удлинения радиуса кривошипа, а не повышением частоты его вращения.

Из рисунка 10.4 видно, что максимальное перемещение ножа с аксиальным механизмом привода, $x_{max}= 2r$. Это перемещение называется ходом ножа S, соответственно S = 2r. У режущих аппаратов с дезаксиальными механизмами привода ход ножа S на 5–10% больше удвоенного радиуса кривошипа.

Выразим скорость V движения ножа как функцию от перемещения.

Как видно из рисунка 10.4, ордината *y* точки $B_1$

$$y=r\sin\omega t. \qquad (10.6)$$

Имеем

$$V = \omega\, y. \qquad (10.7)$$

Поскольку точки кривошипа описывают окружность, то их скорость можно определить графически, умножив ординату *y* окружности на масштаб и на угловое ускорение.

## 10.5 Определение скорости резания и частоты вращения кривошипа

Изображаем сегмент и линии противорежущих кромок вкладышей. Находим крайние точки активного лезвия А и В (рисунок 10.5).

От точки А откладываем вправо ход ножа S. Делим расстояние $AA^{/}$ пополам. Из полученной точки как из центра проводим полуокружность через А и $A^{/}$. Эта полуокружность является графиком скорости точки А. Масштаб скорости $\mu_V = \omega\mu_Z$ может быть неизвестным.

Находим скорость начала резания. Для этого лезвие мысленно перемещаем до совпадения точки А с противорежущей кромкой вкладыша. Это и будет момент начала резания. Скорость начала резания пропорциональна отрезку $Z_H$, то есть

$$V_{HP} = Z_H \mu_Z \omega, \qquad (10.8)$$

где $\mu_Z$ – линейный масштаб рисунка.

Находим скорость конца резания. Для этого точку В подводим к противорежущей пластине и находим положение точки А в этот момент ($A_K$). График скорости точки В у нас нет, но по скорости точки А можно определить скорость точки В (они одинаковы, так как движение поступательное).

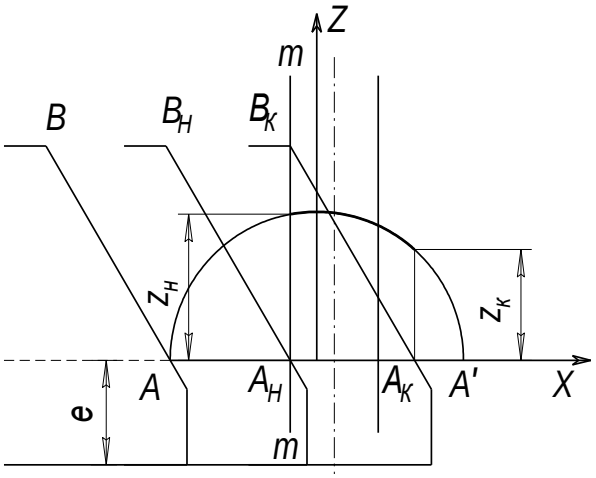



Рисунок 10.5 – Определение скорости резания стеблей однопробежным аппаратом

Из точки $A_K$ измеряем длину отрезка $Z_K$. Скорость конца резания $V_{кр} = Z_к \mu_Z \omega$.

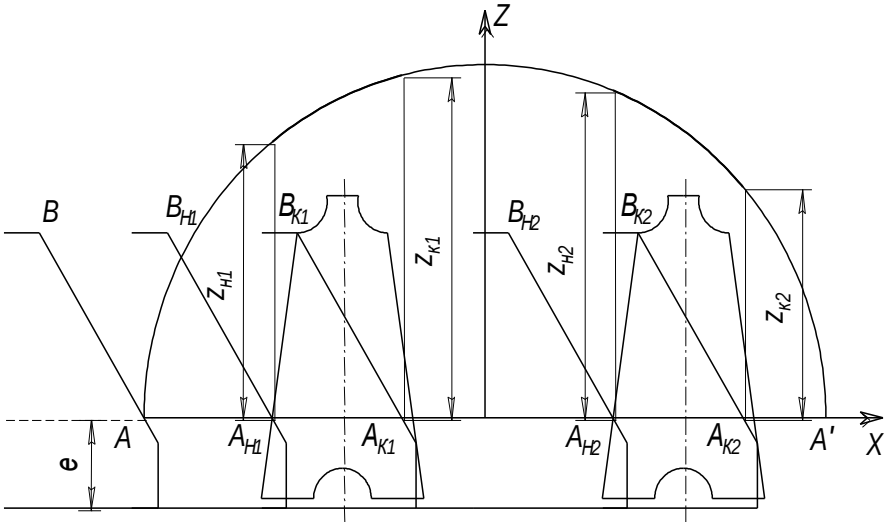



Рисунок 10.6 – Определение скорости резания двухпробежным аппаратом

У двухпробежного аппарата скорости определяют у двух пальцев (рисунок 10.6).

Из рисунков 10.5 и 10.6 видно, что резание происходит с непостоянной скоростью. Чистый срез получается при высоких скоростях резания, но затраты энергии и износ режущих аппаратов при этом возрастают. Допустимая минимальная скорость резания $[V]$, при которой возможен чистый срез, зависит от состояния хлебостоя по зрелости, влажности, от вида культуры, состояния режущих кромок и от других факторов.

Имея численное значение $[V]$ и график скоростей резания, определим частоту вращения кривошипного вала. Для этого находим на графике минимальное значение $Z_{рез}^{\min}$. Затем, считая, что $V_{\min} = Z_{рез}^{\min} \mu_Z \omega \geq [V]$, находим

$$\omega \geq \frac{[V]}{\mu_Z Z_{рез}^{min}}. \qquad (10.9)$$

# ЛЕКЦИЯ 11

11.1. Построение траектории абсолютного движения точки ножа.
11.2. Условие защемления стебля режущей парой, её параметры.
11.3. Определение отгиба стеблей и высоты стерни.
11.4. Площадь подачи, площадь резания.
11.5. Силы, действующие на нож аппарата подпорного резания.
11.6. Определение мощности на привод ножа.

## 11.1 Построение траектории абсолютного движения точки ножа

Нож сегментно-пальцевого режущего аппарата совершает сложное движение: гармоничное колебательное в относительном движении и поступательное в переносном движении. Последнее можно представить как перемещение с постоянной скоростью и выразить уравнением

$$z = V_M \cdot t,$$

где $V_M$ – скорость машины.

За время поворота кривошипа на угол $180^0$ ($\omega t = \pi$) сегмент из крайнего левого положения перейдет в крайнее правое, машина передвинется в направлении оси z на некоторое расстояние L, называемое подачей.

Тогда $$L = \pi V_M / \omega$$

или $$L = V_M / 2n, \qquad (11.1)$$

где $n$ – частота колебаний ножа.

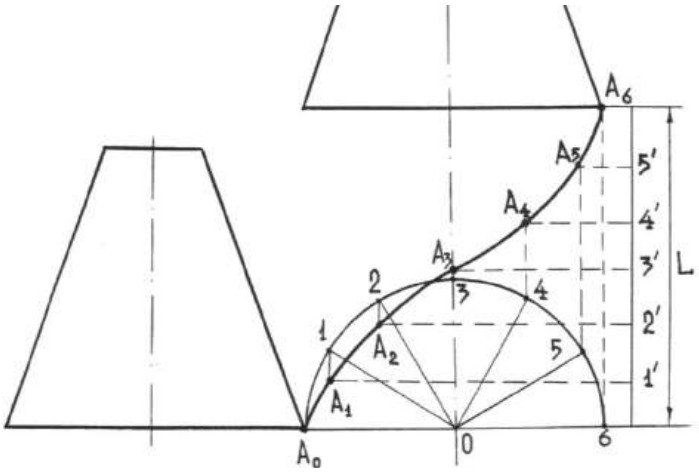



Рисунок 11.1 – Построение траектории абсолютного движения точки ножа

Траектория абсолютного движения какой-либо точки $A$ ножа (рисунок 11.1) может быть определена графически сложением относительного и переносного движений. Для этого на оси z отложим отрезок, равный в масштабе подаче L, через точку $A$ проведем полуокружность радиусом r, соответствующую траектории движения пальца кривошипа при повороте его на угол $\omega t = \pi$. Отрезок L и полуокружность разделим на одинаковое число частей. Найдем точки пересечения вертикалей, проведенных из точек деления окружности, и горизонтальных линий, проходящих через соответствующие

точки деления подачи L. Точки пересечения лежат на траектории абсолютного движения точки А сегмента. Все остальные точки ножа будут двигаться по эквидистантным траекториям.

## 11.2 Условие защемления стебля режущей парой, её параметры

Определим условие защемления стеблей режущей парой. На стебель *m* (рисунок 11.2) действуют силы $N_1$ и $N_2$, нормальные к лезвиям сегмента и противорежущей пластины, а также силы трения $F_1$ и $F_2$, максимальные значения которых $F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1$, $F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2$, где $\operatorname{tg} \varphi_1$, $\operatorname{tg} \varphi_2$ – коэффициенты трения стебля о поверхности лезвий сегмента и противорежущей пластины.

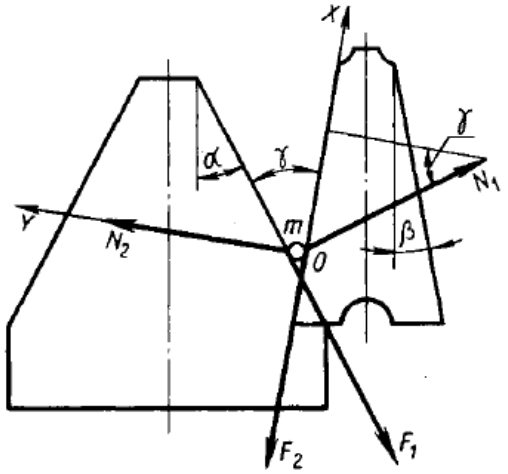



Рисунок 11.2 – Схема защемления стебля режущей парой

Стебель не выталкивается при условии $F_2 \geq N_1 \sin \gamma$ – м $F_1 \cos \gamma$. Заменив силы $F_1$ и $F_2$ из предыдущих зависимостей и решив эти выражения, получим

$$\gamma \leq \varphi_1 + \varphi_2. \qquad (11.2)$$

Так как $\gamma = \alpha + \beta$, где $\alpha$ и $\beta$ – углы наклона боковых сторон сегмента и противорежущей пластины к оси их симметрии, получим уравнение, определяющее условие защемления стеблей в растворе режущей пары:

$$\alpha + \beta \leq \varphi_1 + \varphi_2. \qquad (11.3)$$

При толщине лезвия 100 мкм сумма углов $\varphi_1 + \varphi_2 = 25–35°$ при влажности $W$ = 14–22% и $\varphi_1 + \varphi_2 = 40–60°$ при W = 55–70%, а при уборке хлебных злаков $\varphi_1 + \varphi_2 = 20–35°$. С уменьшением толщины лезвия до 30 мкм значения углов $\varphi_1 + \varphi_2$ возрастают на 15–40%. Насечка лезвий сегментов увеличивает углы на 30–50%.

Суммарное значение углов $\alpha$ и $\beta$ следующее: для косилок 36°20'; зерновых комбайнов 30°30'; кормоуборочных комбайнов 45°50'. Сравнивая эти значения с суммой углов и учитывая условие (11.3), можно отметить, что тупые лезвия неудовлетворительно работают при влажности растений ниже 40%. Для уборки высохших трав допустимая толщина лезвия равна 30–60 мкм. Более удовлетворительно будут срезать степные травы малой влажности режущие аппараты, у которых $(\alpha + \beta) < 30°$.

## 11.3 Определение отгиба стеблей и высоты стерни

Соприкосновение стебля с подвижной режущей кромкой сегмента не приводит к срезанию его, так как скорость слишком мала. Движущееся лезвие увлекает за собой стебель, отгибает его до соприкосновения с противорежущей пластинкой и только тогда происходит срез. Высота стерни из-за отгибов оказывается выше исходной установки режущего аппарата (рисунок 11.3).

Рассмотрим отгибы стеблей, расположенных на осевой линии пальца, подачу режущего аппарата L определим по уравнению

$$L = V_M \frac{1}{2n}.$$

Траектории точек сегмента строим сложением переносного и относительного движений. Пренебрегаем трением стеблей о противорежущие пластины. Скольжение стеблей по лезвиям сегментов считаем возможным только вдоль стебля. Вдоль лезвия скольжения нет, так как насечка сегмента достаточно крупная.

Стебель, растущий в точке $a$, носком пальца будет отклонен влево и будет удерживаться пальцем в таком положении до подхода к нему лезвия сегмента. В точке $a_1$, обозначенной на чертеже крестиком, произойдет срез. Величина отгиба равна половине ширины противорежущей пластины. Если ширина вкладыша постоянна, то такой же отгиб будет у стеблей, расположенных между точками $ав$. Этот отгиб называют *поперечным первого вида.*

Стебли, растущие от точки $в$ до точки $с$, отгибаются сначала пальцем, а затем левым лезвием сегмента до левого пальца. Срез стебля $с$ происходит в точке $c'$. Считают, что отгибы на участке $вс$ одинаковы и равны расстоянию между $с$ и $c'$. Это расстояние определяется графически.

Приближенно можно определить его через длину касательной, проведенной к траектории сегмента в точке перегиба и заключенной между противорежущей кромкой левого пальца и осевой линией правого пальца.

Стебли между точками $с$ и $е$ отгибаются сначала пальцем, затем кромкой правого сегмента (на рисунке показана частично). Так как эта кромка не доходит до противорежущей пластины, то при обратном движении ножа все стебли оказываются собранными в углу А между сегментами и перерезаются в точке $c''$. Отгиб к моменту среза равен расстоянию $с c''$. Оно называется *продольным* и обозначается $q_3$. Для стебля *d* отгиб равен $d\ c''$ и т.д. В точке $е$ отгиб снова равен половине ширины противорежущей пластины.

Аналогично определены отгибы для любой точки на продольной линии $mm$. График отгибов показан на рисунке 11.3 *б*.

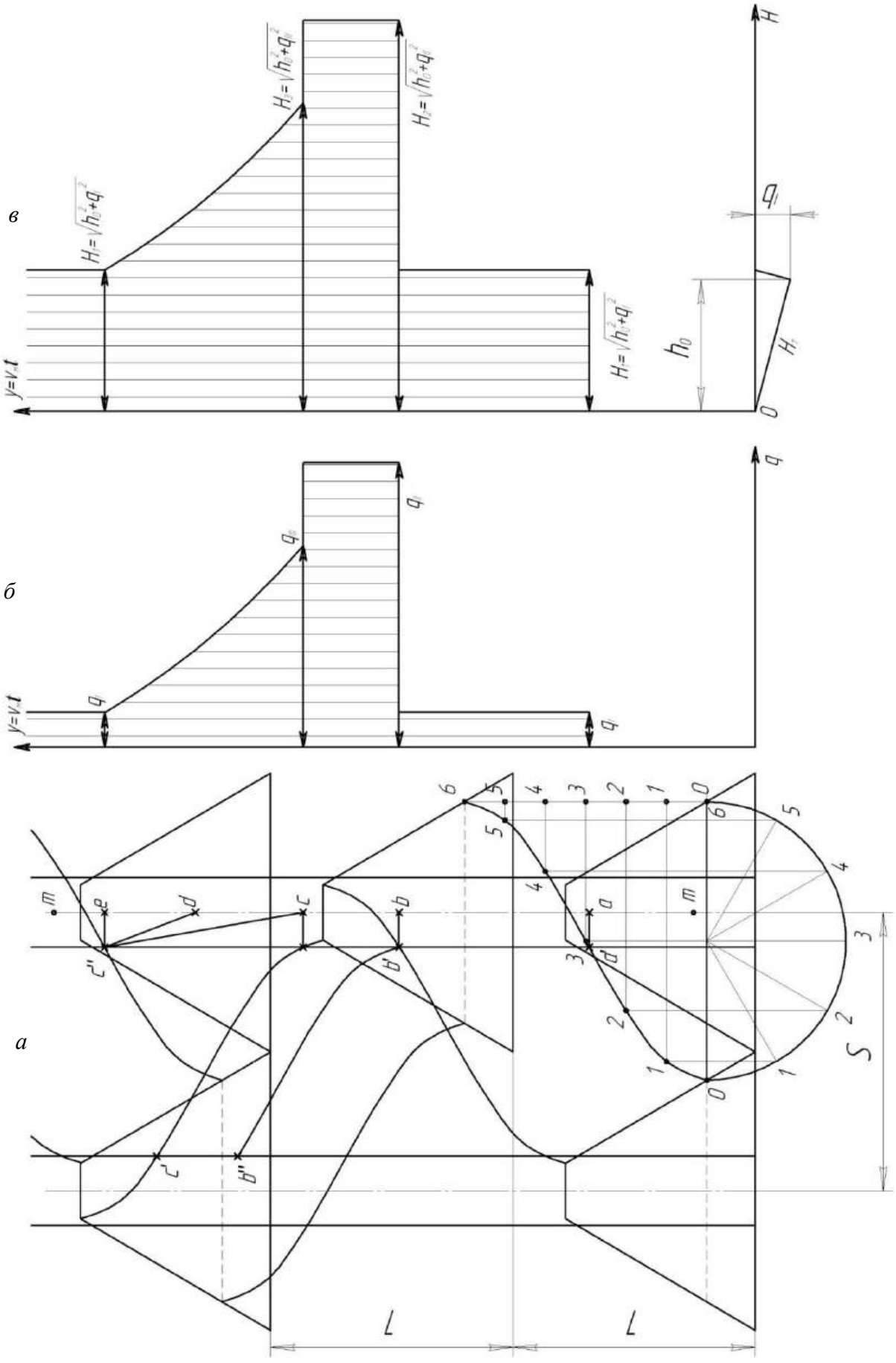



Рисунок 11.3 – Определение отгибов стеблей

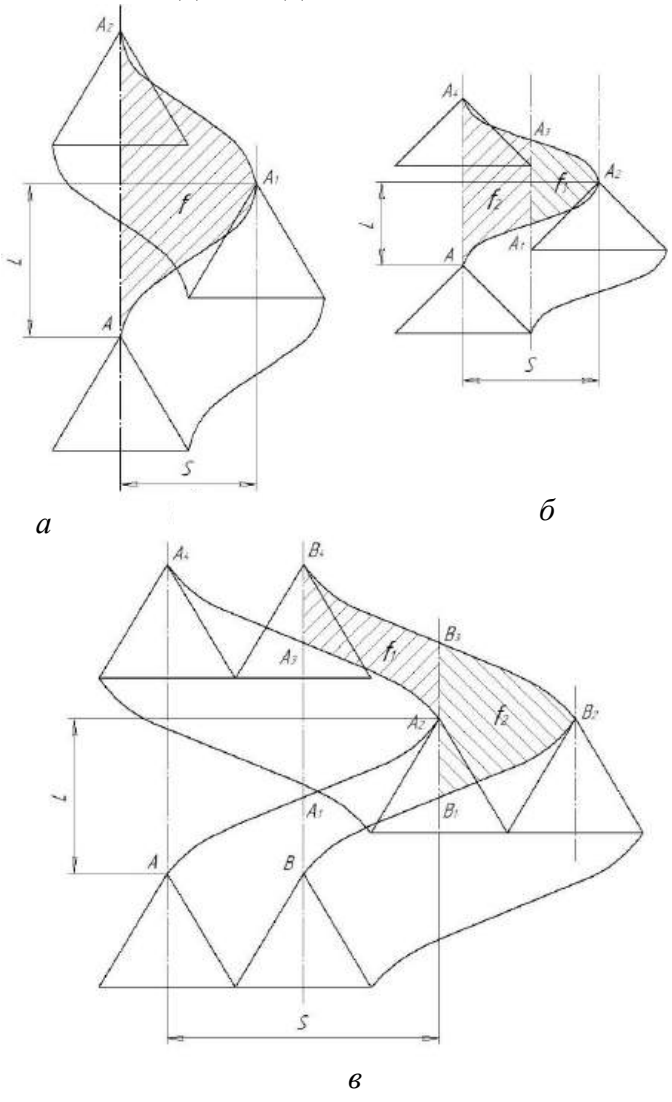
Высота стерни зависит от установленной высоты режущего аппарата $h_0$ и от величины отгиба. Пренебрегая упругостью стебля, высоту стерни определяют по формуле

$$H = \sqrt{h_0^2 + q^2}\ . \qquad (11.4)$$

Графически $H$ находится как гипотенуза прямоугольного треугольника со сторонами $h_0$ и $q$ (рисунок 11.3 *в*).

## 11.4 Площадь подачи, площадь резания

Площадью подачи $f_n$ называют площадь, на которой растения скашиваются одним сегментом за один ход ножа.




*а* *б* *в*

Рисунок 11.4 – Определение площади подачи и площади нагрузки

Площадью нагрузки $f$ называют площадь, на которой растения скашиваются одним сегментом за один ход ножа у одного пальца. Для упрощения считаем ширину пальцев равной нулю, а форму сегментов треугольной (рисунок 11.4). Сегмент однопробежного аппарата нормального резания (ри-

сунок 11.4 *а*) при ходе вправо срезает стебли ниже линии $AA_1$, при ходе влево – ниже линии $A_1A_2$. За один ход оказывается срезанной площадью $AA_1A_2$. Величина её равна $SL$. Она срезана одним сегментом у одного пальца, поэтому $f_n = f = SL$.

Сегмент аппарата низкого резания (рисунок 11.4 *б*) при ходе вправо срезает стебли ниже линии $AA_1A_2$. При ходе влево – ниже линии $A_2A_3A_4$. За один ход оказывается срезанной площадью $AA_1A_2A_3A_4$. Величина её равна $SL$. Это и есть площадь подачи $f_n = SL$. В отличие от предыдущего она срезается у двух пальцев. Интегрированием можно показать, что площадь срезания у среднего пальца $f_1 = 0{,}32SL$, а у левого пальца – $f_2 = 0{,}68SL$.

Сегменты двухпробежного аппарата нормального резания (рисунок 11.4 *в*) при ходе вправо срезают стебли ниже линий $AA_1A_2$ и $BB_1B_2$, при ходе влево – ниже линий $A_2A_3A_4$ и $B_2B_3B_4$. Правый сегмент у крайнего пальца срезает стебли с площади $f_1$, которая равна $0{,}32SL$. У среднего пальца он срезает площадь $f_2 = 0{,}18SL$. Сумма этих площадок есть площадь подачи $f_n = 0{,}5SL$.

С увеличением нагрузки может произойти забивание режущего аппарата. Величина допускаемой площади нагрузки зависит от прочности и густоты стеблей, от состояния режущего аппарата (зазоры, острота лезвий, центровка ножа, налипание земли и т.д.). В задании даны экспериментальные данные о допускаемой площади нагрузки $[f]$, поэтому определим частоту вращения кривошипного вала, полагая $(f_n)_{\max} \le [f]$.

Для всех аппаратов можно записать

$$f_n = \varphi SL, \tag{11.5}$$

где $\varphi = 1$ – для однопробежного аппарата нормального резания;

$\varphi = 0{,}68$ – для аппарата низкого резания;

$\varphi = 0{,}32$ – для двухпробежного аппарата нормального резания.

Тогда

$$n \ge \frac{\varphi S V_M}{2[f]}, \text{ с}^{-1}. \tag{11.6}$$

### 11.5 Силы, действующие на нож аппарата подпорного резания

Сила сопротивления движению ножа складывается из трех составляющих:

– силы сопротивления резанию $P_{рез}$;

– силы трения ножа о направляющие $P_{тр.}$;

– силы инерции ножа $P_н$,

то есть

$$P = P_{рез.} + P_{тр.} + P_н. \tag{11.7}$$

Сила сопротивления срезу возрастает пропорционально количеству срезанных стеблей или площади нагрузки:

$$P_{рез.} = \frac{\varepsilon \cdot f \cdot z}{X_p}, \qquad (11.8)$$

где $\varepsilon$ – работа, затрачиваемая на срез стеблей с 1 см$^2$ ($\varepsilon$ = 1–2 Дж/см$^2$ – для зерновых культур, $\varepsilon$ = 2–3 Дж/см$^2$ – для трав);

$f$ – площадь нагрузки;

$z$ – число сегментов, равное $B / t$;

$X_p = X_к - X_н$ – перемещение ножа от начала до конца резания.

Силу $P_{рез}$ считаем постоянной.

