

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Е. И. Мажугин, А. Л. Казаков

МЕЛИОРАТИВНЫЕ МАШИНЫ

В двух частях

Часть 2

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов
учреждений высшего образования по специальности
«Техническое обеспечение мелиоративных
и водохозяйственных работ»*

Горки
БГСХА
2018

УДК 631.311(075.8)
ББК 40.723я73
М13

Авторы:

кандидат технических наук, доцент *Е. И. Мажугин*;
кандидат технических наук, доцент *А. Л. Казаков*

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой горных машин Белорусского национального технического университета
Н. И. Березовский;
кандидат технических наук, доцент, заведующий лабораторией механизации культуртехнических работ
РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»
А. Н. Басаревский

Мажугин, Е. И.

М13 Мелиоративные машины : учебное пособие : в 2 ч. Ч. 2 /
Е. И. Мажугин, А. Л. Казаков. – Горки : БГСХА, 2018. –
172 с. : ил.
ISBN 978-985-467-783-5.

Приведены определения и характерные признаки мелиоративных машин, роль мелиоративных машин, виды выполняемых ими работ. Дано понятие о Системе машин, изложены общая классификация и индексация машин, указаны основные оценочные показатели мелиоративных машин. Описаны мелиоративные машины разного назначения, системы и механизмы для обеспечения требуемого уклона дрен. Изложены основы теории и расчета мелиоративных машин разных типов.

Для студентов специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ, аспирантов, преподавателей вузов и ссузов, инженерно-технических работников.

УДК 631.311(075.8)
ББК 40.723я73

ISBN 978-985-467-783-5 (ч. 2)
ISBN 978-985-467-738-5

© УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», 2018

Раздел 2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

7. ОБЩАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

Специалисту по техническому обеспечению мелиоративных и водохозяйственных работ наряду с выполнением прочих функций приходится решать производственные задачи, связанные с подбором машин для механизации разнообразных работ, расчетом производительности мелиоративных машин в определенных условиях, оценкой проходимости и устойчивости машин в этих условиях, подбором базовых машин для агрегатирования с разными видами рабочих органов при разных параметрах последних или, наоборот, подбором рабочего оборудования к имеющимся базовым машинам, расчетом оптимальных режимов работы машин, разработкой и теоретическим обоснованием предложений по улучшению существующих или проектированию новых машин и их элементов.

Подобные задачи решаются и в других случаях. Например, при модернизации базового тягача, связанной с изменением мощности двигателя, возникает необходимость в определении усилий, действующих на рабочее оборудование, рабочих скоростей, ширины захвата, глубины копания и т. д. Аналогичные проблемы требуют своего разрешения и при модернизации существующей мелиоративной машины, если данная модернизация предполагает повышение тяговых сопротивлений или затрат мощности на выполнение рабочего процесса, например, установка дополнительных приспособлений: бермообразователей, метателей, профилировщиков, присыпателей, катков и т. п.

Проектирование машин, как правило, выполняется в несколько этапов, первым из которых является разработка исходных требований и технического задания на машину, определяющего необходимые основные требования к проектируемому изделию и его технические и прочие данные. Последним этапом проектирования является создание рабочей документации и разработка технического описания и инструкции или руководства по эксплуатации.

Расчетная часть является важнейшей и наиболее сложной частью проектирования и составляет его основу. Методика выбора или расчета основных параметров рабочих органов зачастую строится на обеспечении требуемых размеров разрабатываемого сооружения или использовании возможностей базовой машины.

Параметры выбирают одним из следующих способов:

теоретическим расчетом, если достаточно разработана теория рабочего органа и изучен процесс его взаимодействия с обрабатываемой средой; основываясь на экспериментальных исследованиях рабочих органов данного типа или аналогичных проектируемому и соответствующих записям в литературе, рекомендациях, полученных в результате этих исследований;

применением методов моделирования (подобия), основывающихся на достаточной информации о параметрах известных аналогичных по конструкции машин;

сочетанием перечисленных способов.

Условно процесс проектирования мелиоративных машин можно представить в виде решения прямой или обратной задач.

