

# **1. КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ**

## **1.1. Факторы, влияющие на эффективность применения средств механизации и оценочные показатели.**

### **Критерии оценки машин и технологий**

Машинам и оборудованию в животноводстве в условиях функционирования сельскохозяйственного производства принято давать следующие оценки: экономическую, энергетическую, экологическую, социальную и другие, определяемые соответствующими критериями эффективности.

Важное значение имеют комплексные энергоэкономические требования, хотя для аграрного производства все возрастающее значение приобретают экологические, инженерно-психологические и эргономические оценки.

Определим наиболее важные технико-экономические требования, предъявляемые к машинам и оборудованию в животноводстве:

- целесообразная специализация и унификация машин и оборудования, связанные с перспективами развития сельскохозяйственного производства;
- установление оптимальной частоты параметрического ряда однородных машин и оборудования;
- определение степени сборности, агрегативности и унификации стандартных узлов и деталей машин и оборудования;
- установление новых путей совершенствования технологии и конструктивных решений машин и оборудования;
- оптимальное импортозамещение и освоение отечественного машиностроения и др.

Для современного периода развития машин и оборудования в животноводстве характерна тенденция развития технико-экономических исследований с оптимизацией значений технических параметров, рационального вида технологической схемы и типов оборудования на стадии их предпроектной разработки.

При этом выделяют три иерархических уровня оптимизации машин и оборудования:

- выбор принципа действия машин и оборудования;
- поиск наилучшей структуры и технологической схемы процесса в рамках выбранного принципа действия машин и оборудования (задача структурной оптимизации);
- определение наилучших значений параметров выбранной структуры (задача параметрической оптимизации).

Такую задачу называют комплексной оптимизацией структуры, устройства и параметров машин и оборудования.

Наибольший эффект дает первый уровень, связанный с поиском новых, более рациональных принципов работы и технических идей. В меньшей мере дают эффект методы структурной и параметрической оптимизации. Но, тем не менее, наибольший результат дает только комплексная оптимизация.

Технико-экономический анализ предполагает выбор (обоснование) объективных критериев эффективности (предпочтение).

Достаточно полно и правильно всякая техническая система характеризуется тогда, когда удастся выяснить, от каких частных показателей качества (критериев эффективности) системы зависит основной результирующий показатель (один или несколько) эффективности.

В рыночных условиях к таким показателям относят чистую приведенную ценность, соотношение выгод и издержек на всех этапах жизненного цикла системы: проектирования, освоения производства, эксплуатации и уничтожения, срока окупаемости капиталовложений, внутренней ставки дохода, дефицита ресурсов и замещения импорта.

При комплексной оптимизации машин и оборудования рассматриваются, как правило, только стационарные режимы работы установок, а при составлении математической модели установки в целом и большинства элементов оправдано описание процессов с сосредоточенными параметрами, выражаемых обыкновенными алгебраическими и дифференциальными уравнениями, хотя иногда более уместно математическое описание элементов в частных производных.

С учетом сказанного, задача комплексной оптимизации системы, как правило, требует декомпозиции системы и решения вопросов для отдельных элементов с последующей координацией таких решений.

Для сложных машин и оборудования характерно выделение четырех иерархических уровней декомпозиции: технологическая схема в целом, энергетические агрегаты, группы элементов оборудования, элементы оборудования.

Наиболее эффективным способом взаимодействия между подзадачами на отдельных уровнях иерархии является применение принципа иерархии для любого значения исходной информации на входе в задачу  $j$ -го уровня, полученный от верхнего (+1)-го уровня, выдается оптимальное решение задачи  $j$ -го уровня. Данный принцип сокращает до минимума количество информации, передаваемой от одного уровня к другому, обеспечивает достаточную самостоятельность решения подзадач на отдельных уровнях, позволяет осуществить локальную обработку информации на подсистемах.

## **1.2. Теоретический подход к расчету машин в животноводстве. Исходные данные для расчета машин**

Задача оптимизации по заданному результирующему экономическому критерию эффективности  $K_p$ , называемому целевой функцией, формулируют в виде  $K_p (K_1 \dots K_n) = \min$  при  $Z_{\min}^k \leq Z_i^k \leq Z_{i_{\max}}^k$ ,  $Z_{\min_i} \leq Z_i \leq Z_{i_{\max}}$ , где  $K_i(Z_i, Z_i^k)$  – частные  $i$ -е показатели эффективности, зависящие от параметров связей  $Z_i$  и конструктивных параметров  $Z_i^k$  – системы.

В механизации задачи оптимизации сложных систем, конструкций или процессов, сформулированные математически, в общем случае могут быть объединены под общим названием нелинейного программирования.

При классификации задач нелинейного программирования по характерным чертам метода оптимизации выделяются методы, использующие производные величины переменных, называемые градиентными методами, и методы поиска, которые как правило, используют ЭВМ.

Градиентные методы во многих случаях ускоряют решение задач оптимизации в сравнении с методами поиска, однако имеют два главных недостатка:

– в сложных математических моделях с большим числом переменных трудно получить производные в виде аналитических функций, а табличные данные использовать неудобно;

– как правило, времени для подготовки задачи к решению необходимо больше, чем в методах поиска.

В свою очередь, методы направленного поиска не требуют регулярности или непрерывности условий функции и существования производных, проще учитывать ограничения.

Существенным недостатком методов направленного поиска является неопределенность решения при наличии локальных экстремумов функции. Последнее требует достаточно обоснованных диапазонов шагов поиска, а, следовательно, и увеличения времени решения задачи.

Большими потенциальными возможностями для эквивалентного описания и оптимизации машин и оборудования большой сложности имеют методы теории планирования экспериментов для построения упрощенных математических моделей:

– построение аппроксимационных зависимостей, связывающих технико-экономический показатель энергетического объекта в целом с небольшим числом интересующих нас параметров;

– то же для отдельных элементов машин и оборудования с координацией решения для всей системы.

В целом проблема решения задач оптимизации сложных машин и оборудования требует использования ЭВМ и пока недостаточно формализована. Многое зависит от знаний в реальных процессах и от разработки программного продукта.

Энергосбережение является важнейшим критерием энергоэффективности на всех уровнях и во всех элементах машин и оборудования, применяемого в животноводстве.

Под критерием эффективности любой системы следует понимать совокупность социальных и технических параметров и показателей, которые позволяют оценивать степень их соответствия удовлетворяемой ими потребности на двух уровнях:

– качественном – показатели производительности, характеризующие уровень: жизнеобеспечения населения; экономического развития аграрного производства; экологического благополучия; наличия и совершенствования нормативно-правовой базы; метрологического обеспечения; образовательных программ для населения и отраслей АПК и др.;

– количественном – показатели: производительности; удельных расходов на единицу конечной продукции; валового внутреннего продукта (ВВП) и валового дохода агропромышленного предприятия; надежность и энергобезопасность комплексного использования и т. п.

Обычно такие задачи являются многокритериальными и включают несколько параметров оптимизации: по капитальным вложениям, энерго- и материалоемкости, срокам окупаемости, срокам ввода в эксплуатацию, закупкам за рубежом, трудовым ресурсам и т. д., но главной целевой функцией служит энергоемкость конечной сельскохозяйственной продукции.

При разработке системы мероприятий по энергосбережению, обычно в результате аудита, размечают следующие стадии жизненного цикла каждого мероприятия: предпроектный анализ, этап проектирования, наладку технологии производства, производственные испытания, коррекцию проекта и, наконец, этап эксплуатации проекта.

Предпроектный анализ позволяет сравнительно в короткий срок отобрать приоритетный ряд мероприятий, которые должны с максимальной эффективностью решить оптимизационную задачу.

В предпроектном анализе ставится и решается задача декомпозиции подсистем на отдельные элементы и формирование целевых последовательностей элементов, которые подвергаются исследованию.

Наиболее простой и пока наиболее плодотворной считается разработка и изучение экспертной модели предпроектного анализа, основанной на принципах и методах теории множеств с привлечением квалифицированных специалистов в данной области – экспертов как источников информации для априорного оценивания путей решения частных или глобальных проблем и подготовки решения для этапа проектирования.

После установления приоритетного ряда энергосберегающих мероприятий по элементам машин и оборудования разрабатываются и оптимизируются расчетные модели этих элементов.

Наиболее простыми являются детерминированные физические модели элементов машин и оборудования, если они получены как результат применения физических или физико-химических законов, определяющих сущность изучаемого объекта. Оптимизация таких моделей не вызывает серьезных трудностей при определении параметров с использованием вычислительной техники (методами градиентного или направленного спуска).

Предварительное физическое моделирование всегда желательно, так как позволяет хотя бы качественно определить характер и силу взаимодействия между элементами подсистемы и оптимизируемыми параметрами.

На практике трудно оценить и учесть влияние эксплуатационных факторов производства, поэтому более предпочтительными являются статистические методы исследования оптимизируемых объектов.

Общими для всех статистических методов является наличие самого объекта (процесса), и то, что исследуемые параметры рассматриваются как случайные величины, поэтому такие характеристики случайных величин, как закон распределения, математическое ожидание, дисперсия и другие статистические показатели играют в любом из этих методов важную, а зачастую и определяющую роль.

Применение статистических методов для определения количественной связи между исследуемыми переменными предполагает эксперимент на существующем оптимизируемом объекте, анализ статистического материала, (статистическая оценка параметров) и установление статистической зависимости между параметрами (статистическая оценка гипотез).

Статистическая оценка параметров необходима для установления теоретического закона распределения случайной величины (нормального (Гаусса), редких событий (Пуассона)), равной вероятности и других с определением их параметров (математического описания, среднеквадратического отклонения и т. д.).

Из методов определения статистической связи между параметрами распределение находят: корреляционный, регрессионный, дисперсионный и техноценологический.

Корреляционный анализ позволяет устанавливать линейную причинно-следственную связь между статистическими параметрами и, как правило, используется при наличии связи между структурой и выходными параметрами системы (например, влияние частотного регулятора автоматизированного объекта на расход энергии).

Регрессионный анализ применяют при отсутствии априорной причинно-следственной связи между параметрами (например, срока службы от исследуемых параметров воздействия на объект и др.).

Дисперсионный анализ применяют обычно, когда независимая переменная не измеряется, хотя может принимать различные значения (например, влияние человека-оператора на точность поддержания режима и расхода энергии на неавтоматизированном объекте).

Наконец, на уровне техноценнологического анализа выполняют статистические исследования совокупности большого числа однотипных машин и оборудования (их технической популяции) методом гиперболических распределений и установлении закономерности их распределения на отраслевом и региональном уровнях АПК.

Влияние результатов исследований, экспериментов и производственных испытаний учитывается в корректировке документации проекта мероприятий и наладке технологии производства.

Следующим шагом в системе мероприятий энергосбережения после проектной подготовки является наладка технологии производства. Современные методы проектирования объекта и технологии производства служат по своей сути также системными методами с использованием систем автоматизированного проектирования и технологии производства машин и оборудования, применяемого в животноводстве, методы функционально-системного анализа, эвристического проектирования и другие.

## **2. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К СКАРМЛИВАНИЮ КОНЦЕНТРИРОВАННЫХ КОРМОВ**

### **2.1. Анализ конструкции машин для дробления зерна с целью выявления способов оптимизации параметров и режимов их работы**

Разрушение зерновых кормов обусловлено физиологией сельскохозяйственных животных, так как скорость обработки частиц корма желудочным соком прямо пропорциональна площади их поверхности. Частицы с большей общей поверхностью способствуют ускорению пищеварения и повышению усвояемости питательных веществ.

Одна из широко известных технологий приготовления концентрированных кормов предусматривает сушку влажного зерна до 14 % и закладку его на хранение в специализированные помещения, где необходимо поддерживать режим влажности воздуха. Скармливают эти корма в измельченном виде.

Показатель однородности состава измельченного зерна, обеспечивающий одинаковую кормовую ценность корма, должен быть не менее 90...95 %. Зернофураж не должен содержать вредных примесей, земли, камней и солоmistых примесей.

Содержание целых зерен в измельченном продукте не должно превышать 0,3...0,5 %, так как нарушение этих границ ведет к перерасходу кормов. Однако чрезмерное измельчение зерна до состояния пыли также снижает эффективность его использования. К тому же, при переизмельчении увеличиваются затраты энергии на процесс дробления [2, 3].

В качестве критерия крупности продукта используют модуль помола. В соответствии с зоотехническими требованиями средневзвешенный диаметр частиц зернофуража должен находиться в пределах:

- 0,2...1,0 мм (тонкий помол);
- 1,0...1,8 мм (средний помол);
- 1,8...2,6 мм (грубый помол).

Модуль помола определяют при помощи ситового анализа. Для этого навеску дерти (100 г) просеивают через набор сит с круглыми отверстиями диаметром 5, 3, 2 и 1 мм при грубом и среднем измельчении или диаметром 4, 3, 2, 1 и 0,2 мм – при тонком. Исчисление средневзвешенного диаметра (т. е. модуля помола) проводят по формуле

$$M = \frac{d_1 m_1 + d_2 m_2 + \dots + d_{n_\phi} m_{n_\phi}}{100} = \frac{\sum_{i=1}^n d_i m_i}{100}, \quad (2.1)$$

где  $d_1$  – средний размер отверстий двух смежных сит, мм;

$m_1$  – массовый выход фракции, т. е. остаток на каждом сите, выраженный в процентах от массы всей навески, гр.;

$n_\phi$  – количество фракций, на которое разделилась навеска, шт.

Практическое определение площадей поверхности частиц проводят методом ситового анализа при помощи лабораторного рассева. В результате просеивания отобранного образца продукта получают классы частиц, отличающихся крупностью. Суммарную поверхность частиц (приблизительно считая их кубической формы) всего образца подсчитывают по формуле

$$S = 6 \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\rho d_i}, \quad (2.2)$$

где  $m_i$  – масса  $i$ -го класса частиц, кг;

$\rho$  – плотность материала частиц, кг/м<sup>3</sup>.

Технология *консервирования зерна на ранних стадиях спелости* позволяет проводить уборку зерновых культур в начале восковой спелости зерна при влажности его от 14 до 40 % [4]. Перед закладкой на хранение предусматривается разрушение влажного зерна плющением, которое предусматривает разрушение зерна методом раздавливания (рекомендуемая толщина плющеного зерна злаковых культур должна быть не более 1,1...1,8 мм) [4]. Для сохранности зерна в период хранения в массу вводится консервант с соблюдением дозировки и тщательного перемешивания. При закладке зерна на хранение его уплотняют с целью удаления воздуха с корма и хранят

в герметичных траншеях с облицовкой стен и верха полиэтиленовой пленкой или полиэтиленовых рукавах.

Заготовка на корм зерна, убранного в период молочно-восковой спелости, имеет следующие достоинства:

– питательная ценность зерновых в период молочно-восковой спелости наивысшая, поэтому с 1 га площади заготавливают на 10 % больше питательных веществ;

– урожай собирают на 2–3 недели раньше обычных сроков, что важно для регионов с неустойчивым климатом;

– исключаются сушка зерна и его предварительная очистка.

Выбор способа приготовления концентрированных кормов определяется рядом факторов, в числе которых физико-механические свойства измельчаемого зерна.

В зависимости от характера и величины приложенных к зерну внешних сил в зерне возникают деформации, которые могут быть **упругими** (обратимыми) и **пластическими** (необратимыми).

*При упругой деформации*, после снятия внешних сил, зерно под действием сил межзатомного взаимодействия возвращается в первоначальное состояние.

*Пластические деформации* проявляются при нагрузках, превышающих предел упругости. В отличие от других, пластические деформации развиваются с очень маленькой скоростью. Увеличение пластической деформации зависит не только от величины приложенного напряжения (нагрузки), но и скорости и продолжительности нагружения.

Развитие упругих, а затем пластических деформаций в зерне при воздействии на него внешних сил заканчивается разрушением. Оно наступает при возникновении в нем напряжений, превышающих некоторый предел, называемый пределом прочности, или критическим напряжением:

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{2 E \lambda}{\pi l_m}}, \quad (2.3)$$

где  $E$  – модуль упругости материала;

$l_m$  – длина трещины в материале, м;

$\lambda$  – удельная работа разрушения на единицу приращения поверхности продукта (константа материала).

Если задача состоит в *хрупком измельчении зерна*, то усилие следует прилагать быстро, прежде чем успеют развиваться в зерне релаксационные процессы (рассасывание напряжений). При этом зерно претерпевает небольшую деформацию.

Если требуется *вязкое разрушение*, то усилие нужно прилагать медленно. В этом случае будет преобладать не хрупкое разрушение, а расплющивание зерна.

Для подготовки к скармливанию зернофуража *путем ударного воздействия* используются молотковые дробилки. В машинах этого типа кроме разрушения от ударов по зерну молотками продукт дополнительно измельчается при ударах о рифленые деки.

*Активным рабочим органом* дробильных аппаратов является *молоток*. По форме поверхности молотки бывают (рис. 2.1):

- сплошной формы. Преимущество – простота изготовления;
- с выступами. Преимущество – увеличивает производительность машины;
- объемные (составные).

Для крепления молотков выполнены отверстия. Изготавливают молотки из стали Ст 25, Ст 65. Толщина молотков может находиться в пределах от 2 до 5 мм (наименьшее значение выбирается при измельчении зерна).

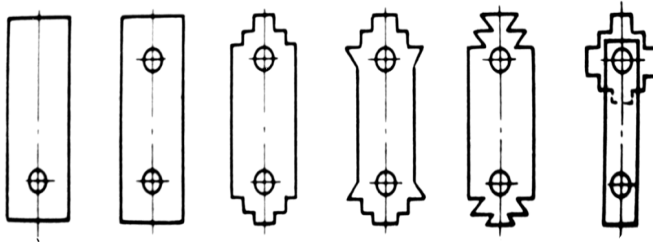


Рис. 2.1. Формы молотков

*Решето* дробилки предназначено для отделения измельченного зерна от неизмельченного. По конструктивному исполнению решета могут быть с пробивными отверстиями:

- с цилиндрической формой (рис. 2.2, а). Преимуществом решета с цилиндрическим отверстием является простота в изготовлении, а недостатком относительно низкая производительность;

- с конической формой отверстия. Преимуществом решета с конической формой отверстия является увеличение производительности дробилки, а недостатком сложность в изготовлении (рис. 2.2, б);
- чешуйчатые, у которых перед отверстиями выполнены выступы (рис. 2.2, в). Преимуществом решета является увеличение производительности дробилки, а недостатком сложность в изготовлении и ограниченный срок эксплуатации.

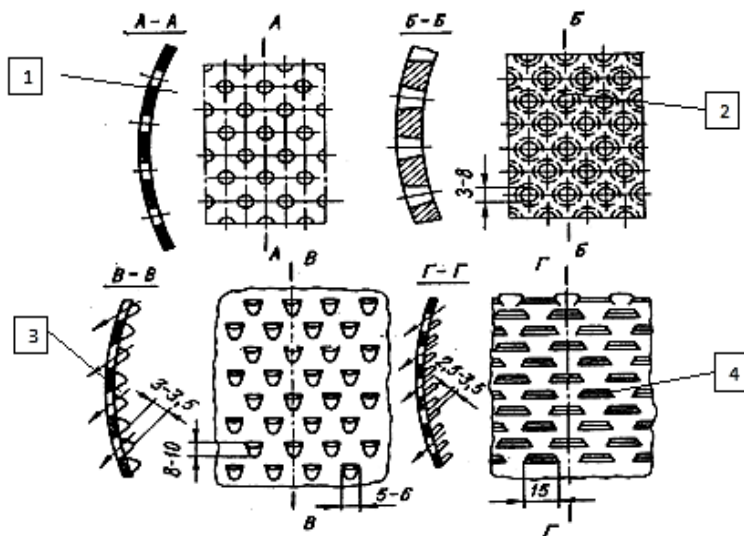


Рис. 2.2. Виды решет:

- а – с цилиндрической формой отверстий; б – с конической формой отверстий;
- в, г – чешуйчатые

Для активизации процесса дробления зерна, в качестве пассивных рабочих органов, по внутреннему периметру рабочей камеры устанавливаются *рифленные деки* – пластины, на поверхности которых выполнены рифы, которые могут быть различных форм:

- прямоугольной;
- полукруглой;
- треугольной (получили наибольшее распространение в сельскохозяйственном производстве).

В процессе работы дробилки корм, перемещаясь по поверхности деки, снижает свою переносную скорость. В этом случае за счет разности скоростей между вращающимися рабочими органами и кормом происходит его разрушение.

По расположению рабочей камеры дробилки могут быть горизонтальные и вертикальные. Эти машины, в зависимости от организации рабочего процесса, подразделяются на:

- машины открытого типа, в которых материал не участвует в круговом вращении. В таких дробилках продукт быстро эвакуируется из рабочей камеры, а механическим фактором измельчения является свободный удар молотка по поступающему материалу.

- в дробилках закрытого типа поступающий в рабочую камеру зерновой материал совершает многократное круговое движение. В дробилках закрытого типа решето и деки охватывают весь барабан.

## 2.2. Методика расчета оптимальных параметров зернодробилок

К основным техническим показателям молотковой дробилки относятся диаметр и длина рабочей камеры.

Для определения диаметра рабочей камеры дробилки воспользуемся схемой, представленной на рис. 2.3.

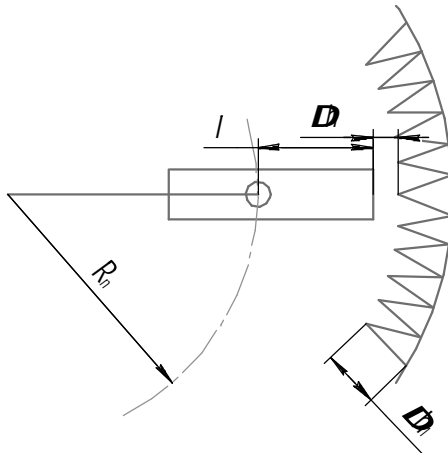


Рис. 2.3. Схема к расчету диаметра молотковой дробилки

Расстояние от оси крепления молотка до его торцевой грани определяем из соотношения:

$$l = \frac{a}{1,5}, \quad (2.4)$$

где  $a$  – длина молотка, м.

Расстояние от оси барабана до оси подвеса молотка определяем по формуле

$$R_n = 2,25 \cdot l. \quad (2.5)$$

Подставив рассчитанные по формулам (2.4) и (2.5) значения, диаметр рабочей камеры определим по формуле

$$D = (l + R_n + \Delta h + \Delta h_1) \cdot 2, \quad (2.6)$$

где  $l$  – расстояние от оси крепления молотка до его торцевой грани, м;  
 $R_n$  – расстояние от оси барабана до оси подвеса молотка, м;  
 $\Delta h$  – зазор между торцами молотка и декой,  $\Delta h = 0,004 \dots 0,010$  м;  
 $\Delta h_1$  – толщина сита,  $\Delta h_1 = 0,005$  м.

Определим длину дробильного барабана:

$$L = \frac{D}{0,5 \dots 0,7}, \text{ м} \quad (2.7)$$

В дробилке закрытого типа корм, поступаая в рабочую камеру измельчителя, подвергается воздействию вращающихся рабочих органов, действием которых начинает перемещаться по плоскости решета. Если на пути измельченных частиц зерна встречается отверстие решета, в раствор которого частица вписывается, то она перемещается по каналу в сторону выгрузки.

Из схемы скоростей просеиваемого продукта через отверстия в решете (рис. 2.4) видно, что частицы перемещаются в зарешетное пространство в направлении вектора абсолютной скорости, которая и определяет скорость прохождения измельченного продукта через отверстия в решете, т. е.  $V_{пр} = V_{абс}$ .

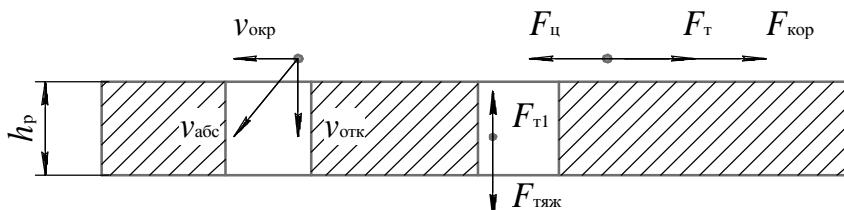


Рис. 2.4. Схема для определения пропускной способности решета

Принимаем условие, в соответствии с которым окружная скорость корма приблизительно равна окружной скорости молотков  $V_{\text{окр}} = V_{\text{м}}$ . В соответствии с принятым условием окружная скорость корма определяется по формуле

$$V_{\text{окр}} = \left[ \frac{\pi D n_6}{60} (0,004 \dots 0,005) \right], \quad (2.8)$$

где  $D$  – диаметр рабочей камеры, м;  
 $n_6$  – число оборотов барабана,  $\text{мин}^{-1}$ .

Относительную скорость определим по формуле

$$V_{\text{отн}} = \sqrt{D h_1 g \frac{f}{\text{tg} \alpha}}, \quad (2.9)$$

где  $f$  – коэффициент трения корма;  
 $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  
 $\Delta h_1$  – толщина решета,  $\Delta h_1 = 0,005 \text{ м}$ ;  
 $\alpha$  – угол обхвата решета, град.

Подставив значения формул (2.8) и (2.9), определим абсолютную скорость перемещения корма по каналам решета по формуле

$$V_{\text{пр}} = V_{\text{абс}} = \sqrt{V_{\text{окр}}^2 + V_{\text{отн}}^2}. \quad (2.10)$$

Определим длину дуги сита:

$$l_c = \frac{\pi D \alpha}{360}, \quad (2.11)$$

где  $R$  – радиус дробильной камеры,  $R = D/2$ , м;  
 $D$  – диаметр рабочей камеры, м;  
 $\alpha$  – угол охвата решета, град.

Определим площадь решета:

$$s_c = l_c L, \quad (2.12)$$

где  $l_c$  – длина дуги сита, м;  
 $L$  – длина барабана, м.

Площадь сепарирующей поверхности решета можно определить по формуле

$$s_{\text{сеп}} = 0,08 s_c, \quad (2.13)$$

где  $s_c$  – площадь решета, м<sup>2</sup>.

Производительность дробилки определим по формуле

$$Q_p = s_{\text{сеп}} \rho V_{\text{пр}}, \quad (2.14)$$

где  $s_{\text{сеп}}$  – площадь сепарирующей поверхности, м<sup>2</sup>;  
 $V_{\text{пр}}$  – скорость прохождения измельченного продукта через отверстия в решете, м/с;  
 $\rho$  – плотность корма, кг/м<sup>3</sup>.

Число отверстий в решете (принимая целым):

$$Z_{\text{отв}} = \frac{4 s_{\text{сеп}}}{\pi d_{\text{отв}}^2}, \quad (2.15)$$

где  $d_{\text{отв}}$  – диаметр отверстия в решете, мм.

Площадь рабочей поверхности молотка определяется по формуле

$$S = lh_m, \quad (2.16)$$

где  $l$  – расстояние от оси крепления молотка до его торцевой грани, м;  
 $h_m$  – толщина молотка, м,  $h_m=0,002\dots0,004$  м.