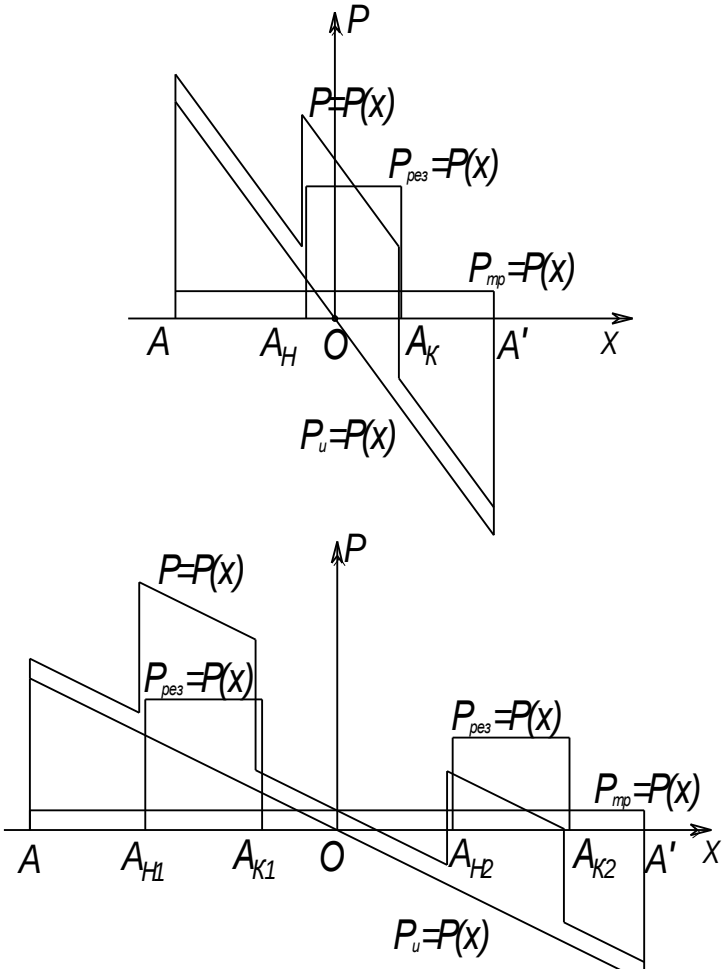



Рисунок 11.5 – К расчету усилий в ножевой полосе

Силу трения ножа о направляющие элементы режущего аппарата вычисляем по формуле

$$P_{тр.} = m \cdot g \cdot f_{тр.}, \qquad (11.9)$$

где $m$ – масса ножа, принимаемая равной 2–2,2 кг на 1 м длины ножа;

$f_{тр.}$ – коэффициент трения, принимаемый равным 0,25–0,30;

$g$ – ускорение свободного падения.

Сила трения считается постоянной.

Сила инерции $P_u$ равна произведению массы ножа на ускорение относительного движения.

$$P_u = m \cdot j. \tag{11.10}$$

Так как $j = r\omega^2 \cos\omega t$, а $\cos\omega t = -\frac{x}{r}$, то $P_u = -m\omega^2 x$,

то есть зависит линейно от перемещения. Диаграмма сил в зависимости от перемещения x приведена на рисунке 11.5.

## 11.6 Определение мощности на привод ножа

Для расчета мощности на привод режущего аппарата вычисляют среднюю за цикл силу сопротивления резанию:

$$P_{ср.} = \frac{\varepsilon \cdot f \cdot z}{s}. \tag{11.11}$$

Мощность привода ножа можно определить по известной формуле

$$N = P \cdot V, \text{ Вт}, \tag{11.12}$$

где $P$ – сила сопротивления;

$V$ – скорость ножа.

Так как $P$ и $V$ зависят от времени, то среднюю мощность за цикл надо определять интегрированием. Для приближенных расчетов положим

$$P = P_{ср.} + P_{тр.}, \quad \text{а} \quad V = V_{ср.} = 2Sn. \tag{11.13}$$

# ЛЕКЦИЯ 12

12.1. Классификация мотовил и их характеристика.
12.2. Уравнения движения и скорости конца планки мотовила.
12.3. Уравнение траектории движения конца планки мотовила.
12.4. Обоснование значения показателя кинематического режима работы мотовила.

## 12.1 Классификация мотовил и их характеристика

Мотовило предназначено для подвода стеблей к режущему аппарату, удержания их во время среза и укладывания на транспортер жатки. Если транспортер шнековый, мотовило выполняет дополнительную функцию – создает подпор стеблей к шнеку (шнекам).

Типы мотовил указаны на рисунке 12.1.

***Жестко-планчатое мотовило***

При работе жатки мотовило (рисунок 12.1 *а*) перемещается вместе с машиной со скоростью Vм и вращается относительно оси вала. Угол наклона планок мотовила к горизонту переменный. Мотовило удовлетворительно работает на прямостоящем стеблестое. Полегшие и спутанные стебли мотовило не поднимает и не подводит к режущему аппарату, что влечет за собой потери.

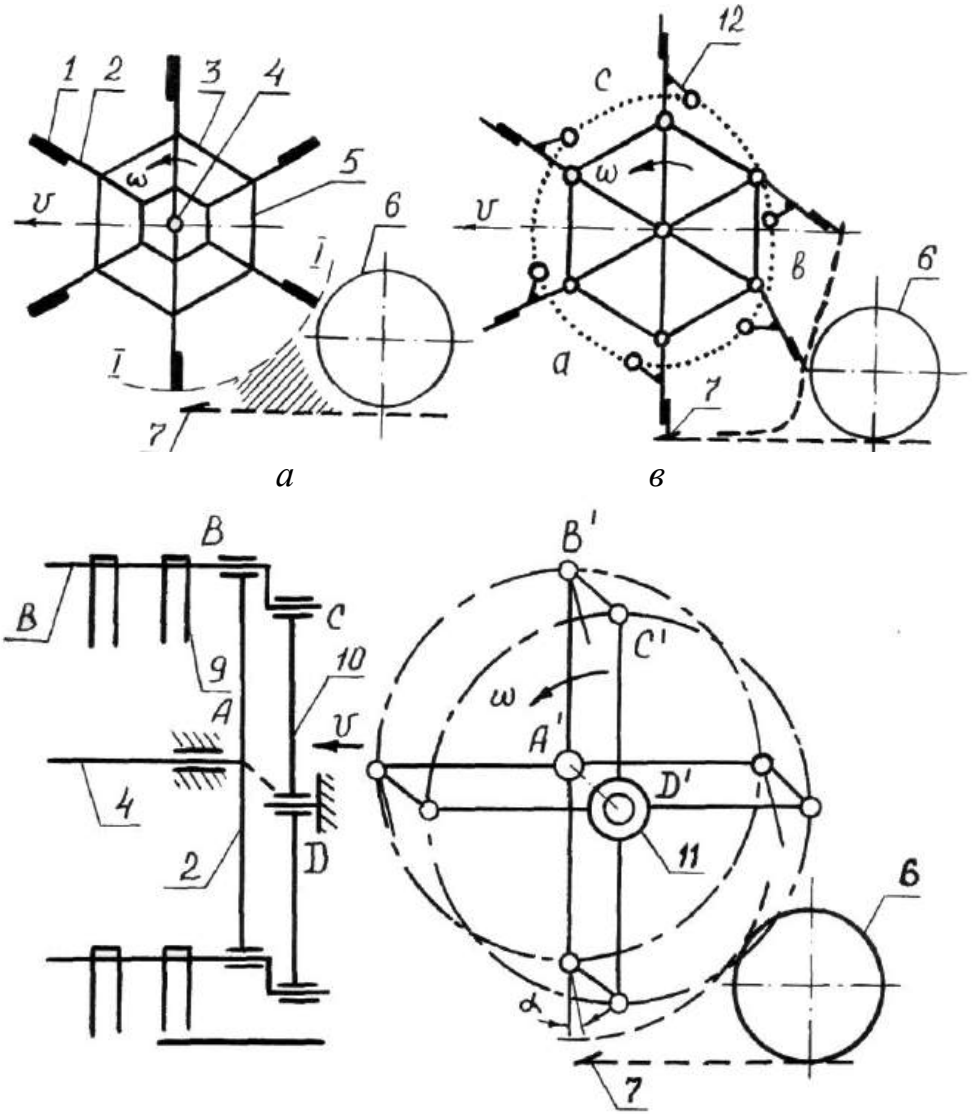
Неудовлетворительна работа мотовила на короткостебельных культурах, особенно если жатка имеет шнековый транспортер. Планки мотовила, перемещаясь в относительном движении I-I, отстоят далеко от режущего аппарата и не снимают с него срезанных стеблей. Кроме того, на жатке образуется «мертвая зона» (заштрихована), в которой скапливаются срезанные стебли, что приводит к неравномерной подаче стеблей, а следовательно, к пульсирующей нагрузке рабочих органов и потерям урожая.

***Параллелограммное мотовило*** может быть планчатым, грабельным или универсальным (имеет и планки и граблины). Схема мотовила показана на рисунке 12.1 *б*.

Планки параллелограммного мотовила относительно жатки совершают круговое поступательное движение, поэтому при их перемещении (рисунок 12.1) не меняется угол наклона планок. В разных положениях они сохраняют параллельность.

Каждая точка планки мотовила перемещается по дуге окружности, радиус которой О*А*. Концевая точка планки *С* вращается по дуге окружности относительно центра $O'$, который можно найти, построив на основании $00_1$ треугольник, подобный и равный треугольнику АВС.

Параллелограммное мотовило лучше входит в стеблестой, чем жестко-планчатое мотовило, лучше отделяет срезаемые стебли от массива. Оно удовлетворительно работает как на прямостоящем, так и на полеглом стеблестое. Однако параллелограммное мотовило так же, как и жестко-планчатое, плохо подает стебли к шнеку при уборке короткостебельных культур.




*а* *в*

*б*

*а* – жестко-планчатое; *б* – параллелограммное; *в* – копирующее;
1 – планка; 2 – луч крестовины; 3 – крестовина; 4 – вал; 5 – кривошип;
6 – шнек; 7 – режущий аппарат; 8 – труба; 9 – пружинные пальцы;
10 – лучи кольцевой обоймы; 11 – кольцевая обойма; 12 – поводок

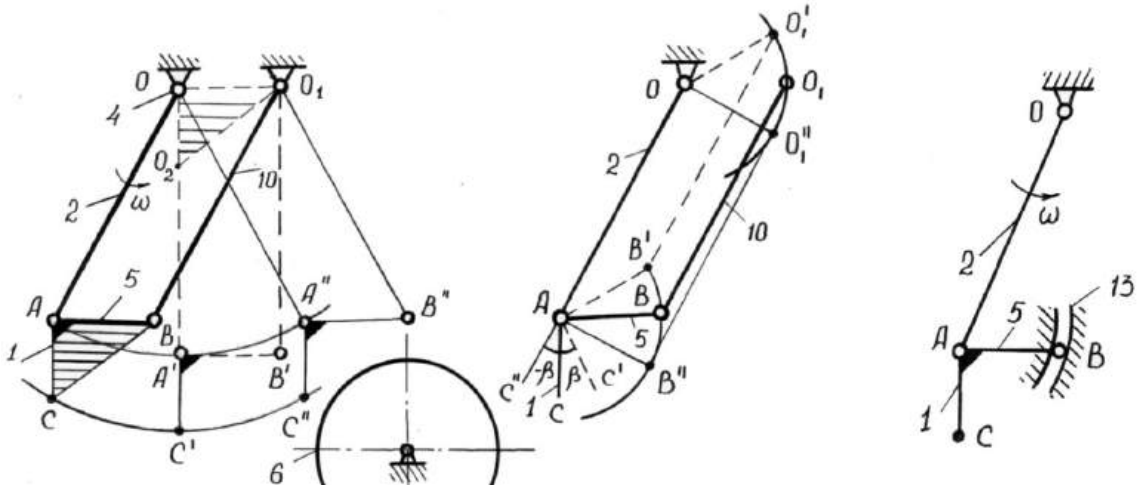
Рисунок 12.1 – Схема мотовил

***Копирующее мотовило*** (рисунок 12.2 *а*) предназначено для уборки короткостебельных сортов зерновых колосовых, бобовых, крупяных и других культур.

Планка копирующего мотовила относительно жатки совершает два движения. Она вращается вместе с лучом 2 относительно оси вала 0 и поворачивается относительно точки *А* луча.

Из рисунка 12.2 *б* видно, что структурно копирующее мотовило трансформируется из параллелограммного путем замены звена 10 копиром 13.

В параллелограммном мотовиле траектория перемещения точки С задается звеньями 5 и 10, а в копирующем – звеньями 5 и 13, причем копир 13 должен иметь замкнутый контур (рисунок 12.2 *в*).




*а* *б* *в*

*а* – перемещение планки параллелограммного мотовила в относительном движении; *б* – схема регулировки угла наклона планки параллелограммного мотовила; *в* – схема функционирования копирующего мотовила

Рисунок 12.2 – Функционирование различных типов мотовил

## 12.2 Уравнения движения и скорости конца планки мотовила

Планка мотовила совершает сложное движение. Она перемещается поступательно вместе с машиной со скоростью $V_M$ и вращается относительно оси вала мотовила с угловой скоростью $\omega$.

Для составления уравнений движения конца планки мотовила воспользуемся схемой, представленной на рисунке 12.3. На схеме показано исходное горизонтальное положение планки и её положение при времени $t$.

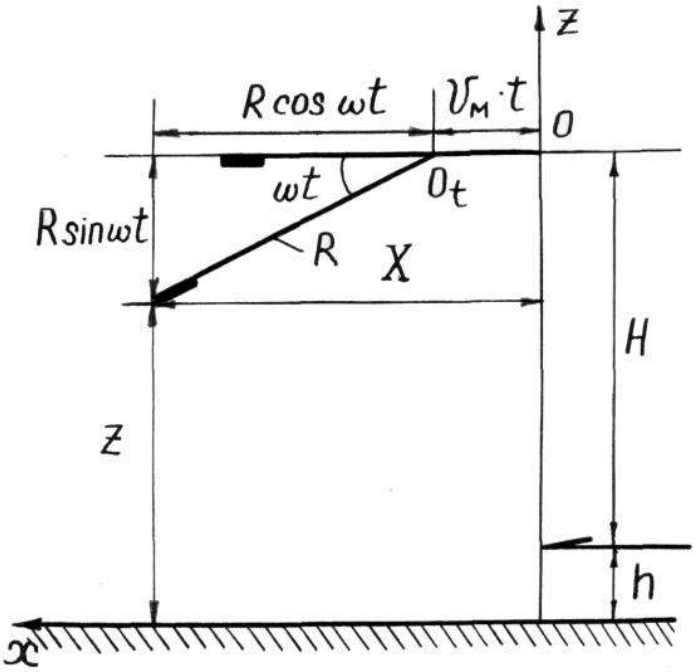



Рисунок 12.3 – Схема к определению уравнений движения планок мотовила

Из рисунка видно, что положение крайней точки планки можно описать системой уравнений:

$$\begin{aligned} x &= V_M \cdot t + R \cdot \cos(\omega t) \\ z &= h + H - R \cdot \sin(\omega t) \end{aligned}. \quad (12.1)$$

Как известно, скорость можно определить как первую производную от перемещения по времени. Соответственно, исходя из системы уравнений 12.1 получим:

$$\begin{aligned} V_x &= V_M - R \cdot \omega \cdot \sin(\omega t) \\ V_z &= -R \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \end{aligned}. \quad (12.2)$$

Суммарную скорость сложного движения планки мотовила определим исходя из выражения

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_z^2}. \quad (12.3)$$

Подставляя уравнения (12.2) в зависимость (12.3), получим

$$V = \sqrt{V_M{}^2 - 2R\ V_M\ \omega\ \ sin(\omega t) + R^2\omega^2 sin^2(\omega t) + R^2\omega^2 cos^2(\omega t)},$$

тогда

$$V = \sqrt{V_M{}^2 - 2R\ V_M\ \omega\ \ sin(\omega t) + R^2\omega^2}. \quad (12.4)$$

Обозначим отношение линейной скорости конца планки мотовила $\omega \cdot R$ к скорости машины $V_M$ символом λ.

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{V_M}. \quad (12.5)$$

Тогда абсолютную скорость конца планки мотовила можно определить исходя из выражения

$$V = V_M \sqrt{1 - 2\lambda\, sin(\omega t) + \lambda^2}. \quad (12.6)$$

### 12.3 Уравнение траектории движения конца планки мотовила

Запишем еще раз уравнения движения конца планки мотовила:

$$\begin{aligned} x &= V_M \cdot t + R \cdot \cos(\omega t) \\ z &= h + H - R \cdot \sin(\omega t) \end{aligned}.$$

Из уравнения по оси z следует:

$$\begin{aligned} sin(\omega t) &= \frac{h + H - z}{R}, \\ \omega t &= arcsin\frac{h + H - z}{R}, \\ t &= \frac{1}{\omega} arcsin\frac{h + H - z}{R}, \\ cos(\omega t) &= \sqrt{1 - sin^2(\omega t)}. \end{aligned} \quad (12.7)$$

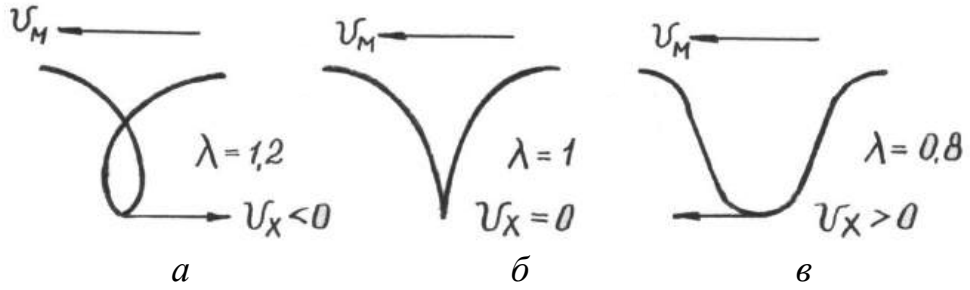
Соответственно

$$cos(\omega t) = \sqrt{1-(\frac{h+H-z}{R})^2} \quad \text{или} \quad cos(\omega t) = \frac{1}{R}\sqrt{R^2-(h+H-z)^2}, \quad (12.8)$$

Тогда получим

$$x = \frac{V_M}{\omega} arcsin\frac{h+H-z}{R} + \sqrt{R^2-(h+H-z)^2}. \quad (12.9)$$

Это уравнение циклоиды. В частных случаях при λ<1 она будет укороченной, при λ>1 – удлиненной (трохоида) (рисунок 12.4).




*а* *б* *в*

Рисунок 12.4 – Траектория конца планки мотовила при различных λ

## 12.4 Обоснование значения показателя кинематического режима работы мотовила

Для подвода стеблей к режущему аппарату необходимо, чтобы при вертикальном положении луча планки мотовила, когда планка находится в нижнем положении, скорость планки по оси *OC* была направлена назад, т.е. чтобы при

$$\omega t = \omega t_2 = \pi/2,$$

$$V_x < 0,$$

$$V_x = V_M - R \cdot \omega \cdot \sin(\omega t),$$

учитывая, что при $\omega t = \omega t_2 = \pi/2$, $\sin(\omega t) = 1$ получим условие

$$V_M - R \cdot \omega < 0. \quad (12.10)$$

Следовательно $V_M < R \cdot \omega$, из чего следует $\frac{R \cdot \omega}{V_M} > 1$. Таким образом

$$\lambda > 1. \quad (12.11)$$

Следовательно, для того чтобы планки мотовила подводили стебли к режущему аппарату, а не отталкивали его от него, необходимо, чтобы показатель кинематического режима мотовила был больше единицы. Иначе говоря, для подвода стеблей к режущему аппарату отношение окружной скорости конца планки мотовила к скорости машины должно быть больше единицы, т.е. окружная скорость конца планки должна быть больше скорости машины.

На рисунке 12.4 показаны траектории конца планки мотовила при различных $\lambda$.

На рисунке 12.4 *а* и *б* видно, что траектория не имеет петли, поэтому составляющая абсолютной скорости конца планки по оси **x** всегда будет направлена в сторону движения машины. Следовательно, при таких траекториях подвод стеблей к режущему аппарату невозможен.

С увеличением $\lambda$ эффективность подвода стеблей к режущему аппарату будет увеличиваться, но одновременно с этим будет увеличиваться вымолот семян из колосьев планками. Поэтому показатель кинематического режима мотовила $\lambda$ должен быть оптимальным. Практически установлено, что $\lambda$ следует принимать в пределах 1,4–1,7 для прямоточных жаток и до 2 для валковых.

Для хлебных злаков максимальная окружная скорость конца планки мотовила не должна превышать 2,5 м/с.

Ширину петли трохоиды можно увеличить за счет удлинения радиуса мотовила или величины $\lambda$. Однако значение радиуса мотовила обуславливается конструктивными возможностями и стеблестоем.

На высоких скоростях движения значение $\lambda$ может быть ниже нижнего предела.

Проблема повышения рабочих скоростей жаток требует уменьшения числа планок мотовила или же создания безмотовильной жатки.

# ЛЕКЦИЯ 13

13.1. Построение траектории движения конца планки мотовила.
13.2. Обоснование вертикальной установки мотовила.
13.3. Определение радиуса мотовила.
13.4. Коэффициент воздействия мотовила на стебли.
13.5. Фазы взаимодействия мотовила с ножом.

## 13.1 Построение траектории движения конца планки мотовила

Траектория абсолютного движения планки мотовила может быть построена графически. Такое построение траектории производится делением траекторий относительного (окружность) и переносного (прямая) движений на равные части и изображением планки через равные промежутки времени с учетом обоих движений (рисунок 13.1).

Путь, пройденный машиной за время одного оборота мотовила, в $\lambda$ раз меньше длины окружности относительной траектории:

$$L = V_M \cdot T = V_M \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi R}{\lambda}. \qquad (13.1)$$

Шагом мотовила называется перемещение мотовила за время его поворота на угол, равный углу, образованному лучами соседних планок. Иначе, шагом мотовила называют расстояние между одинаковыми элементами траекторий смежных планок, например, между серединами петель,

$$L_z = \frac{L}{z} = \frac{2\pi R}{\lambda z},$$

где z – число планок мотовила.

Траектории всех планок мотовила одинаковы, но сдвинуты по оси $X$ на величину $L_z$. Для упрощения построений число отрезков, на которые делятся окружности и отрезок L, должно быть кратным числу планок. Вычерчиваются траектории всех планок мотовила.

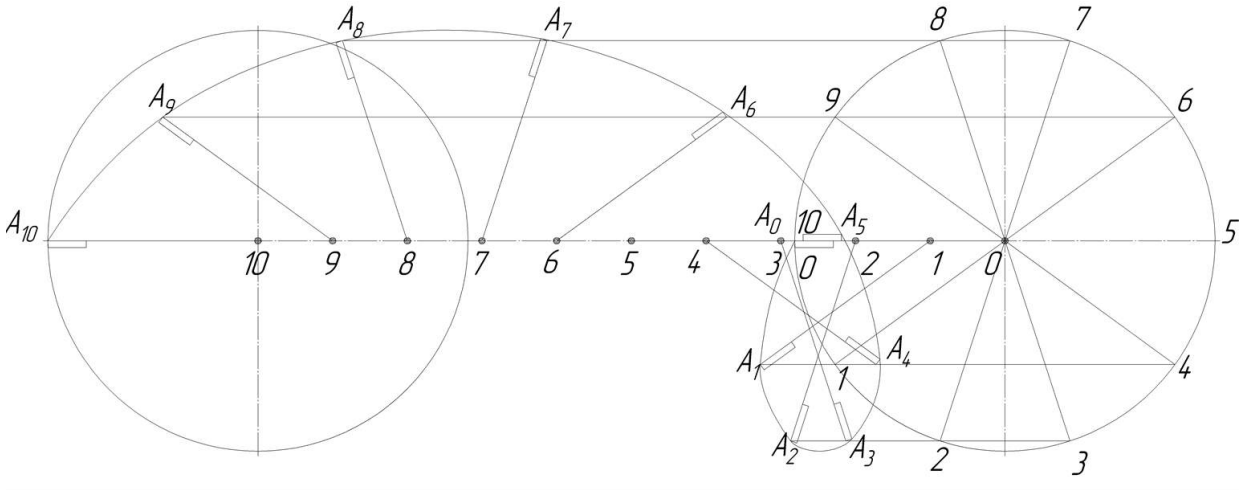



Рисунок 13.1 – Траектория движения планки мотовила

## 13.2 Обоснование вертикальной установки мотовила

По высоте мотовило следует устанавливать так, чтобы планки подводили стебли к режущему аппарату, а не отклоняли его в сторону движения машины, чтобы стебли не переваливались через планки и не перебрасывались через ветровой щит жатки.