В первом случае по рассчитанным или заданным параметрам рабочего оборудования, производительности и показателям, которые должна обеспечить машина, производится выбор серийного базового тягача (базовой машины) или выясняется необходимость его модернизации или разработки специального базового тягача. При этом основными показателями, определяющими тип и марку базового тягача, являются мощность двигателя, развиваемые тягачом усилия и скорости, проходимость и устойчивость, возможность обеспечения привода рабочего оборудования, т. е. возможность отбора мощности. Подобные расчеты выполняются и при модернизации существующей мелиоративной машины, если данная модернизация предполагает повышение тяговых сопротивлений или мощности на выполнение рабочего процесса.

Во втором случае по техническим данным базовой машины, указанной в задании на проектирование, определяется ее производительность и рассчитываются параметры рабочего оборудования к этой машине. К обратной задаче также относятся расчеты, которые необходимо выполнять при модернизации базового тягача, если она сопровождается изменением мощности двигателя, тяговых возможностей, рабочих скоростей и т. д.

Проектирование или модернизация машин или их частей сопряжена с неизбежным выполнением сложных и трудоемких расчетов, принятием оптимальных проектных решений, разработкой графической и сопровождающей конструкторской документации. Сокращение сроков разработки, снижение вероятности ошибок, улучшение качества разработок обеспечивают автоматизированные методы и средства проектирования машин. Эти методы в настоящее время находят все более широкое применение. Для их реализации на основе использования компьютерной техники созданы системы автоматизированного проектирования (САПР) и автоматизированные рабочие места конструктора. Современные САПР поддер-

живают весь цикл создания новых изделий и являются так называемыми человеко-машинными системами, позволяющими конструктору работать с компьютером в диалоговом режиме посредством соответствующего языка программирования и средств интерактивного общения. Существующие САПР позволяют выполнять расчеты машин или их частей, получать различные варианты решения, анализировать конструкцию в зависимости от изменения нагрузок и принимаемых материалов, предварительно оценивать стоимость изделия, выбирать оптимальное решение, разрабатывать конструкторскую документацию, включая рабочие чертежи деталей. Однако основой составления алгоритмов проектирования и компьютерных программ расчета машин является их теория и методики расчетов и проектирования, что подтверждает важность изучения излагаемой в данном издании информации.

С учетом диапазона возможных в данной области значений для ряда величин в основном используются производные размерности. Так, для массы может использоваться размерность тонна, давления и удельного сопротивления грунта копанью – килопаскаль, плотности – тонна, деленная на метр кубический, мощности – киловатт, силы – килоньютон, длины – миллиметр, площади земель – гектар, скорости машины – километр в час или метр в час, поливной нормы или нормы орошения – метр кубический на гектар, интенсивности дождя – миллиметр в минуту. В подобных случаях о принятых размерностях величин даются соответствующие пояснения.

При расчете сил, действующих на элементы рабочего органа, взаимодействующие с грунтом, и расчетах мощности на копанье грунта в ряде литературных источников используется одна из важнейших характеристик грунта – энергоемкость копанья ($\text{кН}\cdot\text{м}/\text{м}^3$ или $\text{Дж}/\text{м}^3$). Авторами в данном издании в указанных случаях используется аналогичная, но, по нашему мнению, более удобная величина – коэффициент удельного сопротивления грунта копанью ($\text{Н}/\text{см}^2$ или $\text{кН}/\text{м}^2$). В данном учебном издании используется размерность килопаскаль.

8. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ МНОГОКОВШОВЫХ И СКРЕБКОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ И ДРЕНУУКЛАДЧИКОВ

8.1. Виды копающих, транспортирующих и копающе-транспортирующих элементов

На цепных траншеекопателях и экскаваторах-дренуукладчиках для отделения грунта и перемещения его на поверхность применяются ковши или скребки, которые обычно крепятся к замкнутой пластинчатой одно- или двухрядной цепи. В зависимости от вида данных элементов экскаваторы делятся на многоковшовые и скребковые.

Ковши применяются с гладкой режущей кромкой или с зубьями, которые вставляются в гнезда (державки), имеющиеся в передней части ковша (рис. 8.1, *а*). Зубья каждого последующего ковша установлены со смещением по отношению к зубьям предыдущего так, чтобы они не шли след в след. Это создает условия для деблокированного копания. Поэтому процесс копания, выполняемый ковшами с зубьями, менее энергоемок, чем процесс, выполняемый ковшами с гладкой режущей кромкой. Кроме того, ковши с зубьями могут разрабатывать мерзлые грунты.