Сила, затрачиваемая на измельчение корма:

$$P_{\text{изм}} = S \cdot \sigma_{\text{разр}}, \quad (2.17)$$

где  $S$  – площадь рабочей поверхности молотка, м<sup>2</sup>;

$\sigma_{\text{разр}}$  – разрушающее контактное напряжение, Н/м<sup>2</sup>, для зерновых  
 $\sigma_{\text{разр}} = (70 \pm 20) \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>; для стебельчатых  $\sigma_{\text{разр}} = (100,4 \pm 20) \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>.

Скорость молотка определяется по формуле:

$$V_m = \frac{\pi D n_b}{60}, \quad (2.18)$$

где  $D$  – диаметр рабочей камеры, м;  
 $n_b$  – число оборотов барабана, мин<sup>-1</sup>.

Мощность, затрачиваемая на разрушение материала, определяется по формуле

$$N_{\text{изм}} = P_{\text{изм}} V_m. \quad (2.19)$$

Мощность, затрачиваемая на циркуляцию корма в рабочей камере и холостого хода дробилки, определим по формуле

$$N_{\text{ц}} + N_{\text{хх}} = (0,15 \dots 0,20) N_{\text{изм}}. \quad (2.20)$$

Потребная мощность на измельчение корма определяется по формуле

$$N = N_{\text{изм}} + (N_{\text{ц}} + N_{\text{хх}}), \quad (2.21)$$

где  $N_{\text{изм}}$  – мощность, затрачиваемая на разрушение материала, кВт;

$N_{\text{ц}}$  – мощность затрачиваемая на циркуляцию корма в рабочей камере, кВт;

$N_{\text{хх}}$  – мощность холостого хода дробилки, кВт.

### 2.3. Анализ конструкции машин для плющения зерна с целью выявления способов оптимизации параметров и режимов их работы

*Процесс плющения* предусматривает разрушение зерна методом раздавливания для превращения зерна в хлопья.

По принципу работы плющилки во многом схожи и состоят из рамы, цилиндрических валцов с гладкой, рифленой или микрошероховатой поверхностью, вращающихся с разными окружными скоростями навстречу друг другу, механизмов перемещения и регулировки зазора между ними.

Технологический процесс протекает следующим образом. Зерно направляется на валцы плющилки (рис. 2.5). Быстро вращающийся валец обгоняет частицу в зоне измельчения и обрабатывает ее своими рифлями, а частица, обгоняя медленно вращающийся валец, затягивает продукт в зазор между вальцами, испытывая сжатие, сдвиг и срез. Это и ведет к разрушению зерна.

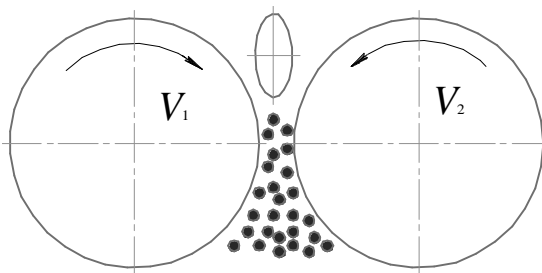


Рис. 2.5. Рабочий процесс плющильного аппарата

Качество измельчения регулируют, изменяя зазор в вальцовой паре и соотношение окружных скоростей валцов. Величина зазора между вальцами изменяется от 0,03 до 1,5 мм, малое изменение которого приводит к существенному изменению в процессе плющения.

По конструкции исполнения рабочих валцов плющилки могут быть:  
– с внешним контактом рабочих плоскостей и одинаковым размером рабочих органов (рис. 2.6). Угол захвата для плющилок данного типа определяется по формуле

$$\chi = \arccos \left[ \frac{(2R + \Delta)^2}{2(R + r_3)} - 1 \right], \quad (2.22)$$

где  $R$  – радиус вальца, м;  
 $\Delta$  – зазор между смежными вальцами, м;  
 $r_3$  – радиус зерна, м;

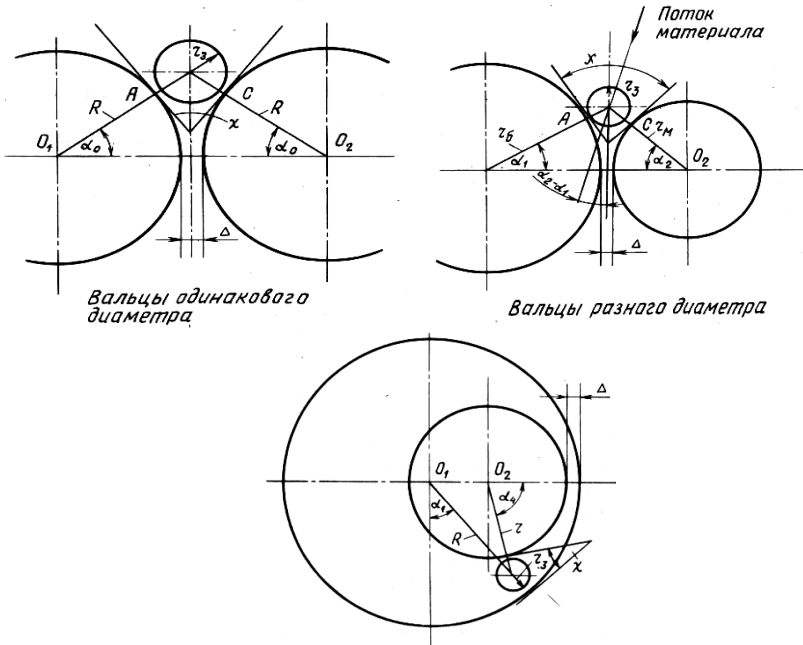


Рис. 2.6. Виды исполнения рабочих вальцов плющилки

– с внешним контактом рабочих плоскостей и разным размером рабочих органов. Угол захвата для вальцов с разными диаметрами:

$$\chi = \arccos \frac{(R_6 + r_M + \Delta^2) + (R_6 - r_3)^2 - (R_M - r_3)^2}{2(R_6 + r_3)(r_M + r_3)}, \quad (2.23)$$

где  $R_6$  – радиус большого вальца, м;  
 $r_M$  – радиус малого вальца, м;

– с внутренним контактом рабочих плоскостей валцов. Для плющилок с внутренним контактом угол захвата определяется по формуле

$$\chi = \arccos \frac{(R - r_3)^2 + (r - r_3)^2 - (R - r - \Delta)^2}{2(R + r_3)(r + r_3)}. \quad (2.24)$$

Важным показателем, обеспечивающим рабочий процесс плющилок, является угол захвата зерна вальцами. Условие затягивания продукта в зазор между вальцами выполняется, если угол захвата меньше или равен  $\chi \leq 2\varphi$ , где  $\varphi$  – коэффициент трения.

Плющение зерна осуществляется посредством двух гладких или рифленых валцов (рис. 2.7), вращающихся в разные стороны, с одинаковой ( $V_1 = V_2$ ) или разной ( $V_1 \neq V_2$ ) окружной скоростью.

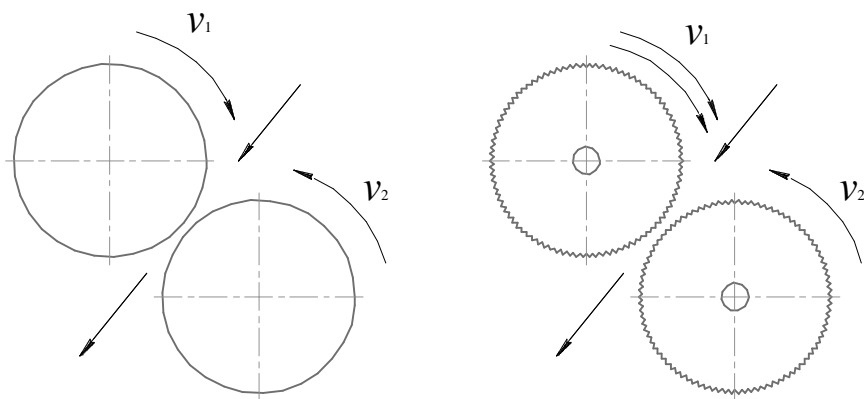


Рис. 2.7. Принципиальные схемы вальцовой плющилки

Зерно подводится к рабочей щели валцов и под действием силы трения затаскивается вальцами в щель, сжимается и раздавливается. При этом происходит плющение зерна.

Вальцы располагаются под углом к горизонту в  $20^\circ$  или горизонтально (рис. 2.8).

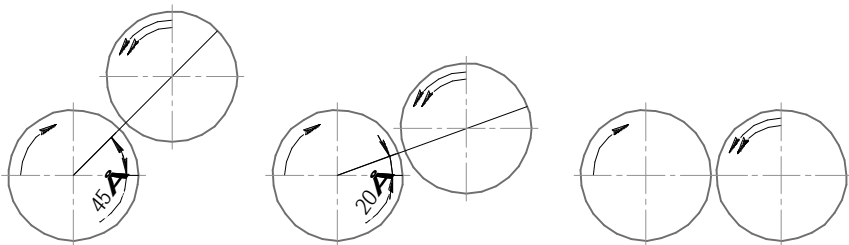


Рис. 2.8. Варианты расположения валцов

Чем меньше угол наклона валцов, тем благоприятнее условия подачи материала в зону измельчения, но ширина валцового станка при этом несколько увеличивается.

#### 2.4. Методика расчета оптимальных параметров плющилок зерна

В рабочем процессе валцовых плющилок имеют значение следующие основные факторы: угол захвата; диаметр валцов; окружные скорости валцов и их соотношение; профиль и угол наклона рифлей; число рифлей на единицу длины окружности валца; величина рабочего зазора между валцами и свойства размалываемого материала.

Допустим, что мы имеем два гладких валца радиусом  $R$  (рис. 2.9).

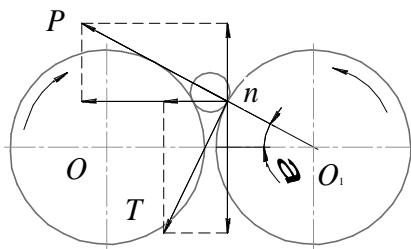


Рис. 2.9. К анализу рабочего процесса

В момент вхождения в зазор частица в точке соприкосновения  $n$  воспринимает давление валца  $P$ , возникающая при этом сила трения  $T=fP$ , направлена по касательной. Разложим силы  $P$  и  $T$  на

горизонтальные и вертикальные составляющие. Горизонтальные силы, действующие на частицу со стороны правого и левого валцов, взаимно уничтожаются. Вертикальная составляющая силы трения направлена вниз.

Она затягивает частицу материала в рабочее пространство и равна:

$$T \cos \alpha = fP \cos \alpha, \quad (2.25)$$

где  $\alpha$  – угол захвата, составленный направлением силы  $P$  и линией центров  $OO_1$ .

Вертикальная же составляющая силы направлена вверх и препятствует вхождению частицы в рабочее пространство. Она равна  $P \sin \alpha$ .

Захват частицы материала валцами будет происходить только при условии:

$$2fP \cos \alpha \geq 2P \sin \alpha. \quad (2.26)$$

Следовательно, для обеспечения захватывания материала поверхностями валцов необходимо, чтобы угол  $\alpha$ , называемый углом захвата, был меньше угла трения  $\varphi$  между измельчаемым материалом и валцом. Радиус валцов определяется размером частиц материала и величиной угла трения.

Обозначим начальный размер частицы материала через  $B$ , конечный размер частицы будет равен ширине рабочего зазора  $B_1$ . Тогда расстояние между центрами можно представить как:

$$OO_1 = 2R \cos \alpha + B + 2R + B_1. \quad (2.27)$$

Отсюда радиус вальца:

$$R = \frac{B - B_1}{2(1 - \cos \alpha)} = \frac{B - B_1}{4 \sin^2 \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.28)$$

где  $B$  – начальный размер частицы материала, м;  
 $\alpha$  – угол захвата материала валцом, град.

Угол  $\alpha$  ее не должен превышать угла трения  $\varphi$ , т. е.  $\alpha = \varphi$ .

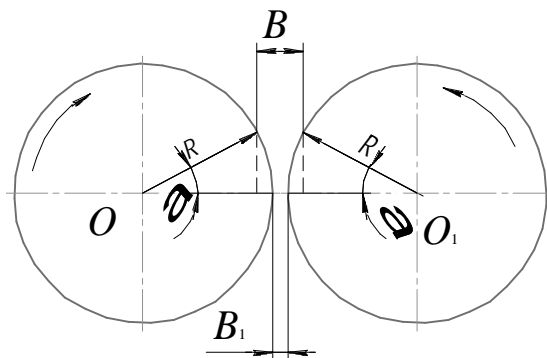


Рис. 2.10. Схема к определению радиуса вальцов

Это указывает на существование почти прямой зависимости между  $R$  и  $B$  и обратной зависимости между  $R$  и  $\varphi$ .

Интенсивность измельчения материала в вальцовом станке определяется длиной  $l$  пути (дуги) обработки. Чем больше  $l$ , тем интенсивнее происходит плющение и растирание продукта. Значение  $l$  можно определить:

$$l = \sqrt{(B - B_1)R}, \quad (2.29)$$

где  $B_1 = B/1,5$  – соотношение между зазором между вальцами и размером зерна.

Таким образом, длина пути обработки тем больше, чем больше радиус вальцов и разность  $(B - B_1)$ .

В процессе плющения зерна вальцами решающее значение имеют форма и состояние поверхностей вальцов. Рифленая поверхность образуется путем нарезки вальцов резцами на специальных станках.

Рифли (рис. 2.11) характеризуются профилем, количеством их на единицу длины окружности вальца, уклоном рифлей и взаиморасположением их на парно работающих вальцах.

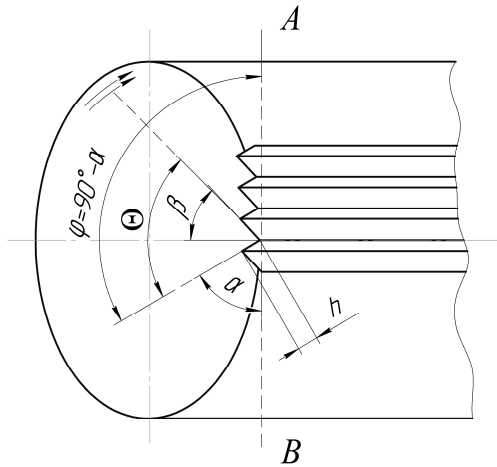


Рис. 2.11. Форма рифленого вальца

В поперечном сечении рифли имеют две неравные боковые грани – узкую (грань острия) и широкую (грань спинки). Угол  $\Theta$ , образованный этими гранями, называется углом заострения рифлей. Если из центра вальца провести радиус к вершине рифли, то угол  $\Theta$  разделится на два угла: угол острия  $\alpha$  и угол спинки  $\beta$ . Тупой угол, заключенный между касательной  $AB$ , проведенной через вершину рифли и гранью острия, условно называется углом резания  $\varphi$ .

Принятый на наших предприятиях единый профиль рифлей характеризуется углом заострения  $\Theta = 90^\circ$ , углом острия  $\alpha = 20^\circ$  и углом спинки  $\beta = 70^\circ$ . Расстояние  $t$  между двумя вершинами рифлей, измеренное по окружности, называется шагом рифлей, а расстояние  $h$  между окружностью впадин и окружностью выступов, измеренное по радиусу вальца, называется высотой рифлей (рис. 2.12).

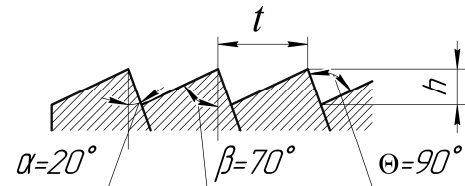


Рис. 2.12. Профиль рифлей

Шаг и число рифлей связано следующим соотношением:

$$t = \frac{10}{n}, \quad (2.30)$$

где  $n$  – количество рифлей на 1 см длины окружности вальца (принимают от 4 до 10).

Высоту рифли  $h$  определяют по формуле:

$$h = t \sin \alpha. \quad (2.31)$$

Во всех вальцовых плющилках рифли нарезаются по винтовой линии, т. е. под углом к образующей, который выбирается в пределах от 5 до 15°. Назначение уклона рифлей – создать большую равномерность в работе вальцов и избежать их дрожания.

Производительность плющилки зависит от величины рабочего зазора между вальцами, длины вальцов, окружной скорости вальцов, свойств измельчаемого материала и степени заполнения объема рабочего зазора.

Формула для расчета производительности плющилки:

$$Q = 3600(B_1 - h)L\left(\frac{V_B + V_M}{2}\right)gk, \quad (2.32)$$

где  $h$  – высота рифлей, м;

$V_B, V_M$  – скорость быстро вращающегося и медленно вращающегося вальца, как правило, равная 5,5–6 м/с, (принимаем  $V_B = V_M$ );

$L$  – длина вальца, (принимаем  $L = (15 \dots 30)l$ );

$\gamma$  – плотность измельчаемого материала, кг/м<sup>3</sup>;

$k$  – коэффициент объемного заполнения рабочего зазора, равный 0,1...0,2.

Мощность, потребная на привод вальцовых плющилок, расходуется в основном на раздавливание материала, на трение частиц материала друг о друга и вальцы, на трение в цапфах и на потери в передаточном механизме.

Необходимая для работы вальцовой плющилки мощность определяется по формуле:

$$N = \frac{LRn}{142800(\sigma^2(B^2 - B_1^2)/EB) + \frac{R^2}{740}}, \quad (2.33)$$

где  $\sigma$  – предел прочности измельчаемого материала, кг/см<sup>2</sup>;  
 $E$  – модуль упругости измельчаемого материала, кг/см<sup>2</sup>;  
 $n$  – число оборотов вальцов, мин<sup>-1</sup>.

Число оборотов вальцов определяется по формуле

$$n = 308 \sqrt{\frac{f}{\gamma BR}}, \quad (2.34)$$

где  $f$  – коэффициент трения материала о поверхность вальцов ( $f = 0,3 \dots 0,4$ );

$\gamma$  – плотность измельчаемого материала, кг/м<sup>3</sup>;

$R$  – радиус вальцов, м;

$B$  – начальный размер частицы материала.

Произведем расчеты вала для его работы без скручивания, деформирования и излома частей вала. Рассчитываем диаметр вала плоского вальца. Вал передает крутящий момент на вальцы, определить величину которого можно по формуле

$$M_k = \frac{9550N}{n_6}, \quad (2.35)$$

где  $N$  – мощность на плочение зерна, кВт;

$n_6$  – число оборотов вальца, мин<sup>-1</sup>.

Поперечный момент сопротивления, см<sup>3</sup>, рассчитаем по формуле

$$W_p = \frac{M_k}{[\tau]} = \frac{M_k \cdot 10^3}{90}. \quad (2.36)$$

Определяем диаметр вала из условия нахождения поперечного момента:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_p}{1,66}}.$$

Принимаем ближайшее число для диаметра вала из стандартного ряда.

Площадь поперечного сечения вала равна:

$$S = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (2.37)$$

где  $d$  – диаметр вала, м.

Расчет вала на прочность производим по формуле

$$\sigma = \frac{M_k}{S \cdot 10^6} \leq [\sigma], \quad (2.38)$$

где  $M_k$  – приведенный момент, Н·м;

$S$  – площадь поперечного сечения вала, м<sup>2</sup>;

$[\sigma]$  – допустимые напряжения (0,1 МПа).

Условие прочности соблюдается, если полученное значение меньше допустимого:

$$\sigma < [\sigma] = 0,1 \text{ МПа.}$$

Исходя из условий прочности, выбираем металл, который будет соответствовать условиям прочности и среде работы детали.

### **3. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ ГРУБЫХ И СОЧНЫХ КОРМОВ**

#### **3.1. Анализ конструкции машин для измельчения грубых и сочных кормов с целью выявления способов оптимизации параметров и режимов их работы**

К грубым кормам относят сено и солому. Эти корма содержат не более 22 % влаги и 0,65 к. ед. в 1 кг сухого вещества.

Поедаемость соломы жвачными выше при условии ее расщепления вдоль волокон не менее 85 % и при длине частиц не менее 10...15 мм. Более мелкое измельчение соломы вредно, так как переваримость ее жвачными животными не увеличивается, а жирность молока снижается.

Измельченную солому можно скармливать животным в составе кормосмеси и выдавать кормораздатчиками общего назначения.

Сено измельчают для повышения поедаемости и улучшения его технологических свойств, особенно в условиях крупных ферм. Измельченное сено может быть использовано для приготовления полнорационных кормовых смесей.

Средние значения удельного сопротивления резанию сена колеблются в пределах 5,7...12,0 кН/м. Если сопротивление сена принять за 100 %, то сопротивление травы составляет 80...90 %, соломы 55...60 %. Скорость разрушения стебельных кормов ударом составляет 50...60 м/с.

Силосуемый корм является источником легкопереваримых протеина и углеводов. На качество конечного продукта оказывает влияние и степень измельчения зеленой массы – длина резки должна быть не менее 20 мм [7]. Измельчение зеленой массы позволяет выдавать его в кормушки кормораздатчиками общего назначения.

Для измельчения корнеклубнеплодов и стебельчатых кормов используются ножевые и молотковые рабочие органы (рис. 3.1).

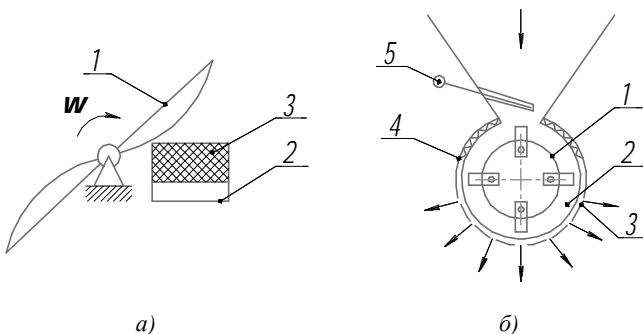


Рис. 3.1. Рабочие органы измельчителей:

- а) – ножевые: 1 – нож; 2 – противорежущая пластина; 3 – измельчаемый материал;  
 б) – молотковые: 1 – диск; 2 – молоток; 3 – решето; 4 – дека; 5 – регулирующая заслонка

*Молотковые рабочие органы* являются универсальными, они могут измельчать все виды кормов и незаменимы при производстве травяной, сенной или соломенной муки, когда требуется размер частиц не более 1...3 мм.

Однако молотковые дробильные аппараты имеют большой удельный расход энергии на разрушение. При ударном воздействии молотков на корнеклубнеплоды происходит их разрушение со значительным выделением клеточного сока, что не отвечает зоотехническим требованиям. Машины этого типа и машины, работающие по принципу скобления стружки (ИКМ-5, ИКМ-Ф-10 и др.), при измельчении корнеклубнеплодов с ботвой плохо измельчают ботву и забиваются последней [8].

Достоинствами ножевых рабочих органов являются малый удельный расход энергии при лучшем качестве измельчения, возможность измельчать корма любой влажности [9].

Перечисленные преимущества предопределили наибольшее применение для измельчения корнеклубнеплодов и стебельчатых кормов *ножевых* рабочих органов.

Лезвием называется рабочая часть ножа, заточенного по двухгранному углу. Процесс резания осуществляется под действием силы, приложенной непосредственно самой вершиной двухгранного угла к измельчаемому материалу. Вообще процесс резания явля-

ется разновидностью измельчения и поэтому он подчинен общим законам разрушения материала под действием внешних сил, превосходящих силы молекулярного сцепления. Но он имеет и свои специфические особенности.

Процесс резания начинается при достижении силой сжатия какой-то критической величины, превышающей сопротивление материала разрушению. Силу сжатия ножа, способную возбудить процесс резания, называют критической силой  $P_{кр}$ , и ее можно определить из выражения:

$$P_{кр} = P_{рез} + T_1 + T_2 \cdot \cos \gamma, \text{ Н} \quad (3.1)$$

где  $P_{рез}$  – сопротивление резанию лезвием, Н;

$T_1$  – сила трения, обусловленная действием бокового давления, возникающего при внедрении клина в перерезаемый слой, Н.

$$T_1 = f \cdot P_{обж}, \quad (3.2)$$

где  $f$  – коэффициент трения лезвия по материалу;

$T_2$  – сила трения на фаске ножа, обусловленная давлением со стороны сдвигаемого материала, Н;

$\gamma$  – угол заточки ножа, град.

Из трех слагаемых наибольшую величину имеет сила резания, величину которой проф. Резник Н. Е. предлагает определять по формуле

$$P_{рез} = \delta \cdot \Delta s \cdot \sigma_p, \quad (3.3)$$

где  $\delta$  – толщина кромки лезвия, м;

$\Delta s$  – длина активной части лезвия, м;

$\sigma_p$  – нормальное контактное разрушающее напряжение разрезаемого слоя, Па.

Из приведенных формул видно, что критическая сила зависит от физико-механических свойств обрабатываемого материала ( $f$ ,  $\sigma_p$ ) и параметров лезвия ( $\delta$ ,  $\Delta s$ ).

Теория резания лезвием выделяет три характерных вида резания: нормальное, наклонное и скользящее. Они отличаются друг от

друга углом скольжения  $\tau$  лезвия по материалу. Угол  $\tau$  – это угол между направлением движения лезвия и нормалью к нему.

Нормальное резание осуществляется под действием нормальной силы  $N$ , равной силе резания  $P_{рез}$  и совпадающей с направлением движения ножа (рис. 3.2). Боковые смещения ножа отсутствуют, поэтому нет и боковых сил. Угол  $\tau = 0$ . Происходит «рубка» материала.

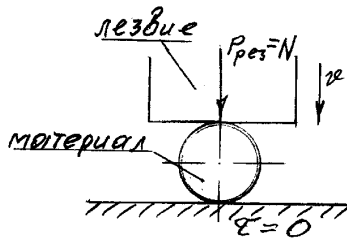


Рис. 3.2. Схема сил при нормальном резании

Наклонное резание осуществляется лезвием, имеющим скос  $\tau < \varphi$ , где  $\varphi$  – угол трения (рис. 3.3). При этом появляются и боковые силы, однако резания со скольжением не наблюдается, так как отсутствует скользящее движение лезвия по материалу. Но усилие резания уменьшается из-за кинематической трансформации угла заточки – фактического уменьшения угла заточки при перемещении косо поставленного лезвия.

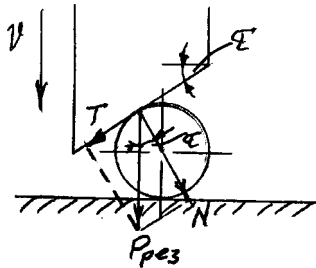


Рис. 3.3. Схема сил при наклонном резании

Скользящее резание осуществляется лезвием, имеющим скос  $\tau > \varphi$  или лезвием, имеющим тангенциальную относительно материала составляющую своего перемещения (рис. 3.4).