Мотовило нужно устанавливать по высоте так, чтобы в момент $t_1$ входа планки в хлеба в точке $A_1$ (рисунок 13.2) горизонтальная составляющая скорости конца планки по оси *OC* была бы равна нулю ($V_x = 0$), тогда хлеб не будет отклоняться планками вперед и планки будут меньше выбивать зерно из колосьев. Скорость конца планки мотовила по оси *X*

$$V_x = V_M - R \cdot \omega \cdot \sin(\omega t).$$

Тогда условие входа планки в хлебную массу можно записать в виде

$$V_M - R \cdot \omega \cdot \sin(\omega t_1) = 0. \qquad (13.2)$$

Откуда $\sin(\omega t) = \dfrac{V_M}{R \cdot \omega}$, но $\dfrac{R \cdot \omega}{V_M} = \lambda$, тогда $\sin(\omega t_1) = \dfrac{1}{\lambda}$, (13.3)

из чего вытекает

$$\omega t_1 = \arcsin\frac{1}{\lambda}. \qquad (13.4)$$

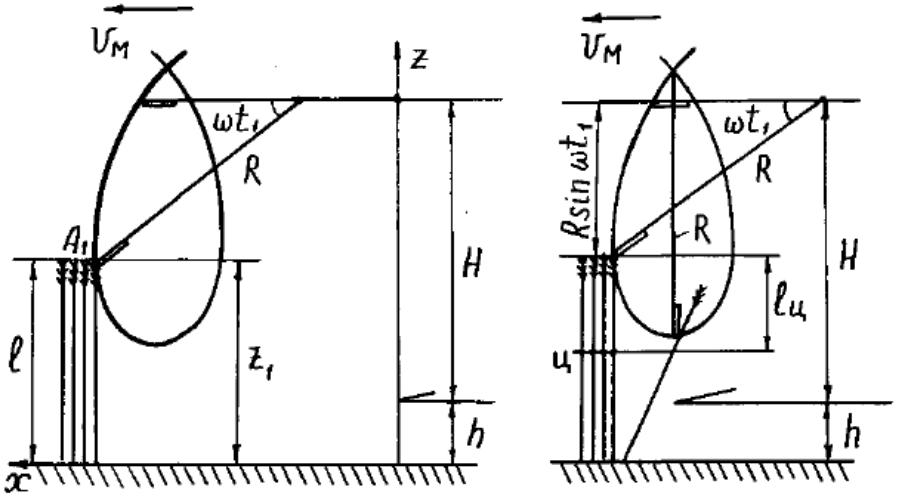



Рисунок 13.2 – Схема к определению условия вхождения планки мотовила в хлебную массу

$$t_1 = \frac{1}{\omega}\arcsin\frac{1}{\lambda}. \qquad (13.5)$$

Из рисунка 13.2

$$z_1 = H + h - R \cdot \sin(\omega t_1) = l, \qquad (13.6)$$

где $z_1$ – координата крайней точки мотовила в момент входа в хлеб;

H – высота установки оси мотовила над днищем жатки;

h – высота среза хлебной массы;

R – радиус планок мотовила;

ω – угловая скорость мотовила;

*l* – высота хлебостоя.

$$H = l - h + \frac{R}{\lambda}. \qquad (13.7)$$

При скашивании высоких хлебов обычно устанавливают максимальную высоту среза и минимальное отношение скоростей $\lambda$, тогда

$$H_{max} = l_{max} - h_{max} + \frac{R}{\lambda_{min}}.$$

При скашивании низких хлебов надо установить минимальную высоту среза и наибольшую скорость вращения мотовила, тогда

$$H_{min} = l_{min} - h_{min} + \frac{R}{\lambda_{max}}.$$

Диапазон регулировки положения мотовила определяется разностью

$$\Delta H = H_{max} - H_{min}.$$

Глубину погружения планки в хлеб необходимо ограничить так, чтобы планка соприкасалась со стеблями выше их центров тяжести (рисунок 13.3). В этом случае срезанные стебли будут укладываться на жатку с поворотом по часовой стрелке.

Если планка, войдя в хлеб, толкает стебли ниже их центров тяжести, будет происходить поворот срезанных стеблей против часовой стрелки (рисунок 13.3 *б*). В этом случае часть стеблей (в зависимости от глубины погружения планки) будет попадать под жатку.

Если планка, войдя в хлеб, будет, толкать стебли, соприкасаясь с центрами тяжести срезанных стеблей (рисунок 13.3 *в*), то в этом случае возможен переброс стеблей через ветровой щит.

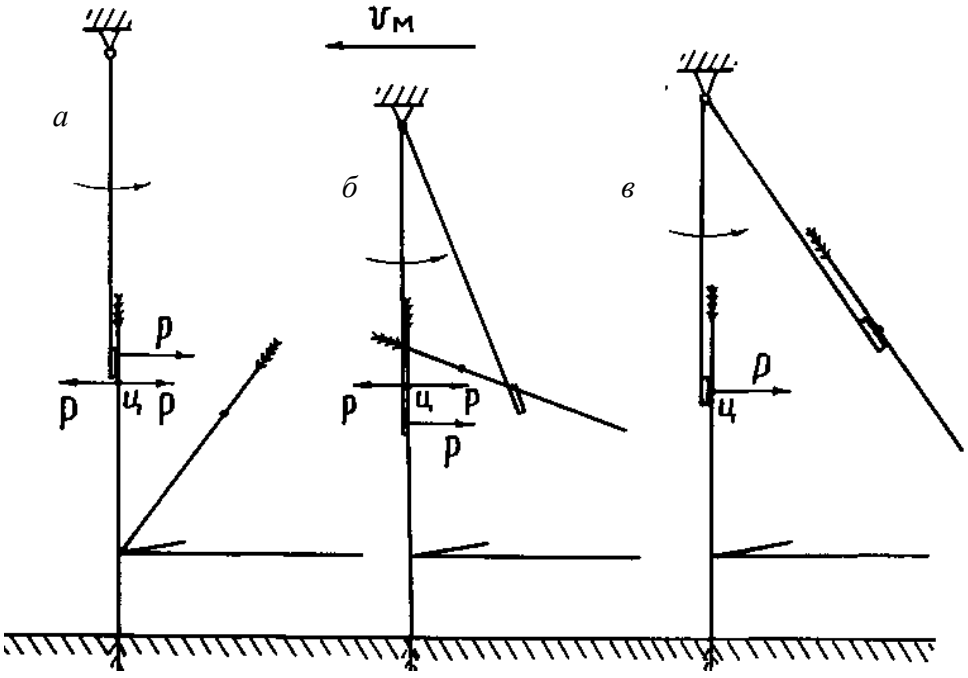



Рисунок 13.3 – Степень погружения планок мотовила в хлеб

## 13.3 Определение радиуса мотовила

Из рисунка 13.2 видно, что

$$R \le H + h - l + l_ц, \qquad (13.8)$$

где H – высота установки оси мотовила над днищем жатки;

h – высота среза хлебной массы;

R – радиус планок мотовила;

$l$ – высота хлебостоя;

$l_ц$ – расстояние от вершины колоса до его центра тяжести, $l_ц \approx \frac{1}{3} l$.

Радиус мотовила можно определить иначе. Из того же рисунка 13.2 видно, что

$$R - R \sin \omega t_1 \le l_ц,$$

причем, $\sin(\omega t_1) = \frac{1}{\lambda}$, тогда

$$R \le \frac{\lambda \cdot l_ц}{\lambda - 1} = \frac{\lambda \cdot l}{3(\lambda - 1)}, \qquad (13.9)$$

при $\lambda$=2 имеем $R \le 2l/3$,

при $\lambda$=1,5 – $R \le l$,

при $\lambda$=1,2 имеем $R \le 2l$.

Регулировка $R$ необходима, когда машина предназначена для скашивания различных по высоте культур. Силосный комбайн КС-1,8 имеет регулируемый радиус мотовила, так как силосные культуры могут иметь длину от 1 до 3–4 м.

Если радиус мотовила не регулируется, то по этим же двум условиям можно определить $\lambda$. Из уравнения имеем:

$$\lambda \le \frac{R}{R - l_ц} \quad \text{или} \quad \omega = \frac{V_M}{R - l_ц}.$$

## 13.4 Коэффициент воздействия мотовила на стебли

Коэффициент воздействия мотовила на стебли имеет и другое название – степень воздействия мотовила на хлеб. Его можно также назвать технологическим КПД мотовила.

Коэффициент воздействия мотовила на стебли определяется по формуле

$$\eta = в / L_z, \qquad (13.10)$$

где в – длина участка, на котором стебли захватываются одной планкой (рисунок 13.4);

$L_z$ – шаг мотовила.

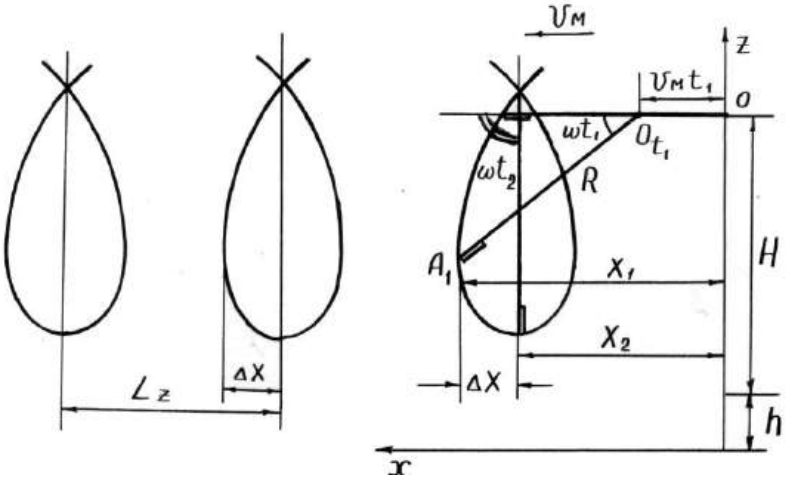



Рисунок 13.4 – Схема к определению степени воздействия мотовила на хлеб

Из рисунка видно, что

$$\Delta x = x_1 - x_2.$$

$$x = V_M \cdot t + R \cdot \cos(\omega t),$$

тогда

$$x_1 = V_M \cdot t_1 + R \cdot \cos(\omega t_1),$$

$$x_2 = V_M \cdot t_2 + R \cdot \cos(\omega t_2).$$

Отсюда

$$\Delta x = V_M \cdot (t_1 - t_2) + R \cdot (\cos(\omega t_1) - \cos(\omega t_2)).$$

Учтем, что показатель кинематического режима

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{V_M}, \text{ а } \cos\omega t_2 = 0, \text{ т.к. } \omega t_2 = \pi/2.$$

Тогда

$$\Delta x = \frac{R}{\lambda} \cdot (\omega t_1 - \omega t_2) + R \cdot \cos(\omega t_1).$$

С учетом того, что $\cos(\omega t_1) = \sqrt{1 - \sin^2(\omega t_1)} = \frac{1}{\lambda}\sqrt{\lambda^2 - 1}$, получим

$$\Delta x = \frac{R}{\lambda}\left(\omega t_1 + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2}\right). \qquad (13.11)$$

Подставляя значение $L_z$, получим

$$\eta = \frac{Z}{2\pi}\left(\omega t_1 + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2}\right), \qquad (13.12)$$

или

$$\eta = \frac{Z}{2\pi}\left(\arcsin\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2}\right).$$

При максимальном выносе мотовила вперед длина участка, на котором стебли захватываются одной планкой, равна $2\Delta x$. Максимальный коэффициент воздействия мотовила на стебли

$$\eta_{max} = \frac{Z}{\pi}\left(\arcsin\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2}\right).$$

Обычно η=0,2–0,8. Чтобы увеличить коэффициент воздействия мотовила на стебли, необходимо увеличить число планок *Z*, вынос мотовила, а также показатель кинематического режима *λ*. С возрастанием λ , например, с 1,3 до 2,1 коэффициент воздействия увеличивается более, чем в 4 раза.

Для мотовила, у которого шесть планок, при *λ* = 1,5 и при установке вала мотовила над режущим аппаратом *η* = 0,264. Если же мотовило выдвинуть вперед так, чтобы длина участка, на котором стебли захватываются одной планкой, увеличилась до 2Δx, коэффициент воздействия мотовила на стебли возрастет в два раза и в этом случае станет равным 0,528.

С учетом воздействия стеблей друг на друга в среднем коэффициент воздействия увеличивается в 1,5 раза, т.е. $\eta_д$ = 1,5 η.

При уборке прямостоящих растений вал мотовила устанавливают над линией резания режущего аппарата.

Вал мотовила выносят вперед относительно режущего аппарата, чтобы повысить КПД мотовила, улучшить качество очистки режущего аппарата и подачу стеблей к шнеку. Размер выноса определяется конкретными условиями уборки.

При уборке пологих хлебов вынос вала мотовила увеличивают, мотовило опускают ниже и повышают показатель кинематического режима λ.

## 13.5 Фазы взаимодействия мотовила с ножом

При рассмотрении совместной работы мотовила с режущим аппаратом введем допущения:

1. Стебли прямые.

2. При воздействии планок стебли не деформируются, изменяется только их угол наклона.

3. Стеблестой редкий.

4. Бал мотовила установлен над линией резания.

Как ранее обозначено:

$A_1$ – планка в момент входа в хлебную массу.

$B_1$ – положение ножа в этот же момент времени (рисунок 13.5).

В момент времени $t_2$ планка и нож коснулись одного и того же прямого стебля. Для этого нож резал стебли без участия мотовила. С момента $t_2$ нож режет стебли, подводимые к нему планкой А.

Резание этих стеблей заканчивается в момент времени $t_3$, соответствующие этому положения точек обозначены $O_3$, $A_3$, $B_3$. Машина за время $t_3 - t_2$ прошла путь $\sigma_1$. При этом нож срезал стебли с пути $\sigma_1 + \sigma_2$. На пути $\sigma_2$ нож работает вхолостую.

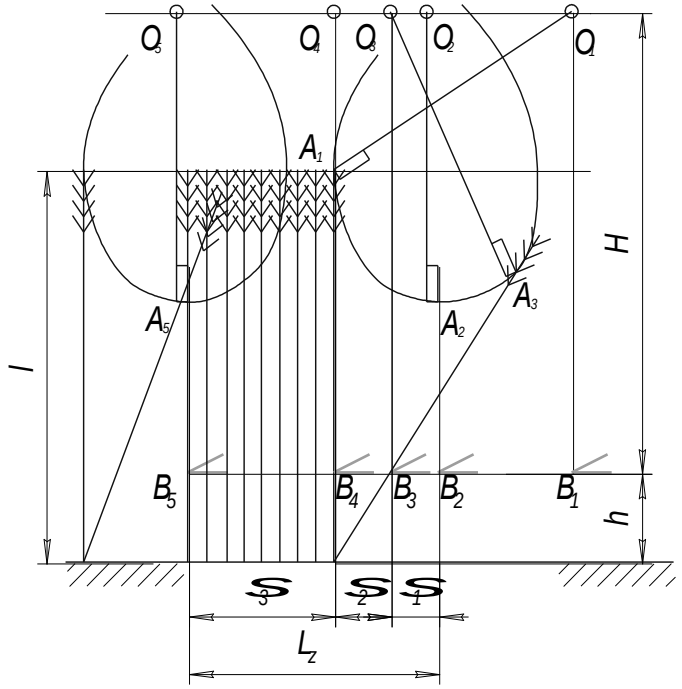



Рисунок 13.5 – К расчету фаз взаимодействия мотовила с ножом

Это свидетельствует о том, что мотовило может ухудшить условия работы режущего аппарата. На прямостоящем хлебе не следует выбирать большие значения $\lambda$. В этом случае мотовило служит в большей степени для очистки режущего аппарата от срезанных стеблей и укладки их на транспортер.

На пути $\sigma_3$ нож срезает стебли без взаимодействия с мотовилом. Начиная от точки $B_5$, происходит срез стеблей, подведенных следующей планкой мотовила.

Отношениям $\sigma_1$, $\sigma_2$, $\sigma_3$ к шагу мотовила даны специальные названия:

$\eta_1 = \sigma_1 / L_Z$ – коэффициент полезности мотовила;

$\eta_2 = \sigma_2 / L_Z$ – коэффициент холостого хода ножа;

$\eta_3 = \sigma_3 / L_Z$ – коэффициент пропусков мотовила.

Очевидно, что $\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 = 1$;

$$\sigma_2 + \sigma_1 = \Delta X;$$

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = L_Z.$$

Значение перечисленных коэффициентов зависит от длины стеблей *l*, высоты резания *h* и показателя кинематического режима $\lambda$.

Для случая, когда l = 1 м; l = 0,15 м; 1 = 1,5–2, коэффициенты имеют следующие значения: $\eta_1$ =0,20–0,45; $\eta_2$ = 0,10–0,20; $\eta_3$ = 0,70–0,45.

При изменении густоты стеблестоя значение коэффициентов меняется.

# ЛЕКЦИЯ 14

14.1. Классификация и характеристика молотильных аппаратов.
14.2. Основное уравнение молотильного барабана.
14.3. Критическая угловая скорость молотильного барабана.
14.4. Определение параметров бильного молотильного аппарата. Секундная подача.
14.5. Технологические показатели оценки работы молотильного аппарата.

## 14.1 Классификация и характеристика молотильных аппаратов

Молотильные устройства предназначены для выделения зерна путем разрушения связей, удерживающих его в колосе, метелках, бобах, шляпках, початках и для первичной частичной сепарации обмолоченного вороха.

Прочность связей обусловлена спелостью и влажностью, а также сортом обмолачиваемой культуры. В зависимости от этих факторов сопротивление связей разрушению оказывается различным и в какой-то мере сказывается на расходе энергии при обмолоте. Молотильные устройства разрывают, измельчают, перегибают, сплющивают, надламывают стебли и колосья, т.е. производят также деформации, не имеющие отношения к упомянутым связям, что ведет к дополнительному расходу энергии при обмолоте.

Очевидно, в целях рационального расходования энергии при обмолоте и получения качественного продукта обмолота, необходимо знать физико-механические свойства обмолачиваемого материала и способности его сопротивляться деформациям при обмолоте. Так, например, прочность стеблей и сопротивление их разрыву зависят от их размеров, сорта, вида растений, условий развития и влажности. С уменьшением влажности зерна работа, необходимая для процесса обмолота, уменьшается. Так, при снижении влажности пшеницы с 40 до 15% затрачиваемая энергия на обмолот снижается в 3–4 раза.

Временное сопротивление разрыву стеблей ржи равно 264–375 Н/мм$^2$, пшеницы 175–295 Н/мм$^2$. Для вымолота одного зерна пшеницы требуется энергия 21–34 мДж, ржи – 16–20 мДж.

Молотильные устройства бывают:

1. Барабанно-дековые.
   1.1. Бильные.
      1.1.1. Поперечно-поточные.
      1.1.2. Продольно-поточные.
   1.2. Штифтовые.
2. Барабанные.

Барабанно-дековое устройство состоит из вращающегося барабана и неподвижной деки. Барабаны бывают бильные и штифтовые. Била (бичи), имеющие рифы, расположены параллельно оси барабана либо под углом к оси. Штифтовые барабаны имеют штифты, закрепленные на планках. Дека штифтового молотильного устройства снабжена штифтами (зубьями). Деки

бывают глухими и решетчатыми. Количество секций деки варьирует от одной до шести.

Технологический процесс обмолота осуществляется за счет ударов бичей или штифтов по колосьям и протаскивания их между бичами и планками деки или протаскивания штифтами барабана между штифтами и внутренней поверхностью деки.

Бильные молотильные устройства с поперечной подачей в сравнении со штифтовыми имеют ряд преимуществ. Они более универсальны, меньше измельчают солому, а следовательно, меньше перегружают решета очистки, менее энергоемки. Конструкция их проще. Штифтовые молотильные устройства имеют также ряд преимуществ. Они имеют большую удельную производительность (на единицу длины), лучше обмолачивают влажную хлебную массу, меньше реагируют на изменение подачи, более приспособлены для работы в тяжелых условиях.

Бильные молотильные устройства с продольной подачей имеют свои преимущества. Продольное направление подачи упрощает компоновку машины. Их конструкция позволяет значительно увеличить площадь деки. Они обеспечивают высокую эффективность вымолота и сепарации зерна.

Барабанное устройство состоит из двух барабанов: наружного и внутреннего, которые вращаются в одном направлении с разной частотой. Наружный барабан имеет сетчатую поверхность с билами. Внутренний барабан имеет лопасти, которые расположены по винтовой линии. Частота вращения внутреннего барабана 50–70 $с^{-1}$; наружного 0,5 $с^{-1}$.

Барабанные молотильные устройства применяются для обмолота овощного гороха и обеспечивают эффективный вымолот при малом повреждении зерна гороха [1].

## 14.2 Основное уравнение молотильного барабана

Основоположником теории технологического процесса молотильного аппарата является академик В.П. Горячкин.

В соответствии с теорией В.П. Горячкина энергия, подведенная к молотильному барабану, расходуется на преодоление вредных сопротивлений и на обмолот. Поэтому мощность на вращение молотильного барабана, осуществляющего процесс обмолота, равна:

$$N = N_{ОБ} + N_{ВР}, \qquad (14.1)$$

где $N_{ВР}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление вредных сопротивлений;

$N_{ОБ}$ – мощность обмолота.

Мощность, затрачиваемая на преодоление вредных сопротивлений, определяется уравнением

$$N_{ВР} = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3, \qquad (14.2)$$

где $A \cdot \omega$ – мощность, необходимая на преодоление трения в подшипниках вала барабана;

$B \cdot \omega^3$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

А – коэффициент, представляющий собой момент сил трения (по данным М.А. Пустыгина на каждые 100 кг массы барабана его принимают равным 2,6 Нм для штифтового и 0,2 Нм для бильного);

В – коэффициент пропорциональности, зависящий от плотности воздуха, формы и размеров вращающихся частей барабана и имеющий размерность осевого момента массы. (Для каждого метра длины стандартных барабанов можно принимать $B = 7{,}3 \cdot 10^{-4}$ Н'м'с для штифтового и В = 9,7·10 Н'м'с для бильного).

Мощность, затрачиваемая на трение в подшипниках вала барабана, прямо пропорциональна угловой скорости барабана, а мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, пропорциональна кубу угловой скорости барабана.

### *Мощность, затрачиваемая на обмолот*

Примем обозначения:
$\Delta m$ – масса, захватываемая билом (или зубом);
$\Delta t$ – время удара;
$\omega$ – угловая скорость барабана;
U – окружная скорость барабана;
r – радиус барабана;
P – сила удара.

Введем допущения:
1. Скорость подачи хлебной массы в молотильный аппарат равна нулю.
2. Хлебная масса мгновенно принимает скорость бичей (штифтов), т.е. удар по хлебной массе неупругий.

Зная, что импульс силы равен приращению количества движения, запишем:

$$P_{уд} \cdot \Delta t = \Delta m \cdot U. \qquad (14.3)$$

Следовательно,

$$P_{уд} \cdot = \cdot U \; \Delta m/\Delta t,$$

или

$$P_{уд} = m^{/} \cdot U,$$

где $m^{/} = \Delta m/\Delta t$ – секундная масса.

Барабан при вращении преодолевает сопротивление подбарабанья (деки). В.П. Горячкин принимает, что сила сопротивления протаскиванию массы пропорциональна всему окружному усилию, т.е.

$$P_{п} = f \cdot P, \qquad (14.4)$$

где f – коэффициент перетирания.

Тогда полное окружное усилие

$$P = m^{/} \cdot U + f \cdot P,$$

или

$$P = m^{/} \cdot U / (1–f). \quad (14.5)$$

Мощность, затрачиваемая на обмолот,

$$N_{ОБ} = m^{/} \cdot U^2 / (1–f),$$

или

$$N_{ОБ} = m^{/} \cdot \omega^2 \cdot r^2 / (1–f). \quad (14.6)$$

Энергия, подведенная от двигателя к молотильному барабану, расходуется на угловое ускорение разгона. Мощность, необходимая на разгон барабана, определяется по формуле

$$N_{ОБ} = I \cdot \omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t}, \quad (14.7)$$

где I – момент инерции барабана;

$\frac{\partial \omega}{\partial t}$ – угловое ускорение барабана.

Воспользовавшись формулами (14.6) и (14.7), запишем основные уравнения молотильного барабана:

$$N_{ОБ} = I \cdot \omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} = m^{/} \cdot U^2 / (1–f), \quad (14.8)$$

которые выражают связь между всеми элементами, участвующими в работе: двигателем, барабаном и соломой (обмолачиваемой массой). Эти уравнения можно также записать так:

$$N_{ОБ} = I \cdot \omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} = m^{/} \cdot \omega^2 \cdot r^2 / (1–f). \quad (14.9)$$

## 14.3 Критическая угловая скорость молотильного барабана

Запишем основные уравнения молотильного барабана:

$$N_{ОБ} = I \cdot \omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} = m^{/} \cdot \omega^2 \cdot r^2 / (1–f).$$

Из этих уравнений видно, что процесс работы молотильного барабана динамически характеризуется тремя элементами:

1. Работоспособностью двигателя как источника энергии, передаваемой барабану.

2. Работовосприимчивостью барабана.

3. Сопротивлениями, создаваемыми объектом обработки.