Скребок рабочие органы делятся на органы, осуществляющие процесс разработки грунта по *совмещенной* и по *разделенной* схемам. При совмещенной схеме один и тот же элемент отделяет грунт от забоя и транспортирует его, при разделенной – в рабочем органе имеются элементы, которые отделяют грунт, и элементы, которые транспортируют его.

Наиболее простым скребком, работающим по совмещенной схеме, является скребок, показанный на рис. 8.1, *б*. Скребок срезает грунт и транспортирует его на дневную поверхность. Недостатками такого скребка являются большой угол резания и защемление скребка между стенками траншеи, что ведет к повышенному сопротивлению резания и быстрому затуплению режущей кромки. Уменьшения угла резания добиваются применением вогнутого скребка. Такие скребки при установке на них резцов могут использоваться для разработки мерзлых и прочных грунтов.

Меньшие усилия на резание грунта требуются при применении дискового скребка (рис. 8.1, *в*), который крепится с наклоном к цепи и к продольной вертикальной плоскости симметрии траншеи, что заставляет скребок поворачиваться вокруг оси, крепящей скребок к тяговой цепи.

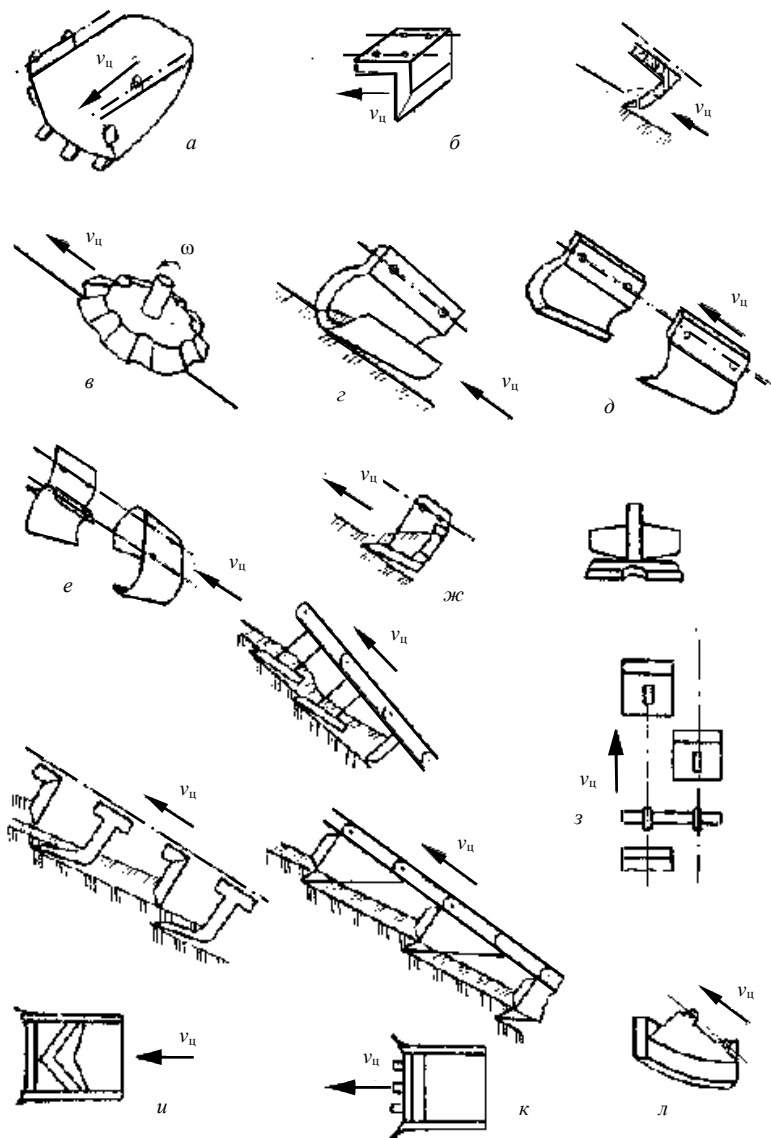


Рис. 8.1. Типы копающих и копающе-транспортирующих элементов цепных экскаваторов продольного копания

Вращение скребка заставляет работать всю длину режущей кромки, что снижает ее изнашивание и благодаря впадинам позволяет резать прочные грунты. Однако вращение скребка приводит к перемешиванию грунта и некоторому повышению энергоемкости процесса копания.