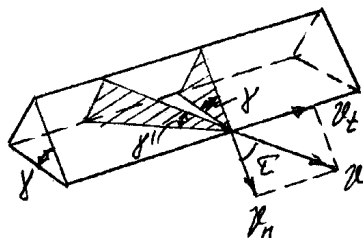


Рис. 3.4. Схема сил при скользящем резании

При  $\tau > \phi$  скольжение появляется вследствие выталкивания материала из-под лезвия ножа.

Резание со скольжением обеспечивает более легкое проникновение ножа в слой материала с одной стороны трансформацией угла заточки, с другой – перепиливающим воздействием неровностей на лезвии, которые всегда на нем имеются.

При скользящем резании равнодействующая сил сопротивления  $R$ , а, следовательно, и сила резания всегда отклонены от нормали к лезвию на угол трения лезвия о материал  $\phi$ . Этот угол принято называть углом скользящего резания, тангенс его – коэффициентом скользящего резания.

$$f' = \operatorname{tg} \phi \quad (3.4)$$

или еще можно записать – это отношение касательной силы  $T_k$  нормальной  $f' = \frac{T}{N} = \operatorname{tg} \phi$  (рис. 3.5).

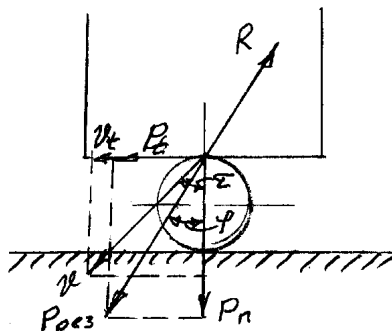


Рис. 3.5. Схема сил для определения угла скользящего резания

В отличие от коэффициента скольжения, представляющего собой тангенс угла скольжения

$$E = \operatorname{tg} \tau . \quad (3.5)$$

Оба коэффициента  $E$  и  $f'$  зависят один от другого и взаимосвязаны выражением

$$f' = r \cdot \operatorname{tg} \tau , \quad (3.6)$$

где  $r$  – коэффициент пропорциональности, равный  $0,176\dots 0,325$ .

Необходимо отметить, что угол скользящего резания – переменная величина, зависящая от угла скольжения. С увеличением угла скольжения увеличивается и угол скользящего резания.

Для осуществления процесса резания необходимо, чтобы материал не выскальзывал из-под ножа при отсутствии бокового подпора. Необходимо обеспечить надежный захват материала между лезвием и противорежущей пластиной.

Допустим, что защемление материала будет обеспечено при угле раствора  $\chi$  между лезвием ножа и рабочей кромкой противорежущей пластины (рис. 3.6).

Силу резания  $R$  разложим на составляющие: нормальную  $N$  к лезвию и касательную  $T$ , направленную вдоль лезвия. Предположим, что в момент начала защемления материала угол  $\varphi$  оказался таким, что равнодействующая  $R$  сил нормального давления  $N$  и трения  $\chi$  получила направление, перпендикулярное биссектрисе угла раствора  $\chi$ .

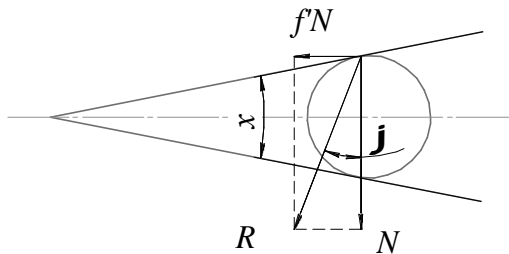


Рис. 3.6. Схема для определения угла защемления материала

Тогда из перпендикулярности сторон двух треугольников следует, что

$$\chi/2 = \varphi, \text{ или } \chi = 2\varphi. \quad (3.7)$$

Это предельно допустимый угол раствора, так как при его увеличении проекция равнодействующей силы  $R$  не будет равна нулю и дает составляющую, которая выталкивает материал из раствора лезвий наружу.

Следовательно, режущая пара защемляет материал, если угол раствора равен или меньше двойного угла  $\varphi$  скользящего резания.

В несимметричной режущей паре два угла скользящего резания:  $\varphi_1$  – угол скользящего резания лезвия ножа по материалу,  $\varphi_2$  – угол скользящего резания материала по противорежущей кромке. Полное защемление наступит при условии

$$\chi \leq 2\varphi_{\min}, \quad (3.8)$$

где  $\varphi_{\min}$  – наименьший из углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ .

Экспериментально установлено, что в дисковых соломорезках угол защемления находится:  $\chi = 40 \dots 50^\circ$ , в барабанных –  $\chi = 24 \dots 30^\circ$ .

### **3.2. Методика расчета оптимальных параметров измельчителей вертикального типа**

Расчет параметров измельчителя вертикального типа проведем на примере измельчителя-смесителя ИСК-3 (рис. 3.7).

Измельчитель состоит из вертикально установленной рабочей камеры, внутри которой, соосно, установлен ротор с радиально закрепленными на нем ножами. При вращении ротора ножи и противорезы образуют режущие пары, измельчающие и смешивающие корма в потоке. Вертикальная загрузка данного измельчителя-смесителя и последующее воздействие рабочих органов на корм по мере продвижения его в рабочей камере под действием гравитационных сил позволяет в одной машине объединить три операции: механизированную загрузку, измельчение и выгрузку. Измельчитель-смеситель ИСК-3 не чувствителен к влажности измельчаемых кормов.

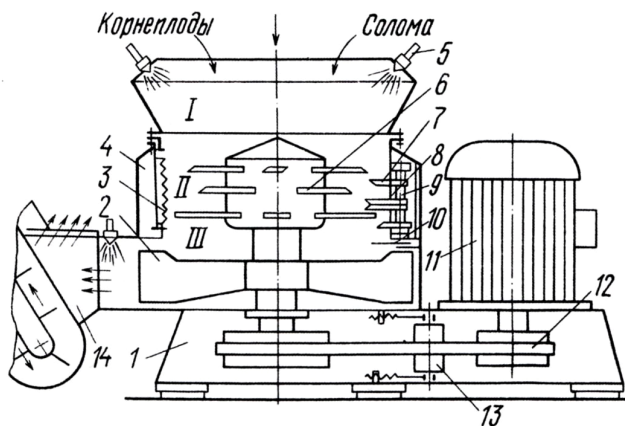


Рис. 3.7. Измельчитель-смеситель ИСК-3:

1 – рама; 2 – швырялка; 3 – зубчатая дека; 4 – кожух; 5 – форсунка; 6 – ротор; 7 – нож противореза; 8 – стенка бункера; 9 – ось; 10 – шибер; 11 – электродвигатель; 12 – клиноремной привод; 13 – ролик; 14 – бункер выгрузного транспортера; I – приемная камера; II – камера измельчения и смешивания; III – выгрузная камера

Процесс работы многоплоскостного измельчителя с вертикально расположенной рабочей камерой основан на разрушении материала активными рабочими органами. От числа и конструкции последних во многом зависят основные показатели машины: удельная энергоемкость выполняемого процесса, производительность и степень измельчения кормов. При выборе геометрии рабочих органов следует учитывать технологичность их изготовления.

Аналитические исследования различных способов измельчения кормов показали, что в качестве элемента разрушения органических веществ, используемых на корм скоту, могут применяться ножи и молотки. Молотки, как правило, используют только для измельчения зернофуража. На кормах с повышенной влажностью данный рабочий орган практически не эффективен. Процесс измельчения корнеклубнеплодов молотками сопровождается обильным соковыделением, что приводит к потере питательных веществ. Рассмотренные недостатки отсутствуют при использовании в качестве рабочих органов ножей. Эти рабочие элементы измельчителя могут иметь различную форму.

Несмотря на ряд положительных характеристик ножей с криволинейной формой лезвия, к которым следует отнести условия резания, на практике в большинстве случаев используют прямолинейные ножи. Широкое их применение обусловлено простотой изготовления, монтажа, удобством заточки лезвий. Перечисленные преимущества предопределили использование режущих элементов с прямолинейной формой лезвия. В свою очередь, к ним относятся ножи сегментного и молоткового типов (рис. 3.8) [13].



Рис. 3.8. Типы ножей:  
а – сегментный; б – молотковый

Нож должен обеспечивать, при неизменной форме противорежущего элемента измельчителя, наименьший расход энергии на резание кормов режущими кромками пары «нож–противорез». Угол раствора режущей пары  $\alpha_{\text{рез}}$  должен находиться в пределах  $30^\circ$ – $50^\circ$ .

Режущий элемент сегментного типа образует с противорежущим элементом измельчителя ИСК-3 угол раствора, равный  $10^\circ$ .

При использовании в качестве режущего элемента ножа молоткового типа угол раствора режущей пары  $\alpha_{\text{рез}} = 35^\circ$ . Значение этого угла находится в пределах, соответствующих изложенным выше условиям, а, следовательно, режим резания в этом случае наименее энергоемок.

Мощность, затрачиваемая на резание корма, является одним из основных показателей, определяющих выбор электродвигателя для привода измельчителя кормов. Многие авторы предлагают следующую формулу для определения этого параметра:

$$N_{\text{пр}} = \mathcal{E} Q_{\text{изм}} \lambda, \quad (3.9)$$

где  $\mathcal{E}$  – удельный расход энергии на измельчение кормов, кВт ч/т;

$Q_{\text{изм}}$  – производительность измельчителя, т/ч;

$\lambda$  – степень измельчения кормов, %.

Однако применение формулы (3.9) оправданно при ориентировочных расчетах, где известен или задается удельный расход энергии на измельчение корма.

При проектировании машин для измельчения кормов необходимо учитывать параметры, определяющие величину затрат энергии на рабочий процесс машины. Величину этой мощности можно определить по формуле:

$$N_{\text{пр}} = \frac{W_{\text{рез}} Z}{t_{\text{рез}} \omega_{\text{р1}}}, \quad (3.10)$$

где  $W_{\text{рез}}$  – момент количества движений ножа при выполнении процесса резания, кг м<sup>2</sup>/с;

$Z$  – число ножей, закрепленных на роторе, шт.;

$t_{\text{рез}}$  – время, затраченное на процесс резания с;

$\omega_{\text{р1}}$  – частота вращения ножа после процесса резания, с<sup>-1</sup>.

В общем виде момент количества движений ножа при выполнении процесса резания определим из формулы

$$W_{\text{рез}} = (m_{\text{н}} + m_{\text{л}}) r_{\text{ин}}^2 \omega_{\text{р}}, \quad (3.11)$$

где  $m_{\text{н}}$  – масса ножа, кг;

$m_{\text{л}}$  – масса корма на лезвии ножа, кг;

$r_{\text{ин}}$  – расстояние от оси ротора до центра тяжести ножа, м.

Так как процесс резания происходит за определенный промежуток времени  $t_{\text{рез}}$ , то можно определить момент количества движений ножа:

$$M_{\text{н}} = M_{\text{кр.рез}} \cdot t_{\text{рез}}. \quad (3.12)$$

Момент количества движений при резании ножом, вращающимся вокруг оси, можно выразить также зависимостью:

$$M_n = I_p (\omega_p - \omega_{p1}), \quad (3.13)$$

где  $I_p$  – момент инерции ротора,  $I_p = m_n R_n^2 / 2$ , кг м<sup>2</sup>;

$R_n$  – радиус, описываемый ножами, м;

$\omega_p$  – частота вращения ротора, с<sup>-1</sup>;

$\omega_{p1}$  – угловая скорость ножа после процесса резания, с<sup>-1</sup>.

Так как в уравнениях (3.12) и (3.13) левые части равны, то справедливо равенство:

$$I (\omega_p - \omega_{p1}) = M_{кр.рез.} \cdot t_{лез.} \quad (3.14)$$

Явление резания материалов возникает в результате воздействия критической силы резания  $P_{кр.рез.}$ . Под действием этой силы, в период резания, возникает момент, величину которого можно определить из выражения:

$$M_{кр.рез.} = P_{кр.рез.} l_{лез.}, \quad (3.15)$$

где  $P_{кр.рез.}$  – критическая сила резания, Н;

$l_{лез.}$  – длина лезвия ножа, участвующая в резании, м.

Из уравнения (3.14) выразим угловую скорость ножа после процесса резания:

$$\omega_{p1} = \frac{I_p \omega_p - P_{кр.рез.} l_{лез.} t_{рез.}}{I_p}. \quad (3.16)$$

Величину мощности, расходуемую на резание, можно определить по формуле

$$N_{пр} = \frac{(m_n + m_l) r_{ин}^2 \omega_p Z}{t_{рез.} \omega_{p1}}. \quad (3.17)$$

Важным параметром режущего элемента является его толщина. Экспериментально установлено, что с увеличением толщины ножа возрастают затраты энергии на процесс резания. Очевидно, что толщина режущего элемента должна быть наименьшей. Однако в этом случае он будет прогибаться в наименьшем сечении, что может быть причиной поломки ножа при встрече с противорежущим элементом.

Техническим решением, снижающим вероятность встречи ножа с противорежущей пластиной, является увеличение зазора между ними. Однако решая задачу надежности, возникает проблема возрастания затрат энергии на выполняемый процесс. При значительном зазоре частицы корма будут просто перемещаться между плоскостями режущей пары. С целью уменьшения затрат энергии зазор между плоскостями ножа и противореза следует устанавливать наименьший.

Таким образом, от толщины ножа зависит энергоемкость выполняемого процесса и эксплуатационная надежность измельчителя. Эти два фактора являются важным аргументом для расчета толщины ножа к измельчителю кормов.

В плоско-вращательном режущем аппарате резание кормов осуществляется с подпором. Для этого в вертикально установленной рабочей камере, на роторе закреплены ножи, по внутреннему периметру камеры – противорежущие элементы. В процессе работы измельчителя ножи движутся над противорежущими элементами (рис. 3.9).

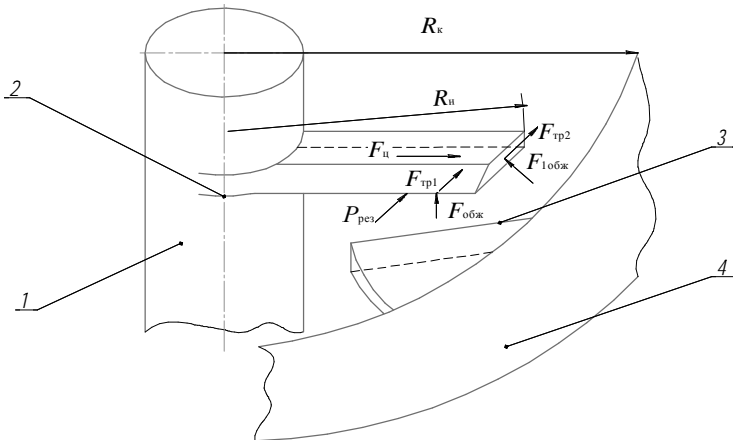


Рис. 3.9. Схема к обоснованию выбора толщины ножа:

1 – ротор; 2 – нож; 3 – противорежущий элемент; 4 – рабочая камера измельчителя

Так как между ними имеется зазор, то корм поступает в это пространство. В результате возникает вертикально направленная сила обжатия, величину которой можно определить по формуле

$$F_{\text{обж.}} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{\text{сж}}^2}{h_{\text{сл}}}, \quad (3.18)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона;

$E$  – модуль деформации корма, Н/м<sup>2</sup>;

$h_{\text{сж}}$  – величина сжатого слоя корма, м;

$h_{\text{сл}}$  – величина сжимаемого слоя корма, м.

Величина сжимаемого слоя корма зависит от величины зазора между ножом и противорежущей пластиной, поэтому справедливо равенство

$$h_{\text{сл}} = \Delta_1. \quad (3.19)$$

Тогда формула (3.18) будет иметь вид:

$$F_{\text{обж.}} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{\text{сж}}^2}{\Delta_1}, \quad (3.20)$$

где  $\Delta_1$  – зазор между ножом и противорежущей пластиной, м.

От силы обжатия возникает сила трения, которую можно определить по формуле

$$F_{\text{тр1}} = F_{\text{обж.}} f_k, \quad (3.21)$$

где  $f_k$  – коэффициент трения корма по металлу.

Работа, затрачиваемая на преодоление силы трения  $F_{\text{тр1}}$ , определяется по формуле

$$A_{\text{тр1}} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{\text{сж}}^2}{\Delta_1} f_k l_{\text{н.пр.}}, \quad (3.22)$$

где  $l_{\text{н.пр}}$  – длина ножа, движущегося над плоскостью противорежущей пластины, м.

В процессе работы измельчителя корм поступает в зазор между внутренней поверхностью рабочей камеры и ножом. В результате возникает горизонтально направленная сила обжатия, величину которой можно определить по формуле

$$F_{1\text{обж}} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{\text{сж}}^2}{\Delta_2}, \quad (3.23)$$

где  $\Delta_2$  – зазор между внутренней поверхностью рабочей камеры и ножом, м.

От силы обжатия возникает сила трения, которую можно определить по формуле

$$F_{\text{тр2}} = F_{1\text{обж}} f_{\text{к}}. \quad (3.24)$$

Работу, затрачиваемую на преодоление силы трения  $F_{\text{тр2}}$ , можно определить по формуле

$$A_{\text{тр2}} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{\text{сж}}^2}{\Delta_2} f_{\text{к}} b_{\text{н}}, \quad (3.25)$$

где  $b_{\text{н}}$  – ширина ножа, м.

При резании корма лезвием ножа на его активной части возникает критическая сила резания, работу на преодоление которой можно определить по формуле

$$A_{\text{кр.рез.}} = P_{\text{рез.}} l_{\text{лезв.}}, \quad (3.26)$$

где  $P_{\text{рез.}}$  – сила резания, Н;

$l_{\text{лезв.}}$  – длина активной части лезвия ножа, м.

Вращательное движение ножа осуществляется действием окружной силы, работу на преодоление которой можно определить из выражения:

$$A_{\text{окр}} = F_{\text{окр}} R_{\text{н}} = \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{р}}}, \quad (3.27)$$

где  $N_{\text{дв}}$  – мощность, передаваемая от электродвигателя на ротор измельчителя, кВт;

$\omega_{\text{р}}$  – угловая скорость ротора измельчителя,  $\text{с}^{-1}$ .

Полученные уравнения позволяют определить изгибающую нагрузку, действующую на нож при опорном резании:

$$A_{тр1} + A_{тр2} + A_{окр} + A_{кр,рез} = A_{изг}. \quad (3.28)$$

Крепление режущего элемента в измельчителе исключает его перемещение в вертикальной плоскости, что позволяет с некоторыми допущениями рассматривать нож как консольную балку с жестко закрепленным концом. Для такого крепления максимально изгибающую нагрузку, действующую на нож, можно определить по формуле

$$P_n = \frac{b_n h_n^2}{l_{кр}} \frac{\sigma_b}{6}, \quad (3.29)$$

где  $b_n$  – ширина ножа, м;

$h_n$  – толщина ножа, м;

$l_{кр}$  – длина ножа от оси крепления до торца, м;

$\sigma_b$  – допустимый предел прочности, МПа.

Работу, затрачиваемую на преодоление указанной силы, можно определить по формуле

$$A_{изг} = P_n R_n = \frac{b_n h_n^2}{l_{кр}} \frac{\sigma_b}{6} R_n, \quad (3.30)$$

где  $P_n$  – действующая на нож нагрузка, Н;

$R_n$  – радиус, описываемый ножами, м.

Подставив соответствующие составляющие в уравнение (3.28), получим:

$$\mu \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{\Delta_1} f_k l_{н.пр.} + \mu \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{\Delta_2} f_k b_n + \frac{N_{дв}}{\omega_{рот}} + P_{рез} l_{лезв} = \frac{b_n h_n^2}{l_{кр}} \frac{\sigma_b}{6} R_n \quad (3.31)$$

Силу резания можно определить по формуле

$$P_{\text{рез}} = r_{\text{лезв}} l_{\text{лезв}} \sigma_{\text{в}}, \quad (3.32)$$

где  $r_{\text{лезв}}$  – радиус лезвия ножа, м;

$l_{\text{лезв}}$  – длина лезвия ножа, участвующая в резании, м.

Из уравнения (3.31) определим толщину режущего элемента:

$$h_{\text{н}} = \sqrt{\frac{\left[ \mu \frac{E}{2} h_{\text{сж}}^2 f_{\text{к}} \left( \frac{l_{\text{н.пр}}}{\Delta_1} + \frac{b_{\text{н}}}{\Delta_2} \right) + \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{ром}}} + P_{\text{рез}} l_{\text{лезв}} \right] 6 l_{\text{кр}}}{b_{\text{н}} \sigma_{\text{в}} R_{\text{н}}}}. \quad (3.33)$$

Анализ формулы (3.33) показывает, что с увеличением передаваемой на нож мощности его толщина возрастает. При расчете необходимо учитывать физико-механические свойства кормов и конструктивные особенности измельчителя.

### 3.3. Методика расчета оптимальных параметров измельчителей барабанного типа

Расчет параметров измельчителя барабанного типа проведем на примере соломосилосорезки РСБ-3,5, которая предназначена для резки грубых кормов (соломы, грубостебельного сена, стеблей кукурузы и др.) в сечку разной длины измельчения зеленой массы для закладки в силосные сооружения, а также может быть использована на переработке кормов идущих непосредственно на корм скоту.

Основными частями машины являются режущий аппарат; питающий и передаточный механизмы. Все части монтируются на сварной раме из уголковой стали.

Режущий аппарат барабанного типа состоит из ножевого барабана (рис. 3.10) и противорежущей пластины.

Ножевой барабан имеет следующее устройство. На валу насажены диски. На дисках закреплены болтами четыре ножа. Каждый нож изогнут по винтовой линии и крепится четырьмя болтами к дискам по два с каждой стороны. В средней части нож прикреплен к крестовине регулировочным болтом с полукруглой головкой. Вал вращается в шариковых подшипниках. На одном его конце укреплен приводной шкив, а на другом – маховик.

Противорежущая пластина укреплена на переднем нижнем обрезе горловины режущего аппарата. Пластину можно передвигать на болтах и тем самым регулировать зазор между лезвиями ножей и краем пластины.

Питающий механизм включает в себя транспортер для подачи материала и два зубчатых вальца.

Транспортер состоит из двух втулочно-роликковых цепей, надеваемых на звездочки ведущего и ведомого валов. К звеньям цепи прикреплены планки. Для предохранения материала от рассыпания с обеих сторон транспортера укреплены боковины.

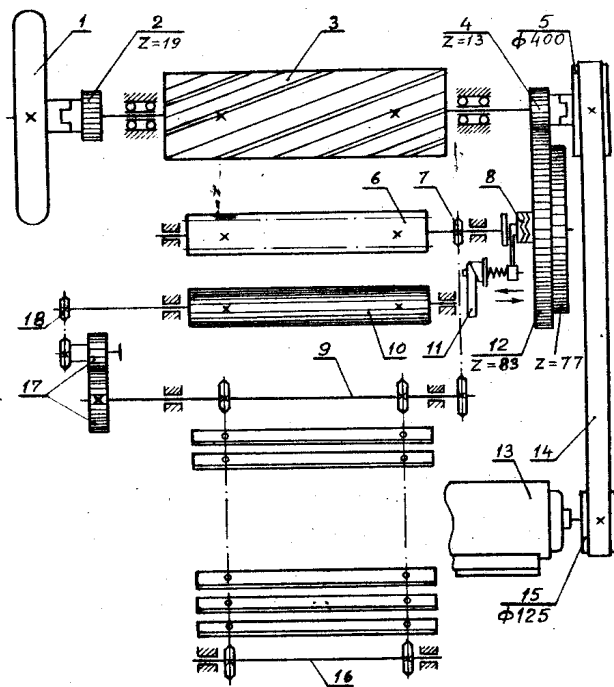


Рис. 3.10. Кинематическая схема соломосилосорезки РСБ-3,5:

1 — маховик; 2 — сменная шестерня; 3 — ножевой барабан; 4 — шестерня; 5 — шкив ножевого барабана; 6 — нижний валец; 7 — звездочка нижнего вальца; 8 — храповая муфта; 9 — ведущий вал транспортера; 10 — верхний валец; 11 — рычаг включения; 12 — двойная шестерня; 13 — электродвигатель; 14 — ремень привода ножевого барабана; 15 — шкив электродвигателя; 16 — ведомый вал транспортера; 17 — цилиндрические шестерни; 18 — звездочка верхнего вальца

Верхняя ветвь транспортера перемещается по опорной доске, укрепленной на раме машины. Натяжение цепей транспортера осуществляется перемещением ведомого вала двумя натяжными болтами.

Питающие вальцы – нижний и верхний – сделаны зубчатыми. Вал нижнего вальца вращается в подшипниках скольжения, жестко закрепленных на продольных уголках рамы. Подшипники вала верхнего вальца могут передвигаться в вертикальном направлении. Сжатие материала обеспечивается пружиной, закрепленной верхним концом за подвески, а нижним концом – на кожухе питающего механизма. Такое устройство дает возможность верхнему вальцу подниматься и опускаться в зависимости от толщины подаваемого слоя материала и обеспечивать необходимое сжатие и затягивание его в горловину. Перемещение верхнего вальца дает возможность пропускать слой материала толщиной до 60 мм.

Технологический процесс заключается в следующем. Материал укладывается на транспортер равномерным слоем и подается к питающим вальцам. Вальцы, вращаясь навстречу друг другу, сжимают слой соломы, зеленой массы или сена и затягивают его в горловину режущего аппарата. Ножами вращающегося барабана материал дополнительно сжимается и отрезается. Измельченная масса выводится из машины по лотку. Ножевой барабан совершает 350...400 мин<sup>-1</sup>.

Длина резки соломы и сена зависит от вида животных. По зоотехническим требованиям для крупного рогатого скота длина резки должна быть 30...50 мм, а для лошадей и овец – 15...30 мм. Длина резки зеленой массы (кукуруза, подсолнечник и др.) при закладке на силос должна составлять 80...120 мм.

Лезвия ножей в барабанном аппарате располагаются по спирали, а в развертке барабана – это прямые наклонные линии.

Основными параметрами барабанного режущего аппарата являются расположение горловины относительно оси барабана и его диаметр (рис. 3.11).

Если расположить горловину выше оси, то нож при внедрении в слой будет отталкивать его от барабана. Если расположить горловину ниже оси барабана, то ножи будут вытаскивать слой из обжимающих валков. И в том и другом случае возникают дополнительные силы, нарушающие процесс, увеличивающие затраты энергии и не обеспечивающие одинаковую длину резания.