Двигатель передает энергию барабану. Барабан поглощает эту энергию ускорением своего вращения, которое, в свою очередь, поглощается сопротивлением обмолачиваемой массы, в результате возможное ускорение вращения барабана заменяется равномерным при установившемся режиме и равномерной подаче.

$$N_{ОБ} = I \cdot \omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t},$$

откуда

$$\frac{\partial\omega}{\partial t} = N_{ОБ} / I\cdot\omega. \qquad (14.10)$$

Из уравнения (14.10) следует, что приход ускорения прямо пропорционален мощности, передаваемой двигателем на обмолот, обратно пропорционален моменту инерции барабана и его угловой скорости. График прихода ускорения показан на рисунке 14.1.

Приход ускорения:

$$\frac{\partial\omega}{\partial t} = N_{ОБ} / I\cdot\omega. \qquad (14.11)$$

Пользуясь уравнением (14.11), запишем:

$$I\cdot\omega\cdot\frac{\partial\omega}{\partial t} = m^{/}\cdot\omega^2\cdot r^2/ (1–f).$$

Откуда расход ускорения

$$\frac{\partial\omega}{\partial t} = \frac{m^{/}\cdot r^2\cdot\omega}{I(1-f)}. \qquad (14.12)$$

Из уравнения (14.12) следует, что расход ускорения прямо пропорционален секундной массе, угловой скорости, квадрату радиуса барабана и обратно пропорционален моменту инерции барабана и разности между единицей и коэффициентом перетирания.

График расхода ускорения также показан на рисунке 14.1.

Приравняв приход ускорения расходу, можно определить критическую угловую скорость молотильного барабана:

$$N_{ОБ} / I\cdot\omega_{КР} = \frac{m^{/}\cdot r^2\cdot\omega_{КР}}{I(1-f)},$$

откуда

$$\omega_{КР} = \frac{1}{r}\sqrt{\frac{N_{ОБ}(1-f)}{m^{/}}}, \qquad (14.13)$$

где $\omega_{КР}$ – критическая угловая скорость барабана.

Графически критическая угловая скорость барабана определится абсциссой точки пересечения кривой прихода ускорения (гиперболы) и прямой расхода ускорения (рисунок 14.1).

Двигатель не в состоянии сообщить барабану угловую скорость выше критической, поэтому рабочая угловая скорость барабана $\omega_Р$ должна быть ниже критической.

Мощность обмолота

$$N_{ОБ} = m^{/}\cdot\omega^2\cdot r^2/ (1–f),$$

откуда

$$\frac{N_O}{m^{/}} = \frac{r^2\cdot\omega^2}{1-f} = \frac{U^2}{1-f}. \qquad (14.14)$$

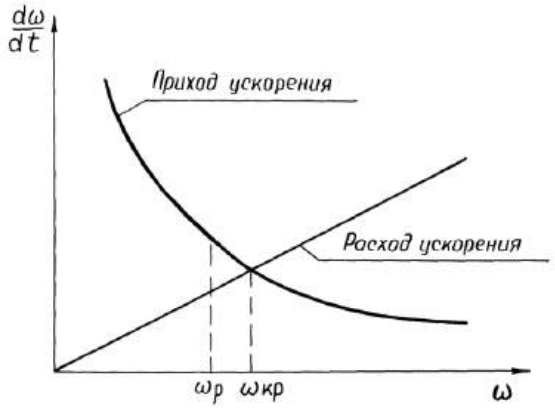



Рисунок 14.1 – Изменение углового ускорения барабана
в зависимости от его угловой скорости

Из уравнения (14.14) следует, что удельная мощность обмолота, приходящаяся на единицу секундной массы, прямо пропорциональна квадрату угловой скорости, квадрату радиуса барабана (квадрату окружной скорости барабана) и обратно пропорциональна разности между единицей и коэффициентом перетирания. Следовательно, без необходимости нельзя увеличивать радиус барабана и его частоту вращения, ибо это приведет к повышению мощности на обмолот и к повышенному расходу топлива. Необходимо также стремиться снизить коэффициент перетирания – f.

Коэффициент перетирания f уменьшается при снижении нагрузки, при увеличении скорости вращения барабана и увеличивается при увеличении влажности обмолачиваемой массы, длины стеблей, при уменьшении зазора между барабаном и подбарабаньем (декой).

Из формулы

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = N_{ОБ} / I \cdot \omega,$$

видно, что возможны различные варианты сочетаний мощности двигателя и момента инерции молотильного барабана, а следовательно, и различные ускорения. Так, маломощный двигатель будет сообщать барабану с большим моментом инерции небольшое ускорение. При неравномерной подаче барабан будет легко снижать скорость и, если прекратить подачу, скорость будет медленно увеличиваться. Производительность будет мала.

При относительно мощном двигателе и барабане с малым моментом инерции ускорение барабана будет больше. При неравномерной подаче будут резкие скачки в скорости, хотя барабан будет работать с большей производительностью.

Таким образом, ускорение барабана должно быть оптимальным.

Академик В.П. Горячкин для молотилок небольшой производительности рекомендовал ускорение I = 7,5 рад/с$^2$. Для более мощных барабанов М.Н. Летошнев рекомендовал выбирать ускорение – I = 12–15 рад./с$^2$. У современных молотилок ω=100 рад/с.

Поэтому

$$N_{ОБ} = (1{,}2–1{,}7)\ I. \qquad (14.15)$$

Н.И. Кленин рекомендует определять мощность холостого хода барабана (мощность вредных сопротивлений) по формуле

$$N_{xx} = a_x V_б + в_x V_б^3, \qquad (14.16)$$

где $a_x, в_x$ – эмпирические коэффициенты, характеризующие, соответственно, трение и вентиляторное действие барабана.

Коэффициент $\mathbf{a}_X$ представляет собой силу трения в опорах вала барабана, приведенную к бичу (штифту).

$\mathbf{a}_X$ = 5–5,5 Н на каждый 100 кг массы штифтового барабана;

$\mathbf{a}_X$ = 0,85–0,9 Н на каждые 100 кг массы бильного барабана.

Значительная разница в коэффициентах $\mathbf{a}_X$ для бильного и штифтового барабана объясняется тем, что к трению в опорах вала штифтового барабана прибавляется трение боковых граней и планок о воздух, пропорциональное первой степени скорости.

Коэффициент $в_x$ определяет сопротивление воздуха, зависящее от формы вращающихся частей барабана, их размеров, свойств и плотности воздуха.

$в_x$ – 0,045 Нс$^2$ /м$^2$ – на 1 метр длины штифтового барабана диаметром 550–600 мм;

$в_x$ – 0,065 Нс$^2$ /м$^2$ – на 1 метр длины бильного барабана диаметром 550–600 мм.

Мощность холостого хода барабана составляет 1,8–3 кВт. Мощность, потребная на технологический процесс (на обмолот), Н.И. Кленин рекомендует [ I ] определять по формуле

$$N_{ТП} = (a_p q + в_p q^2) V_б, \qquad (14.17)$$

где $(a_p q + в_p q^2)$ – среднее окружное усилие на бичах барабана, установленное экспериментально;

$V_б$ – окружная скорость барабана;

$a_p, в_p$ – коэффициенты, изменяющиеся от состояния и сорта культуры, а также от конструктивных параметров молотильного устройства.

С увеличением длины стеблей и влажности растительной массы они увеличиваются. Коэффициент $в_p$ уменьшается с увеличением скорости подачи массы к молотильному устройству и зазоров на входе молотильного пространства, а также от радиуса кривизны подбарабанья. Влияние коэффициента $a_p$ тем больше, чем меньше зазоры на входе и больше угол $\boldsymbol{\varphi}$ обхвата барабана подбарабаньем. Для молотильных устройств с диаметрами барабанов *D* – 550–600 мм и $\boldsymbol{\varphi}$ = 2,4 рад при скорости подачи массы к барабану 3–3,5 м/с:

$$a_p = 90–120\ Н/(кг·с);$$

$$в_р = 7–10 \text{ Н/(кг/с)}^2.$$

Большие значения соответствуют длине барабана 70–90 см, а меньшие – 150–180 см.

Общая мощность на привод барабана

$$N = N_{хх} + N_{тп}, \quad (14.18)$$

$$N = a_х V_б + в_х V_б^3 + (a_р q + в_р q^2) V_б.$$

Коэффициент полезного действия молотильных устройств определяется по формуле

$$\eta = N_{ОБ} /(N_{ОБ} + N_{ВР}). \quad (14.19)$$

где $N_{ВР}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление вредных сопротивлений;

$N_{ОБ}$ – мощность обмолота.

$$N_{ВР} = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3, \quad (14.20)$$

$$N_{ОБ} = m' \cdot \omega^2 \cdot r^2 / (1–f). \quad (14.21)$$

## 14.4 Определение параметров бильного молотильного аппарата. Секундная подача

Основными параметрами бильных молотильных аппаратов являются диаметр, длина, количество бичей, частота вращения, момент инерции барабана, производительность (секундная подача), размеры деки и её сепарирующая способность, потребляемая мощность, КПД молотильного аппарата.

Штифтовый молотильный аппарат не имеет бичей. Поэтому для него дополнительными параметрами являются количество планок, количество штифтов и вид развертки: число ходов прямой развертки, шаг развертки, число штифтов, идущих по одному следу, расстояние между следами соседних штифтов, размещение штифтов на деке.

### Соломистость растительной массы

Качество процесса обмолота зерновых, зернобобовых и других культур зависит от соотношения масс зерна и соломы. Коэффициент соломистости зерновых культур изменяется в широких пределах. Он меньше для коротостебельных культур с большой урожайностью и больше для длинностебельных культур с малой урожайностью.

Ориентировочные средние значения коэффициента соломистости: $\beta$ = 0,5–0,6 для пшеницы; $\beta$ = 0,65–0,75 для ржи.

При проектировании молотилок зерноуборочных комбайнов принимают условный коэффициент соломистости $\beta_0 – 0,6$, когда отношение $m_з/m_c$ – 1/1,5.

## Секундная подача

При расчете загрузки зерноуборочных машин определяют:
$q$ – массовую секундную подачу, кг/с;
$q_З$ – массовую секундную подачу зерна, кг/с;
$q_С$ – массовую секундную подачу соломистой части растений, кг/с;
$q_{ПР}$ – приведенную секундную подачу, кг/с.

Секундная подача зерна зависит от ширины захвата жатки, скорости машины и урожайности зерна:

$$q=B\cdot V_M\cdot Q, \qquad (14.22)$$

где $B$ – ширина захвата жатки, м;
$V_M$ – скорость машины, м/с;
$Q$ – урожайность зерна, кг/м.

Секундная подача равна:

$$q= q_З + q_С. \qquad (14.23)$$

Коэффициент соломистости можно определить еще так:

$$\beta = \frac{q_c}{q} = \frac{q_c}{q_З + q_c}. \qquad (14.24)$$

Отсюда секундная подача соломы

$$q_С = \frac{q_З \cdot \beta}{1-\beta} \qquad (14.25)$$

или

$$q_С = BV_M Q_З \frac{\beta}{1-\beta}. \qquad (14.26)$$

Секундная подача определится по формуле

$$q = BV_M Q_З \frac{1}{1-\beta}.$$

## Приведенная секундная подача

Приведенная секундная подача – это условное понятие, которое используется для сравнительной оценки работы комбайнов. Для её определения фактическая подача пересчитывается с учетом условной соломистости $\beta_0$ = 0,6.

Из формулы (67.4) следует, что

$$q = \frac{q_С}{\beta}, \qquad (14.27)$$

поэтому, принимая $\beta = \beta_0 = 0{,}6$, получим приведенную подачу

$$q_{ПР} = 1{,}67 q_c \text{ или } q_{ПР} = 1{,}67 B V_M Q_З \frac{\beta}{1-\beta}. \qquad (14.28)$$

При подборе валков секундную подачу можно определить по формуле

$$q = m_B V_M, \quad (14.29)$$

где $m_B$ – масса погонного метра валка, кг/м.

Приведенную подачу можно определить по формуле

$$q = 1{,}67 m_B V_M \cdot \beta. \quad (14.30)$$

## 14.5 Технологические показатели оценки работы молотильного аппарата

Качество технологического процесса молотильных устройств оценивают следующими показателями:

$\delta$ – коэффициент недомолота;

$\gamma$ – коэффициент дробления;

$\tau$ – коэффициент сепарации (просеиваемости);

$\psi$ – коэффициент засоренности зерна, поступающего на очистку.

На рисунке 14.2 приведены графики изменения коэффициентов недомолота, дробления, сепарации в зависимости от окружной скорости бичей барабана ($U$).

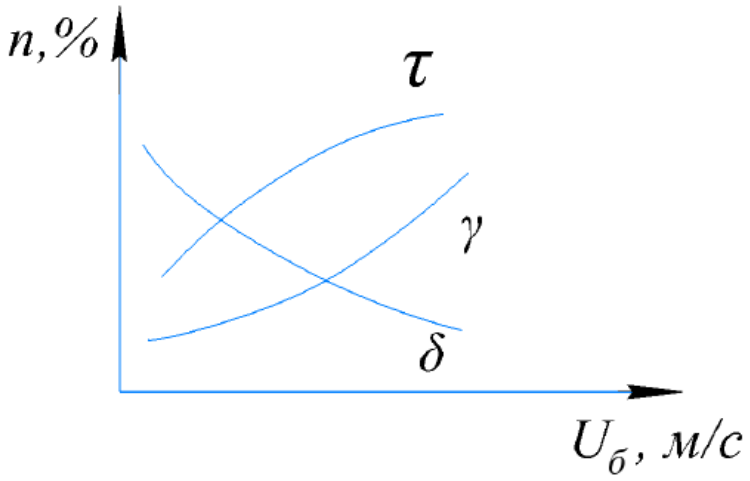



Рисунок 14.2 – Показатели оценки работы МСУ

На графике (рисунок 14.2) видно, что с увеличением окружной скорости барабана $U$ коэффициент недомолота уменьшается, а коэффициенты дробления и сепарации увеличиваются.

# ЛЕКЦИЯ 15

15.1. Классификация и характеристики соломотрясов.
15.2. Сепарирующая способность соломотряса.
15.3. Потери зерна и длина соломотряса.
15.4. Толщина слоя соломы на соломотрясе.

## 15.1 Классификация и характеристики соломотрясов

После обмолота на соломотряс поступает грубый ворох. Компоненты грубого вороха:

– зерно – 25–30%;
– солома – 30–45%;
– сбоина – 10–18%;
– полова – 8–15%.

Соотношение в грубом ворохе между массой зерна и соломистых фракций бывает от 1:3 до 1:1. Назначение соломотряса – сепарация грубого вороха, выделение мелкого вороха (зерна, половы, сбоины), направление его на очистку и удаление соломы из молотилки (рисунок 15.1).

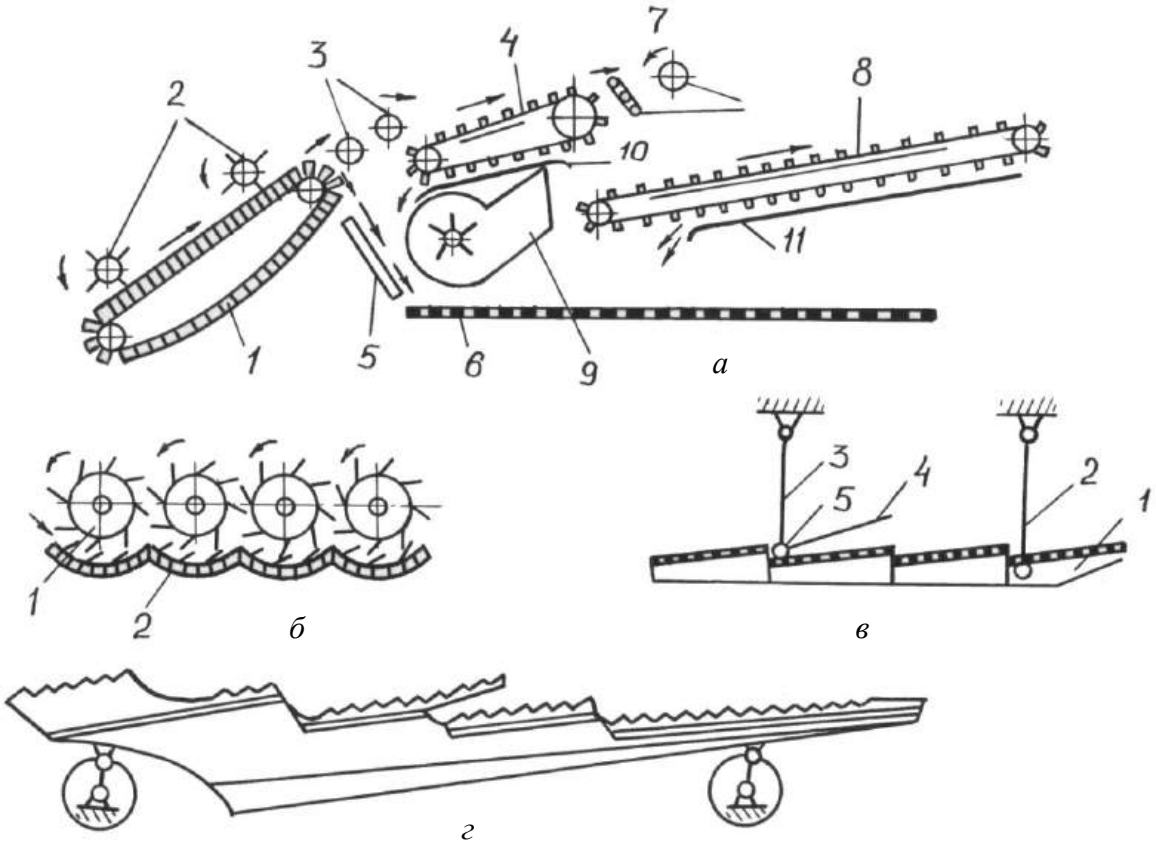



Рисунок 15.1 – Типы соломотрясов

1. Платформенные.
2. Конвейерно-роторные.
3. Роторные.
4. Клавишные.
   4.1. Одновальные.
   4.2. Двухвальные.

**Платформенный соломотряс** (*в*) представляет собой решетчатую платформу, подвешенную на четырех подвесках 2,3, которая приводится в колебательное движение. Для активизации сепарирующей способности соломотряса применяются пальцы 4, качающиеся относительно шарнира 5 (механизм привода не показан).

Платформенный соломотряс использовался в прямоточных комбайнах. Он конструктивно прост, но имеет много недостатков. Удовлетворительно работает только при тонком слое грубого вороха, производительность его низка, чувствителен к неравномерной подаче, к поперечным и продольным колебаниям, неуравновешен. Поэтому в настоящее время не используется.

**Конвейерно-роторный соломотряс** состоит из ряда транспортеров 1, 4, 8, битеров 2, 7, пиккеров 3, вентилятора 9, скатных досок 5, 10, 11, с которых зерно идет на решето 6 очистки. Такие соломотрясы расчесывают, растаскивают и вспушивают ворох, тем самым облегчая прохождение через него зерна и направление его на очистку (*а*).

Такой соломотряс обеспечивает удовлетворительное движение вороха при продольном и поперечном наклоне молотилки комбайна. Он не забивается остями. Удовлетворительно работает при влажном грубом ворохе. Не имеет масс, находящихся в колебательном движении, которые необходимо уравновешивать.

Недостатками конвейерно-роторного соломотряса являются большие размеры, большое количество узлов и деталей, недостаточная производительность. В сравнении с клавишным он больше перебивает солому, больше перегружает очистку, более энергоемок.

**Роторный соломотряс** (6) представляет собой ряд последовательно расположенных и вращающихся цилиндрических роторов-соломочесов I. На их цилиндрах располагаются зубья с отклонением от направления вращения. Под каждым соломочесом установлена решетка 2 с большим живым сечением в сравнении с подбарабаньем. Диаметр цилиндров примерно 370 мм, а диаметр соломочеса по концам зубьев более 500 мм. Линейная скорость конца зуба 12 м/с. Соломочесы расчесывают, растаскивают хлебную массу и подвергают ее воздействию центробежных сил.

Впервые такой соломотряс был применен на комбайне СКАГ-5А. Он хорошо выделяет зерно из длинносоломистых хлебов повышенной влажности, мало чувствителен к уклонам поля.

Основным недостатком такого роторного соломотряса является то, что он сильно измельчает солому, особенно при уборке хлеба нормальной влаж-

ности, а поэтому перегружает очистку. Разновидностью роторного соломоотделителя является часть молотильно-сепарирующего устройства роторного комбайна. Масса в таком устройстве перемещается вдоль оси барабана по неподвижной решетке, поставленной под углом к образующей ротора. Решетки соломоотделителей на засоренном влажном хлебе забиваются растительными остатками и почвой, что значительно ухудшает работу.

### Клавишный соломотряс

Клавишные соломотрясы бывают одновальными и двухвальными (рисунок 15.1 *г*).

Двухвальные соломотрясы бывают с групповой поочередной работой групп клавиш. Шейки валов такого соломотряса расположены в одной плоскости. Такие соломотрясы применяют при необходимости уборки длинносоломистого хлеба, когда нужны мощные удары по хлебной массе. Каждая группа клавиш поочередно встряхивает весь ворох.

Если предполагается сепарировать ворох несвязный, содержащий много перебитой соломы, в конструкциях применяют двухвальные соломотрясы, шейки коленчатого вала которых смещены друг относительно друга и не лежат в одной плоскости. Каждая клавиша такого двухвального соломотряса при работе находится в своей фазе. Удары по соломе клавишами осуществляются поочередно в соответствии с конструктивной схемой.

Во всех современных комбайнах, имеющих бильный молотильный аппарат, используют клавишные соломотрясы. Рабочим органом соломотряса являются клавиши, каждая из которых представляет собой металлический короб с каскадами и жалюзийным нерегулируемым решетом. Наибольшее распространение получил двухвальный соломотряс, все точки которого совершают вращение по окружности. Например, комбайн ДОН-1500 имеет пятиклавишный двухвальный соломотряс, а комбайн «Вектор» – четырехклавишный. Для лучшего разрыхления массы их клавиши выполняют с семью каскадами и снабжают продольными зубчатыми ребрами.

Принцип работы такого соломотряса основан на вытряхивании зерна из сбоя грубого вороха в результате встречных ударов, наносимых клавишами по падающей на них массе. В конце каждого каскада выделяется наибольшее количество зерна.

Из всех рассмотренных типов соломотрясов двухвальный клавишный соломотряс отличается большим разрыхлением слоя продукта обмолота, допускает толстый слой соломы на всей поверхности, работает с большими нагрузками, конструктивно прост, надежен в работе.

Основные недостатки двухвальных клавишных соломотрясов – большие размеры (у комбайна ДОН-1500 – 4,1 м; у комбайна Е 516 – 4,86 м), недостаточная уравновешенность, влияние рельефа местности на качество сепарации.

Большие размеры соломотрясов не позволяют создавать высокопроизводительные комбайны по классической схеме. Поэтому необходим поиск иных принципов сепарации грубого вороха и новых конструктивных решений.

## 15.2 Сепарирующая способность соломотряса

Коэффициент сепарации $\mu$ ($м^{-1}$) для единицы длины соломотряса рекомендуется определять по формуле, предложенной академиком И.Ф. Василенко:

$$\mu_c = \frac{\mu_1 \mu_2}{V_{CP} t_n}, \quad (15.1)$$

где $\mu_1$ – вероятность просеивания зерна через пространственную решетку, образуемую соломой, находящейся на соломотрясе;

$\mu_2$ – вероятность просеивания зерна через решетку соломотряса.

Причем

$$\mu_2 = \frac{f}{F}, \quad (15.2)$$

где f – площадь отверстий решетки соломотряса;

F – площадь соломотряса;

$V_{CP}$. – средняя скорость движения соломы по соломотрясу;

$t_п$ – время между двумя последовательными встряхиваниями.

Коэффициент сепарации $\mu_c$ зависит от толщины $H_c$ слоя вороха на соломотрясе и связан с ней зависимостью

$$\mu_c H^m = \text{const}, \quad (15.3)$$

где m = 0,8–1,2 (большие значения относятся к тяжелым условиям, меньшие – к легким).

Для слоя $H$=0,2 м при соотношении масс зерна и соломы (1:1,5) (коэффициент соломистости $\beta_0$=0,6) коэффициент сепарации $\mu_c$ =1,8 $м^{-1}$ при частоте вращения вала соломотряса 215 $мин^{-1}$.

$$\frac{\mu_c}{\mu_{cx}} = \left(\frac{H_x}{H}\right)^m, \quad (15.4)$$

где $\mu_c$ – коэффициент сепарации при толщине слоя H;

$\mu_{cx}$ – коэффициент сепарации при толщине слоя $H_x$.

Коэффициент сепарации изменяется по закону равносторонней гиперболы. Учитывая, что толщина слоя пропорциональна секундной подаче, при работе в одинаковых условиях имеем

$$\frac{\mu_c}{\mu_{cx}} = \left(\frac{q_x}{q}\right)^m, \quad (15.5)$$

где q – секундная подача при толщине слоя H;

$q_x$ – секундная подача при толщине слоя $H_x$.