На рис. 8.1, *з* и *д* также показаны копающе-транспортирующие скребки, работающие по совмещенной схеме. Скребки режущей кромкой отделяют в забое грунт и за счет конусности боковых стенок выносят грунт на поверхность, где он сыпается. Недостатком этих скребков является то, что сухие сыпучие грунты плохо транспортируются на поверхность, что снижает производительность экскаватора, а налипающие грунты забивают межскребковое пространство, что также снижает производительность. По такому же принципу работают скребки, комплект которых показан на рис. 8.1, *е*.

Скребок (рис. 8.1, *ж*) может применяться в легких и тяжелых грунтах. Режущая плоскость выполнена сужающейся к задней части, что снижает трение о стенки траншеи, и основная масса отделенного грунта транспортируется не по поверхности забоя, а размещается на режущей плоскости, что тоже снижает усилие в тяговой цепи.

На экскаваторах, работающих по разделенной схеме, скребки устанавливаются комплектами. В комплект входят скребки или зубья режущие (рыхлящие) и транспортирующий скребок. Один из таких комплектов, состоящий из двух режущих скребков и одного транспортирующего, показан на рис. 8.1, *з*. В зависимости от ширины траншеи число режущих скребков может быть и большим. Режущие скребки отделяют стружку грунта от целика забоя, а транспортирующий, не врезаясь в забой, поднимает рыхлый грунт на дневную поверхность. По разделенной схеме работают также скребки (рис. 8.1, *и* и *к*), состоящие из режущей и транспортирующей частей, но грунт, взрыхленный предыдущим скребком, транспортируется последующим.

Особенностью скребка (рис. 8.1, *л*), работающего по совмещенной схеме, является его форма, позволяющая при прокладке траншей в налипающих грунтах обеспечить принудительную очистку скребков.

8.2. Основные определения и кинематические соотношения

Основными понятиями, которыми наиболее часто оперируют при описании кинематики рабочих органов цепных траншеекопателей, являются следующие: шаг ковшей T_k или скребков T_c , подача на ковш или скребок c , частота разгрузок (ссыпок) z_p , толщина стружки δ , ширина стружки b_c , длина стружки l_c .

где $v_{ц}$ – скорость цепи;

$v_{п}$ – скорость передвижения экскаватора;

β – угол наклона забоя (вектора абсолютной скорости копающего элемента) к дневной поверхности;

$b_{т}$ – ширина траншеи;

$n_{р}$ – число рядов ковшей (линий резания);

H – глубина траншеи.

Для определения угла β рассмотрим ΔACD (рис. 8.2, б).

Тогда

$$\beta = \arctg (CD / AD), \quad (8.7)$$

в свою очередь,

$$CD = BE = v_{ц} \sin \alpha_{р.о}, \quad (8.8)$$

где $\alpha_{р.о}$ – угол наклона рабочей ветви ковшовой (скребковой) цепи к дневной поверхности.

Из рис. 8.2, б следует, что

$$AD = AE + ED = v_{ц} \cos \alpha_{р.о} + v_{п}. \quad (8.9)$$

Подставляя выражения (8.8) и (8.9) в уравнение (8.7), получим

$$\beta = \arctg [(v_{ц} \sin \alpha_{р.о}) / (v_{ц} \cos \alpha_{р.о} + v_{п})]. \quad (8.10)$$

8.3. Определение основных параметров многоковшовых цепных экскаваторов

Основными факторами, определяющими параметры цепных траншеекопателей и дренаукладчиков, являются проектные размеры траншеи и техническая производительность в грунтах определенной категории.

Одним из основных параметров является *угол наклона рабочей ветви ковшовой (скребковой) цепи* к дневной поверхности $\alpha_{р.о}$, который также называют углом наклона рабочего органа к горизонту. При максимальной глубине траншеи угол $\alpha_{р.о}$ принимается равным $48...60^\circ$, при минимальной глубине – не менее 15° .

Усилие копания, энергоемкость и надежность во многом зависят от геометрических параметров режущих кромок (рис. 8.3). *Задний угол* δ_3 принимается равным $7...8^\circ$, угол заострения $\delta_2 - 25...30^\circ$. При меньших значениях угла δ_2 снижается усилие резания, но снижается и прочность кромки.

Во избежание трения между боковыми стенками траншеи *ширина ковша* b_k принимается меньшей, чем ширина траншеи b_t :

$$b_k = b_T - 2a, \quad (8.11)$$

где a – зазор между стенкой ковша и стенкой траншеи, $a = 30 \dots 50$ мм.