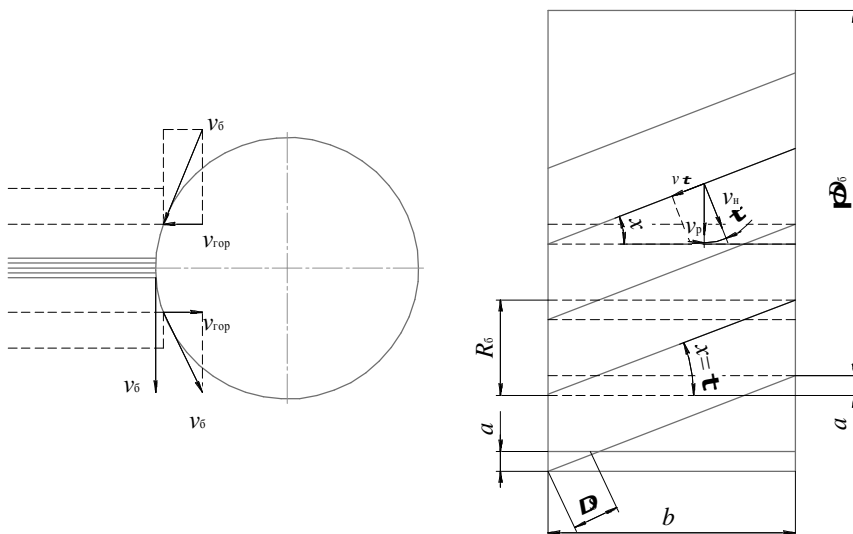


Рис. 3.11. Схема к расчету измельчителя барабанного типа

Наилучшее расположение горловины будет по оси барабана, толщина разрезаемого слоя должна быть небольшой. В барабанных ножевых аппаратах происходит наклонное резание. При этом

$$\tau = \chi = \text{const} = 24 \dots 30^\circ.$$

Нормальная составляющая скорости резания имеет постоянное значение. Усилие резания одним ножом изменяется от активной длины лезвия ножа. Как видно из рисунка, активная длина лезвия вначале увеличивается, затем остается постоянной и к концу отрезания уменьшается до нуля.

В соответствии с этим изменяется и нагрузка на вал барабана. Чтобы нагрузка на вал была равномерной, необходимо, чтобы по мере уменьшения активной длины одного лезвия настолько же увеличивалась длина следующего. Это произойдет, если начало последующего ножа установлено без зазора и перекрытия конца предыдущего.

Диаграмма сил резания будет представлять равнобедренные трапеции. В наклонных местах диаграммы усилия суммируются, и общая нагрузка не будет иметь спадов и подъемов.

Для обеспечения этого условия необходимо, чтобы ножи в барабанном режущем аппарате устанавливались с перекрытием на величину  $a$ .

Соотношение между параметрами барабана:

$$\frac{2\pi R_{\delta}}{z} = Ltg\tau = btg\chi. \quad (3.34)$$

Так как принимают  $L = b$ , тогда

$$R_{\delta} = \frac{z Ltg\tau}{2\pi}, \quad (3.35)$$

где  $z$  – число ножей.

Число ножей на барабане может быть от 2 до 8, но обязательно четное количество для удобства балансировки.

Производительность соломосилосорезки барабанного типа:

$$Q = abv_{\text{сл}}\rho, \quad (3.36)$$

где  $a$  и  $b$  – высота и ширина уплотненного слоя (размеры горловины);

$v_{\text{сл}}$  – скорость подачи слоя материала, м/с;

$\rho$  – плотность слоя после вальцов, для соломы  $\rho = 120 \dots 160$ , для зеленой массы  $\rho = 350 \dots 500$  кг/м<sup>3</sup>.

Подачу слоя на один нож (длина резки) можно выразить

$$l = \frac{v_{\text{сл}}}{n \cdot z} \text{ м}, \quad (3.37)$$

откуда скорость подачи:

$$v_{\text{сл}} = l \cdot n \cdot z, \quad (3.38)$$

где  $n$  – частота вращения барабана, с<sup>-1</sup>.

Или, выразив скорость слоя через производительность, получим

$$v_{\text{сл}} = \frac{Q}{a \cdot b \cdot \rho}; \quad (3.39)$$

$$l = \frac{Q}{a \cdot b \cdot \rho \cdot z \cdot n}. \quad (3.40)$$

Мощность на процесс резания:

$$N_{\text{рез}} = P_{\text{рез}} \cdot v_{\text{сл}}. \quad (3.41)$$

Баланс мощности измельчителей барабанного типа определяется по формуле

$$N_{\text{пол}} = N_{\text{xx}} + N_{\text{под}} + N_{\text{рез}}, \quad (3.42)$$

где  $N_{\text{пол}}$  – полная мощность, необходимая на технологический процесс, кВт,

$N_{\text{xx}}$  – мощность, необходимая на холостой ход рабочих органов машины, кВт;

$N_{\text{под}}$  – мощность, необходимая на подачу массы к ножевому барабану и ее сжатие, кВт,

$N_{\text{рез}}$  – мощность, необходимая непосредственно на процесс резания, кВт.

Представленные мощности можно определить при помощи экспериментальных исследований. Мощность холостого хода  $N_{\text{xx}}$  определяется путем прокручивания машины на холостом ходу в течение 2...3 минут и замеряется ваттметром.

Численное значение мощности холостого хода подсчитывается по формуле

$$N_{\text{xx}} = W_{\text{xx}} \cdot \alpha \cdot \eta, \quad (3.43)$$

где  $W_{\text{xx}}$  – среднее показание ваттметра на холостом ходу машины за время опыта, кВт;

$\alpha$  – поправочный коэффициент к показанию ваттметра ( $\alpha = 9$ );

$\eta$  – КПД ременной передачи ( $\eta = 0,97...0,98$ ).

Мощность, необходимая на подачу массы к ножевому барабану и ее сжатие, определяется при снятых ножах путем равномерной подачи массы через уплотняющие вальцы. Численное ее значение определяется по следующей формуле:

$$N_{\text{под}} = (W_{\text{под}} - W_{\text{хх}})\alpha \cdot \eta, \quad (3.44)$$

где  $W_{\text{под}}$  – среднее показание ваттметра за время пропускания массы через машину без резания, кВт.

Для определения мощности, необходимой на процесс резания, следует установить ножи на ножевой барабан машины, отрегулировать зазор между лезвиями ножей и противорежущей пластиной и пропустить через машину некоторое количество массы, подлежащей измельчению.

Численное значение мощности, необходимой на процесс резания, определяется по формуле

$$N_{\text{рез}} = N_{\text{пол}} - (N_{\text{хх}} + N_{\text{под}}) = W_{\text{пол}}\alpha \cdot \eta - (N_{\text{хх}} + N_{\text{под}}), \quad (3.45)$$

где  $W_{\text{пол}}$  – среднее показание ваттметра за время опыта при резании, кВт.

Зная мощность, необходимую на процесс резания, можно определить момент резания по следующей формуле:

$$M_{\text{рез}} = \frac{N_{\text{рез}} \cdot 10^3}{\omega}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.46)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вала ножевого барабана, равная:

$$\omega = 2\pi n, \text{ рад/с},$$

где  $n$  – частота вращения вала ножевого барабана, определяемая по формуле

$$n = \frac{n_{\text{дв}}}{60 \cdot i} \cdot \psi, \text{ с}^{-1} \quad (3.47)$$

где  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения вала электродвигателя. Берется из технической характеристики электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$\psi$  – коэффициент скольжения плоского ремня ( $\psi = 0,99$ );

$i$  – передаточное число от электродвигателя к валу ножевого барабана, рассчитывается по данным кинематической схемы.

Зная момент резания, можно определить силу резания на лезвиях ножей. Общая сила резания  $P_{рез}$  всех ножей определяется по формуле

$$P_{рез} = \frac{M_{рез}}{r_{рез}}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.48)$$

где  $r_{рез}$  – радиус резания, м.

Чтобы определить силу резания одного ножа, надо общую силу резания  $P_{рез}$ , разделить на количество ножей на барабане  $z$ .

Радиус резания – это расстояние между центром вала ножевого барабана и кромкой лезвия ножа. Радиус резания определяется штангенциркулем непосредственно на машине и вычисляется по формуле

$$r_{рез} = L - \frac{d}{2}, \text{ м} \quad (3.49)$$

где  $L$  – расстояние между кромкой лезвия ножа и валом ножевого барабана, включая вал, м;

$d$  – диаметр вала ножевого барабана, м.

Удельный расход энергии на процесс резания определяется по следующей формуле:

$$A_{уд} = \frac{N_{рез}}{Q}, \text{ кВт}\cdot\text{ч/т}. \quad (3.50)$$

## **4. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ РАЗДАТЧИКОВ КОРМОВ**

### **4.1. Анализ конструкции машин для раздачи кормов животным с целью выявления способов оптимизации параметров и режимов их работы**

Раздача кормов – трудоемкий процесс, на долю которого приходится от 30 до 40 % от общих трудовых затрат. Эти затраты зависят от типа кормления, способа содержания животных, типа построек и применяемых средств механизации. Так, на молочно-товарной ферме на 200 коров в сутки можно раздать до 10 т кормов. При этом многие корма сильно отличаются по своим физико-механическим свойствам, что затрудняет применение одного типа раздатчика. А раздавать корм надо 2...3 раза в сутки.

При ненормированном кормлении, которое применяется на фермах КРС при беспривязном содержании коров и избытке грубых кормов, раздача упрощается. Она заключается в своевременном подвозе корма и складировании его в доступном для животных месте.

Однако из-за недостатка кормов в хозяйствах, как правило, используют нормированное кормление. При этом норма выдачи зависит от продуктивности коровы или возраста животного, откармливаемого на мясо.

Индивидуальная нормированная раздача корма встречает известные затруднения и усложняет конструкцию раздатчиков. Чтобы упростить раздачу, животных подбирают в группы с примерно равной продуктивностью или одного возраста. В этом случае раздача производится в групповые кормушки с нормой корма на всю группу. Такой способ раздачи особенно пригоден на откормочных фермах. На племенных остается индивидуальная нормированная раздача корма. Зачастую она осуществляется вручную. Поросётам-отъемышам корм выдается не нормировано в групповые кормушки (самокормушки).

В настоящее время применяется большое количество типов раздатчиков, отличающихся рабочими органами и способами их при-

вода. Выбор раздатчика предопределяется преимущественным видом корма, используемого на ферме, и способом содержания животных. Большинство выпускаемых раздатчиков предназначено для одного вида и консистенции корма: грубых, концентрированных, сочных, влажных мешанок, влажных рассыпных или жидких кормосмесей. Встречаются и универсальные раздатчики. С зоотехнической и экономической точек зрения такие раздатчики наиболее целесообразны. Однако они сложны по устройству, малопроизводительны и поэтому требуют больших затрат труда.

По роду использования кормораздатчики можно подразделить на мобильные и стационарные. К первым относятся те, которые имеют бункер для корма, перемещаются вдоль кормушек и равномерно дозированно выдают в них корм. Один вид передвижных раздатчиков может перемещаться вне животноводческих помещений и доставлять корм от мест хранения, другие – перемещаются только внутри помещения. К стационарным раздатчикам относятся те, у которых раздача корма производится подвижным рабочим органом, а сам раздатчик неподвижен. Такие раздатчики раздают корм в одном или двух кормовых проходах одного животноводческого помещения (примеры по плакатам).

Ко всем типам раздатчиков предъявляются определенные требования, которые устанавливаются зоотехнической наукой. Вот некоторые из них:

- равномерность выдачи корма на фермах КРС не должна отклоняться от установленной нормы более чем на  $\pm 15\%$  по объемистым кормам и  $\pm 5\%$  – по концентрированным; максимальные потери корма не должны превышать  $1\%$  от розданного количества;

- на свинофермах при раздаче корма в индивидуальные кормушки раздатчик должен иметь возможность варьировать норму выдачи от  $0,5$  до  $5$  кг, а при раздаче в групповые – распределять ровным слоем по длине кормушки от  $1,5$  до  $15$  кг на  $1$  погонный метр; неравномерность раздачи не должна превышать  $\pm 10\%$  при дозировании в индивидуальные кормушки и  $\pm 5\%$  – в групповые; потери корма при раздаче не допускаются;

- на птицефермах заполнение кормушек не должно превышать  $1/3 \dots 1/4$  их высоты во избежание потерь корма при поедании его птицей.

## 4.2. Методика расчета оптимальных параметров и режимов работы раздатчиков кормов

Работу всех типов кормораздатчиков (за исключением трубных) можно уподобить работе поточной линии, в которой корм передается с одного транспортного устройства на другое, пока не попадет в кормушку. В этом случае можно записать условие неразрывности потока

$$F_1 \cdot J_1 \cdot \rho = F_2 \cdot J_2 \cdot \rho = \mathbf{K} = F_k \cdot J_k \cdot \rho, \quad (4.1)$$

где  $F_1; F_2; \dots F_k$  – сечение слоя корма на транспортерах раздатчика и в кормушке;

$J_1; J_2; \dots J_k$  – скорость перемещения корма в раздатчике самого мобильного раздатчика.

Если в раздатчике два рабочих органа (КТУ-10, КУТ-3А и т. п.), перемещающих корм, то в уравнении будет три составляющих, если один рабочий орган – то две. При этом у стационарных раздатчиков типа ТВК-80 первый поток создается загрузочным средством, а поток на транспортере – это слой корма в кормушке.

Каждая составляющая уравнения неразрывности потока представляет собой производительность рабочего органа раздатчика. Если это ленточный или пластинчатый транспортер, то

$$Q = B \cdot H \cdot J_1 \cdot \rho \cdot k, \quad (4.2)$$

где  $B$  – ширина потока корма, м;

$H$  – высота слоя корма, м;

$k$  – коэффициент буксования корма, равный 0,94...0,96 при наличии сопротивления движению.

Если это скребковый транспортер, то

$$Q = B_c \cdot h \cdot J_2 \cdot \rho \cdot \varphi, \quad (4.3)$$

где  $B_c$  – длина скребка, м;

$h$  – высота скребка, м;

$\varphi$  – коэффициент заполнения межскребкового пространства.

Если это шнековый транспортер, то

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} S \cdot n \cdot \rho \cdot \varphi, \quad (4.4)$$

где  $D$  – диаметр шнека, м;  
 $d$  – диаметр вала шнека, м;  
 $S$  – шаг шнека, м;  
 $n$  – частота вращения шнека,  $\text{с}^{-1}$ ;  
 $\varphi$  – коэффициент заполнения шнека.

Если это тросошайбовый транспортер, то

$$Q = \frac{\pi(d_{\text{ш}}^2 - d_{\text{т}}^2)}{4} J_3 \cdot \rho \cdot \varphi, \quad (4.5)$$

где  $d_{\text{ш}}$  – диаметр шайбы, м;  
 $d_{\text{т}}$  – диаметр троса, м;  
 $\varphi$  – коэффициент заполнения транспортера.

Вместимость бункера смесителя-раздатчика зависит от количества обслуживаемых животных, скорости его передвижения, а также производительности загрузочных, выгрузных и смешивающих устройств.

Увеличив грузоподъемность смесителя-раздатчика, можно увеличить число обслуживаемых животных. Но с увеличением вместимости возрастают металлоемкость машины, расход топлива на привод рабочих органов, эксплуатационные расходы и стоимость машины в целом.

Проанализировав технико-экономические показатели смесителей-раздатчиков ведущих зарубежных фирм, построены графики (рис. 4.1) роста металлоемкости и стоимости машин в зависимости от вместимости их бункеров [10].

Как видно из графиков (см. рис. 4.1), с увеличением вместимости бункеров рост металлоемкости и стоимости машин осуществляется по прямой линии типа:

$$(G, C) = AV + C_0, \quad (4.6)$$

где  $G$  – металлоемкость машины, кг;

$C$  – стоимость, тыс. долл.;

$A$  – коэффициент пропорциональности. Для смесителей-раздатчиков по стоимости – 2560 долл./ м<sup>3</sup>, а по металлоемкости – 360 кг/ м<sup>3</sup>;

$V$  – вместимость бункера смесителя-раздатчика, м<sup>3</sup>;

$C_0$  – постоянная величина, не зависящая от вместимости бункера, по стоимости равна 2280 долл., по металлоемкости 730 кг [10].

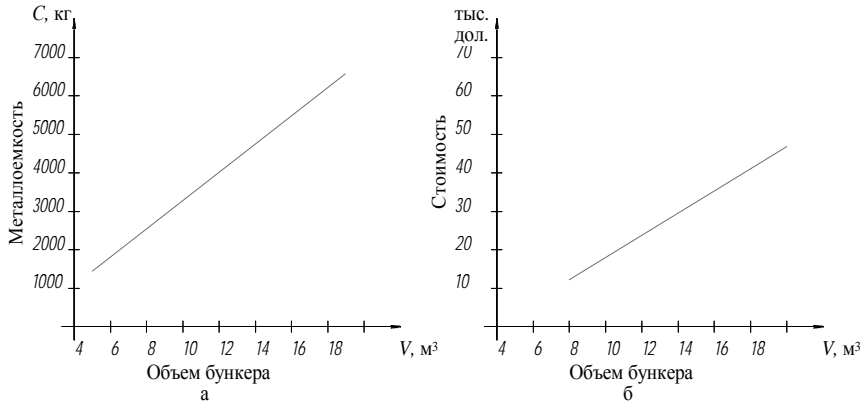


Рис. 4.1. Зависимости металлоемкости (а) и стоимости смесителей-раздатчиков (б) от вместимости их бункеров

Суточную массу кормов на ферме, необходимую для обеспечения животных питательными веществами, можно определить по формуле

$$M_c = \sum q_i n_j, \quad (4.7)$$

где  $q_i$  – суточная норма  $i$  кормов для  $j$  животных, кг;

$n_j$  – количество  $j$  животных.

Поскольку на животноводческих фермах, особенно для дойного стада, раздачу кормов осуществляют два или три раза в день, то разовую массу кормов, которую необходимо раздать животным, можно вычислить по формуле

$$M_p = \frac{\sum q_i n_j}{k_k}, \quad (4.8)$$

где  $k_k$  – кратность кормления животных на ферме.

Чтобы обеспечить разовую раздачу кормов, необходимо иметь вместимость бункера смесителя-раздатчика, равную:

$$V_p = \frac{M_p}{\rho_k} = \frac{\sum q_i n_j}{k_k \rho_k}, \quad (4.9)$$

где  $\rho_k$  – плотность кормов, находящихся в бункере смесителя-раздатчика, кг/м<sup>3</sup>.

Для эффективного использования смесителя-раздатчика вместимость бункера должна быть такой, чтобы животные обеспечивались кормами в течение установленного зоотехническими требованиями времени [10].

С учетом количества рейсов вместимость бункера смесителя-раздатчика можно определить по формуле

$$V_m = \frac{V_p}{m} = \frac{\sum q_i n_j}{m k_k \rho_k}, \quad (4.10)$$

где  $m$  – число циклов раздачи кормов животным, определяемое по формуле

$$m = \frac{t_c}{\sum_{i=1}^n t_i}, \quad (4.11)$$

где  $t_c$  – сменное время работы смесителя-раздатчика, ч;

$\sum_{i=1}^n t_i$  – время, необходимое для выполнения всех технологических операций за один цикл работы машины, ч, определяемое по формуле

$$\sum_{i=1}^n t_i = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7, \quad (4.12)$$

где  $t_1$  – время, затрачиваемое на проведение технического ухода и других вспомогательных операций, ч;

$t_2$  – время, затрачиваемое на проезд машины до места погрузки кормов, ч;

$t_3$  – время, затрачиваемое на загрузку стебельчатых кормов, ч;

$t_4$  – время, затрачиваемое на проезд машины до места хранения высокоэнергетических кормов, ч;

$t_5$  – время, затрачиваемое на загрузку высокоэнергетических кормов, ч;

$t_6$  – время, затрачиваемое на смешивание кормов, ч;

$t_7$  – время, затрачиваемое на раздачу кормосмеси, ч.

Тогда необходимую вместимость бункера смесителя-раздатчика кормов при выполнении  $m$ -го числа циклов можно определить по формуле

$$V_m = \frac{\sum q_i n_j (t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7)}{k_k \rho_k t_c}. \quad (4.13)$$

Согласно приведенным выше зависимостям произведен технико-экономический расчет показателей смесителей-раздатчиков с разной вместимостью бункеров (табл. 4.1, 4.2) [11].

Таблица 4.1

Возможное количество обслуживаемого поголовья животных смесителями-раздатчиками с различной вместимостью бункера

Показатели	Вместимость бункеров смесителей-раздатчиков, м <sup>3</sup>				
	6	10	12	14	20
Максимальная масса кормов, кг	1512	2520	3024	3780	5040
Масса кормов за смену, кг	27216	35280	36288	37800	40300
Количество обслуживаемого поголовья:					
– КРС	560	735	756	787	840
– молодняка КРС	1330	1350	1390	1450	1550

Из табл. 4.1 видно, что, увеличив вместимость бункера смесителя-раздатчика в 2 раза, обслуживаемое поголовье увеличивается на 35 %, а в 3 раза только на 50 %. В то же время стоимость машины увеличится в 2,6 и 5,8 раз соответственно (рис. 4.1, б).

Таблица 4.2

Технико-экономические показатели смесителей-раздатчиков кормов при обслуживании ферм с годовым удоем 6000 л

Показатели для фермы на 600 коров	Вместимость бункеров смесителей-раздатчиков, м <sup>3</sup>				
	6	10	12	14	20
Удельные капитальные вложения, долл./т	0,97*	0,74	1,28	1,44	2,85
Прямые затраты, долл./т	4,52*	2,26	3,21	3,54	5,92
Приведенные затраты, долл./т	4,71*	2,41	3,47	3,83	6,49

Примечание. \* – показатели с применением двух смесителей-раздатчиков

На основании данных [10] табл. 4.2 построен график зависимости приведенных удельных затрат от объема бункера (рис. 4.2).

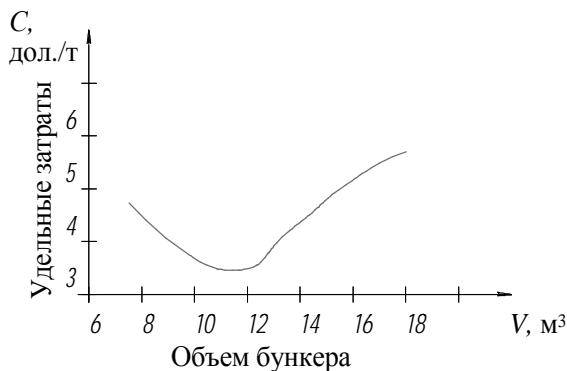


Рис. 4.2. Зависимость удельных приведенных затрат от вместимости бункера мобильного смесителя-раздатчика кормов

Из представленной графической зависимости видно, что рациональная вместимость бункера смесителя-раздатчика для молочно-товарной фермы на 600 коров равна 11 м<sup>3</sup>.

Важным элементом технологического процесса раздачи кормов животным является соблюдение заданной нормы выдачи их животным. Обеспечить беспрепятственную, дозированную, выдачу кормов можно только определив площадь выгрузного окна дозатора.

В общем виде площадь выгрузного окна можно определить по формуле

$$S_{\text{ок}} = \frac{Q_{\text{к}}}{v_{\text{к}} \cdot \rho}, \quad (4.14)$$

где  $Q_{\text{к}}$  – заданная максимальная норма выдачи кормов животным в единицу времени, кг/с;

$v_{\text{к}}$  – скорость движения корма в рабочей зоне выгрузного окна, м/с;

$\rho$  – плотность корма, кг/м<sup>3</sup>.

Заданную максимальную норму выдачи кормов животным в единицу времени можно определить по формуле

$$Q = \frac{v_{\text{раз}} m_{\text{к}}}{l_{\text{разд}}}, \quad (4.15)$$

где  $v_{\text{раз}}$  – скорость движения агрегата при раздаче кормов, м/с;

$m_{\text{к}}$  – масса скармливаемых кормов, кг;

$l_{\text{разд}}$  – длина фронта кормления одного животного, м.

Скорость движения корма в рабочей зоне выгрузного окна можно определить по формуле

$$v_{\text{к}} = l_{\text{ч}} \omega_{\text{тр}}, \quad (4.16)$$

где  $l_{\text{ч}}$  – расстояние от частицы корма до края выгрузного транспортера в рабочей зоне выгрузного окна, м;

$\omega_{\text{тр}}$  – угловая скорость выгрузного транспортера, с<sup>-1</sup>.

В формуле (4.16) неизвестной величиной является расстояние  $l_{\text{ч}}$ . Для его определения рассмотрим силы, действующие на частицу корма в момент схода с выгрузного транспортера:

– сила тяжести:

$$F_T = m_k g, \quad (4.17)$$

где  $m_k$  – масса частицы корма, кг;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

– сила трения корма о выгрузной транспортер:

$$F_{тр} = f m_k g, \quad (4.18)$$

где  $f$  – коэффициент трения частицы корма;

– центробежная сила:

$$F_{ц} = m_k \omega_{тр}^2 l_q, \quad (4.19)$$

– Кориолисова сила:

$$F_{кор} = 2 m_k \omega_{ш} \frac{dl_q}{dt_q}, \quad (4.20)$$

где  $dl_q / dt_q$  – скорость перемещения частицы в радиальном направлении, м/с;

$t_q$  – время перемещения частицы корма в радиальном направлении, с.

Сила трения частицы:

$$F_{тр.л} = f (F_{кор} + F_{тр}). \quad (4.21)$$

Тогда с учетом перечисленных сил получим дифференциальное уравнение относительного движения частицы корма:

$$-m_k \frac{d^2 l_q}{dt_q^2} + m_k \omega_{ш}^2 l_q - f m_k g - f (2 m_k \omega_{ш} \frac{dl_q}{dt_q} + f m_k g) = 0. \quad (4.22)$$

После преобразования уравнение (4.22) имеет вид:

$$l_q = \frac{fg}{\omega_{ш}^2} \frac{\dot{\epsilon} \alpha}{\dot{\epsilon} \dot{\zeta}} I - \frac{f + \sqrt{f^2 + I}}{2\sqrt{f^2 + I}} \frac{\ddot{\theta}}{\dot{\theta}} e^{t_q \omega_{ш} (f + \sqrt{f^2 + 1})} + \frac{\alpha}{\dot{\zeta}} \frac{f + \sqrt{f^2 + 1}}{2\sqrt{f^2 + 1}} \frac{\ddot{\theta}}{\dot{\theta}} e^{t_q (f - \sqrt{f^2 + 1})} - \frac{\dot{u}}{\dot{y}}. \quad (4.23)$$

Подставив значения (4.23) в уравнение (4.14), определим необходимую площадь выгрузного окна:

$$S_{ок} = \frac{v_{раз} m_k}{\omega_{ш} \rho l_{раз} \left[ R_{ш} - (C_1 e^{(f \omega_{ш} + \omega_{ш} \sqrt{f^2 + 1}) t_q} + C_2 e^{(f \omega_{ш} - \omega_{ш} \sqrt{f^2 + 1}) t_q} - \frac{fg}{\omega_{ш}^2}) \right]}. \quad (4.24)$$

Таким образом, при определении размеров выгрузного окна, предназначенного для выгрузки кормов из бункера, необходимо учитывать физико-механические свойства кормов, параметры выгрузного устройства, норму выдачи корма животным. Для изменения нормы скармливания кормов выгрузное окно перекрывается подвижной заслонкой.