## 15.3 Потери зерна и длина соломотряса

Выделение зерна из грубого вороха является вероятностным процессом. Коэффициент сепарации $\mu_c$ – это относительная вероятность, отнесенная к единице пути (перемещению) слоя по соломотрясу.

Ближе к концу соломотряса количество зерна на нем будет уменьшаться.

За время dt продукт переместится на величину dx. За это время относительная вероятность просеивания составит $\mu \cdot dx$. За это же время dt произойдет снижение содержания зерна в соломе на абсолютную величину dy.

Относительную величину просеивания получим, отнеся величину dy к находящемуся в это время на соломотрясе всему количеству зерна, т.е. dy/y. Приравнивая оба выражения и ставя впереди знак минус (т.к. тангенс угла наклона касательной в любой понижающей кривой отрицательный), получим

$$-dy/y = \mu \cdot dx. \qquad (15.6)$$

Интегрируя обе части уравнения (4.6), получим

$$-\int \frac{dy}{y} = \int \mu \cdot dx$$

или

$$- \ln y = \mu_c x + c. \qquad (15.7)$$

Определим *c* из начальных условий. При x=0, y=a (количество зерна, поступившее на соломотряс) – $\ln a = c$, поэтому $- \ln y = \mu_c x - \ln a$,
откуда

$$\frac{a}{y} = e^{\mu_c x}. \qquad (15.8)$$

$$y = a \cdot e^{-\mu_c x}. \qquad (15.9)$$

Уравнением (15.9) определяются потери зерна в соломотрясе. Задаваясь количеством зерна в соломе на выходе её из соломотряса, т.е. потерями зерна в солому, которые не должны превышать агротехнических требований или требований ГОСТ, получим

$$y_{сх} = a \cdot e^{-\mu_c l_c}.$$

График сепарации зерна на соломотрясе показан на рисунке 15.2.

Используя секундную массовую подачу зерна на соломотряс $q_{зп}$, секундную массовую подачу схода зерна можно определить по формуле

$$q_{зсх} = q_{зп} \cdot e^{-\mu_c l_c}. \qquad (15.10)$$

Можно записать:

$$L_c = \frac{1}{\mu_c} \ln \frac{a}{y_{сх}},$$

или

$$L_c = \frac{1}{\mu_c} \ln \frac{q_{зп}}{q_{зсх}}. \qquad (15.11)$$

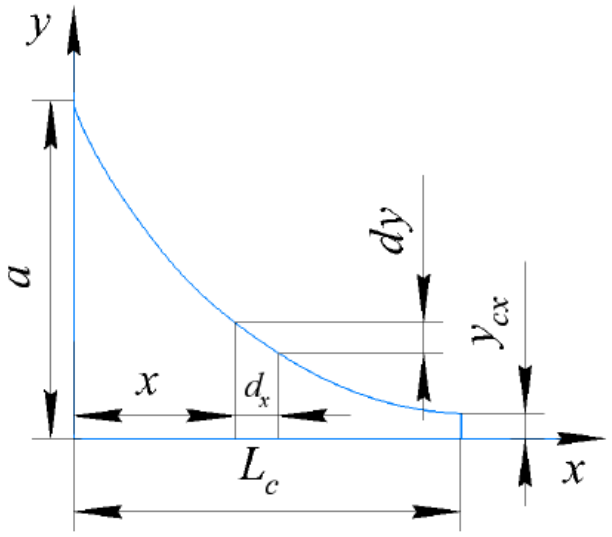



Рисунок 15.2 – График сепарации зерна

Задаваясь допускаемыми по ГОСТ или по агротребованиям потерями зерна в соломе $y_{сх.доп.}$, кг или $q_{сх.доп.}$, кг/с, можно определить длину соломотряса. При общей секундной подаче зерна в молотилку $q_з$ секундная подача зерна на соломотрясе будет равна:

$$q_{зп} = q_з(1 - 0{,}01в). \qquad (15.12)$$

Допустимые потери зерна с соломой $П_{з.доп}$ обычно задаются в процентах к общему количеству зерна П. Их можно определить по формуле

$$П_{з.доп} = \frac{q_{з.сх.доп}100}{q_з}.$$

Поэтому

$$q_з = \frac{q_{з.сх.доп}(1-0{,}01в)}{П_{з.доп}}. \qquad (13.13)$$

Следовательно, длина соломотряса

$$L_с = \frac{1}{\mu_с}\ln\frac{100-в}{П_{з.доп}}, \qquad (15.14)$$

где *в* – проход зерна под деку, %;

$П_{з.доп}$ – допустимые потери зерна с соломой сходом с соломотряса, %.

## 15.4 Толщина слоя соломы на соломотрясе

Толщина слоя соломы на соломотрясе определяется по формуле

$$H_с = \frac{V_с}{L_с B_с}, \qquad (15.15)$$

где $V_с$ – объем соломы на соломотрясе;

$L_с$ – длина соломотряса;

$B_с$ – ширина соломотряса.

Объем соломы на соломотрясе

$$V_c = v' t, \quad (15.16)$$

где $v'$ – секундный объем соломы на соломотрясе;

$t$ – время перемещения соломы по соломотрясу.

Секундный объем соломы на соломотрясе

$$v' = \frac{q_c}{\rho_c}, \quad (15.17)$$

где $q_c$ – секундная массовая подача соломы;

$\rho_c$ – плотность соломы на соломотрясе, $\rho_c$ = 12–20 кг/м$^3$.

Время перемещения соломы по соломотрясу

$$t = \frac{L_c}{V_{ср}}, \quad (15.18)$$

где $V_{ср}$ – средняя скорость движения соломы по соломотрясу, $V_{ср}$ = 0,4 м/с.

Учитывая приведенные выражения, толщину слоя вороха на соломотрясе можно определить по формуле

$$H_c = \frac{q \cdot \beta}{\rho_c V_{ср} B_c}, \quad (15.19)$$

где $q$ – секундная подача хлебной массы;

β – коэффициент соломистости;

$B_c$ – (1,0–1,1) $L_б$ – для бильных молотильных аппаратов;

$B_c$ – (1,4–1,6) $L_б$ – для штифтовых молотильных аппаратов;

$L_б$ – длина молотильного барабана.

# ЛЕКЦИЯ 16

16.1. Уравнение движения тела по решету (на примере правых интервалов).
16.2. Скорость и перемещение тела вверх по решету.
16.3. Средние скорости движения материала по решету и относительно решета.
16.4. Отрыв материала от поверхности решета.
16.5. Частные случаи движения материала по поверхности решета. Полярная номограмма.

## 16.1 Уравнение движения тела по решету (на примере правых интервалов)

Решето CD (рисунок 16.1), висящее на параллелограммных подвесках EC и LD, приводится в колебательное движение кривошипом OA и шатуном AB.

При колебаниях решета его точки C и D перемещаются относительно точек E и L по дугам окружностей с радиусом, равным длине подвесок. По дуге такого же радиуса перемещается точка B решета и шатуна.

Приняв допущение, что радиус кривошипа значительно меньше длины подвесок и отклонения подвесок от среднего положения малы, можно допустить, что точки *C* и D решета перемещаются по прямым, перпендикулярным подвескам в их среднем положении, а точка *B* решета перемещается по оси X. Учитывая, что радиус кривошипа *O A* значительно меньше длины шатуна *A B*, можно, упрощая задачу, перемещение точки *C* определять по перемещению проекции точки A на ось *X* .

Пользуясь рисунком 16.1, определим перемещение решета (перемещение точки A).

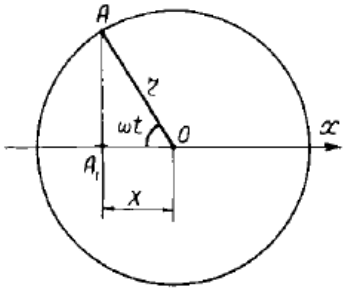



Рисунок 16.1 – Движение тела по решету

$$X = -r \cos \omega t, \qquad (16.1)$$

где $\omega t$ – угол поворота кривошипа;

$t$ – время поворота кривошипа.

Скорость решета равна:

$$V_X = r\omega \sin \omega t. \qquad (16.2)$$

Ускорение решета равно:

$$j_X = r\omega^2 \cos \omega t. \qquad (16.3)$$

График ускорения колеблющегося решета изображен на рисунке 16.2. При повороте кривошипа на угол $\pi/2$ от положения конца кривошипа (от $A_0$ до $A_1$) ускорение $j_x$ направлено вправо. При перемещении кривошипа (от $A_1$ до $A_3$) ускорение $j_x$ направлено влево. При перемещении кривошипа (от $A_3$ до $A_0$) ускорение $j_x$ направлено вправо.

Учитывая направление ускорения $j_x$ на рисунке 16.2 интервалы на графике названы «левый», «правый». В правом интервале ускорение колеблющегося решета положительное, в левом – отрицательное.

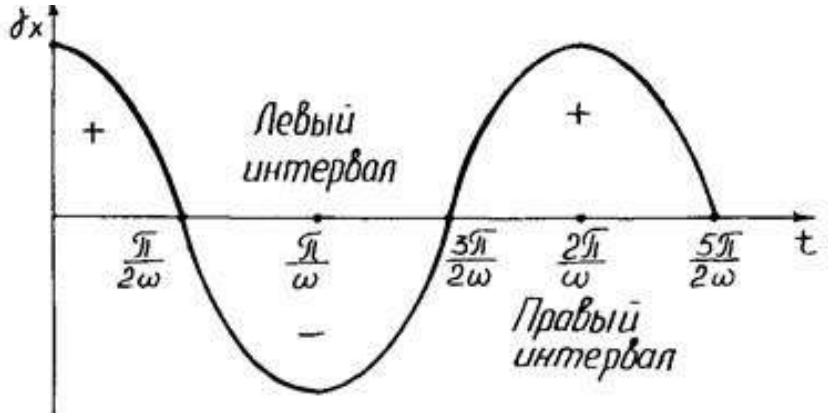



Рисунок 16.2 – График ускорения колеблющегося решета

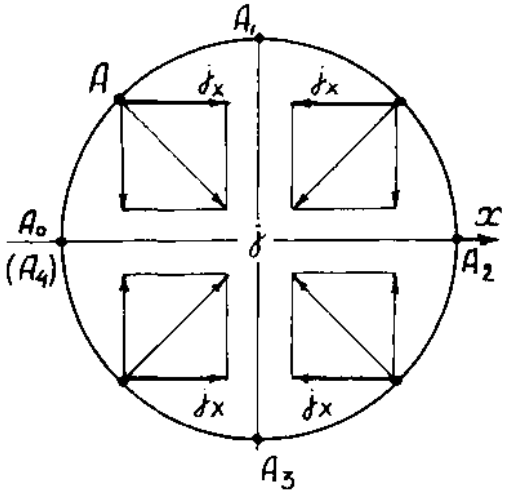



Рисунок 16.3 – Ускорения колеблющегося решета

В этих интервалах сила инерции переносного движения направлена справа налево (в сторону, обратную ускорению решета).

На рисунке 16.4 показаны силы, действующие на тело, находящееся на поверхности колеблющегося решета.

Принятые обозначения:

$mg$ – сила тяжести тела;

$N$ – сила нормального давления плоскости решета на тело;

$F$ – сила трения плоскости решета о тело;

И – сила инерции переносного движения тела;

$\alpha$ – угол наклона решета;

$\varphi$ – угол трения решета о тело;

$\beta$ – угол, характеризующий направленность колебаний решета.

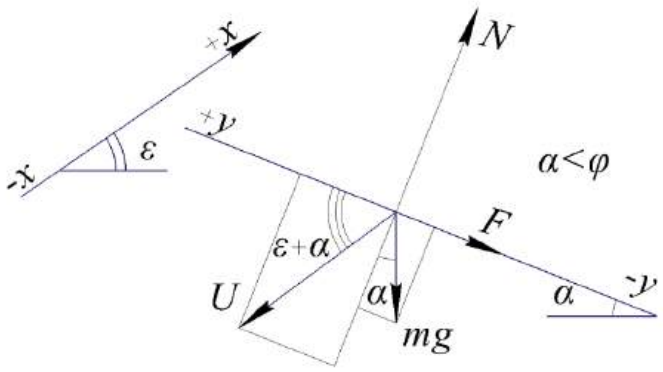



Рисунок 16.4 – Силы, действующие на тело

Руководствуясь рисунком 16.4, напишем дифференциальное уравнение движения тела вверх относительно поверхности решета:

$$m\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2} = U\cos(\varepsilon+\alpha) - mg\sin\alpha - F\,, \tag{16.4}$$

где

$$U = mw^2 r\cos\omega t, \tag{16.5}$$

$$F = N tg\varphi, \tag{16.6}$$

$$N = U\sin(\varepsilon+\alpha) + mg\cos\alpha. \tag{16.7}$$

Подставив в (16.4) значение $N$ из (16.7), получим:

$$F = [U\sin(\varepsilon+\alpha) + mg\cos\alpha]tg\varphi. \tag{16.8}$$

Подставим в (16.4) значение $F$ из (16.8), получим:

$$m\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2} = U\cos(\varepsilon+\alpha) - mg\sin\alpha - [U\sin(\varepsilon+\alpha) + mg\cos\alpha]tg\varphi,$$

или

$$m\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2} = U[\cos(\varepsilon+\alpha) - \sin(\varepsilon+\alpha)tg\varphi] - mg(\sin\alpha + \cos\alpha tg\varphi),$$

или

$$m\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2} = m\omega^2 r\cos\omega t\frac{\cos(\varepsilon+\alpha)\cos\varphi - \sin(\varepsilon+\alpha)\sin\varphi}{\cos\varphi} - mg\frac{\sin\alpha\cos\varphi + \cos\alpha\sin\varphi}{\cos\varphi},$$

или

$$\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2} = \omega^2 r\cos\omega t\frac{\cos(\varepsilon+\alpha)\cos\varphi - \sin(\varepsilon+\alpha)\sin\varphi}{\cos\varphi} - g\frac{\sin\alpha\cos\varphi + \cos\alpha\sin\varphi}{\cos\varphi}.$$

Обозначим

$$\delta = \frac{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)}{\cos\varphi}. \tag{16.9}$$

Разделив на $\delta$ обе части, получим

$$\frac{1}{\delta}\cdot\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2} = \omega^2\cos\omega t - g\frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)}.$$

Обозначим

$$p = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon + \alpha + \varphi)}. \qquad (16.10)$$

Тогда ускорение тела, движущегося относительно решета, уменьшенное в $\delta$ раз, равно:

$$\frac{1}{\delta} \cdot \frac{d^2 Y_{вв}}{dt^2} = \omega^2 \cos \omega t - pg. \qquad (16.11)$$

Для определения относительного ускорения тела необходимо значение, полученное из выражения (16.11), умножить на $\delta$. Анализ выражения (16.11) показывает, что ускорение решета

$$\omega^2 r \cos\omega t = j_x.$$

$pg = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon + \alpha + \varphi)} g$ – постоянная, не зависящая от $t$.

На рисунке 16.5 показан график относительно ускорения тела, движущегося вверх по решету.

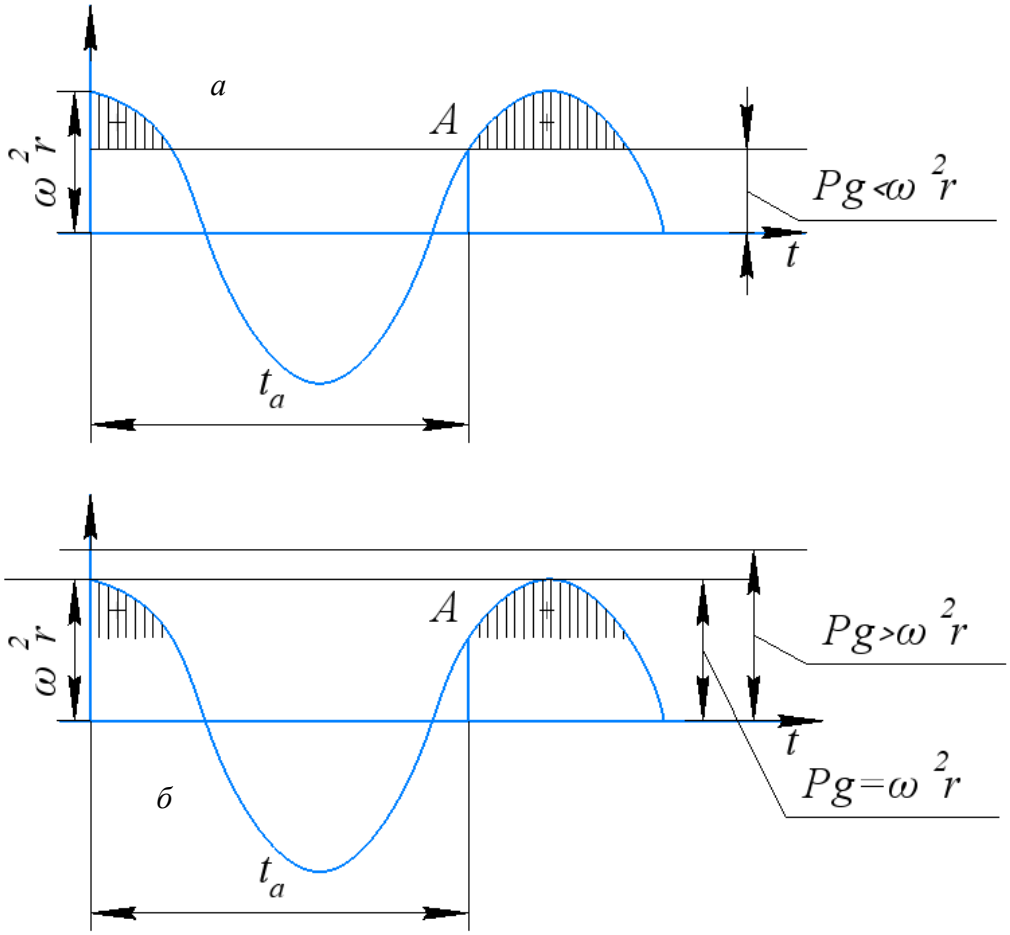



Рисунок 16.5 – График относительно ускорения тела, движущегося вверх по решету

Из него видно, что в случаях, когда $pg=\omega^2 r$ или $pg>\omega^2 r$, относительное ускорение тела вверх отсутствует.

Также видно, что в графическом представлении правую часть уравнения (16.11) можно изобразить как разность ординат косинусоиды ускорений решета ($r\omega^2 \cos \omega t$) и прямой, проведенной параллельно оси времени на расстоянии pg от неё.

Ускорение $\frac{\partial^2 Y_{вв}}{\partial t^2}$ – будет равно нулю при любых углах $\omega t$ поворота кривошипа, когда соблюдается условие $pg=\omega^2 r$, т.е. когда прямая будет касаться вершин косинусоиды, а не пересекать её. Указанное условие можно представить так:

$$\frac{\omega_1^2 r}{g} = k_1 = p = \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)}, \qquad (16.12)$$

где $k_1$ – граничный показатель кинематического режима движения тела вверх по решету.

Следовательно, при кинематическом режиме, показатель которого равен $к_1$, относительное ускорение отсутствует при всяком угле поворота кривошипа, и поэтому относительное движение материала вверх по наклонной плоскости невозможно.

Показатель кинематического режима, обеспечиваемый механизмом привода: $k = \frac{\omega^2 \mathrm{r}}{\mathrm{g}}$.

Если $k > k_1$, движение материала (тела) вверх возможно.

Если $k = k_1$, движение материала (тела) вверх невозможно.

Если $k < k_1$, движение материала (тела) вверх невозможно.

Граничная угловая скорость движения тела вверх по решету определяется из выражения

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g}{r} p}\,. \qquad (16.13)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g}{r} \cdot \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)}}, \qquad (16.14)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30},$$

$$n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi},$$

$$n_1 = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{r} \cdot \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)}}, \text{ мин}^{-1}.$$

Или

$$n_1 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{r} \cdot \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)}}, \text{ с}^{-1}. \qquad (16.15)$$

## 16.2 Скорость и перемещение тела вверх по решету

При сдвигах материала в правых интервалах скорость относительного движения определится интегрированием уравнения

$$\frac{1}{\delta}\cdot\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2}=\omega^2\cos\omega t-pg$$

в пределах от $t_A$ до $t$.

Взяв определенный интеграл в пределах от $t_A$ до $t$, получим:

$$\frac{1}{\delta}\cdot\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2}=\int_{t_A}^{t}(\omega^2\cos\omega t-pg)dt=\omega r\sin\omega t-\omega r\sin\omega t_A-pg(t-t_A).$$

Преобразовав, получим:

$$\frac{1}{\delta}\cdot\frac{d^2Y_{вв}}{dt^2}=\omega r\sin\omega t-[\omega r\sin\omega t_A+pg(t-t_A)], \qquad (16.16)$$

где $\omega r\sin\omega t$ – скорость грохота (синусоида);

$\omega r\sin\omega t_A+pg(t-t_A)$ – прямая.

При $t=0$ второй член уравнения (16.16) равен $\omega r\sin\omega t_A-pgt_A$.

При $t=t_A$ он равен $\omega r\sin\omega t_A$.

Совмещенные графики относительного ускорения и скорости представлены на рисунке 16.6. На графиках $t_{A'}=t_A$ – время начала движения тела (материала) вверх, $t_{B'}$ – время конца движения тела (материала) вверх.

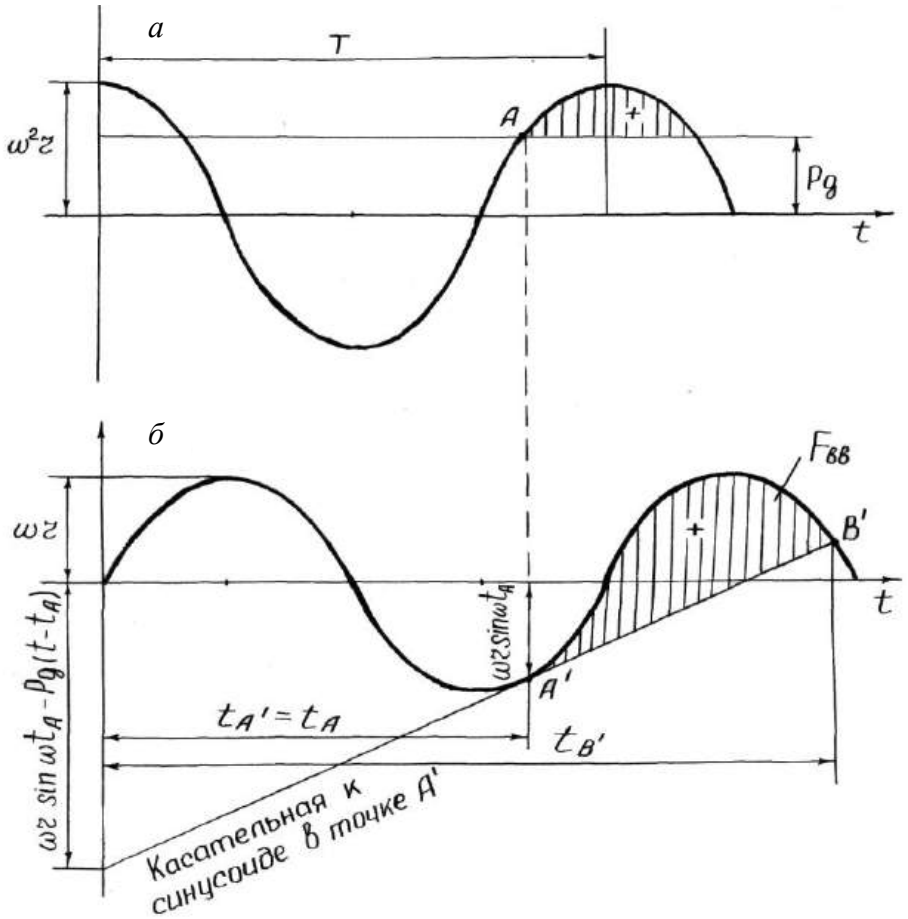



Рисунок 16.6 – Графики скорости материала

**Перемещение тела вверх относительно поверхности решета**

Перемещение тела вверх определим, пользуясь рисунком 16.6 *б*, из которого следует, что

$$\frac{1}{\delta} Y_{вв} = F_{вв} \cdot \mu_Y , \qquad (16.17)$$

или

$$Y_{вв} = F_{вв} \mu_Y \cdot \delta, \qquad (16.18)$$

где $Y_{вв}$ – перемещение тела вверх;

$\mu_Y$ – графический масштаб перемещения;

$\delta$ – аналитический масштаб перемещения, $\delta = \frac{\cos(\varepsilon + \alpha + \varphi)}{\cos\varphi}$;

$F$ – площадь на графике, изображающая перемещение вверх.

Определим графические масштабы.

$$\mu_Y = \mu_V + \mu_t,$$

где $\mu_V$ – графический масштаб скорости;

$\mu_t$ – графический масштаб перемещения.