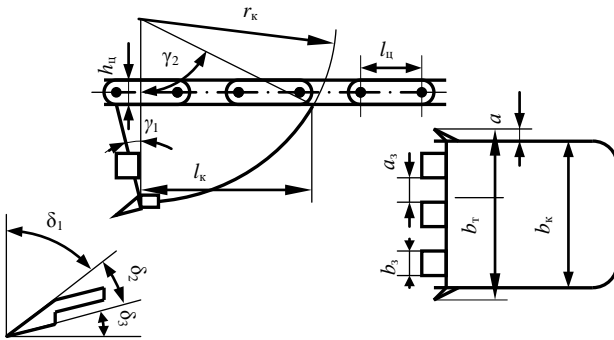


Рис. 8.3. Обозначения основных размеров ковша и цепи

Если ширина траншеи более одного метра, то ковши обычно ставятся в два ряда в шахматном порядке и крепятся к трем ковшовым цепям.

С целью обеспечения легкосъемности зубья могут иметь пирамидальный хвостовик, которым они вставляются в карманы (гнезда или державки), приваренные к тыльной стороне ковша в передней его части. Ширина зуба b_3 принимается приблизительно равной $0,15 b_k$, но обычно не более 70 мм. Ориентировочно длину выступающей из державки части зуба предварительно можно принять равной ширине зуба. Для достижения деблокированного резания зубья последующих ковшей смещены в сторону по отношению к зубьям предыдущих ковшей. Согласно существующим рекомендациям зубья располагаются следующим образом:

$$a_3 = (1,5 \dots 2,5) b_3. \quad (8.12)$$

Типичная форма зуба без технологических скруглений и уклонов показана на рис. 8.4. Боковые плоскости рабочей части зуба для уменьшения сил трения скошены к тыльной части на $5 \dots 7^\circ$. Длина рабочей части принимается близкой ширине зуба, а его толщина определяется при прочностных расчетах.

Уклоны поверхностей и радиусы сопряжений и скруглений принимаются в зависимости от способа изготовления зуба по технологическим требованиям отливок или поковок.

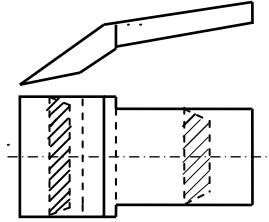


Рис. 8.4. Типичная форма зуба ковша траншейного цепного экскаватора

Чтобы обеспечить наибольший коэффициент наполнения ковша, угол γ_1 , как следует из рис. 8.5, должен рассчитываться по формуле

$$\gamma_1 = \varphi_r - (90 - \alpha_{p.o.}), \quad (8.13)$$

где φ_r – угол естественного откоса грунта в движении.

Обычно с целью обеспечения удобства крепления ковшей к цепи угол γ_1 принимают вне зависимости от результатов расчета по формуле (8.13) равным 10° .

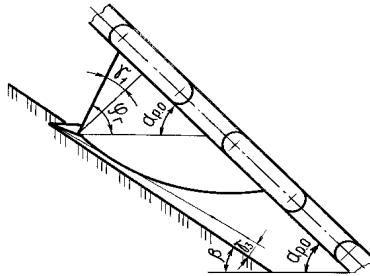


Рис. 8.5. Схема к определению угла γ_1

Из условия отсутствия трения днища ковша о забой должно соблюдаться неравенство

$$\gamma_3 \geq \alpha_{p.o.} - \beta. \quad (8.14)$$

Принимается $\gamma_3 = 7...8^\circ$.

Расчетная вместимость ковша V_k находится из условия обеспечения заданной технической производительности Π_T по выносной способности. Теоретическая (расчетная) производительность Π_o определяется по формуле

$$P_0 = V_k z_p, \quad (8.15)$$

а техническая – по формуле

$$P_T = V_k z_p k_n / k_p, \quad (8.16)$$

где k_n – коэффициент наполнения ковша;

k_p – коэффициент разрыхления грунта.

Для грунтов первой категории k_n принимается равным 1,25, для второй – 1,15, для третьей – 1,05, для четвертой – 0,9, для мерзлых грунтов – 0,7...0,9. При $\alpha_{p.o} \leq 40^\circ$ k_n увеличивается, а при работе в налипающих грунтах уменьшается на 10...25 %, плохо натянутая ковшовая цепь снижает k_n на 5...10 %. У большинства современных экскаваторов-дреноукладчиков ковшовая цепь является свободно провисающей, поэтому в данном случае цепь следует условно считать плохо натянутой.