## **5. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДОИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

### **5.1. Анализ конструкции машин отечественного и зарубежного производства для доения крупного рогатого скота с целью выявления способов оптимизации параметров и режимов их работы**

Технология машинного доения коров предусматривает выполнение следующих операций:

- а) создание вакуума в воздушной системе доильной машины (установки);
- б) подготовка вымени коровы к доению;
- в) одевание доильных стаканов на соски;
- г) доение и транспортировка молока в накопительную емкость;
- д) снятие стаканов с сосков.

Все наиболее трудоемкие операции машинного доения выполняются механизировано. Исключение составляет подготовка вымени коровы к доению, одевание и снятие доильных стаканов, которые занимают 15...20 % от общего времени доения. В последнее время разработаны (главным образом за границей – Голландия, США) роботизированные доильные установки, в которых поиск сосков коровы, одевание стаканов, их снятие после окончания доения производится автоматически. Подмыв и массаж вымени также автоматизированы.

Важным в организации доения коров являются кратность и промежутки между дойками. Кратность доения устанавливается с учетом емкости вымени и других биологических особенностей коров, а также от конкретных хозяйственных условий содержания животных.

Интенсивность молокоотдачи зависит от наполнения вымени молоком. При наполнении его меньше, чем наполовину, доить коров не рекомендуется.

Молоко из вымени можно извлекать естественным способом (сосание теленка) ручным и машинным доением.

Машинное доение может осуществляться двумя способами: отсос молока с использованием вакуума и выжимание молока из сосков. Последний способ, который подражает ручному доению, не получил распространения из-за сложности конструкции доильных машин.

Для выполнения технологии машинного доения создаются технологические линии, которые представляют собой систему взаимосвязанных между собой машин и узлов, выполняющих все необходимые операции доения.

Зоотехнические требования, предъявляемые к технологии машинного доения, обусловлены физиологией животного, о чем шла речь в курсе первой ступени образования, и сводится к следующему.

1. Подготовительные операции на вымени должны быть закончены в течение одной минуты.

2. Доильные стаканы должны одеваться после того, когда корова припустила молоко.

3. Выдаивание самых высокопродуктивных коров должно быть закончено за 4...6 мин. (скорость доения до 2 л/мин.).

4. Должен быть предусмотрен полный отвод молока из подсосковых камер доильных стаканов в период наибольшей молокоотдачи.

5. Необходимо обеспечить полное выдаивание коровы машиной без ручного додаивания.

6. Для двухтактных аппаратов нельзя оставлять доильные стаканы на сосках после прекращения истечения молока из вымени.

В соответствии с требованиями к технологии возникают и требования к доильным аппаратам. Они должны легко и быстро обеспечивать открытие сфинктера соска, не подвергать соски чрезмерному сжатию, не вызывать раздражения; создавать вакуум и продолжительность такта сосания в соответствии с внутривыменным давлением и скоростью молокоотдачи. Доильные стаканы должны подходить к соскам различных размеров, не наползать на вымя и не пережимать верхнее устье соскового канала. Они должны удерживаться на вымени без применения специального приспособления.

Доильная машина должна быть простой в изготовлении и обслуживании, надежной в работе, не должна требовать ручной регулировки в процессе доения, должна обеспечивать возможность удобного визуального контроля за истечением молока из вымени.

Доильная машина включает вакуумную систему, контрольно-регулирующие приборы, систему, обеспечивающую пульсирующий вакуум (пульсаторы), один или несколько доильных аппаратов, молокоприемник, установку для мойки и дезинфекции аппаратов (рис. 5.1).

Доильный аппарат является основным исполнительным рабочим органом, служащим для извлечения молока из вымени коровы и сбора его в емкость или молокопровод. Рабочим органом доильного аппарата являются доильные стаканы.

Пульсатор обеспечивает создание переменного давления (разрежения), атмосферного или избыточного) в камерах доильного стакана.

Коллектор позволяет распределить переменное давление по доильным стаканам, принять от них выдаиваемое молоко и направить его в молокоприемник.

Время, в течение которого на сосок вымени оказывают физиологически однородное воздействие доильным стаканом, называется тактом. Время, в течение которого совершается совокупность разнородных тактов, называются циклом или пульсом.

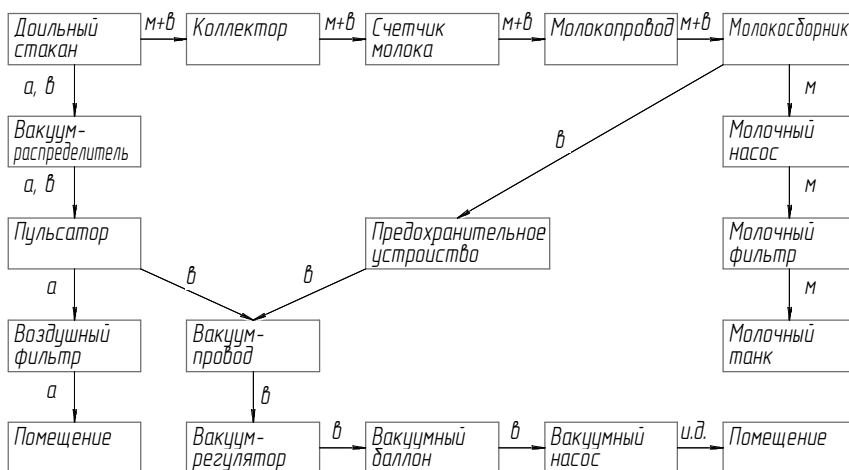


Рис. 5.1. Принципиальная схема доильной установки с двухтактным доильным аппаратом:  
 а – атмосферное давление; в – вакуумметрическое давление;  
 и. д. – избыточное давление

По принципу действия вакуумные доильные машины можно разделить на двухтактные и трехтактные. В двухтактных доильных машинах имеются такт сосания и такт сжатия, в трехтактном – сосания, сжатия и отдыха. При этом чередование тактов может происходить одновременно во всех стаканах и попарно в двух передних и двух задних стаканах.

На протяжении одного цикла в камерах доильных стаканов давление изменяется от атмосферного до вакуума 48...53 кПа, в зависимости от конструкции доильного стакана.

Доильные стаканы могут быть одно- и двухкамерными. Наиболее распространенными являются двухкамерные доильные стаканы. Они состоят из гильзы, сосковой резины, смотрового стекла, молочного и вакуумного шлангов. Наружная гильза и сосковая резина образуют две камеры – межстенную и подсосковую. Когда в обеих камерах создается одинаковый вакуум, сосковая резина не испытывает деформаций, а молоко под действием разности давлений в вымени и под соском струей вытекает в подсосковую камеру, оттуда по молочному шлангу через коллектор в доильное ведро или молокопровод. Происходит такт сосания.

При повышении давления в межстенной камере до атмосферного сосковая резина, деформируясь, обжимает сосок, сфинктер закрывается, истечение молока прекращается. Происходит такт сжатия. На этом в двухтактных доильных машинах цикл заканчивается и начинается новый.

В трехтактных доильных машинах к перечисленным тактам добавляется третий, когда в обеих камерах образуется атмосферное давление. Это третий такт отдыха.

Трехтактный режим работы в большей мере отвечает физиологии животного, обеспечивает стимуляцию процесса молокоотдачи и не опасен для здоровья животного в случае передоя. В двухтактных аппаратах в конце доения, когда перестает течь молоко, вакуум может проникнуть внутрь соска и вызвать воспаление (мастит).

Существуют четырехтактные доильные машины: сжатие – сосание – сжатие – отдых, а также двухтактные, в цикле которых происходит сосание – отдых. Этот цикл применяется при использовании однокамерных доильных стаканов.

Вакуумная система состоит из воздушного (вакуумного) насоса с приводом, вакуумного баллона, регулятора разряжения, измерителя давления и системы трубопроводов с арматурой.

Вакуумный насос предназначен для создания разряжения в вакуумных системах и обеспечивает быстрое восстановление заданной величины вакуума при попадании воздуха в систему.

На комплексах вместо большого числа ротационных насосов устанавливают водокольцевые вакуумные насосы, не требующие смазки ротора.

Вакуумные ротационные насосы одинаковы по устройству и отличаются производительностью. Внутри неразъемного корпуса вращается ротор, расположенный эксцентрично относительно оси статора. В роторе имеются четыре паза, расположенных тангенциально или радиально, в которые свободно вставлены пластинчатые лопатки. При вращении ротора центробежная сила выталкивает их из пазов и прижимает к внутренней поверхности статора.

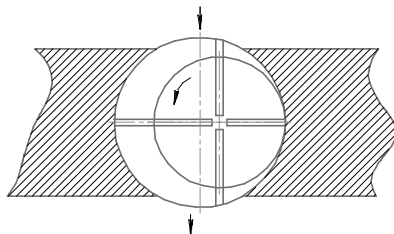


Рис. 5.2. Принципиальная схема ротационного вакуумного насоса

Так как статор и ротор расположены эксцентрично, каждая лопатка образует замкнутое пространство, переменное по объему. Возле всасывающего патрубка объем увеличивается и воздух засасывается в межлопаточное пространство, возле выхлопного патрубка объем уменьшается, воздух сжимается и выталкивается наружу. Для герметизации объема и уменьшения трения лопатки обильно смазываются маслом, поступающим из фитильных масленок.

В вакуумных насосах водокольцевого типа пространство переменного объема образуется кольцевым потоком воды, вращающимся по внутренней поверхности статора, и лопатками, выполненными заодно с ротором. Причем лопатки не касаются стенок статора, поэтому смазки не требуется.

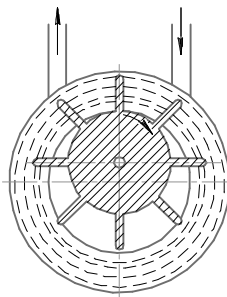


Рис. 5.3. Принципиальная схема водокольцевого вакуумного насоса

Сжатый воздух вместе с небольшим количеством воды выбрасывается в выхлопную трубу и дальше в разделитель потока, откуда охлажденная вода дозированно опять подается в насос вместе с засасываемым в него воздухом.

Вакуумный баллон служит для выравнивания колебаний вакуума, предотвращает попадание влаги из вакуумпровода в насос и служит сливной емкостью при промывке вакуумной системы. Баллон при отсутствии вакуума в системе должен быть открытым.

Вакуумные регуляторы предназначены для поддержания устойчивого рабочего вакуума в системах установок. В зависимости от их типа вакуум может составлять 45...58 кПа. Регулируется вакуум при помощи установки грузов или поджатием пружины.

Вакуумметр – указатель дифференциального давления, служащий для определения величины вакуума в системе. Градуируется в мм рт. ст.,  $\text{кг}/\text{см}^2$  или по системе СИ в Па.

Вакуумный трубопровод обычно разделяется на несколько участков. Основной из них – рабочий участок – часть вакуумного трубопровода, на котором располагаются краны для подключения исполнительных механизмов – доильных аппаратов. Вакуумные трубопроводы и их арматура должны изготавливаться из материалов с антикоррозионным покрытием (например, из оцинкованных труб) и должны выдерживать вакуум до 700 мм рт. ст. (93 кПа). В установках с переносными ведрами потери вакуума на всех участках вакуумпровода не должны превышать 5 % от производительности насосов, и в установках с молокопроводом – 10 %. Диаметр вакуумпровода обычно делают не менее 25 мм, чтобы потери давления по всей длине достигали не более 5 мм рт. ст. (670 Па).

Молокопровод должен обеспечивать спокойное прохождение по нему молока без чрезмерного перемешивания его с воздухом, который при определенных условиях может отрицательно повлиять на его состав и свойства.

Диаметр молокопровода должен выбираться таким, чтобы потери давления по всей его длине не превышали 1330 Па в процессе доения коров. Колебания вакуума не должны превышать также 1330 Па при работающих аппаратах. Минимально допустимый диаметр молокопровода – 25...30 мм. Молокопроводы должны хорошо промываться, очищаться и дезинфицироваться при помощи циркуляционной системы.

## **5.2. Методика расчета оптимальных параметров рабочих органов доильной установки**

Выдаивание молока из вымени животного происходит за счет вакуумметрического давления, создаваемого вакуумным насосом, поэтому оптимизация его параметров и вакуумной системы в целом является первостепенной задачей.

По величине подачи насоса и рабочего вакуума определяем потребляемую мощность на привод насоса, кВт:

$$N = \frac{pS}{\eta}, \quad (5.1)$$

где  $S$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$p$  – вакуумметрическое давление всасывания, Па, ( $p = 50000$  Па);

$\eta$  – коэффициент полезного действия ( $\eta = 0,27$ ).

По величине мощности определяем крутящий момент, Н·м:

$$M = \frac{N}{2\pi n}. \quad (5.2)$$

Определяем диаметр вала ротора, м:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]}}, \quad (5.3)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение при кручении на валу ( $[\sigma] = 50 \cdot 10^6$  Па).

По величинам подачи насоса, частоты вращения ротора и эксцентриситета определяем радиус ротора (принимая длину ротора равной радиусу ротора), м:

$$r_2 = \sqrt{\frac{S}{4\pi en}}. \quad (5.4)$$

Число лопаток определяют по формуле, шт.:

$$z = \sqrt{\frac{3\pi R}{\delta}}. \quad (5.5)$$

где  $\delta$  – толщина лопатки ( $\delta = 4$  мм), м.

Подобранные нами геометрические размеры не только обеспечивают заданную быстроту действия, но также обеспечивают заданную глубину погружения лопатки в жидкостное кольцо, м:

$$a = r_2 - r_{22}, \quad (5.6)$$

где  $r_2$  – наружный радиус рабочего колеса насоса, м;

$r_{22}$  – радиус-вектор жидкостного кольца, м.

Наружный радиус рабочего колеса насоса находится по величине частоты вращения ротора насоса, его эксцентриситета и минимальной окружной скорости рабочего колеса ротора (принимая радиус наружный рабочего колеса равным длине рабочего колеса ротора), м:

$$r_2 = \frac{u_2}{2\pi n}, \quad (5.7)$$

где  $u_2$  – минимальная окружная скорость на периферии рабочего колеса, при котором образуется устойчивое жидкостное кольцо, м/с;

$$u_2 = \frac{\sqrt{3p_n / \rho_{ж} - 2p / \rho_{ж}}}{\varphi}, \quad (5.8)$$

где  $p$  – вакуумметрическое давление всасывания, Па; ( $p = 5000$  Па);  
 $p_n$  – вакуумметрическое давление нагнетания, Па; ( $p_n = 15000$  Па);  
 $\rho_{ж}$  – плотность жидкости (воды  $\rho_{ж} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>);  
 $\varphi$  – коэффициент, учитывающий форму и число лопаток.

Отсюда

$$\varphi = \sqrt{[1 - (1 - n) / (\pi \operatorname{ctg} \beta_2)] \mu_z}, \quad (5.9)$$

где  $n$  – относительный радиус ступицы колеса ( $n \approx 0,4 \dots 0,5$  м);  
 $\beta_2$  – выходной угол наклона лопаток колеса;  
 $\mu_z$  – коэффициент, учитывающий геометрию и число лопаток.

Откуда

$$\mu_z = \{1 - \pi \cos \beta_2 / [2z(1 - n)]\}^{-1}. \quad (5.10)$$

Определяем внутренний радиус корпуса насоса, м:

$$R = r_2 + e + \Delta, \quad (5.11)$$

где  $\Delta$  – минимальный зазор между корпусом и колесом, м.

Радиус-вектор жидкостного кольца будет равен, м:

$$r_{22} = r^2 \sqrt{n^2 / \kappa_1^2 + 4\zeta \varepsilon \kappa_2 / \psi + 2\zeta \delta (\kappa_2 - 0,5) / \psi}, \quad (5.12)$$

где  $\zeta$  – относительная ширина лопатки ( $\zeta = b / b_0 = 1,03 \dots 1,04$ ) с ребром жесткости;

$b$  – длина корпуса насоса, м;

$b_0$  – ширина колеса, м;

$\varepsilon$  – относительный эксцентриситет;

$\psi$  – коэффициент, учитывающий влияние толщины лопаток ( $\psi = 0,7$ ) – для литых колес;

$\delta$  – относительный зазор ( $\delta = \Delta / r_2 \approx 0,02$ , м);

$\Delta$  – минимальный зазор между корпусом и колесом, м;

$\kappa_1 \kappa_2$  – скоростные коэффициенты.

Ширина рабочего колеса зависит от относительной ширины лопатки и полученного значения:

$$b_0 = \frac{b}{\zeta}. \quad (5.13)$$

Относительный эксцентриситет находится по следующей зависимости:

$$\varepsilon = e / r_2. \quad (5.14)$$

Первый скоростной коэффициент зависит от радиуса ступицы колеса и зазора между самой ступицей и поверхностью жидкостного кольца

$$\kappa_1 = r_1 / (r_1 + d), \quad (5.15)$$

где  $d$  – зазор между ступицей колеса и внутренней поверхностью жидкостного кольца, ( $d = 0,0015$  м);

$r_1$  – средний радиус ступицы колеса, м.

Тогда

$$r_1 = n r_2, \quad (5.16)$$

$$\kappa_2 = \frac{(1 - n^2 + \delta \zeta / \psi) \psi}{2 \zeta (2 \varepsilon + \delta)} \cdot \{ [(8,37 - 0,465 \operatorname{ctg} \beta_2) \varepsilon - 0,485] - 3,59 \mu_{\text{ж}} \}, \quad (5.17)$$

где  $\mu_{\text{ж}}$  – динамическая вязкость рабочей жидкости, (при  $t_{\text{воды}} = 40^\circ \rightarrow \mu_{\text{ж}} = 653,3$  мПа · с).

## **6. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ МОЛОКА**

### **6.1. Анализ конструкции машин для первичной обработки молока с целью выявления способов оптимизации параметров и режимов их работы**

Качество молока во многом зависит от своевременности обработки и переработки, так как молоко является скоропортящимся продуктом. В целях сохранения молока в свежем виде его подвергают первичной обработке непосредственно на фермах. Эта обработка включает следующие технологические операции: фильтрацию, охлаждение и хранение. В некоторых случаях к ним добавляются пастеризация, сепарирование и нормализация. Переработку молока осуществляют на некоторых молочно-товарных фермах, поставляющих молочную продукцию непосредственно в торговую сеть, а также на предприятия молочной промышленности [10, 11].

Очистка молока от механических примесей (остатки подстилки, частицы корма, волос и т. п.) производится фильтрами и центробежными молокоочистителями.

Нормализация молока по содержанию жира предусматривает получение продукта с заданной жирностью. На фермах нормализация производится путем сепарирования.

Свежесцеженное молоко обладает бактерицидными свойствами, которые сохраняются определенное время. Понижая температуру молока, увеличиваем срок действия его бактерицидных свойств. У свежего неохлажденного молока при  $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  бактерицидная фаза равна 3 часам, при снижении температуры до  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  – 76 ч, до  $10...13\text{ }^{\circ}\text{C}$  – 36 ч, до  $4...5\text{ }^{\circ}\text{C}$  – жизнедеятельность бактерий практически прекращается.

## 6.2. Методика расчета оптимальных параметров сепаратора молока

На некоторых молочно-товарных фермах, обычно расположенных вблизи городов и поставляющих молочную продукцию непосредственно в торговую сеть, а также на предприятия молочной промышленности, осуществляют переработку молока. К последней относится разделение молока на сливки и обрат.

Сливкоотделительный барабан (рис. 6.1) состоит из корпуса, пакета разделительных тарельчатых вставок, тарелкодержателя, крышки, уплотнительного кольца и затяжной гайки. Верхняя разделительная тарелка имеет в центральной части цилиндрическую вытяжку, в которой сбоку помещена впайка с отверстием для регулировочного винта.

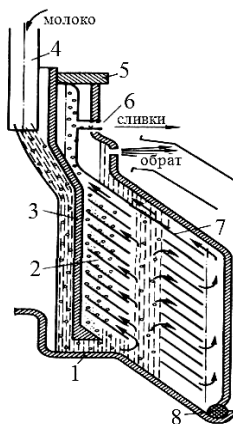


Рис. 6.1. Схема работы барабана сепаратора-сливкоотделителя:

1 – дно; 2 – пакет тарелок; 3 – тарелкодержатель; 4 – калиброванная трубка поплавковой камеры; 5 – накидная гайка; 6 – винт регулировки жирности сливок; 7 – верхняя разделяющая тарелка; 8 – резиновое кольцо

Разделительные тарелки имеют отверстия, образующие в пакете три канала для прохода молока. Свободное пространство между пакетом тарелок и крышкой корпуса образует грязевик. Зазор между парами тарелок в разных конструкциях находится в пределах 0,35...0,5 мм.

Рабочий процесс происходит так. Из поплавковой камеры молоко через центральную трубку и каналы тарелкодержателя поступает к каналам пакета тарелок и движется от центра барабана к его периферии по межтарелочным пространствам.

Более легкая фракция (жир) выделяется из молока в межтарелочных пространствах и всплывает в направлении оси барабана. Обезжиренное молоко поступает к периферии барабана, где в грязевой камере из него выделяются механические примеси. Очищенное и обезжиренное молоко (обрат) проходит над разделяющей тарелкой к отверстиям для выброса. Обрат выбрасывается в молочную посуду и собирается в емкость. Сливки поднимаются вокруг центральной трубки, проходя под разделительной верхней тарелкой, и выбрасываются через отверстие регулировочного винта в сборник для сливок сепаратора. Поворотами винта изменяют выход и жирность сливок.

Изменением сечения выходного отверстия обезжиренного молока регулируют его остаточную жирность и жирность сливок.

Физическая сущность процесса сепарирования молока, так же как и любого центрифугального разделения жидкостных систем, основана на осаждении дисперсной фазы под действием центробежной силы. Дисперсную фазу молока составляет плазма, а дисперсной является молочный жир в виде мельчайших шариков (диаметр 0,01...0,1 мм). Условия, при которых достигается концентрация жировых шариков в плазме молока (сливки, высокожирные сливки) и возможно более полное обезжиривание остальной ее части, выявляют расчетным путем.

Жировые шарики в межтарелочном пространстве вращающегося барабана сепаратора участвуют в сложном движении. Одна составляющая движения определяется скоростью потока молока и направлена по образующей тарелки, другая – центробежной силой и направлена перпендикулярно оси вращения (горизонтально).

Таким образом, траектория движения частицы, попадающей в сливки, состоит из траектории движения жировых шариков в направлении общего потока (1 стадия) и траектории движения жировых шариков в направлении, противоположном общему потоку (2 стадия). На основании результатов стробоскопических наблюдений составлена схема движения фракций в межтарелочном пространстве (рис. 6.2).

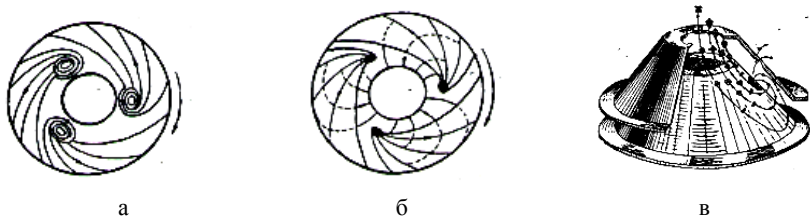


Рис. 6.2. Траектории потоков жидкости в межтарелочном пространстве сепаратора-сливкоотделителя:  
*а* – однородной жидкости; *б* – легкой и тяжелой фракций;  
*в* – линии потоков с учетом возможной агрегации частиц

Твердые частицы и тяжелые примеси, выделяющиеся из молока, поступают в периферийный объем сепарирующего устройства, где происходит их накопление и уплотнение. Во избежание потерь молока применяют только частичную выгрузку осадка при открытии каналов.

Разгрузку сепараторов осуществляют в один или два этапа. При одноэтапной разгрузке осадок выгружается без перекрытия устройства для подачи исходного продукта. Однако во избежание потерь продукта в период раскрытия сепарирующего устройства выгружается не весь осадок, а лишь его часть. При двухэтапной разгрузке сначала перекрывается устройство для подачи исходного продукта и удаляется жидкость из межтарелочного пространства, а затем уже открываются щели для выгрузки, в результате чего осадок выбрасывается из сепарирующего устройства в приемник под действием центробежной силы.

Радиус тарелки сепаратора-сливкоотделителя можно определить по формуле

$$R_0 = \sqrt[3]{\frac{Q}{16,55 \cdot \eta \cdot n \cdot z \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot d^2 \left[ \frac{(\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{ж}})}{\mu} \right]} + R_{\text{м}}^3}, \quad (6.1)$$

где  $Q$  – производительность сепаратора-сливкоотделителя, л/ч (по заданию);

$\eta$  – КПД сепаратора ( $\eta = 0,5 \dots 0,7$ );

$n$  – частота вращения ротора,  $\text{с}^{-1}$ , ( $n = 135 \text{ с}^{-1}$ );

$z$  – количество тарелок, шт.;  
 $\alpha$  – угол наклона образующей конуса тарелки ( $\alpha = 60^\circ$ );  
 $R_m$  – меньший радиус тарелки, м;  
 $\rho_{п}$  – плотность дисперсионной среды (плазмы), кг/м<sup>3</sup> (по табл. 6.1);  
 $\rho_{ж}$  – плотность дисперсионной фазы (жира), кг/м<sup>3</sup> (по табл. 6.1);  
 $\mu$  – динамическая вязкость дисперсионной среды, Па·с (по табл. 6.1);  
 $d$  – предельный диаметр жирового шарика, м.

Размер жировых шариков  $d$ , мм:

$$d = \left( \frac{m \cdot 10^{-2}}{0,04} \right) + 0,05, \quad (6.2)$$

где  $m$  – массовая доля жира в обезжиренном молоке, %.

Таблица 6.1

Свойства молока в зависимости от температуры

Температура молока	Плотность		Вязкость молока
	плазмы	жира	
$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_{п}, \text{кг/м}^3$	$\rho_{ж}, \text{кг/м}^3$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$
5	1036,5	961,2	0,00296
10	1035,9	952,8	0,00247
15	1034,8	942,1	0,00210
20	1033,8	930,4	0,00179
25	1032,2	920,8	0,00154
30	1030,6	911,9	0,00133
35	1028,8	908,2	0,00117
40	1026,6	905,0	0,00104
45	1024,5	901,2	0,00093
50	1022,3	898,2	0,00085
55	1019,8	894,5	0,00077
60	1017,1	891,3	0,00071
65	1014,5	888,1	0,00065
70	1011,7	884,8	0,00062
75	1008,6	881,3	0,00059
80	1005,4	877,8	0,00057

Оптимальное расстояние между тарелками, при котором происходит наилучшее разделение, выбирают при следующих условиях: на поверхности тарелки должны оседать частицы возможно меньших размеров; оседая, они должны противостоять потоку. Следовательно, оптимальное расстояние между тарелками будет при условии:

$$r_1 = r_2, \quad (6.3)$$

где  $r_1$  – радиус частиц, достигших поверхности тарелки, м;

$r_2$  – радиус частиц, удерживающихся на поверхности тарелок, м.