Графический масштаб скорости

$$\mu_v = \frac{\omega_r}{H_1}, \ \frac{м/с}{мм},$$

где $\omega_r$ – максимальная скорость решета, м/с;

$H_1$ – длина отрезка на графике, соответствующая максимальной скорости решета, мм.

Графический масштаб времени

$$\mu_t = \frac{T}{H_2}, \text{ с/мм},$$

где $T$ – время цикла, с;

$H_2$ – длина отрезка на графике, соответствующая времени цикла, мм.

Время цикла

$$T = \frac{2\pi}{\omega}, \text{ с}.$$

Поэтому графический масштаб времени равен:

$$\mu_t = \frac{2\pi}{H_2}, \text{ с/мм},$$

а графический масштаб перемещения

$$\mu_Y = \frac{2\pi r}{\omega H_2}, \text{ м/мм}^2.$$

Графический масштаб ускорения

$$\mu_j = \frac{\omega^2 r}{H_3}, \ \frac{м/с^2}{мм},$$

где $H_3$ – длина отрезка на графике, соответствующая максимальному ускорению решета, мм.

**Перемещение тела вниз относительно поверхности решета**

Перемещение тела вниз определим, пользуясь рисунком 16.7 *б*, из которого следует, что

$$\frac{1}{\sigma} Y_{вн} = F_{вн} \cdot \mu_Y, \qquad (16.19)$$

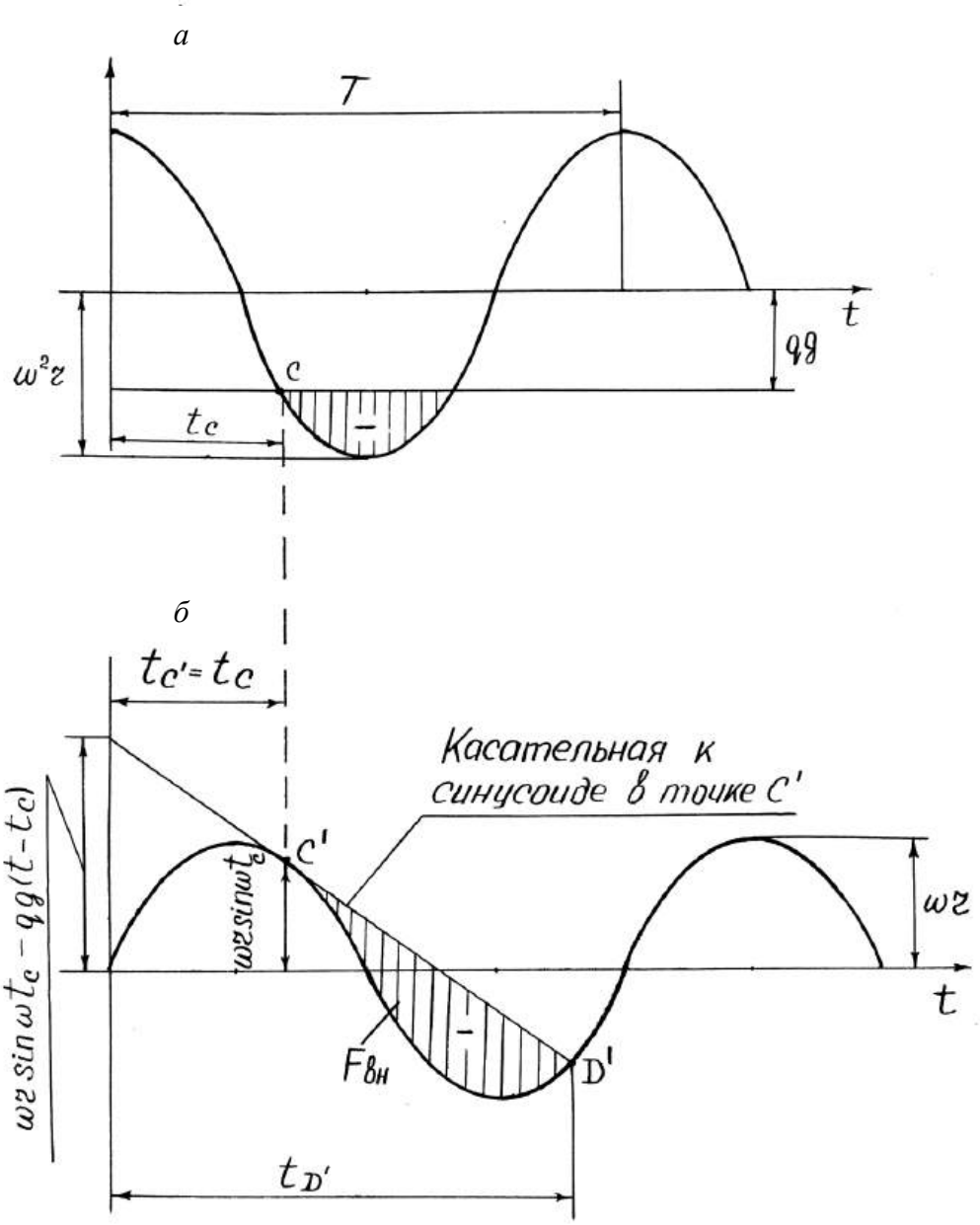



Рисунок 16.7 – Графики относительного ускорения (*а*) и скорости (*б*)

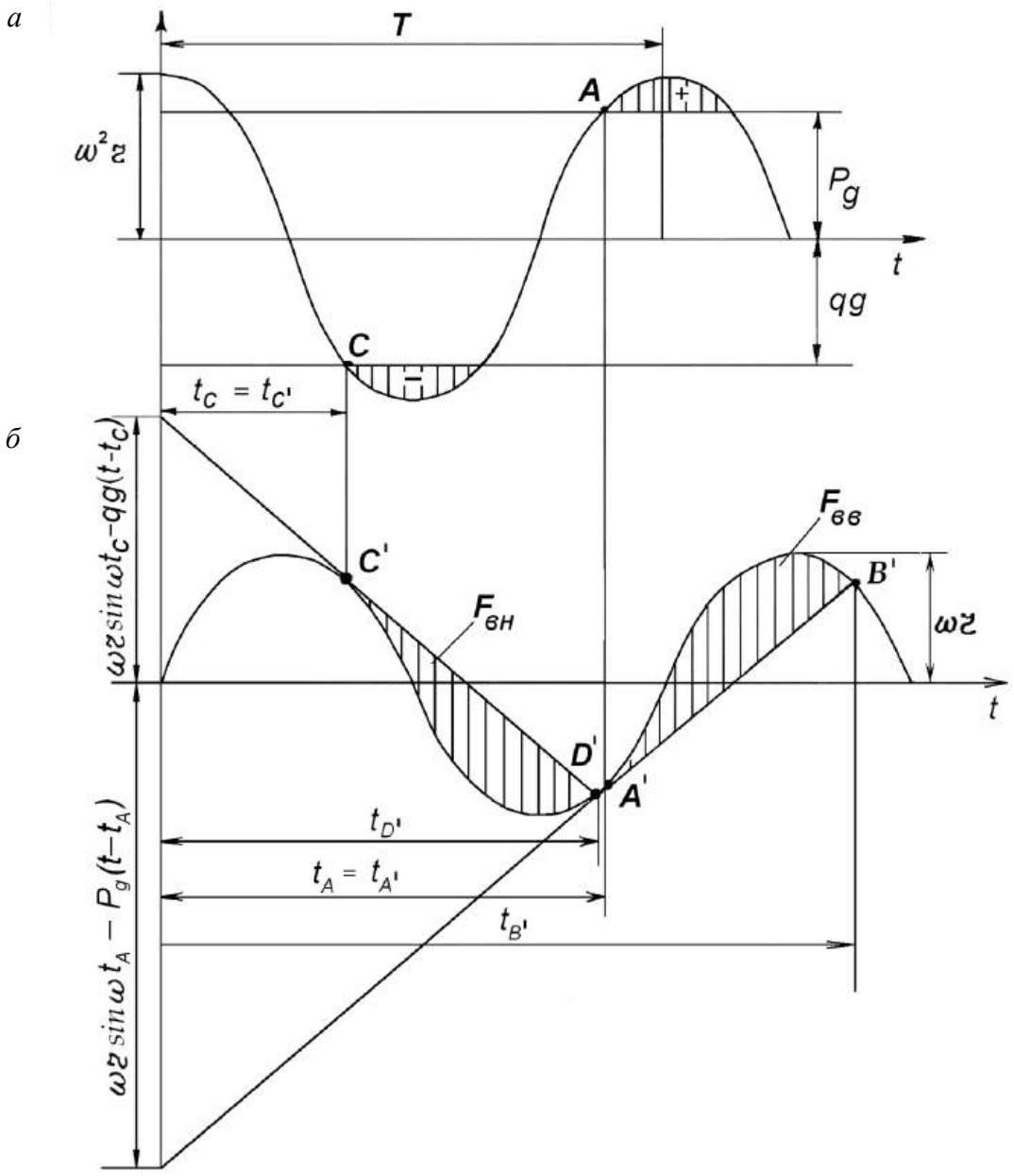



Рисунок 16.8 – Графики относительных ускорений (*а*) и скоростей (*б*)

или

$$Y_{вн}=F_{вн}\cdot\mu_Y\cdot\sigma, \qquad (16.20)$$

где $Y_{вн}$ – перемещение тела вниз;

$\mu_Y$ – графический масштаб перемещения,

$$\mu_Y = \frac{2\pi r}{H_1 H_2};$$

$\sigma$ – аналитический масштаб перемещения,

$$\sigma = \frac{\cos(\varepsilon+\alpha-\varphi)}{\cos\varphi};$$

$F_{вн}$ – площадь на графике, изображающая перемещение вниз;

$H_1$ – длина отрезка на графике, соответствующая максимальной скорости решета;

$H_2$ – длина отрезка на графике, соответствующая времени цикла.

На рисунке 16.8 приведены графики относительных ускорений и скоростей движения тела вверх и вниз.

На графиках

$t_c=t_{c'}$ – время начала движения тела вниз;

$t_{D'}$ – время конца движения тела вниз;

$t_A=t_{A'}$ – время начала движения тела вверх;

$t_{B'}$ – время конца движения тела вверх.

## 16.3 Средние скорости движения материала по решету и относительно решета

Эта скорость может быть найдена, если известны сдвиги (перемещения) вниз и вверх, соответствующие правому и левому интервалу за полный период колебаний $T$.

Средняя скорость перемещения материала по поверхности решета равна:

$$V_{\text{ср}} = \frac{Y_{\text{вн}} + Y_{\text{вв}}}{T}, \tag{16.21}$$

где $Y_{вн}$ – относительное перемещение вниз за период;

$Y_{вв}$ – относительное перемещение вверх за период;

$T$ – период колебания решета.

Учитывая, что $T = \frac{2\pi}{\omega}$, получим

$$V_{\text{ср}} = \frac{Y_{\text{вн}} + Y_{\text{вв}}}{2\pi}\omega. \tag{16.22}$$

## Средняя скорость перемещения материала (тела) относительно поверхности решета

Средняя скорость перемещения материала (тела) относительно поверхности решета сверху вниз определится по формуле

$$V'_{\text{ср}} = \frac{Y_{\text{вн}} - Y_{\text{вв}}}{T}, \tag{16.23}$$

или

$$V'_{\text{ср}} = \frac{Y_{\text{вн}} - Y_{\text{вв}}}{2\pi}\omega. \tag{16.24}$$

## 16.4 Отрыв материала от поверхности решета

Для выявления условий отрыва материала (тела) от поверхности колеблющегося решета (наклонной плоскости) воспользуемся схемой сил, действующих на тело, находящееся на поверхности колеблющегося решета (левые интервалы). На рисунке 16.9 видно, что на тело действуют четыре силы:

$mg$ – сила тяжести тела;

$N$ – сила нормального давления плоскости решета на тело;

$F$ – сила трения плоскости решета о тело;

$U$ – сила инерции переносного движения тела.

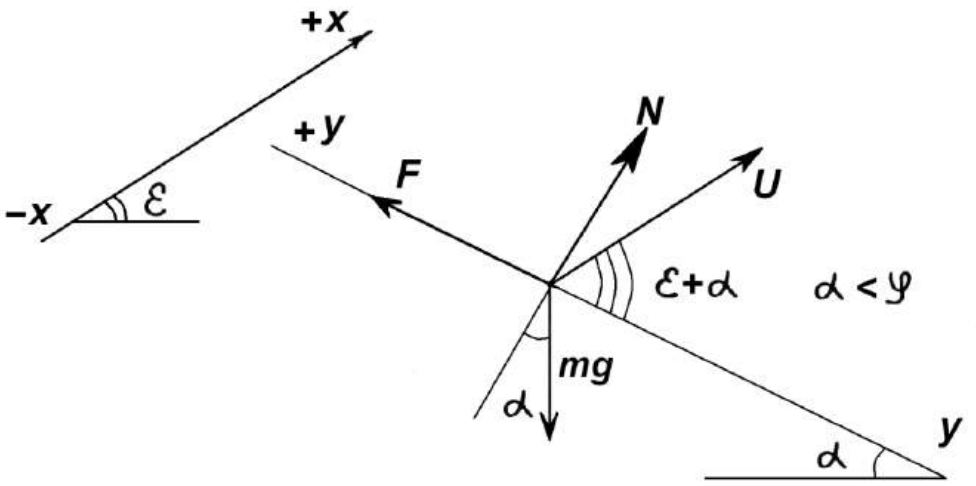



Рисунок 16.9 – Силы, действующие на тело, находящееся на поверхности колеблющегося решета (левые интервалы)

Проектируя силы на ось, перпендикулярную поверхности решета, получим

$$N=mg\cos\alpha-U\sin(\varepsilon+\alpha).$$

Зная, что $U=-m\omega^2 r\cos\omega t$, получим

$$N=mg\cos\alpha+m\omega^2 r\cos\omega t\sin(\varepsilon+\alpha).$$

При отрыве $N=0$, $\omega=\omega_0$.

Приравняв нулю правую часть равенства, заменив $\omega$ на $\omega_0$ и учитывая, что максимальное и минимальное значение $\cos\omega t=\pm 1$, получим показатель кинематического режима отрыва:

$$K_0=\frac{\pm\cos\alpha}{\sin(\varepsilon+\alpha)}.$$

Если $K>K_0$ – отрыв материала от поверхности решета возможен.

Если $K=K_0$ – отрыв возможен.

Если $K<K_0$ – отрыв невозможен.

## 16.5 Частные случаи движения материала по поверхности решета. Полярная номограмма

Показатели граничных кинематических режимов описываются следующими зависимостями:

$K_1 = \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)}$ — показатель граничного кинематического режима движения вверх;

$K_2 = \frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos(\varepsilon+\alpha-\varphi)}$ — показатель граничного кинематического режима движения вниз;

$K_3 = \frac{\pm\cos\alpha}{\sin(\varepsilon+\alpha)}$ — показатель граничного кинематического режима отрыва.

Показатель кинематического режима механизма привода в колебательное движение решета

$$K = \frac{\omega^2 r}{g}.$$

В частных случаях характер перемещения материала по поверхности колеблющегося решета будет зависеть от соотношения показателей кинематического режима $K$, $K_1$, $K_2$, $K_0$.

Характер относительного движения при изменении кинематического режима работы и угла направленности колебаний можно определить, пользуясь полярной номограммой областей типичных режимов.

Для построения полярной номограммы областей типичных режимов определим значение $K_1$, $K_2$ и $K_0$ для частных случаев при $\varepsilon=0$, $\varepsilon = \pm\frac{\pi}{2}$.

При $\varepsilon=0$ $K_1=tg(\alpha+\varphi)$; $K_2=tg(\alpha-\varphi)$; $K_0=\pm ctg\alpha$.

При $\varepsilon = \pm\frac{\pi}{2}$ $K_1=1$; $K_2=1$; $K_0=1$.

На рисунке 16.10 показаны расчетные точки для построения полярной номограммы областей типичных режимов.

В точках I и II пересекаются линии, соответствующие граничным режимам $K_1$, $K_2$ и $K_0$.

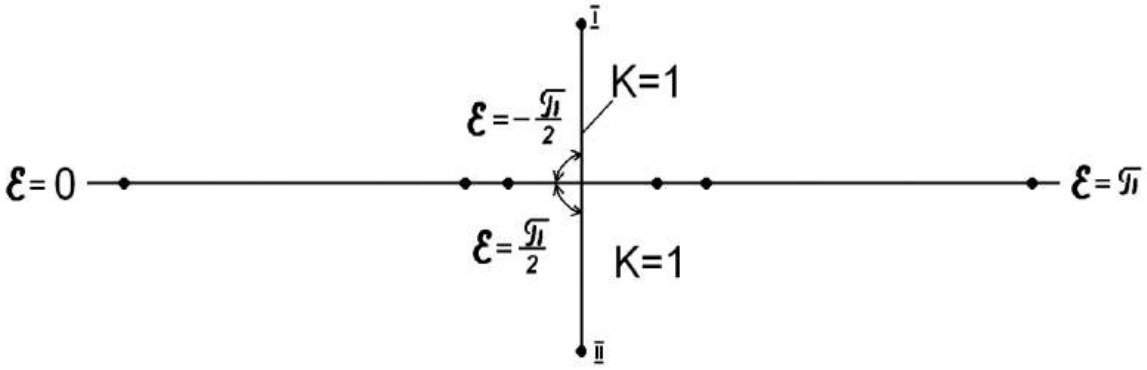



Рисунок 16.10 – Расчетные точки для построения полярной номограммы областей типичных режимов

Каждой из областей полярной номограммы соответствует определенный типичный режим движения материала относительно поверхности колеблющегося решета. Характеристика типичных режимов приведена в таблице 16.1.

Таблица 16.1 – Характеристика типичных режимов

| Область | Соотношение между К, $К_1$, $К_2$ и $К_0$ | Характеристика сдвигов | Область | Соотношение между К, $К_1$, $К_2$ и $К_0$ | Характеристика сдвигов |
|---|---|---|---|---|---|
| I | $К<К_2$<br>$К<К_1$<br>$К<К_0$ | вниз невозможен<br>вверх невозможен<br>отрыв невозможен | 3А | $К<К_2$<br>$К>К_1$<br>$К<К_0$ | вниз невозможен<br>вверх возможен<br>отрыв невозможен |
| 2А | $К>К_2$<br>$К<К_1$<br>$К<К_0$ | вниз возможен<br>вверх невозможен<br>отрыв невозможен | 3Б | $К<К_2$<br>$К>К_1$<br>$К>К_0$ | вниз невозможен<br>вверх возможен<br>отрыв возможен |
| 2Б | $К>К_2$<br>$К<К_1$<br>$К>К_0$ | вниз возможен<br>вверх невозможен<br>отрыв возможен | | | |
| 4А | $К>К_2$<br>$К>К_1$<br>$К<К_0$<br>$К_1=К_2$ | вниз возможен<br>вверх возможен<br>отрыв невозможен<br>преобладания нет | 4Б | $К>К_2$<br>$К>К_1$<br>$К>К_0$<br>$К_1=К_2$ | вниз возможен<br>вверх возможен<br>отрыв возможен<br>преобладания нет |
| 4А | $К>К_2$<br>$К>К_1$<br>$К<К_0$<br>$К_1>К_2$ | вниз возможен<br>вверх возможен<br>отрыв невозможен<br>преобладание вниз | 4Б | $К>К_2$<br>$К>К_1$<br>$К>К_0$<br>$К_1>К_2$ | вниз возможен<br>вверх возможен<br>отрыв возможен<br>преобладание вниз |

Окончание таблицы 16.1

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 4А | $К>К_2$<br>$К>К_1$<br>$К<К_0$<br>$К_1<К_2$ | вниз возможен<br>вверх возможен<br>отрыв невозможен<br>преобладание вверх | 4Б | $К>К_2$<br>$К>К_1$<br>$К>К_0$<br>$К_1<К_2$ | вниз возможен<br>вверх возможен<br>отрыв возможен<br>преобладание вверх |
| $4Б_{вн}$ | $К>К_2$<br>$К>К_1$<br>$К>К_0$<br>$К_1>К_2$ | вниз возможен<br>вверх возможен<br>отрыв возможен<br>преобладание вниз | $4Б_{вв}$ | $К>К_2$<br>$К>К_1$<br>$К>К_0$<br>$К_1<К_2$ | вниз возможен<br>вверх возможен<br>отрыв возможен<br>преобладание вверх |

# ЛЕКЦИЯ 17

17.1. Классификация и характеристики вентиляторов.
17.2. Давление вентилятора, способы определения.
17.3. Основное уравнение вентилятора.
17.4. Теоретическая характеристика вентилятора. Формы лопастей.
17.5. Основные соотношения вентиляторов.
17.6. Механическое подобие вентиляторов. Подбор вентиляторов.

## 17.1 Классификация и характеристики вентиляторов

В сельскохозяйственном производстве используют центробежные, диаметральные и осевые вентиляторы. Наибольшее распространение получили центробежные вентиляторы (рисунок 17.1).

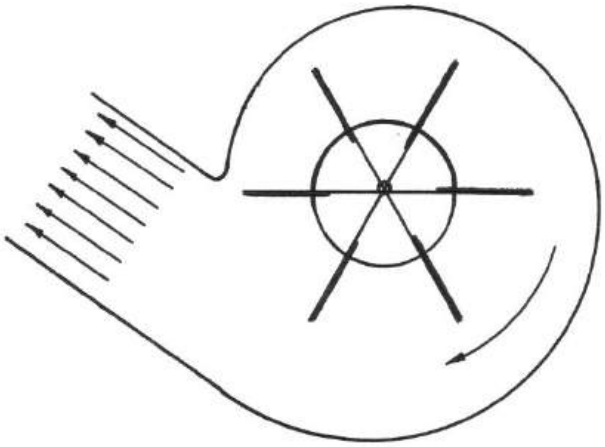


Рисунок 17.1 – Схема центробежного вентилятора

По величине создаваемого давления вентиляторы бывают:

- низкого давления $h \leq 1$ кПа;
- среднего давления $1 < h < 3$ кПа;
- высокого давления $3 < h < 15$ кПа.

По назначению вентиляторы можно классифицировать на вентиляторы общего назначения и специальные.

Вентиляторы общего назначения применяют для нагнетания воздуха в сушилках и опрыскивателях, для транспортирования сена, соломы, хлопка в хлопкоуборочных машинах.

Специальные вентиляторы применяют для создания воздушного потока, необходимого для сепарации и очистки продуктов обмолота, а также для транспортирования разных сельскохозяйственных материалов. Они являются составными частями комбайнов, молотилок, зерноочистительных машин. Все эти вентиляторы низкого давления.

Диаметральные вентиляторы по габаритам меньше центробежных, они сообщают потоку воздуха более высокие и равномерные скорости, чем центробежные вентиляторы. Но они более энергоемки и хуже работают при большом сопротивлении сети. Их применяют в ветрорешетных и зерноочи-

стительных машинах. В диаметральных вентиляторах воздух засасывается в вентилятор в центростремительном направлении (рисунок 17.2).

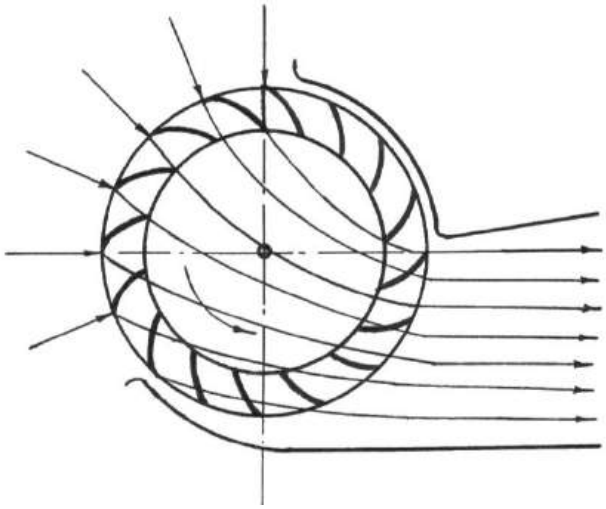


Рисунок 17.2 – Схема радиального вентилятора

Осевые вентиляторы засасывают и нагнетают воздух в направлении оси вращения лопастного колеса. Они создают меньшее давление, чем центробежные и диаметральные. Динамическое давление осевых вентиляторов составляет основную долю полного давления. При изготовлении их корпуса и колеса требуется высокая точность, чтобы обеспечить минимальный зазор (0,2–0,3%) от внешнего диаметра лопастного колеса между лопастями и корпусом. Осевые вентиляторы применяют в основном для проветривания помещений и в опрыскивателях. В последнее время их используют в очистках зерноуборочных комбайнов.

## 17.2 Давление вентилятора, способы определения

Для перемещения воздуха в каналах или воздухопроводах необходимо располагать определенным давлением, которое необходимо на создание скорости движения воздуха и на преодоление разного рода сопротивлений. Обозначим:

$h_d$ – динамическое давление;

$h_s$ – статическое давление;

$h$ – полное давление;

$H_t$ – теоретическое давление.