Значение k_p можно принять по прил. 1.

Решив уравнение (8.16) относительно V_k , получим

$$V_k = P_T k_p / z_p k_n. \quad (8.17)$$

У цепных траншекопателей могут приниматься две или три скорости цепи. Соответственно и z_p будет иметь два или три значения. О величине предельно максимальной частоты разгрузок $z_{пр}$ будет сказано ниже, но обычно максимально принимаемое значение z_p находится в пределах 60...100 мин⁻¹ (1...1,7 с⁻¹). При больших значениях z_p снижается k_n за счет рассыпания грунта и возрастают динамические нагрузки. У ЭТЦ-2011-2 он при максимальной скорости цепи равен 1,9 с⁻¹.

Размеры ковшей должны быть согласованы с размерами звеньев ковшовой цепи и ведущей звездочки рабочего органа.

Шаг цепи $l_{ц}$ рекомендуется определять по формуле

$$l_{ц} = (0,5...0,7) \sqrt[3]{V_k}. \quad (8.18)$$

Здесь размерность $l_{ц}$ соответствует размерности V_k , т. е. для того, чтобы, например, получить значение $l_{ц}$ в метрах, V_k должно быть подставлено в метрах кубических.

Желательно принимать значение $l_{ц}$ из нормального ряда шагов цепей. Ряд имеет следующие значения: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500 мм. Хотя у экскаваторов-дреноукладчиков ЭТЦ-202Б, ЭТЦ-2011, ЭТЦ-203 и ЭТЦ-406А $l_{ц} = 190$ мм, у ЭТЦ-206 – 203 мм.

Высота звена цепи $h_{ц} = (0,25...0,45) l_{ц}$.

Окончательно цепь проверяется по тяговому усилию после расчета сил, действующих на рабочий орган.

Основными параметрами ведущей звездочки являются число граней

звездочки $z_{зв}$ и радиус вписанной окружности звездочки $r_{зв}$.

Динамические нагрузки в цепных передачах возрастают с уменьшением числа зубьев звездочки. Это же справедливо и для цепных рабочих органов. Однако поскольку на одну грань ложится одно звено цепи, то при принятом $l_{ц}$ с повышением $z_{зв}$ возрастает и $r_{зв}$, что ведет к увеличению габаритов и материалоемкости оборудования. Поэтому $z_{зв}$ принимается равным 6, 8 или 10.

Чем больше значение $z_{зв}$, тем больше габариты рабочего органа, но меньше динамические нагрузки в цепи.

На схеме (рис. 8.6) приняты следующие обозначения: $r_{зв} = OA$; $h_{ц} = 2AB$; $r_{к} = OG = OH$; $r_1 = OD$.

Здесь r_1 – радиус описанной вокруг звездочки окружности.

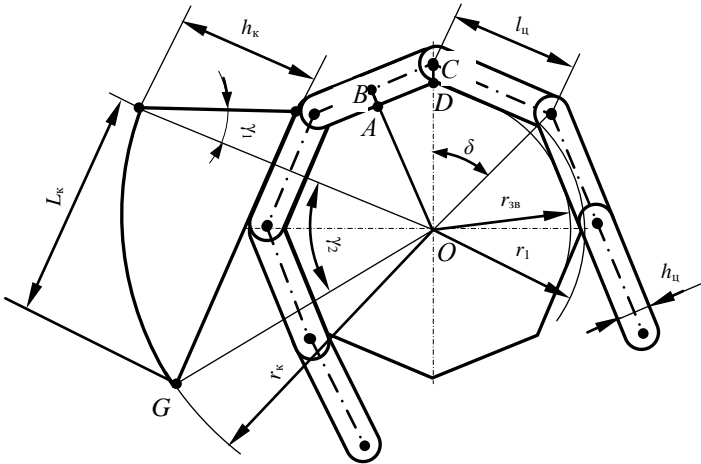


Рис. 8.6. Схема к определению вместимости ковша и размеров ведущей звездочки

Выразим $r_{зв}$ через уже принятые величины $l_{ц}$, $h_{ц}$ и δ . Значение δ можно считать известным, так как уже принято число граней звездочки $z_{зв}$, а $\delta = 2\pi / z_{зв}$. Используя обозначения на рис. 8.6, запишем:

$$r_{зв} = OB - AB. \quad (8.19)$$

Из $\triangle OBC$

$$OB = BC / \operatorname{tg}(\delta/2) = l_{ц} / 2 \operatorname{tg}(\delta/2), \quad (8.20)$$