Если  $r_1 > r_2$ , то на поверхности тарелок удерживаются частицы предельного размера. Однако многие из них могут не пройти через толщу жидкости в межтарелочном пространстве. Если  $r_2 > r_1$ , то часть частиц будет снесена в общий поток, хотя мелкие и достигнут поверхности нижележащей тарелки.

Следовательно, оптимальное расстояние между тарелками будет равно:

$$h = \frac{2,43}{R_0} \sqrt[4]{\frac{V_d \cdot \mu \cdot \beta \cdot (R_0^3 - R_m^3) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z \cdot \omega^2 (\rho_n - \rho_j) \cdot \cos \alpha}}, \quad (6.4)$$

где  $\beta$  – отношение действительной производительности сепаратора к теоретической (заданной заданием),  $\beta = 0,5 \dots 0,7$ ;

$\omega$  – угловая скорость барабана, рад/с,  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ ;

$n$  – частота вращения ротора, с<sup>-1</sup>, ( $n=135$  с<sup>-1</sup>);

$V_d$  – действительная производительность сепаратора, м<sup>3</sup>/с, находится по формуле

$$V_d = \beta \cdot Q \cdot 10^{-3} / 3600. \quad (6.5)$$

На качество сепарирования существенно влияют следующие конструктивно-механические факторы:

– количество отверстий для ввода продукта, их положение и радиус. Количество отверстий должно быть минимальным (3...4), но достаточным для того, чтобы у периферии тарелок жидкость распространилась по всей окружности их;

– расстояние между отверстиями должно обеспечивать беспрепятственный отток сливок.

Для расчета радиуса  $R_o$  расположения отверстий используем формулу

$$R_o = \sqrt{\frac{\varphi R_6^2 + R_m^2}{1 + \varphi}}, \quad (6.6)$$

где  $\varphi$  – объемное отношение более легкой фракции к более тяжелой ( $\varphi = 0,2 \dots 0,3$ ).

Диаметр отверстий принимаем равным 20 мм.

Грязевое пространство барабана должно вмещать осадок, отлагающийся во время работы сепаратора. У сепараторов объем грязевого пространства принимают из расчета 1 л на 1000 л часовой производительности. Машина может работать непрерывно 3...4 часа, и отложения в грязевом пространстве достигают 0,03 % от объема пропущенного молока. Поэтому радиус барабана сепаратора сливокоотделителя будет равен:

$$R_{\text{бар}} = \sqrt{\frac{Q \cdot 10^{-6}}{3600 \cdot \pi \cdot z \cdot h} + R_6^2}, \quad (6.7)$$

где  $Q$  – производительность сепаратора-сливкоотделителя, л/ч (по заданию);

$R_6$  – большой радиус тарелки, м;

$h$  – расстояние между тарелками, м;

$z$  – количество тарелок, шт.

Барабан сепаратора работает при больших скоростях. Развиваемые при этом центробежные силы вызывают высокие напряжения в материале, из которого изготовлены отдельные части барабана.

Поэтому необходимо провести прочностной расчет, позволяющий определить  $\delta$  – толщину стенки барабана, обеспечивающую безопасную работу машины, м.

$$\delta = \frac{\frac{v_6^2 \cdot R_{\text{бар}} \cdot \rho_{\text{мол}}}{2 \cdot 10^4} - 0,0051 \cdot R_{\text{бар}} \cdot v_6}{\frac{v_6^2 \cdot \rho_{\text{мет}}}{10^4} - 0,08}, \quad (6.8)$$

где  $\rho_{\text{мол}}$  – плотность молока, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_{\text{мол}} = \frac{\rho_{\text{п}} + \rho_{\text{ж}}}{2}$ ;

$\rho_{\text{мет}}$  – плотность металла, из которого изготовлен барабан,  $\rho_{\text{мет}} = 7820$  кг/м<sup>3</sup>;

$v_6$  – окружная скорость барабана, м/с;

$$v_6 = \frac{1}{18} \cdot \omega^2 \cdot R_6 \cdot d^2 \frac{\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{ж}}}{\mu}. \quad (6.9)$$

Энергия, подводимая к сепаратору, расходуется на сообщение кинетической энергии выбрасываемой жидкости (25 %), преодоления трения барабана о воздух (50 %), преодоление трения в опорных подшипниках ротора и потери энергии в редукторе (25 %).

Мощность электродвигателя сепаратора  $N$ , работающего в установившемся режиме:

$$N = 1,2 \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta_{\text{пр}}}, \quad (6.10)$$

где  $\eta_{\text{пр}}$  – КПД привода ( $\eta_{\text{пр}} = 0,92 \dots 0,95$ );

$N_1$  – мощность, затрачиваемая для сообщения выбрасываемой из сепаратора жидкости избыточного давления, кВт,

$$N_1 = \frac{Q \cdot 10^{-3} \cdot p}{\eta_{\text{н.д.}} \cdot 3600}, \quad (6.11)$$

где  $p$  – давление жидкости на выходе  $p = (2,0 \dots 2,5) \cdot 10^5$  Па;

$\eta_{\text{н.д.}}$  – КПД напорного диска ( $\eta_{\text{н.д.}} = 0,3$ );

$N_2$  – мощность, необходимая для преодоления сил трения барабана о воздух:

$$N_2 = 1,8 \cdot 10^{-6} \rho_B \cdot F \cdot n_0^3, \quad (6.12)$$

где  $\rho_B$  – плотность воздуха, ( $\rho_B = 1,23 \text{ кг/м}^3$ );  
 $F$  – общая площадь поверхности трения барабана,  $\text{м}^2$ :

$$F \approx \frac{\pi(R_0^2 - R_M^2)}{\cos\alpha} + 0,4 \cdot 10^{-3} R_0 \cdot z, \quad (6.13)$$

где  $N_3$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипниках, Вт:

$$N_3 \approx 0,5N_2. \quad (6.14)$$

Находится по упрощенной формуле, так как нагрузка на подшипник изменяется в процессе работы сепаратора.

В период разгона энергия сепаратора расходуется на сообщение кинетической энергии барабану (30 %); трение в пусковом механизме (40 %); трение в приводном механизме (20 %); трение ротора о воздух (10 %). В этот период мощность должна быть примерно в 1,5 раза больше, чем в период рабочего хода.

Эффективность работы сепаратора-сливкоотделителя характеризуется степенью обезжиривания, %:

$$\Xi = 100 \frac{m_{\text{сл}}(m_M - m_{\text{об}})}{m_M(m_{\text{сл}} - m_{\text{об}})}, \quad (6.15)$$

где  $m_{\text{сл}}$  – жирность сливок, %;

$m_M$  – жирность молока, %;

$m_{\text{об}}$  – жирность обраты, %.

### 6.3. Методика расчета оптимальных параметров охладителя молока

Молоко является скоропортящимся продуктом, поэтому охлаждение его является обязательной операцией при первичной обработке. Молоко должно быть охлаждено до  $8 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Охладители молока можно классифицировать по следующим показателям:

- по характеру соприкосновения с окружающим воздухом – открытые (оросительные) и закрытые (проточные);
- по числу секций – одно- и многосекционные;
- по форме – плоские и круглые;
- по воздействию на теплообменные среды – напорные, вакуумные и гравитационные;
- по относительному направлению теплообменных сред – прямоточные, противоточные и с перекрестным движением.

Профили наиболее распространенных рабочих частей поверхностей оросительных охладителей показаны на рис. 6.3.

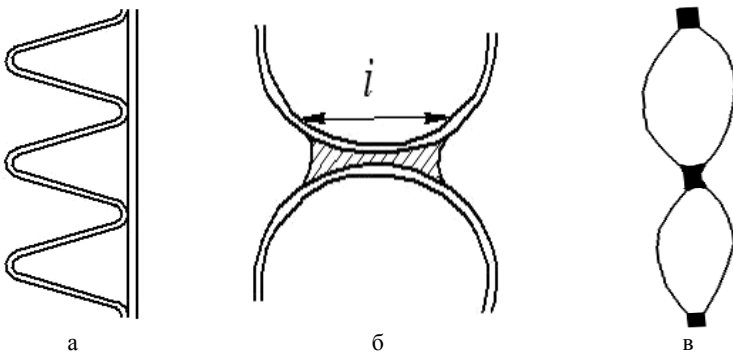


Рис. 6.3. Рабочие элементы оросительных охладителей:  
*a* – цилиндрический; *б* – трубчатый; *в* – фасонный

Толщину стекающей пленки можно определить по формуле (рис. 6.4) [11]

$$\delta_{\text{пл}} = \frac{K m}{\sqrt{r_{\text{тр}} 2g}} + \frac{1}{\sin \frac{\theta}{2}}, \quad (6.16)$$

- где  $K$  – константа, определяемая экспериментально;  
 $r_{\text{тр}}$  – радиус трубы, м;  
 $\Theta$  – угол, отсчитываемый от вертикали, град.

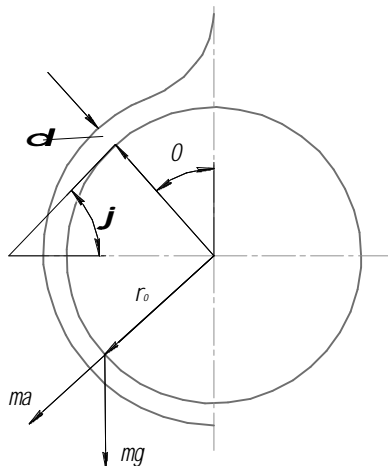


Рис. 6.4. Схема сил, действующих на стекающую по трубе жидкость

С увеличением угла  $\theta$  толщина стекающей пленки уменьшается. Для плоских охладителей толщина находится в пределах 0,3...0,6 мм. Чем меньше радиус труб, тем меньше толщина пленки жидкости, а, следовательно, выше эффективность действия охладителя при условии равномерного стекания жидкости.

Тепловой поток, отбираемый хладоносителем от молока, определяется по формуле:

$$G_x = Q_M C_M (t_{н.м} - t_{к.м}), \quad (6.17)$$

где  $Q_M$  – подача молока, кг/с;

$C_M$  – теплоемкость молока, Дж/ кг град.;

$t_{н.м}$  и  $t_{к.м}$  – начальная и конечная температуры молока, соответственно.

Если пренебречь потерями тепла в окружающую среду, то это же количество теплоты приобретает хладагент:

$$G_x = Q_x C_M (t_{н.х} - t_{к.х}), \quad (6.18)$$

где  $Q_x$  – подача хладагента, кг/с;

$C_M$  – теплоемкость хладагента, Дж/ кг град.;

$t_{н.х}$  и  $t_{к.х}$  – конечная и начальная температуры хладагента, соответственно.

В пластинчатых охладителях подача молока и хладагента осуществляется непрерывно. Но в зависимости от температурного режима охлаждающей жидкости требуется больше, чем охлаждаемой. Отношение расхода хладагента к расходу охлаждаемой жидкости называют *коэффициентом кратности расхода хладагента*:

$$K_k = \frac{Q_x}{Q_m} \quad \text{или} \quad Q_x = K_k Q_m . \quad (6.19)$$

Подставив в уравнение (6.25) и приравняв (6.24) и (6.23), можно определить коэффициент кратности:

$$K_k = \frac{C_m(t_{н.м} - t_{к.м})}{C_x(t_{н.х} - t_{к.х})} . \quad (6.20)$$

Значение  $K_k$  для водяных секций охладителей находится в пределах 2,5...3, для рассольных – 1,5...2,5.

Если охладитель двухсекционный (водяной и рассольный), то общий поток тепла от молока к хладагентам:

$$G_{\text{общ}} = G_v + G_p , \quad (6.21)$$

где  $G_v$  – поток тепла, получаемого водой, Вт;

$G_p$  – поток тепла, получаемого рассолом, Вт.

Поток тепла, проходящий через стенки охладителя, можно выразить уравнением Ньютона:

$$G_{\text{охл}} = k_{\text{ст}} F \Delta t_{\text{ср}} , \quad (6.22)$$

где  $k_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку, Вт/м<sup>2</sup>·град.;

$F$  – общая теплообменная поверхность, м<sup>2</sup>;

$\Delta t_{\text{ср}}$  – средний градиент температур между теплообменными средами, град.

Поверхность охлаждения определяют из соотношения:

$$F_{\text{охл}} = \frac{G C_M (t_H - t_K)}{k_{\text{ст}} \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (6.23)$$

где  $t_H, t_K$  – начальная и конечная температуры продукта соответственно, °С;  $C_M$  – теплоемкость молока, Дж/кг °С;

$\Delta t_{\text{cp}}$  – средняя разность температур, °С.

Средний градиент температур или температурный напор определяется как среднее логарифмическое:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}})}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}, \quad (6.24)$$

где  $\Delta t_{\text{max}}$  и  $\Delta t_{\text{min}}$  – максимальный и минимальный температурные режимы.

Коэффициент  $k_{\text{ст}}$  можно определить:

$$k_{\text{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.25)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей жидкости, Вт/м<sup>2</sup> °С;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от ламинарного наружного потока к стенке, Вт/м<sup>2</sup> °С.

Поверхность охлаждения, в зависимости от вида поверхности охладителя, можно определить по одной из формул:

– цилиндрический:

$$F_{\text{охл}} = \pi \frac{D_{\text{мак}} + d_{\text{мин}}}{2} S n + \frac{\pi}{4} (D_{\text{мак}}^2 - d_{\text{мин}}^2) + \pi D_{\text{мак}} \frac{h_1 + h_2}{2}, \quad (6.26)$$

– плоский, с круглыми трубами:

$$F_{\text{охл}} = (\pi D_{\text{мак}} - 2h_i) n_g l, \quad (6.27)$$

– плоский, с трубами фасонного сечения:

$$F_{\text{охл}} = 2 S n_{\text{в}} l_{\text{охл}}, \quad (6.28)$$

где  $S$  – внешняя образующая витка, м;

$n_{\text{в}}$  – число витков, шт.;

$\frac{h_1 + h_2}{2}$  – средняя высота нижней цилиндрической части, м;

$D_{\text{мак}}, d_{\text{мин}}$  – максимальный и минимальный диаметры, м;

$h_i$  – ширина припайки между трубами, м;

$l_{\text{охл}}$  – длина трубы, м.

Цилиндрические охладители изготавливают с поверхностью охлаждения 0,5...4,5 м и производительностью до 1000 л/ч, трубчатые – поверхностью от 2,4 до 14,5 м и производительностью до 4000 л/ч.

В качестве хладоносителя у оросительных охладителей применяют артезианскую воду или рассол. Допускаемое давление хладоносителя у *цилиндрических* охладителей с каналами фасонного сечения не должно превышать 150 МПа, у *трубчатых* охладителей 150...300 МПа.

Производительность охладителя должна соответствовать пропускной способности распределителя охлаждаемой жидкости:

$$\frac{G}{\rho} = \frac{k_{\text{ст}} F_{\text{охл}} \Delta t_{\text{ср}}}{C_{\text{м}} (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \rho} \Phi f_0 \sqrt{2 g H_{\text{ж}}}, \quad (6.29)$$

где  $f_0$  – площадь отверстия, м<sup>2</sup>;

$\Phi$  – коэффициент истечения;

$H_{\text{ж}}$  – уровень жидкости в распределителе, м;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Количество влаги, испаренной с поверхности оросительного охладителя, можно определить по формуле

$$K_B = FT_{\text{охл}} C_o (p_{\text{ж}} - \varphi p_{\text{в}}) 760, \quad (6.30)$$

где  $T_{\text{ох}}$  – продолжительность охлаждения, с;

$p_{\text{ж}}$  – давление паров в состоянии насыщения при температуре жидкости, мм рт. ст.;

$p_{\text{в}}$  – давление паров при температуре окружающего воздуха, мм рт. ст.;

$C_o$  – опытный коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха,

$$C_o = 0,0229 + 0,0174 v_{\text{в}}, \quad (6.31)$$

где  $v_{\text{в}}$  – скорость движения воздуха, м/с.

Количество тепла, которое теряет жидкость вследствие испарения, рассчитывают по формуле

$$Q_{\text{т}} = K_B C_u, \quad (6.32)$$

где  $C_u$  – теплота парообразования при температуре испарения, Дж/кг.

Расход воды или рассола устанавливают из уравнения теплового баланса:

$$m_{\text{пр}} C_M (t_{\text{к.в}} - t_{\text{к.м}}) = G_B C_B (t_{\text{н.в}} - t_{\text{н.м}}), \quad (6.33)$$

где  $m_{\text{пр}}$  – количество продукта, кг;

$C_M$  – теплоемкость продукта; Дж/кг °С;

$G_B$  – количество воды, кг;

$C_B$  – теплоемкость воды, Дж/кг °С.

Выразив через количество тепла, по формуле Ньютона определим время нахождения молока в охладителе:

$$t_{\text{охл}} = \frac{S_{\text{пл}} \Delta l z_{\text{пл}} \rho_M C_M (t_{\text{н.м}} - t_{\text{к.м}})}{2 k_{\text{ст}} F \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (6.34)$$

это же время можно определить по скорости движения молока в охладителе:

$$t_{\text{охл}} = \frac{h}{v_{\text{м}}} . \quad (6.35)$$

Скорость движения молока  $v_{\text{м}}$  в охладителе определим:

$$v_{\text{м}} = \frac{2 k_{\text{ст}} F \Delta t_{\text{ср}} h}{S_{\text{пл}} \Delta l z_{\text{пл}} \rho_{\text{м}} C_{\text{м}} (t_{\text{н.м}} - t_{\text{к.м}})} . \quad (6.36)$$

Производительность охладителя:

$$Q_{\text{м}} = v_{\text{м}} S_{\text{пл}} C_{\text{м}} \Delta l \frac{z_{\text{пл}}}{2} = \frac{2 k_{\text{ст}} F h \Delta t_{\text{ср}} S_{\text{пл}} \Delta l C_{\text{м}} z_{\text{пл}}}{2 S_{\text{пл}} \Delta l z_{\text{пл}} C_{\text{м}} C_{\text{м}} (t_{\text{н.м}} - t_{\text{к.м}})} = \frac{k_{\text{ст}} F h \Delta t_{\text{ср}}}{C_{\text{м}} (t_{\text{н.м}} - t_{\text{к.м}})} . \quad (6.37)$$

При охлаждении водой или рассолом определяют выделяемое количество тепла (ккал):

$$q = m_{\text{охл}} C_{\text{м}} (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}) , \quad (6.38)$$

где  $m_{\text{охл}}$  – масса охлаждаемого молока, кг;

$C_{\text{м}}$  – теплоемкость молока, равная 0,94 ккал/кг·град.;

$t_{\text{н.м}}$  и  $t_{\text{к.м}}$  – начальная и конечная температуры молока, град.

Расход хладагента определяют по уравнению:

$$B = m_{\text{охл}} n_2 , \quad (6.39)$$

где  $n_2$  – коэффициент кратности расхода. Для рассола 1,5...2,5, для воды 2,5...3.

В общем случае работы охладителя получаем следующий тепловой баланс:

– при охлаждении водой:

$$q_{\text{м}} = q_{\text{в}} = m_{\text{охл}} C (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}) = n_2 m_{\text{охл}} (t_{\text{к}}' - t_{\text{н}}') C_{\text{в}} , \quad (6.40)$$

– при охлаждении рассолом:

$$q_{\text{м}} = q_{\text{р}} = m_{\text{охл}} C (t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}) = n_2 m_{\text{охл}} (t_{\text{к}}'' - t_{\text{н}}'') C_{\text{р}} , \quad (6.41)$$

где  $C_{\text{р}}$  – теплоемкость рассола,  $C_{\text{р}} = 0,87$  ккал/кг·град.

Значения величины  $t_{к.м}$ ,  $t_{н.м}$  обычно известны или заданы, а конечную температуру воды  $t'_к$  и рассола  $t''_н$  рассчитывают по формулам

$$t'_к = \frac{C_M}{n_2}(t_{к.м} - t_{н.м}); \quad (6.42)$$

$$t''_н = \frac{C_M}{C_p - n_2}(t_{к.м} - t_{н.м}) + t''_н. \quad (6.43)$$

Если охладитель многосекционный (водяные секции, рассольные), расчет производится для каждой секции отдельно. При этом конечная температура предыдущей секции является начальной для последующей.

Во всех конструкциях охладителей молоко протекает по рабочей поверхности тонким слоем, что обеспечивает быструю и равномерную теплоотдачу. Отношение количества затраченного теплоносителя к количеству молока называется коэффициентом расхода воды или рассола. Он равен для водяных секций 2...3, а для рассольных – 1,5...2,5 [12].

## 7. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ УБОРКИ И УТИЛИЗАЦИИ НАВОЗА

### 7.1. Анализ конструкции машин для уборки и утилизации навоза с целью выявления способов оптимизации параметров и режимов их работы

В скотоводстве наибольшее применение находят два способа содержания животных – на подстилке и без подстилки.

На крупных фермах распространен *бесподстилочный способ* содержания животных. Он менее трудоемкий, так как допускает применение комплексной механизации и автоматизации работ, связанных с уборкой навоза из производственных помещений. При таком содержании животных получают жидкий (полужидкий) навоз. Бесподстилочный (чистый) навоз весьма однороден по своему составу. Средний размер частиц чистого навоза крупного рогатого скота составляет 2,6 мм, частиц длиной свыше 10 мм содержится не более 1 % [17].

На небольших фермах крупного рогатого скота распространено содержание животных *на подстилке*. В этом случае получают твердый (густой) навоз.

Подстилка поглощает жидкие выделения животных и образующийся азот, улучшает физико-химические и биологические свойства навоза, который становится менее влажным, более рыхлым, легче разлагается при хранении. При наличии подстилки пол стойла более ровный, теплый и чистый, облегчаются перевозка навоза, внесение и заделывание его в почву.

Различные виды подстилки поглощают неодинаковое количество жидкости. Так, солома, опилки и измельченные стружки поглощают воду в количестве, в 2...3 раза превышающем их массу (при влажности 10...14 %), а сухой верховой торф – в 5...7 раз. Примерные нормы суточного расхода подстилки на одно животное приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

## Нормы суточного расхода подстилки на одно животное

Способ содержания	Подстилка, кг	
	сухая солома	торф
Привязное:		
коровы молочные	2,2...3	2...3
молодняк старшего возраста	1,5...2	1,2...2
телята одного года	1,2...1,8	1...1,5
Привязное и свободновыгульное:		
коровы	4...4	3...5
молодняк	3...5	2...4

При расчетах машин для уборки навоза необходимо знать значения вязкости и предельного напряжения сдвига. Вязкость жидкого навоза, как и предельное напряжение сдвига, возрастает с уменьшением его влажности. Так, при снижении влажности навоза крупного рогатого скота с 94 до 82 % вязкость возрастает с 0,13 до 2,6 Па, а предельное напряжение сдвига с 1,5 до 100 Па.

Для расчета машинного оборудования необходима характеристика физико-механических свойств навоза (табл. 7.2).

Таблица 7.2

## Физико-механические свойства навоза

Показатели	Значения
Плотность соломистого навоза, кг/м <sup>3</sup> : при влажности от 75 до 85 % от 0 до 20 %	530...890 1010...4700
Плотность жидкого навоза, кг/м <sup>3</sup>	1010...1020
Коэффициент трения скольжения бесподстилочного навоза при критической влажности:	
64,4 %, по стали	0,9
67,6 %, по бетону	1,04
0,4 %, по доске из сосны	1,02
Коэффициент трения скольжения при движении навоза с соломенной подстилкой при критической влажности:	
71,4 %, по стали	0,67
73,4 %, по бетону	0,68
72,8 %, по доске из сосны	0,77

Основное влияние на свойства навоза оказывает влажность, значение которой обусловлено принятой системой его удаления. Так, влажность навоза крупного рогатого скота при механическом удалении и подстилочном содержании составляет 75...90 %, при бесподстилочном – 88...95 %, при самотечной системе – 94...96 % и при смывной – 96...98 %.

Уборку стойл и замену подстилки проводят утром и вечером (перед дойкой). В течение суток выход навоза неравномерен. Больше 30 % суточного выхода у коров наблюдается в часы кормления. В стойловый период выделение экскрементов у них происходит до 10...15 раз в сутки.

При стойлово-пастбищном содержании животных выход экскрементов в пастбищный период следует принимать в количестве 50 %, а при выгульном содержании – 85 % от расчетного значения. При ориентировочных расчетах массу экскрементов можно считать равной у молочных коров в среднем 8 % от массы животного.

Суточный выход навоза можно определить по формуле

$$Q_{\text{сут}} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot m_i, \quad (7.1)$$

где  $g_i$  – норма выхода навоза от 1 головы. При ориентировочных расчетах массу экскрементов можно считать равной у молочных коров в среднем 8 % от массы животного;

$m_i$  – количество животных в данном помещении.

При *бесподстилочном способе* содержания животных навоз из стойл убирают 2...3 раза в сутки. При содержании скота на глубокой подстилке – 2...3 раза в год.

## **7.2. Методика расчета оптимальных параметров пневматических установок для транспортирования навоза**

Вместимость  $V_k$ , м<sup>3</sup>, продувочного котла, приемной трубы или другой емкости для приема и выдавливания навоза в навозопровод пневмотранспортной установки, подачи его от животноводческого помещения в навозохранилище должна составить [17, с. 220]:

$$V_{\kappa} = \frac{Q_c}{K m \rho_{\Gamma} K_3} \quad (7.2)$$

или

$$V_{\kappa} = \frac{\sum n_i q_i}{K m \rho_{\Gamma} K_3}, \quad (7.3)$$

где  $Q_c$  – суточный выход навоза из животноводческого помещения, кг;

$n_i$  – количество животных каждой половозрастной группы, которые обслуживает пневматическая установка;

$q_i$  – суточный выход навоза от одного животного каждой  $i$ -й группы, кг;

$K$  – количество циклов работы установки за одну уборку;

$m$  – количество уборок за сутки;

$\rho_{\Gamma}$  – плотность навоза, кг/м<sup>3</sup>: свиней – 1050...1160, коров – 1020...1090 кг/м<sup>3</sup>;

$K_3$  – коэффициент заполнения котла.

Диаметр приемной трубы прямоточной установки можно принять равным 3...5 диаметрам навозопровода с продувочным (выдавливающим) котлом или примерно 400...800 мм, а ее уклон 3...10° в сторону подачи навоза. Если задается диаметр приемной трубы  $d_{\Pi}$ , м, то длина  $L_{\Pi}$  ее в метрах составляет:

$$L_{\Pi} = \frac{4V_{\kappa}}{\pi d_{\Pi}^2}. \quad (7.4)$$

Оптимальной формой продувочного котла считается цилиндрическая или усеченный конус с углом 39...40°. Высота цилиндрической части котла или конуса равна среднему их диаметру и выполнена в виде полусферы или конуса с углом до 150°.