Динамическое давление – это та часть полного давления, которая затрачивается на сообщение кинетической энергии воздуху.

Динамическое давление определяется кинетической энергией одного кубического метра воздуха, поэтому его можно определить по формуле

$$h_d = \frac{\rho V^2}{2}, \qquad (17.1)$$

где $\rho$ – плотность воздуха (масса 1 м$^3$ воздуха);

$V$ – скорость воздуха.

Плотность воздуха $\rho \approx 1{,}2$ кг/м$^3$.

Поэтому

$$h_d = 0{,}6V^2. \qquad (17.2)$$

Статическое давление расходуется на преодоление сопротивлений (трение о стенки, фильтры сетки, переходы, выходные отверстия, прикрываемые заслонками, клапанами и т.п., поэтому его можно определить как сумму потерь давления:

$$h_s = h_{s_1} + h_{s_2} + h_{s_3} + h_{s_4} + ... + h_{s_n}, \qquad (17.3)$$

где $h_{s_1}$ – потери давления при трении воздуха о стенки канала;

$h_{s_2}$ – потери давления при поворотах канала;

$h_{s_3}$ – потери давления в сетках;

$h_{s_4}$ – потери давления в заслонках.

Статическое давление пропорционально динамическому, поэтому его определяют также по формуле

$$h_s = \varphi h_d, \qquad (17.4)$$

где φ – опытный коэффициент.

Полное давление

$$h = h_d + h_s. \qquad (17.5)$$

Теоретическое давление

$$H_t = \frac{h}{\eta_м}, \qquad (17.6)$$

где $\eta_м$ – манометрический КПД вентилятора.

Единицы измерения давления: Па, кПа.

Причем 1 Па = 1 Н/м$^2$.

1 кПа = 1000 Н/м$^2$ = 1 кН/м$^2$.

1 мм.вод.ст. = 1 кг/м$^2$ = 9,8 Н/м$^2$ = 9,8 Па.

Измерение давления производится манометром и трубками Пито. Для малых давлений используют микроманометры и миниметры. На рисунке 17.3 показано измерение статического и полного давления.

Если в полость канала, по которому продувается воздух, нагнетаемый вентилятором, вставить конец трубки так, чтобы её отверстие было расположено параллельно стенкам канала или параллельно воздушной струе, а другой конец присоединить к U-образному манометру, то уровень воды в колене манометра, связанном с полостью воздушного канала, опустится, а в другом, открытом – поднимется (рисунок 17.3 *а*). Разность уровней покажет избыток давления внутри канала по сравнению с атмосферным, то есть статическое давление $h_s$, причем оно будет положительное.

Если из канала высасывается воздух (рисунок 17.3 *в*), то в этом случае уровень воды в канале, связанном с трубкой, поднимется, а в открытом – опустится. Разность уровней покажет отрицательное статическое давление $h_s$, то есть разрежение.

Трубка, у которой конец загнут под прямым углом, вставленная в канал так, что её отверстие расположено навстречу воздушной струе, позволит измерить (рисунок 17.3 *б*) полное давление $h=h_d+h_s$.

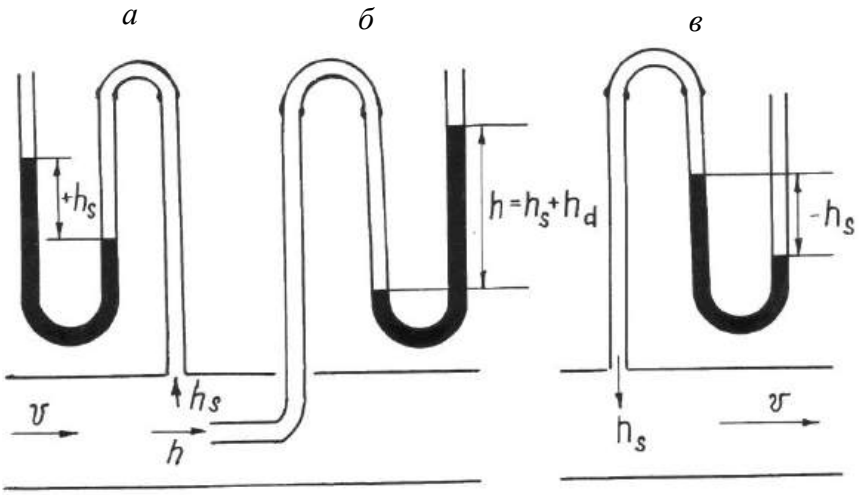



Рисунок 17.3 – Измерение статического (*а, в*) и полного (*б*) давления

Если воспользоваться обеими трубками, присоединив их к одному манометру, то разность уровней в коленах манометра покажет динамическое (скоростное) давление

$$h_d = \beta \frac{\rho V^2}{2}, \qquad (17.7)$$

где $\beta$ – поправочный коэффициент прибора.

В насадке, разработанном Браббе и Прандтлем, поправочный коэффициент $\beta=1$.

Измерение динамического давления с помощью насадка Прандтля и U-образного манометра показано на рисунке 17.4.

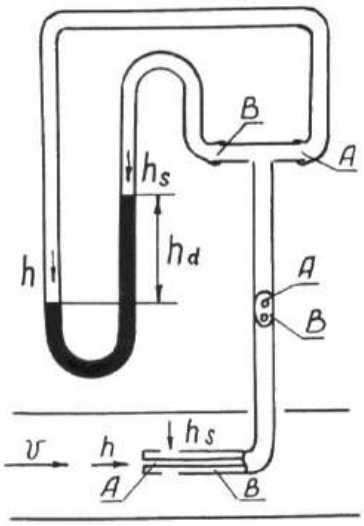



Рисунок 17.4 – Измерение динамического давления
с помощью насадка Прандтля

В насадке обе трубки соединены вместе, причем насадок заключает в себе одну трубку внутри другой. Трубка с центральным отверстием (А), расположенным навстречу воздушному потоку, выводится непосредственно к одному из концов насадка. Через этот конец передается полное давление. Другая трубка (В) соединена с полостью внешней трубки насадка, на боковой ее части прорезано щелевидное отверстие, позволяющее передать статическое давление по трубке ко второму колену манометра.

На рисунке 17.5 представлена схема микроманометра, являющегося простым и наиболее распространенным прибором.

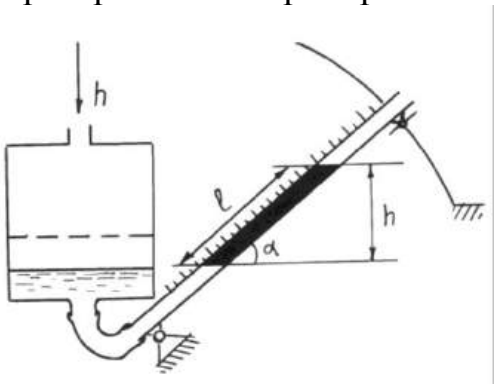



Рисунок 17.5 – Схема микроманометра

В нем вместо U-образной трубки применена прямая, но наклонно расположенная трубка, соединенная с небольшим резервуаром, наполненным спиртом. Наклон трубки к горизонту можно менять, меняя масштаб шкалы. Наклонная трубка позволяет более точно производить отсчет. После отсчета величина давления определяется по формуле

$$h = l\sin\alpha\rho_{СП}, \qquad (17.8)$$

где $l$ – длина отрезка трубки, соответствующая разности уровней;

$\alpha$ – угол наклона трубки;

$\rho_{СП}$ – плотность спирта.

Для более точного определения давлений используются миниметры.

Мощность воздуха в выходном канале вентилятора определяется по формуле

$$N_{в} = \frac{hQ}{1000}, \text{ кВт.}$$

Мощность вентилятора определяется по формуле

$$N = \frac{H_t Q}{1000}, \text{ кВт.}$$

*Эквивалентный диаметр*

Как известно, потеря давления о стенки в круглом трубопроводе выражается величиной

$$\mathrm{h_s} = \mu \frac{U}{F} l h_d, \qquad (17.9)$$

где $U$ – периметр канала;

$F$ – площадь поперечного сечения канала;
$\mu$ – постоянный коэффициент;
$l$ – длина канала;
$h_d$ – динамическое давление.

Для круглого канала

$$\frac{U}{F} = \frac{4\pi d}{\pi d^2} = \frac{4}{d}.$$

Для прямоугольного канала или отверстия с размерами $a$ и $b$

$$\frac{U}{F} = \frac{2(a+b)}{ab}.$$

Поэтому для прямоугольного канала (отверстия) эквивалентный диаметр

$$d_{эк} = \frac{2ab}{a+b}. \qquad (17.10)$$

Результат, полученный по формуле (17.10), необходимо уточнять, пользуясь опытными коэффициентами.

## 17.3 Основное уравнение вентилятора

Теоретическое давление $H_t$ вентилятора может быть определено следующим образом. Пусть частица воздуха, перемещаемая лопастью вентилятора, движется с некоторой абсолютной скоростью $C$ (рисунок 17.6). Расстояние от частицы воздуха до центра вентилятора равно $r$. Разложим скорость частицы на переносную и относительную, а также на радиальную и тангенциальную (рисунок 17.6).

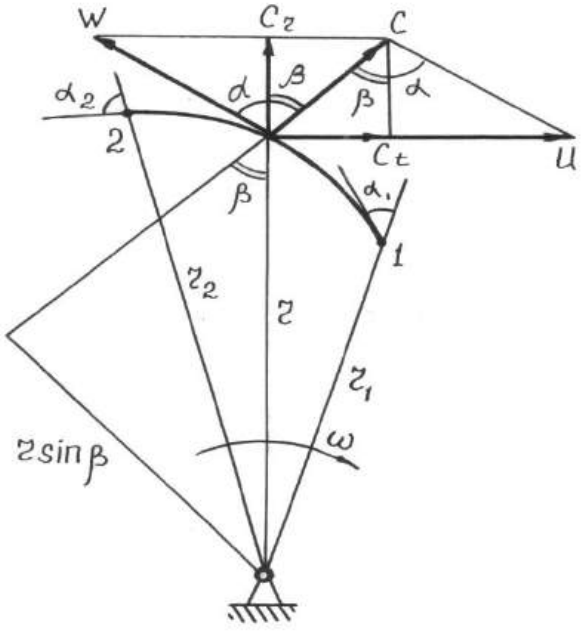



Рисунок 17.6 – Силы, действующие на частицу воздуха на лопасти вентилятора

Введем обозначения:
$U$ – переносная скорость;
$W$ – относительная скорость;
$C_r$ – радиальная скорость;
$C_t$ – тангенциальная скорость;
$\alpha$ – угол наклона лопасти;
$\beta$ – угол между абсолютной скоростью и радиальной скоростью.

Количество движения секундной массы воздуха $m'c$. Момент количества движения секундной массы воздуха

$$M=m'cr\sin\beta.$$

Учитывая, что

$$C_t=C\sin\beta,$$

получим

$$M=m'cC_t.$$

Очевидно, что для точек 1 и  входа и выхода

$$M_1 = m' r_1 C_{t_1},$$

$$M_2 = m' r_2 C_{t_2}.$$

Изменение момента количества движения секундной массы воздуха

$$\Delta M=M_2-M_1,$$

$$\Delta M = m'(r_2 C_{t_2} - r_1 C_{t_1}).$$

Энергия секундной массы воздуха

$$L=\Delta M\omega$$

или

$$L = \omega m'(r_2 C_{t_2} - r_1 C_{t_1}).$$

Учитывая, что

$$r_1 = \frac{U_1}{\omega}; \quad r_2 = \frac{U_2}{\omega}; \quad m' = Q\rho,$$

получим

$$L = Q\rho(U_2 C_{t_2} - U_1 C_{t_1}),$$

где $Q$ – расход воздуха;
$\rho$ – плотность воздуха.

Учитывая, что

$$L=H_t \cdot Q,$$

определим теоретическое давление вентилятора без учета сопротивлений в нем самом:

$$H_t = \rho(U_2 C_{t_2} - U_1 C_{t_1}). \qquad (17.11)$$

Это уравнение является основным уравнением вентилятора – уравнением Эйлера.

Выразим теоретическое давление $H_t$ в зависимости от заданной расхода воздуха $Q$, от размеров и формы лопастей. Из рисунка 17.6 следует, что

$$C_t = U - C_r tg\alpha,$$

но расход воздуха

$$Q = 2\pi r b C_r,$$

где $b$ – ширина вентилятора.

Следовательно,

$$C_r = \frac{Q}{2\pi r b},$$

поэтому

$$C_t = U - \frac{Q tg\alpha}{2\pi r b}.$$

Отсюда

$$C_{t_1} = U_1 - \frac{Q tg\alpha_1}{2\pi r_1 b},$$

$$C_{t_2} = U_2 - \frac{Q tg\alpha_2}{2\pi r_2 b}.$$

Подставляя значения $C_{t_1}$ и $C_{t_2}$ в формулу основного уравнения вентилятора и преобразовав, получим

$$H_t = \rho[\omega^2(r_2^2 - r_1^2) - \frac{Q\omega}{2\pi b}(tg\alpha_2 - td\alpha_1)] \qquad (17.12)$$

или

$$H_t = \rho\omega^2[r_2^2 - r_1^2 - \frac{Q}{2\pi b\omega}(tg\alpha_2 - tg\alpha_1)]. \qquad (17.13)$$

## 17.4 Теоретическая характеристика вентилятора. Формы лопастей

Воспользуемся формулой (17.3) и, преобразовав её, получим

$$\frac{H_t}{\omega^2} = \rho(r_2^2 - r_1^2) - \frac{\rho(tg\alpha_2 - tg\varepsilon_1)}{2\pi b} \cdot \frac{Q}{\omega}.$$

Обозначим:

$$\rho(r_2^2 - r_1^2) = A, \qquad (17.14)$$

$$\frac{\rho(tg\alpha_2 - tg\alpha_1)}{2\pi b} = B. \qquad (17.15)$$

Величины $A$ и $B$, как следует из этих соотношений, определяются размерами вентилятора, где $r_1$ – внутренний радиус крылача; $r_2$ – внешний радиус крылача; $b$ – ширина вентилятора; $\alpha_1$ – наклон лопаток при входе; $\alpha_2$ – наклон лопаток при выходе.

Очевидно, что для данного вентилятора $A$ и $B$ являются вполне определенными величинами, и отношение $\frac{H_t}{\omega^2}$ будет зависеть лишь от переменной величины $\frac{Q}{\omega}$, то есть

$$\frac{H_t}{\omega^2} = A - B\frac{Q}{\omega}. \qquad (17.16)$$

Графически эта зависимость представляется в виде прямой линии. Возможны три формы изменения давления в зависимости от расхода (рисунок 17.7):

1) если $tg\alpha_2=tg\alpha_1$, то B=0. В этом случае прямая, характеризующая величину $\frac{H_t}{\omega^2}$, будет горизонтальной, а её расстояние от оси $\frac{Q}{\omega}$ будет равно A;
2) если $tg\alpha_2>tg\alpha_1$, то B>0. В этом случае прямая будет наклонена книзу;
3) если $tg\alpha_2<tg\alpha_1$, то B<0. В этом случае прямая будет наклонена кверху.

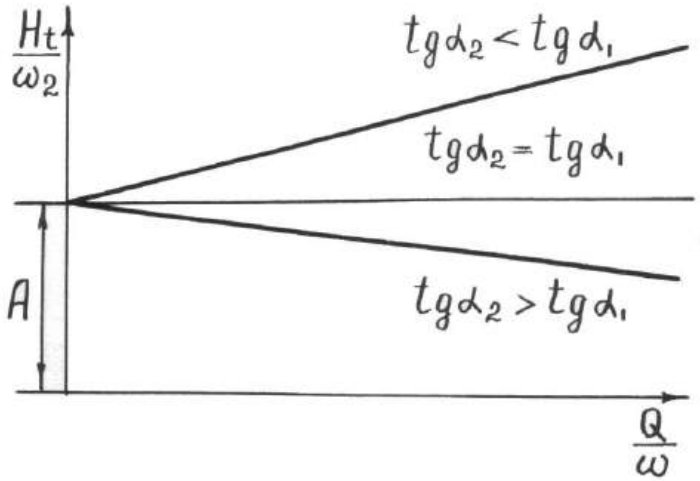
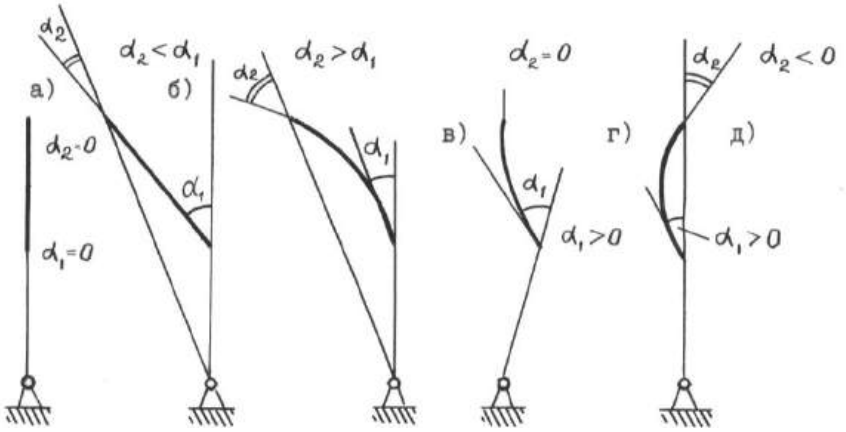



Рисунок 17.7 – Теоретическая характеристика вентилятора

На рисунке 17.8 показаны разные формы лопастей центробежного вентилятора.




*а* – прямолинейная радиальная;
*б* – прямолинейная, отогнутая назад;
*в* – криволинейная, отогнутая назад;
*г* – криволинейная, радиально оканчивающаяся;
*д* – криволинейная, отогнутая вперед

Рисунок 17.8 – Формы лопастей центробежного вентилятора

## 17.5 Основные соотношения вентилятора

Запишем основное уравнение вентилятора (уравнение Эйлера):

$$H_t = \rho\left(U_2 C_{t_2} - U_1 C_{t_1}\right). \qquad (17.17)$$

Запишем

$$C_t = U - W\sin\alpha.$$

По теореме синусов

$$\frac{W}{U} = \frac{\sin\frac{\pi}{2} - \beta}{\sin(\alpha+\beta)}.$$

Следовательно,

$$W = \frac{U\cos\beta}{\sin(\alpha+\beta)}.$$

Поэтому

$$C_t = U(1 - \frac{\sin\alpha\cos\beta}{\sin(\alpha+\beta)}.$$

Но

$$1 - \frac{\sin\alpha\cos\beta}{\sin(\alpha+\beta)} = \frac{\cos\alpha\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}.$$

Следовательно,

$$C_t = U\frac{\cos\alpha\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}. \qquad (17.18)$$

Тангенциальные скорости в начале и конце лопасти будут соответственно равны:

$$C_{t_1} = U_1\frac{\sin\beta_1\cos\alpha_1}{\sin(\alpha_1+\beta_1)};$$

$$C_{t_2} = U_2\frac{\sin\beta_2\cos\alpha_2}{\sin(\alpha_2+\beta_2)}.$$

Подставляя значение $C_{t_1}$ и $C_{t_2}$ в (17.17), получим:

$$H_t = \rho[U_2^2\frac{\sin\beta_2\cos\alpha_2}{\sin(\alpha_2+\beta_2)} - U_1^2\frac{\sin\beta_1\cos\alpha_1}{\sin(\alpha_1+\beta_1)}$$

или после замены $U_1=\omega r_1$, $U_2=\omega r_2$, $\omega=2\pi n$, где $n$ – частота вращения, с$^{-1}$, получим:

$$\frac{H_t}{\rho n^2 r_2^2} = 4\pi^2[\frac{\sin\beta_2\cos\alpha_2}{\sin(\alpha_2+\beta_2)} - \frac{r_1^2}{r_2^2}\cdot\frac{\sin\beta_1\cos\alpha_1}{\sin(\alpha_1+\beta_1)}] = C_{H_t}.$$

Правая часть выражения для конкретного вентилятора постоянна, то есть $C_{H_t}$=const. Следовательно, $\frac{H_t}{\rho n^2 r_2^2} = C_{H_t}$, поэтому

$$H_t = C_{H_t}\rho n^2 r_2^2. \qquad (17.19)$$

Условием, характеризующим непрерывность потока воздуха в вентиляторе, будет равенство

$$Q = 2\pi r_2 b C_{r_2}, \tag{17.20}$$

где $b$ – ширина лопасти.

Так как

$$C_{r_2} = \frac{C_{t_2}}{tg\beta_2} = \frac{U_2 \cos\alpha_2 \cos\beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)},$$

то можно записать:

$$\frac{Q}{nr_2^2 b} = 4\pi^2 \frac{\cos\alpha_2 \cos\beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = C_Q.$$

Для конкретного вентилятора правая часть этого выражения постоянна, то есть $C_Q = const$.

Следовательно, $\frac{Q}{n^2 r_2^2 b} = C_Q$, или

$$Q = C_Q n r_2^2 b. \tag{17.21}$$

Мощность вентилятора $N = H_t Q$, поэтому, перемножив левые и правые части выражений, получим

$$N = C_N n^3 r_2^4 b\rho. \tag{17.22}$$

Зависимости (17.23), (17.24) и (17.25) называются основными соотношениями вентилятора. Запишем их в такой последовательности:

$$Q = C_Q n r_2^2 b, \tag{17.23}$$

$$H_t = C_{H_t} n^2 r_2^2 \rho, \tag{17.24}$$

$$N = C_N n^3 r_2^4 b\rho. \tag{17.25}$$

Таким образом:

1. Расход воздуха прямо пропорционален частоте вращения, квадрату радиуса рабочего колеса и ширине вентилятора.

2. Теоретическое давление прямо пропорционально квадрату частоты вращения, квадрату радиуса рабочего колеса вентилятора и плотности воздуха. Мощность вентилятора пропорциональна кубу частоты вращения, четвертой степени радиуса вентилятора, его ширине и плотности воздуха. В частном случае эти соотношения записывают так:

$$Q = n const, \tag{17.26}$$

$$H_t = n^2 const, \tag{17.27}$$

$$N = n^3 const. \tag{17.28}$$

Этими соотношениями показывается зависимость расхода воздуха, теоретического напора и мощности только от частоты вращения вентилятора, если размеры вентилятора и плотность воздуха неизменны. Из них видно, что расход воздуха прямо пропорционален, давление пропорционально квадрату, а мощность кубу частоты вращения рабочего колеса вентилятора.

## 17.6 Механическое подобие вентиляторов. Подбор вентиляторов

Под механическим подобием вентиляторов подразумевается их геометрическое подобие, то есть пропорциональность линейных размеров, площадей и равенство углов. Так, например, подобные вентиляторы должны иметь разные отношения радиусов крылача $r_2/r_1$, равные углы $\alpha_1$ и $\alpha_2$, одинаковую форму лопастей и пр.

Геометрически подобные вентиляторы, очевидно, имеют одинаковые коэффициенты $C_Q$, $C_{H_t}$, $C_N$, а поэтому формулы (17.26), (17.27), (17.28) позволяют установить зависимости между механически подобными вентиляторами, которые можно представить в следующем виде:

$$\frac{\mathrm{Q_x}}{\mathrm{Q}} = \frac{n_x r_{2x}^2 b_x}{n r_2^2 b}; \qquad (17.29)$$

$$\frac{H_{t_x}}{H_t} = \frac{n_x^2 r_{2x}^2 \rho_x}{n^2 r_2^2 \rho}; \qquad (17.30)$$

$$\frac{N_x}{N} = \frac{n_x^3 r_{2x}^4 b_x \rho_x}{n^3 r_2^4 b \rho}, \qquad (17.31)$$

где $Q$, $H_t$, $N$, $b$, $r_2$, $n$ – величины, относящиеся к модели;

$Q_x$, $H_{t_x}$, $N_x$, $b_x$, $r_{2x}$, $n_x$ – величины, относящиеся к подобному вентилятору.

Пользуясь формулами (17.29), (17.30), (17.31), можно рассчитать вентиляторы по подобию.

Для расчета необходимо располагать аэродинамической схемой и опытной характеристикой вентилятора модели. В частных случаях возможны различные варианты расчета в зависимости от наложенных ограничений. Например, при постоянных размерах и углах:

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{n_x}{n}; \qquad Q_x = Q\frac{n_x}{n};$$

$$\frac{H_{tx}}{H_t} = \frac{n_x^2}{n^2}; \qquad H_{tx} = H_t\frac{n_x^2}{n^2};$$

$$\frac{N_x}{N} = \frac{n_x^3}{n^3}; \qquad N_x = N\frac{n_x^3}{n^2}3.$$

Используя эти формулы, принято пересчитывать расход воздуха, давление и мощность вентилятора для частоты вращения 1000 мин$^{-1}$ с целью сравнения параметров разных вентиляторов.