тогда

$$r_{3B} = [l_{ц} / 2 \operatorname{tg} (\delta / 2)] - h_{ц} / 2; \quad (8.21)$$

$$r_1 = r_{3B} / \cos (\delta / 2). \quad (8.22)$$

Радиус натяжного барабана r_H должен приниматься по условию

$$r_H \approx 1,1 r_{3B}. \quad (8.23)$$

Расчетной высотой ковша h_K является отрезок EH . Высота определяется через r_{3B} :

$$h_K = (0,9 \dots 1,1) r_{3B}. \quad (8.24)$$

В соответствии с принятыми обозначениями радиусом днища ковша r_K является отрезок OH , поэтому можно записать

$$r_K = r_{3B} + h_{ц} + h_K \quad (8.25)$$

или ориентировочно

$$r_K = (1,8 \dots 1,9) h_K. \quad (8.26)$$

Расчетной длиной ковша L_K считается отрезок GE , длину которого можно рассчитать, используя теорему Пифагора:

$$L_K = \sqrt{r_K^2 - (r_{3B} + h_{ц})^2}. \quad (8.27)$$

Обычно

$$L_K = (2,5 \dots 2,6) l_{ц}. \quad (8.28)$$

После определения размеров ковша рассчитывается его геометрическая вместимость V_K . Если принять, что ковш является прямой призмой, имеющей основанием фигуру IGH и высоту b_K , то можно записать

$$V_K = A_{IGH} b_K. \quad (8.29)$$

Площадь A_{IGH} рассчитаем как площадь сектора OGH , из которой необходимо вычесть площадь ΔOGE и прибавить площадь ΔIEH :

$$A_{IGH} = [h_K^2 \operatorname{tg} \gamma_1 + r_K^2 \gamma_2 - L_K(r_K - h_K)] / 2. \quad (8.30)$$

Значение γ_2 , измеряемое в данном случае в радианах, найдем из ΔOGE :

$$\gamma_2 = \arcsin (L_K / r_K). \quad (8.31)$$

Рассчитав V_K , уточним значение z_p .

Значение z_p обычно находится в пределах $60 \dots 90 \text{ мин}^{-1}$ и, как отмечалось выше, должно быть не более $z_{пр}$. При проектировании экскаватора, предназначенного для работы в грунтах с широким диапазоном прочностных свойств, необходимо назначить пониженное значение z_p , т. е. z_p^{\min} . Оно составляет $0,6 \dots 0,7$ от z_p . Скорость цепи, соответствующая но-

минальному значению z_p , должна находиться в пределах 1,1...1,5 м/с. При больших значениях резко возрастает интенсивность изнашивания рабочего органа. Приняв $v_{ц}$ и зная z_p , на основании формулы (8.1) определим T_k :

$$T_k = v_{ц} / z_p. \quad (8.32)$$

Полученное значение T_k необходимо согласовать с $l_{ц}$, так как они должны быть кратными, а затем, используя принятое значение $v_{ц}$ и согласованное T_k , следует пересчитать z_p по формуле (8.2) и уточнить $v_{ц}$.

Предельная частота разгрузок $z_{пр}$ определяется из условия непересыпания грунта из ковша в ковш, т. е. грунт, принудительно удаляемый из ковша (рис. 8.7) очистителем ковшей (точка A), установленным на валу ведущей звездочки, должен, падая, достичь точки B прежде, чем к этой точке подойдет режущая кромка последующего ковша (точка C). Другими словами, время падения грунта с высоты h (t_h) должно быть не больше времени (t_b) перемещения последующего ковша на расстояние b , т. е.