Подача  $V_{\Gamma}$ , м<sup>3</sup>/ч, установки с одним продувочным котлом зависит от количества циклов работы последнего за час  $n$  и количества навоза  $V_{\text{нк}}$ , м<sup>3</sup>, который установка перемещает за один цикл:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{нк}} n, \quad (7.5)$$

где

$$n = \frac{3600}{t_3 + t_{\text{III}} + t_{\text{TP}} + t_{\text{Д}}}, \quad (7.6)$$

где  $t_3$  и  $t_{\text{III}}$  – длительность загрузки продувочного котла, подача в него сжатого воздуха для начала выхода навоза из котла, с;

$t_{\text{TP}}$  – длительность выхода (выдавливание воздухом) навоза из котла и транспортирования его по навозопроводу, с;

$t_{\text{Д}}$  – длительность исполнения вспомогательных операций за один цикл работы котла, с.

Длительность загрузки продувочного котла зависит от подачи  $Q_3$ , м<sup>3</sup>/с, устройств, которые загружают навоз в котел.

$$t_3 = \frac{V_1 k}{Q_3 n_3}, \quad (7.7)$$

где  $n_3$  – количество загрузочных устройств.

Длительность подачи в котел воздуха до начала движения навоза из котла зависит от подачи  $Q_{\text{кy}}$ , м<sup>3</sup>/с, компрессорной установки (ресивера) воздуха, сжатого до возможности выхода навоза из котла:

$$t_{\text{III}} = \frac{V'_{1\text{к}}}{Q_{\text{кy}} n_{\text{кy}}}, \quad (7.8)$$

где  $V'_{1\text{к}}$  – вместимость той части котла, которая не заполнена навозом, м<sup>3</sup>;

$n_{\text{кy}}$  – количество компрессорных установок (ресиверов).

Длительность выдавливания воздухом навоза из котла и транспортирования его по навозопроводу со скоростью  $V$ , м/с:

$$t_{\text{TP}} = \frac{4V_{1\text{к}}}{\pi d^2 V} + \frac{L}{V}, \quad (7.9)$$

где  $d$  и  $L$  – диаметр и длина навозопровода, м.

Наиболее оптимальным диаметром навозопровода является 150...200 мм. Скорость движения навоза 1...3 м/с.

При расчете диаметра навозопровода необходимо исходить из подачи,  $V_{ГТ}$ , м<sup>3</sup>/с, установки только во время транспортирования навоза:

$$V_{ГТ} = \frac{Q_c}{t_{тр}\rho_{Г}}, \quad (7.10)$$

где  $t_{тр}$  – длительность транспортирования навоза массой  $Q_c$ .

Когда известна  $V_{ГТ}$ :

$$d = \sqrt{\frac{4V_{ГТ}}{\pi V}}, \quad (7.11)$$

Если установка имеет несколько продувочных котлов или приемных труб в один общий магистральный навозопровод, по которому навоз подается из котлов в хранилище последовательно, подача  $V_y$ , м<sup>3</sup>/с, такой установки составляет:

$$V_y = V_{ик} = \frac{3600}{T_{ц}}, \quad (7.12)$$

где  $T_{ц}$  – длительность одного цикла работы всей установки, т. е. всех котлов, с.

Навозопровод нужно прокладывать с уклоном в сторону навозохранилища. Этот уклон должен находиться в границах:

$$0 \leq h \leq \frac{40\tau_0}{\rho_{Г}d}, \quad (7.13)$$

где  $h$  – уклон навозопровода, %;

$\tau_0$  – максимальное сопротивление сдвига навоза, Н/м<sup>2</sup>.

Давление  $P$ , Па, которое должна обеспечить компрессорная станция, чтобы подать из продувочного котла навоз с необходимой скоростью на необходимое расстояние, определяется его потерями на преодоление ряда соответствующих сопротивлений:

$$P = H_{\Pi} + H_{\text{Л}} + H_{\text{Р}} + H_{\text{М}} + H_{\text{Г}}, \quad (7.14)$$

где  $H_{\Pi}$ ,  $H_{\text{Р}}$  – потеря давления в воздухопроводе от компрессора до продувочного котла на разгон навоза до скорости его транспортирования, Па;

$H_{\text{Л}}$  – линейные потери давления в навозопроводе, Па;

$H_{\text{М}}$  – местные потери давления в навозопроводе, Па;

$H_{\text{Г}}$  – потери давления на подъем навоза, Па.

В свою очередь:

$$H_{\Pi} = H_{\text{ЛЛ}} + H_{\text{ЛМ}}, \quad (7.15)$$

где  $H_{\text{ЛЛ}}$ ,  $H_{\text{ЛМ}}$  – потери давления в воздухопроводе линейные, местные, Па.

Линейные потери давления в воздухопроводе возникают в результате трения потока воздуха о стенки последнего.

$$H_{\text{ЛЛ}} = \lambda_{\Pi} \frac{l_{\Pi} \rho_{\Pi} V_{\Pi}^2}{d_{\Pi}^2}, \quad (7.16)$$

где  $\lambda_{\Pi}$  – коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода;

$l_{\Pi}$ ,  $d_{\Pi}$  – длина, диаметр прямолинейного воздухопровода, м;

$\rho_{\Pi}$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$V_{\Pi}$  – скорость движения воздуха, м/с.

Коэффициент  $\lambda_{\Pi}$  может быть вычислен так:

– для ламинарного режима движения, если  $Re < 2320$ ,

$$\lambda_{\Pi} = \frac{64}{Re}, \quad (7.17)$$

– для гидравлически гладких, не совсем шероховатых и шероховатых труб при турбулентном режиме движения

$$\lambda_{\Pi} = 0,1 \left( 1,46 \epsilon + \frac{100}{Re} \right) 0,25; \quad (7.18)$$

$$\text{Re} = \frac{V_n d_n}{\nu_n}, \quad (7.19)$$

где  $\text{Re}$  – число Рейнольдса;

$\nu_n$  – кинематический коэффициент вязкости воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ , для стандартного воздуха  $15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;

$\varepsilon = m/d_n$  – относительная шероховатость;

$m$  – абсолютная шероховатость,  $\text{мм}$ .

Местные потери давления в воздухопроводе, т. е. потери давления от сопротивлений местных устройств линии, ее фасонных частей, поворотов могут быть вычислены как:

$$H_{\text{ПМ}} = \sum_{i=1}^n \xi_{ni} \frac{\rho_{\text{П}} V_{\text{П}}^2}{2}, \quad (7.20)$$

где  $\xi_{ni}$  – коэффициент  $i$ -го местного сопротивления, которое определяют преимущественно экспериментально.

Если длина трубопровода невелика, значение  $H_{\text{П}}$  может не учитываться.

Остальные составляющие:

$$H_{\text{Р}} = \frac{\rho_{\Gamma} V_{\Gamma}^2}{2}, \quad (7.21)$$

$$H_{\text{Л}} = \frac{\lambda L}{d} \frac{\rho_{\Gamma} V_{\Gamma}^2}{2}, \quad (7.22)$$

$$H_{\text{М}} = \lambda \sum \frac{l_{\text{ЭКВ}}^2}{d} \frac{\rho_{\Gamma} V_{\Gamma}^2}{2}, \quad (7.23)$$

$$H_{\Gamma} = 10h\rho_{\Gamma},$$

где  $\rho_{\Gamma}$  – плотность навоза,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$V_{\Gamma}$  – скорость движения в навозопроводе,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$\lambda$  – линейный коэффициент гидравлического сопротивления движению навоза в навозопроводе;

$L, d$  – длина, внутренний диаметр навозопровода, соответственно, м;

$l_{\text{эkv}}$  – длина прямолинейного навозопровода, который эквивалентен по величине соответствующему местному сопротивлению, м;

$h$  – высота подачи навоза, м.

Значения  $\lambda$  могут быть вычислены соответственно для структурно-ламинарного  $\lambda_{\text{л}}$  и переходе к турбулентному  $\lambda_{\text{т}}$  движению (когда  $Re' < 1500$  и  $Re' > 1500$ ) как:

$$\lambda_{\text{л}} = \frac{9,3 + 255d}{Re'}, \quad (7.24)$$

$$\lambda_{\text{т}} = \frac{0,735 + 7,3d}{0,555 Re'}. \quad (7.25)$$

В эти выражения нужно подставлять обобщенное число Рейнольдса  $Re'$ :

$$Re' = \frac{1}{\frac{\eta}{10\rho_{\Gamma}V_{\Gamma}d} + \frac{\tau_0}{80\rho_{\Gamma}V_{\Gamma}^2}}, \quad (7.26)$$

где  $\eta$  – вязкость навоза, Н·см/м<sup>2</sup>;

$\tau_0$  – максимальное сопротивление сдвигу, Н/м<sup>2</sup>.

Удельные потери давления  $i$ , Па/м, в зоне экономических скоростей навоза составляют:

$$i = \frac{3,2\eta V}{\rho_{\Gamma}d^2} + 0,4 \frac{\tau_0}{\rho_{\Gamma}d^2}. \quad (7.27)$$

Переход от турбулентного режима движения навоза в трубах начинается, когда  $Re' = 1200 \dots 1800$ , при его скорости 3...4 м/с.

Если в уравнение для вычисления давления вместо  $P$  подставить  $P_{\text{доп}}$ , т. е. допустимое давление, которое принимают не выше  $6 \cdot 10^5$  Па, и значения остальных его составляющих, вычисленных, как пока-

зано выше, тогда с помощью этого уравнения можно вычислить диаметр навозопровода с учетом физико-механических свойств навоза и режимов его транспортирования.

Толщина стенки  $\delta$ , мм, навозопровода составляет:

$$\delta = \frac{Pd}{2R_H} = \frac{n}{mK_0}, \quad (7.28)$$

где  $P$  – давление, Па;

$R_H$  – нормативное сопротивление материала труб, равное границе текучести, Па;

$n$ ,  $m$ ,  $K_0$  – коэффициенты перегрузки, учета условий работы, однородности материала труб.

Основными параметрами, по которым подбирают компрессор, являются его подача и давление. Если известны давление  $P$ , Па, которое должен создать компрессор, и подача  $V_{ГТ}$ , м<sup>3</sup>/с, установки, то подача  $Q_k$ , м<sup>2</sup>/с, компрессора определяется:

$$Q_k = \frac{V_{ГТ}P}{P_a\varphi}, \quad (7.29)$$

где  $P_a$  – атмосферное давление, 10<sup>5</sup> Па;

$\varphi$  – коэффициент учета утечки воздуха из линии, 0,8...0,85.

Давление компрессора должно быть на 20 % выше расчетного.

Тогда вместимость ресивера  $V_p$ , м<sup>3</sup>:

$$V_p = (V_k + V_{Тр}) \frac{P}{P_a}, \quad (7.30)$$

где  $V_k, V_{Тр}$  – вместимости продувочного котла и трубопровода, м<sup>3</sup>;

$$V = \frac{\pi d^2}{4} L. \quad (7.31)$$

Давление воздуха в ресивере должно быть на 0,03...0,05 МПа больше необходимого напора в навозопроводе.

В случае безостановочной работы компрессора при перемещении по трубопроводу навоза вместимость  $V_p$ ,  $\text{м}^3$ , ресивера составляет:

$$V_p = \frac{P_p V_T - \phi Q_k t P_T}{P_M - P_p}, \quad (7.32)$$

где  $P_p$  – рабочее давление в системе, Па;

$P_M$  – минимальное давление в ресивере, Па;

$V_T$  – объем навоза, который транспортируют за один цикл, или вместимость трубопровода, если последнее больше первого,  $\text{м}^3$ ;

$t$  – длительность транспортирования, с;

$\phi$  – коэффициент утечки воздуха;

$P_a$  – атмосферное давление,  $10^5$  Па;

$Q_k$  – подача компрессора,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Вместимость  $V_{\text{не}}$  приемной емкости (трубы) должна быть больше или равной вместимости продувочного котла  $V_k$ :

$$V_{\text{не}} \geq V_k. \quad (7.33)$$

Диаметр  $d_{\text{п}}$ , мм, воздухопровода, потери напора в котором не превышают  $10^5$  Па, т. е. одной атмосферы, можно вычислить с помощью следующего выражения:

$$d_{\text{п}} = 400 \sqrt{\frac{11 l_{\text{п}} Q_{\text{п}}^2}{H_{\text{п}}}}, \quad (7.34)$$

где  $l_{\text{п}}$  – длина воздухопровода, м;

$Q_{\text{п}}$  – расход сжатого воздуха,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$H_{\text{п}}$  – потеря давления в воздухопроводе, Па.

При работе компрессора напрямую, т. е. без ресивера, диаметр  $d_{\text{п}}$ , мм, воздухопровода может быть вычислен из следующего равенства:

$$\frac{\pi d_{\text{п}}^2 V_{\text{п}}}{4} = \frac{\pi d^2 V_{\text{Г}}}{4}. \quad (7.35)$$

Откуда

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{d^2 V_{\Gamma}}{V_{\Pi}}}, \quad (7.36)$$

где  $d$  – диаметр навозопровода, м;

$V_{\Pi}$ ,  $V_{\Gamma}$  – скорости движения сжатого воздуха (4...7), навоза, м/с.

Расчетная мощность  $N_p$ , Вт, привода компрессора при давлении  $P$ , Па, подаче  $Q_k$ , м<sup>3</sup>/с, составит:

$$N_p = \frac{Q_k P}{\eta_{\text{пер}} \eta_k}, \quad (7.37)$$

где  $\eta_{\text{пер}}$ ,  $\eta_k$  – КПД передачи и компрессора.

Если известно эквивалентная длина навозопровода  $l_{\text{ЭГ}}$ , м, вязкость  $\eta_{\Gamma}$  навоза, Н·с/м<sup>2</sup>, и секундный расход его  $Q_{\Gamma}$ , м<sup>3</sup>/с, мощность  $N$ , Вт, двигателя компрессорной станции пневмотранспортной установки навоза можно вычислить так:

$$N = \frac{12,8 Q_{\Gamma}^2 l_{\text{ЭГ}} \eta_{\Gamma}}{\pi d^4 \eta_{\text{ЭЛ}} \eta_{\text{ПЕР}} \eta_k}, \quad (7.38)$$

где  $\eta_{\text{ЭЛ}}$  – КПД электродвигателя.

Эквивалентная длина навозопровода может быть вычислена так:

$$L_{\text{ЭГ}} = \frac{H_c}{H_1}, \quad (7.39)$$

где  $H_c$  – суммарные потери напора в навозопровode, Па;

$H_1$  – потери напора в навозопровode, которые приходятся на 1 м его длины, Па/м.

Соответственно вычисленной подаче пневмоустановки, напору в ее линии, мощности привода выбирают соответствующее оборудование, затем рассчитывают его необходимое количество.

### 7.3. Методика расчета оптимальных параметров самотечной системы удаления навоза непрерывного действия из коровников

Из животноводческих помещений (свинарников, коровников и т. д.) навоз удаляется механическим и гидравлическим способом.

Механический способ предусматривает использование различных навозоуборочных транспортеров и бульдозеров. Расчеты параметров каналов для монтажа всех видов транспортеров и проездов бульдозеров не производят, все размеры определяют габаритами применяемых механизмов [18, с. 30].

Гидравлический способ предусматривает применение гидросмывных и самосплавных систем как периодического, так и непрерывного удаления навоза из животноводческих зданий. Он требует определенных технологических расчетов для проверки соответствия принятых параметров навозоуборочных каналов нормам технологического проектирования и определения наиболее оптимальных габаритов (ширины, глубины, длины) и уклон каналов. Допустимые пределы параметров каналов навозоудаления показаны в табл. 7.2 и 7.3.

Таблица 7.2

Основные параметры навозоуборочных каналов

Системы удаления навоза	Минимальная ширина продольных каналов по верху, м				Максимальная длина продольных каналов, м			
	При содержании КРС		При содержании свиней в групповых станках		При содержании КРС		При содержании свиней в групповых станках	
	привязном	беспривязном	отъемшей и ремонтного молодняка	взрослого поголовья	привязном	беспривязном	отъемшей и ремонтного молодняка	взрослого поголовья
Самотечная система: – непрерывного действия – периодического действия	0,8	1,5	0,1	1,2	30	40	30	40
Гидросмывная система	–	–	0,6	1,2	–	–	50	100

Примечание. Возможно увеличение ширины продольных каналов для самотечных систем непрерывного действия при содержании животных на сплошных решетчатых полах: в свинарниках до 2, в коровниках до 3,5 м.

Минимальная глубина продольного канала, м

Длина канала, м	Самотечная система непрерывного действия для групп животных				Самотечная система периодического действия для КРС всех направлений и свиней, содержащихся в групповых станках	Гидросмывная система для свиней, содержащихся в групповых станках
	Коровы	Бычки на откорме и молодняк	Нетели и сухостойные коровы	Свиньи, содержащиеся в групповых станках		
10	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8
15	0,8	0,9	1,0	0,9		
20	0,9	1,1	1,2	1,0		
25	1,0	1,3	1,4	1,1		
30	1,1	1,45	1,55	1,2		
До 40	1,25	1,8	1,9	1,3		
До 50	–	–	–	–		
До 100	–	–	–	–		

При устройстве вентиляционных вытяжек воздухозаборов в навозных каналах глубину этих каналов между низом решетчатого пола и максимальным уровнем навоза увеличивают по сравнению с расчетной, на 250 и 350 мм соответственно для систем непрерывного и периодического действия.

Кроме описанных способов уборки навоза из животноводческих помещений, используют также удаление навоза в подпольные навозохранилища. Этот способ имеет ограниченное применение, в основном для ферм крупного рогатого скота молочного направления.

Для более точных расчетов используются расчетные схемы (рис. 7.1 и 7.2) и математическую зависимость между параметрами для самотечных каналов непрерывного действия.

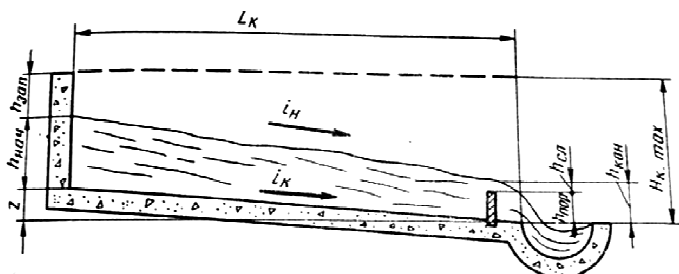


Рис. 7.1. Расчетная схема самотечной системы удаления навоза

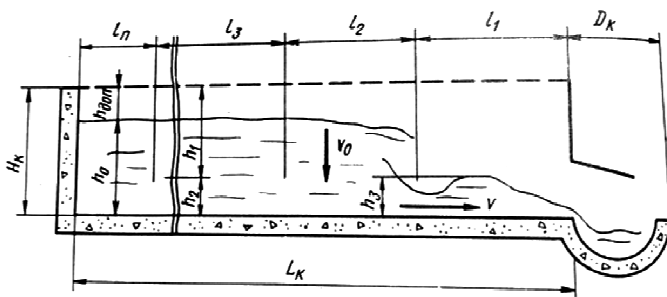


Рис. 7.2. Расчетная схема секционной системы удаления навоза

Максимальную глубину канала, его уклон и высоту порошка вычисляют по формулам [18, с. 32]:

$$H_{\text{кmax}} = L_k i_k + h_{\text{зап}} + h_{\text{сл}} + h_{\text{пор}}; \quad (7.40)$$

$$i_n = \frac{z + h_{\text{нач}} - h_{\text{кон}}}{L_k}; \quad (7.41)$$

$$h_{\text{пор}} = L_k i_k + 10, \quad (7.42)$$

где  $L_k$  – длина канала, м;

$i_n$  – номинальный уклон навозной массы в канале (0,01...0,03);

$i_k$  – уклон для канала (0,05...0,06);

$Z$  – начальный уровень навоза в канале, м;

$h_{\text{нач}}$  – начальный уровень навоза в канале, м;

$h_{\text{зап}}$  – допустимое расстояние между  $h_{\text{нач}}$  и решетчатым полом (0,15...0,1), м;

$h_{\text{пор}}$  – высота порошка, м.

Для самосплавных систем навоза преимущество – полная ликвидация ручного труда при уборке и удалении навоза, недостаток – большой расход воды, в результате чего увеличивается объем навоза до 6 раз по сравнению с первоначальным объемом.

Для сокращения расхода воды на утилизацию навоза была предложена секционная самосплавная система периодического действия для удаления навоза из каналов.

Для проведения расчетов необходимо задаться пределами влажности навоза, которую можно получить на выходе, при этом должно выполняться условие:

$$W_{\max} > W_{\text{тр}} > W_{\min}, \quad (7.43)$$

где  $W_{\max}$ ,  $W_{\text{тр}}$ ,  $W_{\min}$  – максимальная, требуемая и минимальная влажность навоза.

Минимальная влажность навоза, при которой он обладает способностью к течению, – 92 %; максимальная, которую можно получить при сокращении воды на гидроуборку, – 96 %.

Для получения  $W_{\text{тр}}$  в указанных пределах необходимо создать такую систему, при которой скорость истечения ( $v$ ) навоза превышала бы критическую ( $v_{\text{кр}}$ ), т. е. самоочищающую скорость.

Одна из таких систем (секционная) основана на теории истечения жидкости из-под щита. При этом глубину, ширину и длину каналов выбирают по данным табл. 7.2 и 7.3.

По расчетной схеме (см. рис. 7.2) надо определить значения  $l_{\text{п}}$ ,  $L_{\text{к}}$ ,  $v_0$ ,  $v$ , обеспечивающие такую скорость истечения навоза, при которой происходит смыв осадка по всей длине канала.

Расстояние  $l_{\text{п}}$  между перегородками находят экспериментальным путем, оно равно 6...9 м.

Очевидно, что  $h_2$  (м) высчитывают как разность глубины канала  $H_{\text{к}}$  и высоты перегородки  $h_1$ , то есть

$$h_2 = H_{\text{к}} - h_1. \quad (7.44)$$

Для полного смыва осадка со дна канала необходимо, чтобы скорость потока ( $v$ ) навоза по дну канала была больше скорости ( $v_0$ ) выпадения твердых частиц их навоза на дно канала – гидравлическая крупность:

$$v > v_0. \quad (7.45)$$

Скорость  $v$  есть не что иное, как  $v_{кр}$ .

Используя формулу О. М. Тодеса и Р. Б. Розенбаума, можно определить гидравлическую крупность (скорость выпадения частиц), м/с:

$$n_0 = \frac{n}{d_{cp}} Ar (18 + 0,61 \sqrt{Ar})^{-1}, \quad (7.46)$$

где  $\nu$  – вязкость навоза, Н·с/м<sup>2</sup>;

$d_{cp}$  – средний диаметр частиц, мм;

$Ar$  – критерий Архимеда.

$$Ar = \frac{q(\rho_{ч} - \rho)d_{cp}^3}{(\rho\nu)^2}, \quad (7.47)$$

где  $q$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\rho_{ч}$  – плотность частицы, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho$  – плотность навоза, кг/м<sup>3</sup>.

Зная гидравлическую крупность, можно вычислить критическую скорость потока навоза в канале:

$$n_{кр} \leq n = 5,2n_0 \sqrt[n]{R}, \quad (7.48)$$

где  $n$  – показатель степени, равный  $3,5 \pm 0,5$ ;

$R$  – гидравлический радиус, м.

$$R = S / X. \quad (7.49)$$

где  $S$  – площадь живого сечения потока, м<sup>2</sup>;

$X$  – сточенный периметр потока, м.

$$S > h_3 B, \quad (7.50)$$

где  $h_3$  – глубина потока за перегородкой, м;

$B$  – ширина лотка, м.

Используя уравнение истечения жидкости из-под щита из соотношения  $0,35 > h_2/h_3 > 0,28$ , находим  $h$ . Например, при  $h_2/h_3 = 0,3$  фактическая скорость истечения навоза из-под щита составит:

$$n'_{cp} = \mu h_2 \sqrt{2q(h_0 - h_2)}, \quad (7.51)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода (0,61 + 0,475).

Фактический расход навоза под щитом ( $m^3/c$ ):

$$Q_{\phi} = n_{\phi} S. \quad (7.52)$$

Скорость потока (м/с) будет равна:

$$n_{cp} = Q_{\phi} / (h_3 B). \quad (7.53)$$

Следовательно, для выполнения условия  $W_{max} > W_{тр} > W_{min}$  необходимо, чтобы:

$$v > v_{кр}. \quad (7.54)$$

Полезный объем канала ( $V_n^k$ ) определим из выражения:

$$V_n^k = B h_0 L_k, \quad (7.55)$$

где  $L_k$  – длина канала (табл. 7.2).

Нагрузка на один канал ( $m^3$ ) составит:

$$Q_k^H = A(a + b + b_{cp}), \quad (7.56)$$

где  $A$  – количество животных, размещаемых на одном канале;

$a$  – среднесуточный выход экскрементов от одного животного, кг;

$b$  – среднесуточный расход воды на технологические нужды на 1 голову, кг;

$b_{cp}$  – среднесуточный расход на дезинфекцию помещений с учетом утечки из поилок и их заполнение перед пуском в эксплуатацию (в среднем 30 % от общего расхода воды по зданиям), кг.

Периодичность опорожнения каналов:

$$П = V_n^k / Q_k^H. \quad (7.57)$$

#### 7.4. Методика расчета оптимальных параметров самотечной системы удаления навоза из свиарников

Приведем последовательность определения параметров системы удаления навоза непрерывного действия для свиарников с групповым содержанием животных, с поперечным расположением накопительных каналов. Приводимые зависимости при проектировании продольных каналов тоже справедливы [19, с. 44].

При поперечном расположении накопительных каналов:

$$L_k = b - 0,5 \text{ м}, \quad (7.58)$$

где  $b$  – ширина канала, м;

0,5 – монтажное расстояние закладки фундаментов, м.

При продольном размещении накопительных каналов в здании, как правило, устраивают один поперечный канал. В этом случае длина накопительного канала:

$$L_k = \frac{L - 2 \cdot 0,5 - b_{п.к.}}{2}, \text{ м}, \quad (7.59)$$

где  $L$  – средняя длина канала, м;

$b_{п.к.}$  – ширина поперечного канала, равная 0,8...1,2 м.

Ширина канала определяется из условия обеспечения оптимальной загрузки по длине канала, проходящейся на один станок:

$$b_k = \frac{qm}{24q'L}, \text{ м}, \quad (7.60)$$

где  $q$  – выход экскрементов от одного животного в сутки, кг;

$m$  – количество животных в станке;

$q'$  – удельная загрузка канала. Оптимальное значение которой – 4,5...5,5 кг/м<sup>2</sup> ч;

$L'$  – эффективная длина канала, определяемая величиной зоны дефекации.

При продольном расположении накопительных каналов и продольно вытянутых станках  $L' = 1,1$  м; при поперечном расположении каналов:

$$L' = L_0 - b_k, \quad (7.61)$$

где  $L_0$  – глубина станка, м;

$b_k$  – ширина кормушки – принимается в зависимости от применяемых средств раздачи кормов в интервале 0,3...0,46 м.

Оптимальная удельная загрузка канала – величина, при которой в канале создаются условия, способствующие образованию смеси влажностью 88...89 % (критическая). В указанном интервале влажности смесь имеет относительно низкое значение вязкопластических характеристик (предельные касательные напряжения сдвига и пластическая вязкость) и сохраняет способность не расслаиваться (относительный объем частиц, выпадающих в осадок, не более 5 %).