## Подбор вентилятора

Исходными данными для подбора вентилятора служат:

$\upsilon$ – скорость воздуха на выходе из вентилятора;

$Q$ – секундный расход воздуха;

$h$ – полное давление, которое должен создать вентилятор.

Скорость воздуха на выходе из вентилятора должна быть больше критической скорости компонентов массы, которые необходимо удалять, то есть

$$\upsilon=\alpha\upsilon_{кр}, \quad (17.32)$$

где $\alpha$ – коэффициент превышения скорости;

$\upsilon_{кр}$ – критическая скорость.

Рекомендуемые значения коэффициента $\alpha$ приведены в таблице 17.1.

Таблица 17.1 – Рекомендуемые значения коэффициента α

| Материал | α |
|---|---|
| Солома длиной до 200 мм | 1,1–1,7 |
| Полова | 1,9–3,7 |
| Сбоина | 2,5–5,0 |
| Обмолоченный колос | 1,5–3,0 |

Рекомендуемые значения критических скоростей приведены в таблице 17.2.

Таблица 17.2 – Критические скорости

| Культура | | $\upsilon_{кр}$, м/с |
|---|---|---|
| Зерно: | пшеницы | 8,9–11,5 |
| | ржи | 8,36–9,89 |
| | овса | 8,08–9,11 |
| | кукурузы | 12,48–14 |
| | гречихи | 7,2–9,5 |
| Полова: | пшеничная | 0,75–5,25 |
| | овсяная | 0,74–3,86 |

Расход воздуха определяют по формуле

$$Q=\frac{m_{пр}}{\lambda}, \quad (17.33)$$

где $\lambda$ – коэффициент концентрации воздуха;

$m_{пр}$ – допустимая секундная масса примесей.

Причем

$$M_{пр}=\varepsilon' m_З, \quad (17.34)$$

где $\varepsilon'$ – коэффициент, определяющий массовую долю половы и мякины, которые необходимо удалить из смеси;

$\varepsilon'=0,2–0,25$ – для очистки комбайна;
$\varepsilon'=0,05–0,10$ – для зерноочистительных машин предварительной очистки;
$\varepsilon'=0,03–0,05$ – для окончательной очистки;
$\lambda=0,2–0,3$ – для комбайнов, веялок;
$\lambda=0,14–0,15$ – для пылевых вентиляторов.

Полное давление определяют по формуле

$$h=h_s+h_d.$$

Динамическое давление определяют по формуле

$$h_d = \frac{p\upsilon^2}{2},$$

где ρ≈1,2 кг/м$^3$.

Статическое давление определяют по формуле

$$\mathrm{h_s} = h_{s_1} + h_{s_2} + h_{s_3} + h_{s_4} + ... + h_{s_n},$$

где $h_{s_1}$ – потери давления при трении воздуха о стенки канала;

$h_{s_2}$ – потери давления в поворотах канала;

$h_{s_3}$ – потери давления в сетках;

$h_{s_4}$ – потери давления в заслонках.

Статическое давление можно определить также по формуле

$$h_s=\varphi h_d, \qquad (17.35)$$

где $\varphi=(2–5)h_d$ – для очистки комбайна.

Определяют коэффициент режима работы вентилятора по формуле.

$$K = \sqrt{\frac{h_d}{h_d + h_s}}.$$

В тех случаях, когда невозможно по аналогии оценить потери в системе, показатель $K$ следует принимать по безразмерной характеристике при максимальном КПД. Зная $K$, из безразмерной характеристики находят коэффициенты $C_Q$, $C_H$, $C_N$, а затем, пользуясь соотношениями

$$Q = C_Q n r_2^2 b,$$
$$H = C_H n^2 r_2^2 \rho,$$
$$N = C_N n^3 r_2^4 b \rho,$$

рассчитывают радиус $r_2$ по концам лопастного колеса, частоту его вращения $n$ и мощность $N$, потребную на привод.

Затем по полученным данным подбирают по таблицам номер вентилятора ($2r_2$ в дециметрах – номер вентилятора).

Окончательную пригодность вентилятора оценивают опытным путем.

# ЛЕКЦИЯ 18

18.1. Характеристики вентиляторов.
18.2. Методика определения аэродинамических свойств семян.
18.3. Выбор решет семяочистительной машины.
18.4. Элементы теории сушки.

## 18.1 Характеристики вентиляторов

Характеристики подразделяются на количественные (размерные и безразмерные) и качественные. Размерная характеристика – это выраженные графически зависимости полного, статического и динамического давлений, мощности вентилятора, его статического и манометрического КПД от расхода воздуха.

На рисунке 18.1 представлена размерная характеристика вентилятора. Принятые обозначения:

$h$ – полное давление;
$h_s$ – статическое давление;
$h_d$ – динамическое давление;
$N$ – мощность вентилятора;
$Q$ – расход воздуха вентилятора;
$\eta_s$ – статический КПД;
$\eta_M$ – манометрический КПД.

Каждому вентилятору свойственна своя размерная характеристика. Безразмерную количественную характеристику строят по размерной. Для этого по оси ординат откладывают безразмерные коэффициенты $C_Q$, $C_H$, $C_N$ и манометрический КПД, а по оси абсцисс – коэффициент режима работы вентилятора.

$$K = \sqrt{\frac{h_d}{h_d + h_s}}\,. \qquad (18.1)$$

Безразмерная характеристика отражает свойства серии вентиляторов, геометрически подобных испытанному, но отличающихся размерами и производительностью.

Качественные характеристики оценивают качество потока, выходящего из вентилятора. Качество потока в выходном канале характеризуется эпюрой скоростей в выходном канале или графиком изменения скорости по сечению, или, наконец, графиком изменения средних относительных скоростей воздуха по ширине и высоте потока. На рисунке 18.2 приведен вариант качественной характеристики вентилятора очистки зерноуборочного комбайна.

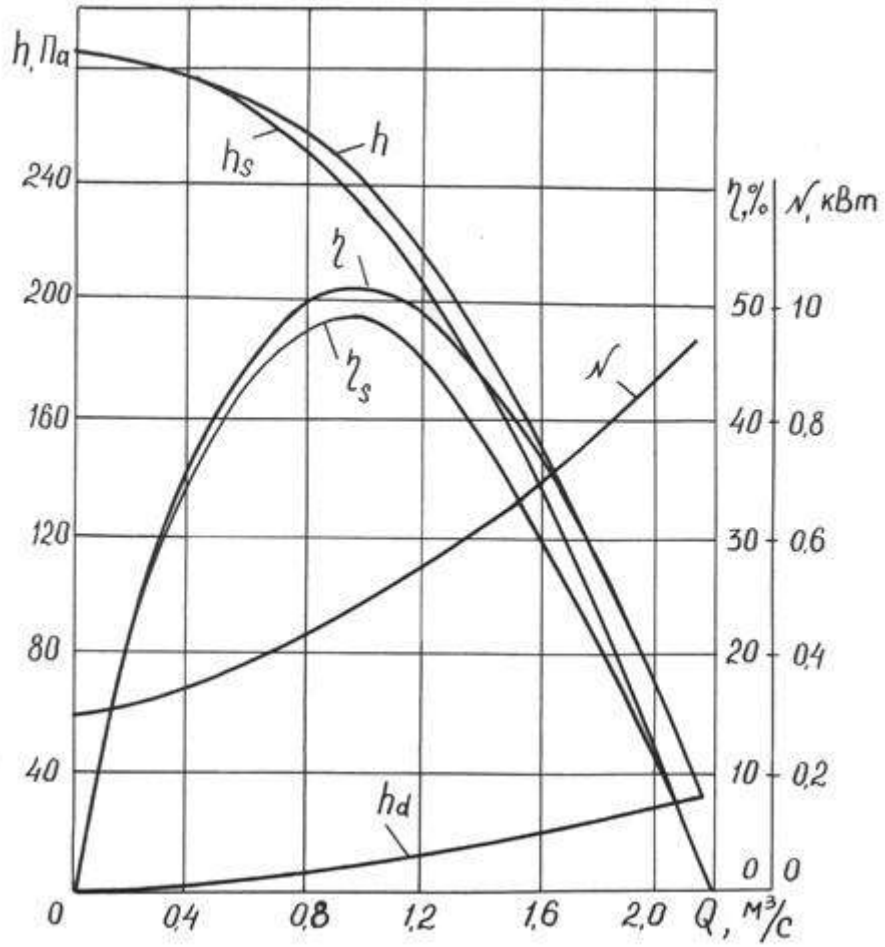



Рисунок 18.1 – Количественная (размерная) характеристика вентилятора

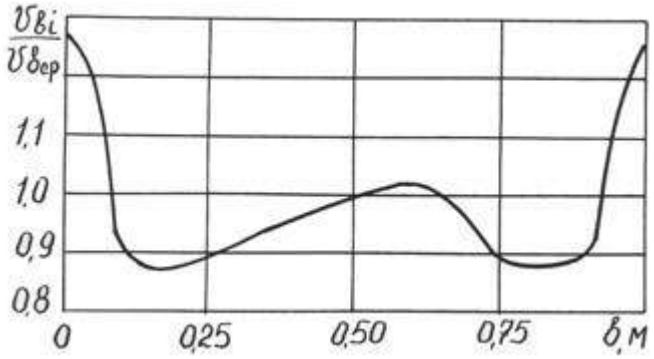



Рисунок 18.2 – Качественная характеристика вентилятора

## 18.2 Методика определения аэродинамических свойств семян

При разделении зерновых смесей воздушным потоком используют парусность. Под *парусностью* понимают способность семян подниматься и транспортироваться воздушным потоком во взвешенном состоянии.

На частицу, расположенную в воздушном потоке, действует сила

$$R = K \rho F W^2, \qquad (18.2)$$

где $K$ – коэффициент сопротивления;

$\rho$ – объемная масса воздуха;

$F$ – миделево сечение тела (площадь проекции частицы на плоскость, перпендикулярную к направлению относительной скорости);

$W$ – относительная скорость.

В вертикальном восходящем воздушном потоке зерно находится под действием силы тяжести $G$ и силы $R$. При $R > G$ зерно перемещается вверх, при $R < G$ – падает вниз, если $R = G$ – зерно «витает». Скорость воздуха, при которой $R = G$, называется *скоростью витания* $v_в$. «Витание» зерна, то есть колебательное движение в воздушном потоке, происходит потому, что оно имеет неправильную форму. Площадь $F$ зависит от положения зерна в воздушном потоке. Кроме того, скорость воздуха в канале тоже не постоянна.

Ускорение, сообщаемое зерну силой R, равно:

$$j = \frac{R}{m} = \frac{K\rho F}{m} W^2.$$

Величину $\frac{K\rho F}{m} = K_п$ называют *коэффициентом парусности*.

При «витании» $j = g$, а соотношение между скоростью витания и коэффициентом парусности будет следующим:

$$g = К_п \, v_в^2,$$

то есть

$$v_в = \sqrt{\frac{g}{K_п}} \qquad (18.3)$$

или

$$К_п = g / v_в^2.$$

Скорость $v_в$ определяют экспериментально на парусных классификаторах ППК-ВИМ и «Пектус». Скорость «витания», как размеры и другие физико-механические свойства семян, – величина случайная в вероятностно-статистическом смысле. Для её характеристики необходимо задать закон распределения в виде вариационного ряда, гистограммы или теоретической функции плотности распределения. Более грубое представление о случайной величине дают её числовые характеристики: математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение. Оценкой математического ожидания является среднее арифметическое значение величины, полученное по опытным данным.

## 18.3 Выбор решет семяочистительной машины

Для очистки зернового материала на решетах зерноочистительная машина имеет решетный стан. В нем установлено четыре решета: в верхнем ярусе – $Б_1$, $Б_2$, в нижнем – В и Г.

Очищенный от выделяемых воздухом примесей материал попадает на решето $Б_1$ (рисунок 18.3), на котором вся зерновая смесь делится на две при-

мерно равные по весу, но различные по размерам зерен, части (фракции). Каждая из этих частей обрабатывается на решетах. Фракцию с крупными семенами (сход с решета $Б_1$), не имеющую мелких примесей, обрабатывает решето $Б_2$ и выделяет из неё крупные примеси. Фракцию с мелкими семенами (проход с решета $Б_1$), не имеющую крупных примесей, обрабатывает подсевное решето В и выделяет из неё мелкие примеси.

Решето Г выделяет мелкие семена. Эта схема решёт позволяет значительно увеличить производительность решётной части, так как решёта $Б_2$ и В обрабатывают только половину поступающего в машину зернового материала.

Такая же схема очистки применена на стационарных зерноочистительных пунктах.

Правильный подбор решет играет решающую роль в получении высокого качества очистки и сортирования зерна. Решета подбирают для каждой партии зернового материала.

Чтобы правильно подобрать решета, необходимо знать значение и роль каждого решета в схеме машины. Предварительный подбор решет выполняют, руководствуясь таблицей из заводского руководства к машине.

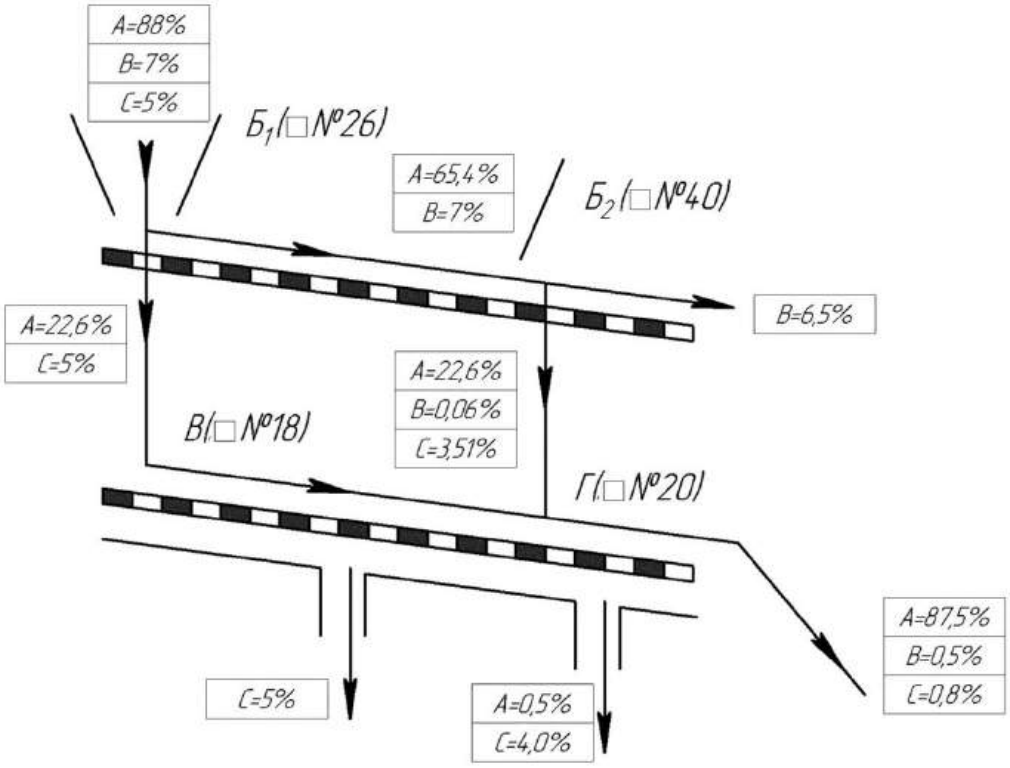



Рисунок 18.3 – Схема решетной части машины СМ-4
и результаты разделения зерновой смеси

Решето $Б_1$ должно делить поступающий материал на две приблизительно одинаковые по весу части, отличающиеся друг от друга только размерами составляющих частей.

Решето $Б_2$ удаляет из зерна крупные примеси. Выбор решета В затруднений не представляет, его берут по таблице.

Решето Г должно выделять мелкое, непригодное для посева зерно (2-й сорт). При обработке семенного материала его отверстия выбирают большими, чем при обработке продовольственного зерна.

## 18.4 Элементы теории сушки

Концентрация влаги в материале может быть задана двумя показателями.

Влажностью материала называют процентное отношение массы влаги к общей массе сырого материала, т.е.

$$w = \frac{m_{вл}}{m_{вл} + m_{сух}} \cdot 100. \qquad (18.4)$$

Влагосодержанием материала называют отношение массы влаги к массе сухого вещества.

$$\varepsilon = \frac{m_{вл}}{m_{сух}}.$$

В данной работе используем первый показатель.

Сушкой называется процесс удаления влаги из материала тепловым воздействием.

При конвективной сушке материалов влага перемещается в материале от центра к периферии кусков. Это диффузионный процесс, описываемый уравнением Фурье.

$$dm_w = -K_w F \frac{dW}{dx} d\tau, \qquad (18.5)$$

где $dm_w$ – масса диффундирующей влаги;

$K_w$ – коэффициент диффузии;

$F$ – площадь поверхности;

$\frac{dW}{dx}$ – градиент концентрации влаги;

$d\tau$ – время процесса.

Высушиваемый материал нагрет неравномерно. Градиент температуры вызывает перемещение влаги в материале (термодиффузию). Термодиффузия идет в направлении потока тепла, т.е. внутрь кусков. Это связано с уменьшением сил поверхностного натяжения в более нагретой части материала и с нагреванием защемленного в капиллярах воздуха.

Количество влаги, перемещенной термодиффузией, определяется уравнением

$$dm_t = -k_t F \frac{dt}{dx} d\tau, \qquad (18.6)$$

где $F$ – площадь поверхности теплопередачи;

$\frac{dt}{dx}$ – градиент температуры.

Количество перемещенной к поверхности материала влаги равно разности:

$$m = m_w - m_t.$$

Сушка включает перемещение влаги внутри материала к его поверхности; парообразование и перемещение пара от поверхности материала в окружающий воздух.

На поверхности влажного материала образуется пограничный паровоздушный слой, который находится в равновесии с влагой материала. Следовательно, пар в слое будет насыщенным при температуре материала. Движущей силой диффузии влаги из поверхностной пленки в окружающий воздух является разность парциальных давлений:

$$\Delta p = p_н - p_в,$$

где $p_н$ – парциальное давление водяного пара в пограничном паровом слое;

$p_в$ – парциальное давление водяного пара в окружающей среде.

Количество продиффундировавшего пара:

$$dm = B(p_н - p_в)F \cdot \tau, \qquad (18.7)$$

где $B$ – коэффициент испарения;

$F$ – площадь поверхности испарения.

Количество влаги, подведенной к поверхности диффузией внутри материала, должно быть равно количеству испарившейся и переместившейся в воздух влаги. Скорость сушки может ограничиваться обоими этими процессами.

Кривая сушки строится в координатах влажность $w$ – время сушки $\tau$ (рисунок 18.4).

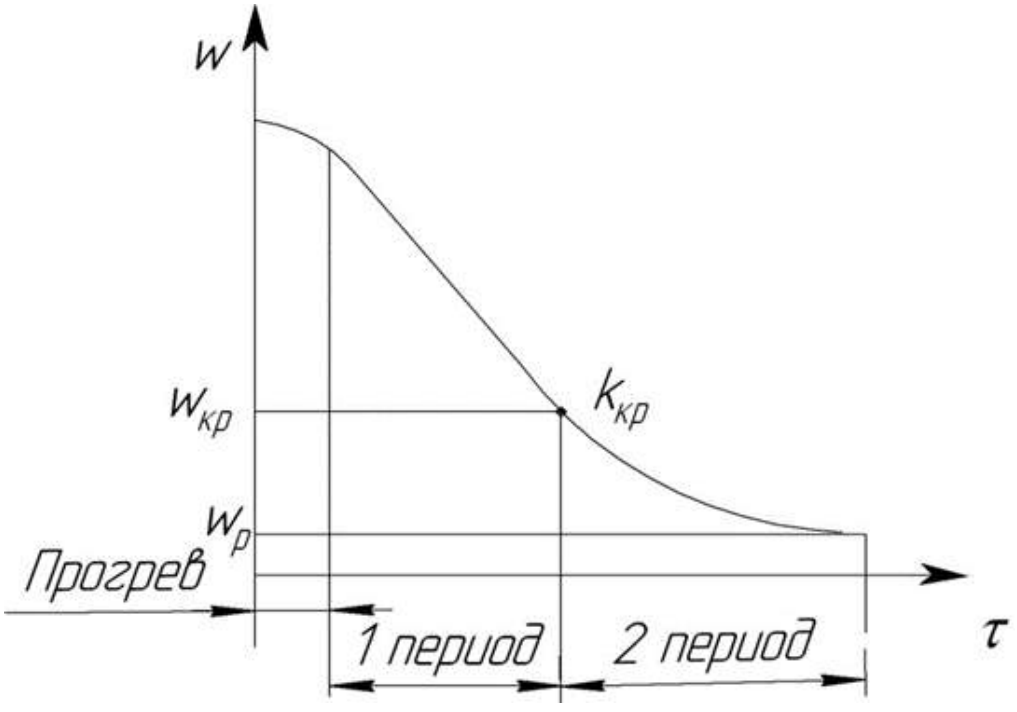



Рисунок 18.4 – Кривая сушки

В начале сушки в течение небольшого промежутка времени линия сушки имеет вид кривой – это период прогрева материала. Затем идет период постоянной скорости сушки. В этот период кривая сушки имеет участок прямой. В точке $K_{кр}$, соответствующей влажности $w_к$, характер линии сушки меняется. Она становится кривой, асимптотически приближающейся к значению $w_p$ равновесной влажности. В этом периоде скорость сушки уменьшается.

В первый период идет удаление свободной влаги, во второй – связной.

Кривая скорости сушки (рисунок 18.4) строится в координатах скорость сушки – влажность, то есть $\frac{dw}{d\tau} - w$.

# ЛИТЕРАТУРА

## Модуль 1. Элементы теории и основы инженерного расчета технологических процессов почвообрабатывающих, посевных и посадочных машин, машин для внесения удобрений и защиты растений

| № п\п | Название | Авторы | Год и место издания | Количество экземпляров | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | в библ. | на кафедре |
| 1 | Сельскохозяйственные машины | Н.И. Кленин С.Н. Киселев А.Г. Левшин | М.: КолосС, 2008 | 70 | – |
| 2 | Курсовое и дипломное проектирование сельскохозяйственных машин и оборудования: уч. пособие | Под редакцией Ю.И. Ермольева | Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2006. – 436 с. | 20 | – |
| 3 | Сеялки точного посева пропашных культур: учебное пособие | П.Я. Лобачевский А.Ю. Несмиян В.И. Хижняк | Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2006. – 48 с. | – | 12 |
| 4 | Проектирование рабочего процесса и модернизация сборочной единицы машины для внесения минеральных удобрений: учебное пособие. Гриф УМО | В.А. Черноволов | Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2007. – 124 с. | – | 20 |

## Модуль 2. Элементы теории и основы инженерного расчета технологических процессов уборочных машин и машин для первичной переработки продукции растениеводства

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Сельскохозяйственные машины | Н.И. Кленин С.Н. Киселев А.Г. Левшин | М.: КолосС, 2008 | 70 | – |
| 2 | Курсовое и дипломное проектирование сельскохозяйственных машин и оборудования: уч. пособие | Под редакцией Ю.И. Ермольева | Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2006. – 436 с. | 20 | – |
| 3 | Механическая технология кормов | В.И. Особов | М.: КолосС, 2009 | 6 | |
| 4 | Сельскохозяйственные уборочные машины: учебное пособие. Гриф УМО | В.А. Черноволов | Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2008. – 188 с. | – | 20 |
| 5 | Сельскохозяйственные машины: обоснование рабочих органов зерноуборочного комбайна. Гриф УМО | В.А. Черноволов, А.Ю. Несмиян, А.Г. Арженовский | Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. – 188 с. | 20 | 20 |
| 6 | Процессы и аппараты: практикум. Гриф УМО | В.А. Черноволов Т.М. Ляшенко | Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2009. – 168 с. | – | 9 |

*Учебное издание*

**Несмиян Андрей Юрьевич**
д-р техн. наук, профессор
**Хижняк Владимир Иванович**
канд. техн. наук, доцент
**Черемисин Юрий Михайлович**
канд. техн. наук, доцент
**Асатурян Андрей Вартанович**
канд. техн. наук, доцент
**Должиков Валерий Викторович**
канд. техн. наук, доцент

# КУРС ЛЕКЦИЙ ПО ТЕОРИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

*Учебное пособие*

Редактор Лучинкина Н.П.
Верстка Гвоздик Н.В.
Дизайн обложки Вдовикина С.П.

Подписано в печать 02.06.2025 г.
Формат 60×84/16. Усл. п.л. 10,4. Тираж 50 экз. Заказ № 11.

Отдел информационных технологий и издательской деятельности
Азово-Черноморского инженерного института
ФГБОУ ВО Донской ГАУ
347740, г. Зерноград Ростовской области, ул. Советская, 15.