Глубина канала определяется:

$$h_k = h_n + h_1 + h_3, \quad (7.62)$$

где  $h_n$  – высота слоя навоза в начале канала, м;

$h_1$  – высота слоя, необходимая для преодоления сопротивления порожка. При величине порожка 0,1 м  $h_1 = 0,06$  м;  $h_3 = 0,25...0,35$  м.

Высота слоя навоза в начале канала:

$$h_n = \sqrt{\frac{12\tau_0' L_k}{\rho g} + h_0^2}, \quad \text{м}, \quad (7.63)$$

где  $\rho$  – объемная масса навоза ( $1050 \pm 60$  кг/м<sup>3</sup>);

$g$  – ускорение свободного падения ( $9,81$  м/с<sup>2</sup>);

$h_0$  – высота слоя навозной массы на выходе канала (над порожком) (для навоза влажностью 88...89 %  $h_0 = 0,03...0,05$  м);

$\tau_0'$  – предельные касательные напряжения сдвига, Па.

$$\tau_0' = \tau_0 K_T K_L, \quad \text{Па}, \quad (7.64)$$

где  $\tau_0$  – значение предельных касательных напряжений сдвига смеси, полученной при оптимальной загрузке канала ( $4,3...7,2$  Па).

Большие значения  $\tau_0$  принимаются при кормлении свиней полнорационными кормами, меньшие – при кормлении кормосмесями на основе картофеля;

$K_T$  – коэффициент, учитывающий изменение величины предельных касательных напряжений сдвига в зависимости от температуры навозной массы в канале (на свиноводческих комплексах допускается отклонение температуры от оптимальной  $\pm 4^\circ$ , в этом случае  $K_T = 1, 2 \dots 1, 3$ );

$K_1$  – коэффициент, учитывающий неравномерность предельных касательных напряжений сдвига, возникающих вследствие изменения влажности по длине канала (табл. 7.4).

Таблица 7.4

Значение  $K_1$  при различной длине канала

$L_k$	10	20	30	40	50
$K_1$	1,4	1,53	1,8	2,2	2,6

При переоборудовании гидравлических систем периодического действия в систему непрерывного действия, при выявлении причин нарушения работы каналов и других усложняющих работу причин возникает необходимость проверочного расчета параметров эксплуатируемых каналов.

Глубина канала:

$$h_{к,р} \leq h_{к,с}, \quad (7.65)$$

где  $h_{к,р}$ ,  $h_{к,с}$  – расчетная и существующая глубины канала;

$$h_{к,р} = h_n' + h_1 + h_3, \quad (7.66)$$

где  $h_n'$  (см.  $h_n$ ) – высота слоя навоза в начале канала  $h_n' = 0,16 h_n^{(p)} K_q$ , м;

$h_n^{(p)}$  – расчетная высота потока слоя навоза в начале канала, м;

$K_q$  – коэффициент, учитывающий изменение касательных напряжений сдвига в зависимости от удельной загрузки (табл. 7.5).

Таблица 7.5

Значение коэффициента  $K_q$  при различной удельной загрузке

$q, \text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$	2,5	3	4	5	6	7
$K_q$	1	2	4	10	20	30

Удельная загрузка при известной ширине канала  $b_k$ , выходе навоза от одного животного  $q$ , количестве животных в станке  $m$  и эффективной длине канала  $L$ :

$$q' = \frac{qm}{24b_k L}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}. \quad (7.67)$$

В том случае, если полученное расчетное и фактическое значения глубины каналов не совпадают, а именно,  $h_{к.р} > h_{к.с}$ , решается вопрос об экономической целесообразности проведения дополнительного объема строительных работ.

Производительность канала самотечной системы определяется как:

$$Q = \frac{qm_c}{0,864 \cdot 10^5 \rho_{см}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.68)$$

где  $\rho_{см}$  – объемная масса смеси (принимается в интервале 1020...1050, кг/м<sup>3</sup>);

$m_c$  – количество свиней в помещении, гол.

Скорость движения массы в канале определяется:

$$u = \frac{qK_c m}{0,864 \cdot 10^5 \rho_{см} b_k (h_n + h_1)}, \text{ м/с}, \quad (7.69)$$

где  $K_c$  – количество станков вдоль канала,  $K_c = 6$ .

Время нахождения навозной массы в канале определяется:

$$T = \frac{h_n + h_1}{q_1}, \quad (7.70)$$

где  $q_1$  – удельная загрузка 1 м<sup>2</sup> площади канала,

$$q_1 = \frac{qmK_c}{24L_k \rho_{см}}, \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}. \quad (7.71)$$

Относительная масса воды, необходимая для смыва навоза из каналов с использованием бачков (при проведении карантинных мероприятий, зооветобслуживании производственного помещения и т. д.):

$$\bar{M}_0 = \left( 0,1 \frac{M_n^2 q}{\mu^2 H^3} \right)^s, \quad (7.72)$$

где  $M_n$  – масса навоза в канале;

$$M_n = (h_0 + \frac{1}{2} h_n) b_k L_k \rho_{см}, \quad (7.73)$$

где  $\mu$  – пластическая вязкость при заданной влажности массы; в случае расчета по оптимальным параметрам самотечной системы  $\mu = 1,2 \dots 0,81$  Па·с;

$H$  – высота подвески бака (в общем случае  $H = 1,5 \dots 2$  м);

$S$  – показатель степени (табл. 7.6).

Таблица 7.6

Значение показателя степени  $S$  и коэффициента  $\pi$  при различной влажности навоза, %

$W$	85	86	87	88	89	90
$S$	0,160	0,127	0,110	0,093	0,075	0,057
$\pi$	0,7	1,6	3,6	5,6	7,5	9,6

При смыве навоза из канала с помощью наконечников относительный объем воды равен:

$$\bar{V} = 0,1 K_F \pi n L_{уд} \sqrt{\frac{L_{уд}}{g}}, \quad (7.74)$$

где  $K_F = \frac{F_M}{F_n}$  – относительная площадь смыва;

$F_M$  – площадь поперечного сечения потока навозной массы, м<sup>2</sup>;

$F_n$  – площадь насадки, м<sup>2</sup>;

$\pi$  – коэффициент, зависящий от влажности смеси (табл. 7.6);

$L_{уд}$  – удельная длина транспортирования, м;

$$L_{\text{уд}} = \frac{L_{\text{к}}}{H_{\text{с}} d_0}; \quad (7.75)$$

где  $H_{\text{с}}$  – скоростной напор, м;  
 $d_0$  – диаметр насадки, м;  
 $\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>.

Для предлагаемой самотечной системы значения коэффициентов и величин следующие:  $K_{\text{Ф}}=4 \cdot 10^4$ ;  $\nu=1,2 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

Количество воды для смыва навоза из одного канала определяется, м<sup>3</sup>:

$$V_{\text{в}} = \bar{V}_0 \frac{M_{\text{н}}}{\rho_{\text{см}}}. \quad (7.76)$$

Количество воды для заполнения канала определяется, м<sup>3</sup>:

$$V_{\text{в}}' = h_1 b_{\text{к}} L_{\text{к}}. \quad (7.77)$$

Удельный расход воды, используемой для системы навозоудаления, определим как:

$$Q_{\text{уд}} = \frac{(V_{\text{в}} + V_{\text{в}}') n Z}{365 m_0}, \text{ л/гол} \cdot \text{сут.}, \quad (7.78)$$

где  $Z$  – кратность промывки,  $Z = 3$ ;  
 $n$  – число каналов,  $n = 10$ ;  
 $m_0$  – количество животных в здании, гол.

## 7.5. Методика расчета оптимальных параметров скреперных установок

Скреперные установки с возвратно-поступательным движением рабочих органов, именуемые дельта-скреперами, обеспечивают механическую транспортировку навоза из животноводческих помещений и его подачу с помощью специальных поперечных навозоуборочных конвейеров в навозосборники или транспортное средство.

В зависимости от вида тягового органа транспортеры с возвратно-поступательным движением делятся на два типа:

– штанговые и тросовые;

– по расположению оси подвески скребков – на две группы:

1) с вертикально расположенной осью, когда скребки разворачиваются в горизонтальной плоскости параллельно дну желоба;

2) с горизонтально расположенной осью, когда скребки разворачиваются в продольно-вертикальной плоскости.

Наиболее распространены транспортеры первой группы.

Скреперная установка УС-Ф-170А (рис. 7.3) предназначена для удаления бесподстилочного навоза из открытых продольных проходов в коровниках длиной до 80 м при боксовом и комбибоксовом содержании животных. Установка может работать в двух режимах – ручном и автоматическом.

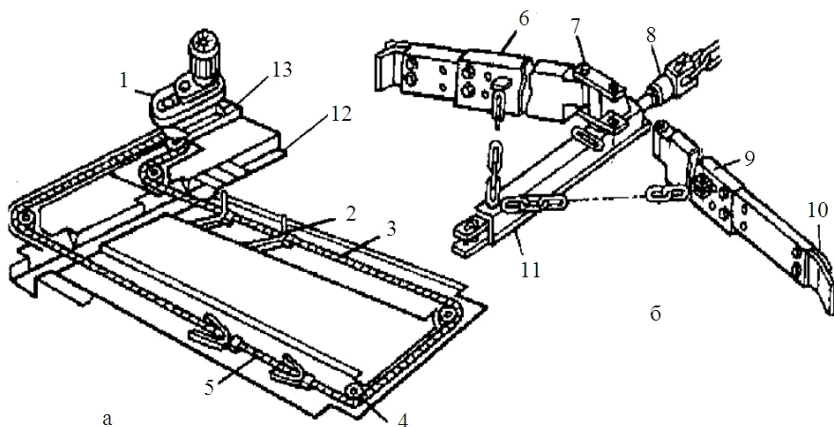


Рис. 7.3. Скреперная установка УС-Ф-170А:

*a* – общий вид; *б* – скрепер;

1 – электропривод; 2 – скрепер; 3 – рабочий контур; 4, 8 – соответственно поворотное и натяжное устройства; 5 – промежуточная штанга; 6, 9 – скребки; шарнир; 10 – резиновый чистик; 11 – ползун; 12 – поперечный канал; 13 – рама

Устройство: на раме 13, закрепленной анкерными болтами, установлен электропривод 1, в состав которого входит электродвигатель мощностью 2,2 кВт, редуктор, на ведущей звездочке которого закреплена

цепь 3 рабочего контура. На цепи закреплены четыре дельта-скрепера 2. По углам цепного контура имеются поворотные устройства 4.

Имеется механизм реверсирования, предназначенный для автоматического реверсирования электродвигателя привода с целью обеспечения возвратно-поступательного движения цепного контура. Механизм реверсирования приводится в действие закрепленным на цепи упором.

Скрепер предназначен для перемещения навоза по каналу. Он состоит (рис.7.3, б) из ползуна 11, шарнирного устройства 7, скребков 6, 9 и натяжного устройства 8. Для очистки стенок прохода на концах скребков установлены резиновые чистики 10. Чистики, кроме того, обеспечивают бесшумный ход скребков.

Установка работает в автоматическом режиме при возвратно-поступательном движении дельта-скреперов. При включении в работу скрепер движется со скоростью 0,063 м/с, поэтому не беспокоит животных, то есть уборка навоза возможна в их присутствии. Если по одному проходу первая пара скреперов двигается в сторону поперечного канала 12, то скребки их за счет сил трения о пол раскладываются и перемещают навоз.

По другому проходу вторая пара скреперов совершает холостой ход в сложенном состоянии и в противоположном от поперечного канала направлении. После сброса навоза в поперечный канал происходит реверсирование движения, и цикл работы повторяется при раскрытых скребках другой пары скреперов. Навоз из коровника подают в приемную воронку насоса УТН-10, который перемещает навоз по трубопроводу в навозохранилище.

Установку включают шесть раз в сутки, продолжительность одной уборки 45 минут. Одна установка обслуживает 200 коров, размещенных в двух групповых станках.

Производительность скреперной установки

$$Q = \frac{V_{\text{ск}} \cdot \varphi \cdot \rho}{T_{\text{ц}}} z, \quad (7.79)$$

где  $V_{\text{ск}}$  – емкость скрепера, м<sup>3</sup>;

$\varphi$  – коэффициент заполнения (0,9...1,2);

$z$  – количество скреперов;

$T_{\text{ц}}$  – время одного цикла.

$$T_{ц} = \frac{2 \cdot \Delta l}{J_{ср}} + T_{ум}, \text{ с}, \quad (7.80)$$

где  $\Delta l$  – длина хода скрепера, м;

$J_{ср}$  – средняя скорость движения скрепера, м/с;

$T_{уп}$  – время на переключение хода, с.

Ход  $S$  штанги должен обеспечивать свободный разворот скребка в рабочее положение после того, как он пройдет мимо порции навоза, оставленной предыдущим скребком. Следовательно, должно выполняться условие

$$S \geq \Delta l, \quad (7.81)$$

где  $\Delta l$  – длина пути, на котором скребок переходит из холостого положения в рабочее, м.

Существуют следующие типы приводов транспортеров: цепочно-кулисный, цепочно-кривошипно-шатунный, гидравлический и с реверсированием электродвигателя. По результатам исследований наиболее надежным является цепной привод. Для его работы необходимо следующее условие:

$$S = F + 2r_{н} \geq t_{с} + B, \quad (7.82)$$

где  $A$  – расстояние между центром ведущей и направляющей звездочек, м;

$r$  – радиус начальной окружности звездочек, м.

$t_{с}$  – расстояние между скребками (шаг), м;

$B$  – длина скребка, м.

Для кривошипно-шатунного привода это условие запишем так:

$$S = 2r_{к}, \quad (7.83)$$

где  $r_{к}$  – радиус кривошипа, м.

Основным фактором, определяющим длину пути штанги, на котором скребок переходит из холостого положения в рабочее  $\Delta l$ , является угол наклона скребка к штанге при холостом положении. Для выбора оптимального значения угла наклона скребка относительно штанги необходимо выяснить его влияние на подачу транспортера (рис. 7.4).

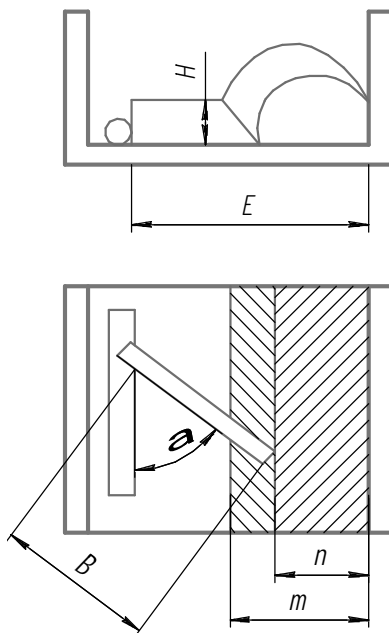


Рис. 7.4. Схема к расчету влияния угла прилегания скребка к штанге на процесс формирования тела волочения

Для этого следует учитывать, что площадь поперечного сечения тела, формируемого скребком при холостом ходе, зависит в основном от средней величины основания тела волочения, т. е.  $m_{cp} = (m+n)/2$ . Рабочая ширина желоба транспортера  $E = B \sin \alpha + m_{cp}$ , отсюда

$$m_{cp} = E - B \sin \alpha, \quad (7.84)$$

где  $\alpha$  – угол наклона скребка к штанге при холостом положении.  
 $B$  – длина скребка, м.

Из выражения (7.84) видно, что увеличить  $m_{ср}$ , а в конечном итоге и несущую способность скребка можно за счет уменьшения угла  $\alpha$ , оптимальное значение которого лежит в пределах  $17-20^\circ$ .

Шаг скребков должен быть больше длины нижнего основания тела волочения, т. е.  $t_c \geq l_2$ , где  $l_2$  – длина нижнего основания тела волочения перед скребком. Для выбора шага скребков обратимся к рис. 7.5, который позволяет установить зависимость этой величины от длины  $l_2$  нижнего основания тела волочения перед скребком.

В результате получим

$$l_2 = l_1 + h / \operatorname{tg} \varphi, \quad (7.85)$$

где  $l_1$  – длина верхнего основания тела волочения, м;

$h$  – высота слоя тела волочения, м;

$\varphi_0$  – угол естественного откоса грузов движений, град.

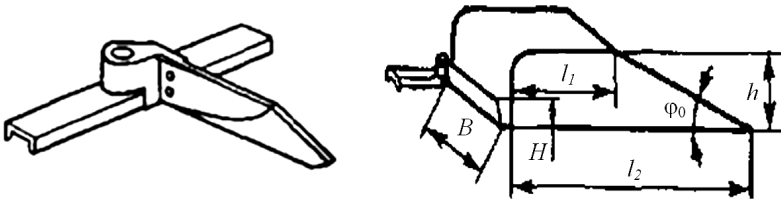


Рис. 7.5. Расчетная схема тела волочения связного груза (перед скребком)

Помимо угла  $\alpha$  прилегания скребка к штанге и шага  $t_c$ , на транспортирующую способность скребка большое влияние также оказывают его форма и зазор между скребком и боковыми стенками. Наибольшей транспортирующей способностью обладают скребки с отношением высоты к его длине  $H/B$ , т. е.  $H/B = 0,2-0,25$ , где  $H$  – высота скребка, м. Широкая, но мелкая навозная канава предпочтительнее, так как в этом случае сопротивление движению навоза будет меньше.

При увеличении отношения  $H/B$  возрастает сила трения навоза о боковую стенку канавы. Для устранения защемления связных грузов между скребком и стенкой в момент разворота скребка необходимо конец последнего срезать под некоторым углом к его

основанию. Величина угла защемления между боковой стенкой канавы и обрезом скребка должна быть больше суммы углов трения навоза о стенку канавы и о скребок. Скорость движения скребков транспортера изменяется в пределах 0,2–0,4 м/с.

Недостатком транспортеров с непосредственным приводом на одну штангу является то, что при рабочем ходе она подвержена растяжению, а при холостом – сжатию. Более надежная работа обеспечивается в тех случаях, когда штанга работает только на растяжение. Это требование выполняется при тросовом приводе от барабана, цепи или плунжера гидроцилиндра.

Общее сопротивление перемещения рабочего органа скреперной установки, работающей в двух навозных канавках

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4, \quad (7.86)$$

где  $P_1$  – сопротивление движения рабочей ветви.

$$P_1 = g[(M_{\text{ск}} \cdot z_1 + M_{\text{н}})\beta_{\text{пр}} + q_{\text{тр}} \cdot L_{\text{тр}} \cdot f], \quad (7.87)$$

где  $M_{\text{ск}}$  – масса скрепера, кг;

$z_1$  – масса навоза в канавке, кг;

$\beta_{\text{пр}}$  – приведенный коэффициент сопротивления перемещению навоза и скрепера (1,8...2,0);

$q_{\text{тр}}$  – масса 1 м троса (цепи, штанги), кг;

$L$  – длина троса (цепи), м;

$f$  – коэффициент трения троса о навоз (0,5...0,6);

$P_2$  – сопротивление перемещению при холостом ходе ветви.

$$P_2 = g(M_{\text{ск}} \cdot z_1 \cdot \beta_{\text{пр}} + q_{\text{тр}} \cdot L_{\text{тр}} \cdot f), \quad (7.88)$$

где  $P_3$  – сопротивление на преодоление инерционных сил.

$$P_3 = (M_{\text{ск}} \cdot z \cdot q_{\text{тр}} \cdot L_{\text{тр}}) \frac{v_{\text{сп}}}{t}, \quad (7.89)$$

где  $t$  – время разгона скрепера, с;

$P_4$  – сопротивление на направляющем ролике от набегающей ветви каната.

$$P_4 = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{e^{f_t \alpha} - 1}, \text{ Н}, \quad (7.90)$$

где  $f_t$  – коэффициент трения троса о ролик (0,1...0,2);  
 $\alpha$  – угол обхвата ролика тросом, рад.

Мощность на привод скреперной установки

$$N = \frac{P_c \cdot v_{\text{ср}}}{\eta} \text{ Вт}, \quad (7.91)$$

где  $\eta$  – КПД передач.

## 7.6. Методика расчета оптимальных параметров гомогенизатора

Погружные гомогенизаторы (рис. 7.6) обеспечивают отличный результат для приемных резервуаров всех размеров.

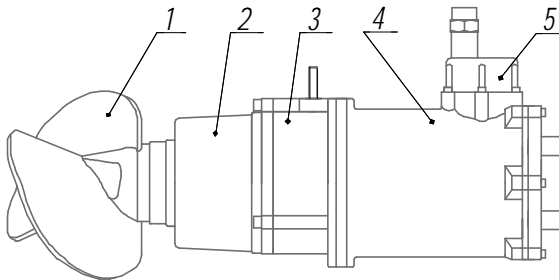


Рис. 7.6. Стационарный гомогенизатор с приводом от электродвигателя:

1 – винт; 2 – редуктор; 3 – промежуточный привод; 4 – электродвигатель;  
 5 – электрическая коробка

Навесной гомогенизатор агрегируется с трактором класса 1,4–2, привод винта производится от ВОМ трактора (рис. 7.7).

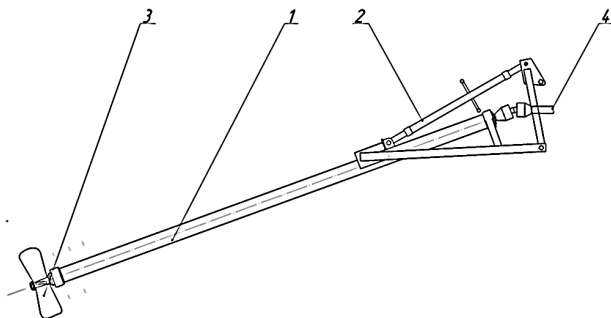


Рис. 7.7. Навесной гомогенизатор с приводом от ВОМ трактора:  
1 – вал; 2 – талреп; 3 – мешалка; 4 – карданный вал

Длина лопасти винта определяется по формуле

$$L = R - r_{\text{вт}}, \quad (7.92)$$

где  $R$  – радиус винта гомогенизатора для навоза, м;

$r_{\text{вт}}$  – радиус втулки винта гомогенизатора для навоза (50...80 мм), м.

Ширину лопасти винта можно определить из соотношения:

$$B = \frac{b \cdot D}{100}, \quad (7.93)$$

где  $b$  – относительная ширина лопасти (40...60), %;

$D$  – диаметр винта гомогенизатора для навоза, м.

Число лопастей винта гомогенизатора для навоза определяется из выражения:

$$z = \frac{\pi \cdot D}{H}, \quad (7.94)$$

где  $H$  – шаг лопастей винта, м.

Угол установки лопасти винта определяется по формуле

$$\alpha = \arccos \sqrt{1 - \left( \frac{Lz}{\pi \cdot D \cdot \tau_{cp}} \right)^2}, \quad (7.95)$$

где  $\tau_{cp}$  – густота лопастной решетки мешалки на среднем диаметре (0,7...0,8).

Окружную скорость можно определить по формуле:

$$J_{\text{окр}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{в}}}{30}, \quad (7.96)$$

где  $n_{\text{в}}$  – число оборотов винта гомогенизатора для навоза,  $\text{мин}^{-1}$ .

Угловая скорость винта гомогенизатора определяется из равенства:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{в}}}{30}. \quad (7.97)$$

Осевую скорость можно определить по формуле

$$J_{\text{ос}} = H\omega \cos^2 \alpha, \quad (7.98)$$

где  $\omega$  – угловая скорость винта гомогенизатора для навоза,  $\text{с}^{-1}$ .

Скорость вращения винта гомогенизатора для навоза складывается из геометрической суммы окружной скорости и осевой скорости и рассчитывается из выражения:

$$J = \sqrt{J_{\text{окр}}^2 + J_{\text{ос}}^2}. \quad (7.99)$$

Площадь лобовой поверхности лопасти винта определим по формуле

$$S = L \cdot B \sin \alpha, \quad (7.100)$$

где  $L$  – длина лопасти винта, м;

$B$  – ширина лопасти винта, м;

$\alpha$  – угол установки лопасти винта, град.

$z$  – число лопастей винта гомогенизатора для навоза, шт.

Потребную производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) можно определить по формуле:

$$Q = 3600 \cdot S \cdot u \cdot z. \quad (7.101)$$

Длину винта определим по формуле

$$h = B \cdot \sin \beta, \quad (7.102)$$

где  $\beta$  – угол отклонения лопасти в вертикальной плоскости, град.

Угол отклонения лопасти в вертикальной плоскости находим из выражения:

$$\beta = 90 - \alpha. \quad (7.103)$$

При работе гомогенизатора, лопасти винта воздействуют на навозную массу. Силу, затраченную на движение жидкости винтом, можно определить, с учетом геометрических параметров винта и размеров кожуха, а также физическо-механических свойств навоза, в общем виде по формуле

$$F_{ог} = m \cdot \omega^2 \cdot R + m \cdot g, \quad (7.104)$$

где  $m$  – масса навоза, захватываемая винтом, кг;

$g$  – ускорение силы тяжести,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;

$R$  – радиус винта гомогенизатора, м:

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot h \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (7.105)$$

где  $V$  – объем навоза, захватываемый винтом гомогенизатора для навоза,  $\text{м}^3$ ;

$\rho$  – плотность навоза (800...1200),  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$h$  – длина винта, м.

Силу трения частиц жидкости о поверхность лопасти винта можно определить по формуле

$$F_{mp} = f \cdot F_{об}, \quad (7.106)$$

где  $f$  – коэффициент трения жидкости о стенки кожуха (0,4... 0,6).

Сила, приложенная винтом на жидкую фракцию навоза, будет определяться разностью силы, затраченной на движение жидкости винтом  $F_{дв}$ , и силы трения жидкости о стенки кожуха, в котором установлен винт  $F_{тр}$ , т. е:

$$F = F_{дв} - F_{тр}. \quad (7.107)$$

Момент, необходимый для сопротивления рабочего органа при движении в среде жидкого навоза, определяется по формуле

$$M = F \cdot k \cdot z, \quad (7.108)$$

где  $F$  – сила, приложенная винтом на жидкую фракцию навоза, Н;

$k$  – расстояние от оси вращения вала до геометрического центра лопастей винта гомогенизатора ( $k = R/2$ ), м;

$z$  – количество лопастей винта гомогенизатора, шт.

Мощность гомогенизатора для навоза, в основном, затрачивается на преодоление сопротивления при движении рабочего органа в среде жидкого навоза, а также трения при прохождении массы навоза в кожухе и может быть определена по следующей формуле, кВт:

$$N = \frac{M \cdot \omega}{1000 \cdot \eta}, \quad (7.109)$$

где  $M$  – момент сопротивления при движении рабочего органа в среде жидкого навоза, Н·м;

$\omega$  – угловая скорость вращения винта гомогенизатора, с<sup>-1</sup>;

$\eta$  – коэффициент полезного действия привода гомогенизатора (0,8...0,9).