$$t_h \leq t_b. \quad (8.33)$$

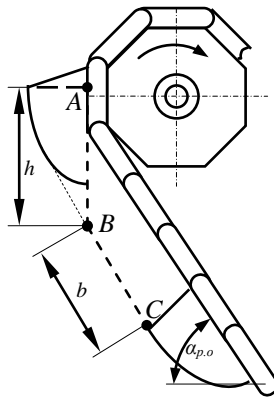


Рис. 8.7. Схема к определению предельной частоты разгрузок

Это неравенство (8.33) можно записать следующим образом:

$$\sqrt{2h / g} \leq b / v_{ц}, \quad (8.34)$$

но поскольку

$$v_{ц} = z_p T_k, \quad (8.35)$$

то можно получить формулу для расчета $z_{пр}$:

$$z_{пр} = b / (T_k \sqrt{2h/g}). \quad (8.36)$$

Полученное значение $z_{пр}$ необходимо сравнить с принятым значением z_p для номинального режима работы. Должно выполняться следующее условие:

$$z_p \leq z_{пр}. \quad (8.37)$$

Для расчета трансмиссии и расчета баланса мощности необходимо знать *диапазон рабочих скоростей передвижения*, т. е. необходимо определить минимальную $v_{п}^{\min}$ и максимальную $v_{п}^{\max}$ рабочие скорости передвижения.

Значение $v_{п}^{\max}$ соответствует работе экскаватора с максимальной производительностью Π_T^{\max} при прокладке траншеи с минимальной поперечной площадью сечения A^{\min} , что обычно соответствует работе в грунтах наименьшей категории при прокладке траншеи наименьшей расчетной глубины. Некоторые траншекопатели (например ЭТЦ-165А или ЭТЦ-1609) имеют рабочее оборудование, способное переналаживаться на траншеи разной ширины. В этом случае A^{\min} соответствует минимальной ширине в минимальной расчетной глубине траншеи. Таким образом,

$$v_{п}^{\max} = \Pi_T^{\max} / A^{\min}, \quad (8.38)$$

где

$$\Pi_T^{\max} = V_k z_p k_n^{\max} / k_p^{\min}, \quad (8.39)$$

$$A^{\min} = b_T^{\min} H^{\min}, \quad (8.40)$$

а

$$v_{п}^{\min} = \Pi_T^{\min} / A^{\max}, \quad (8.41)$$

где

$$\Pi_T^{\min} = V_k z_p^{\min} k_n^{\min} / k_p^{\max}, \quad (8.42)$$

$$A^{\max} = b_T^{\max} H^{\max}. \quad (8.43)$$

В технических характеристиках экскаваторов и в задании по их проектированию зачастую указывают производительность для каких-то определенных расчетных (номинальных) условий при определенной категории грунта и расчетных размерах траншеи. Скорость передвижения, соответствующую этим расчетным условиям, можно назвать номинальной при расчетных $\Pi_T^{\text{НОМ}}$ и $A^{\text{НОМ}}$, т. е.

$$v_{п}^{\text{НОМ}} = \Pi_T^{\text{НОМ}} / A^{\text{НОМ}}. \quad (8.44)$$

Параметры трубоукладчика определяются конструктивно.

При необходимости расчета поперечного ленточного конвейера используется известная методика расчета подъемно-транспортных машин. Ширина ленты конвейера предварительно может быть принята 0,65 м, скорость – 3,2...5,0 м/с.

Для расчета сил, действующих на элементы рабочего органа, определяются параметры стружки грунта по формулам (8.3) – (8.10). В учебных проектах расчет ведется для номинального режима работы.

8.4. Особенности расчета параметров скребковых рабочих органов

Значение $\alpha_{p,o}$ принимается равным 45...75°, хотя существуют и машины с вертикальными рабочими органами, т. е. такие, у которых $\alpha_{p,o} = 90^\circ$. Число режущих элементов в комплекте при разделенной схеме работы зависит от ширины траншеи b_T и толщины стружки δ (рис. 8.8). При $b_T \leq 0,2$ м число линий резания n_p принимается равным 1, 2 или 3, при большей ширине – до 7.

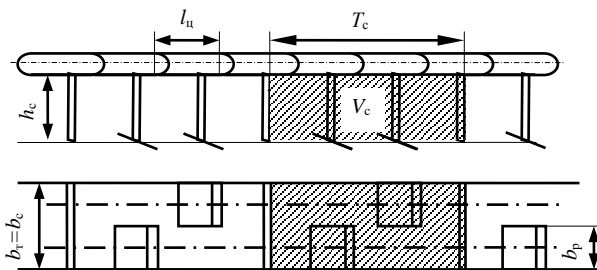


Рис. 8.8. Схема скребкового рабочего органа

При большой высоте скребка h_c возрастают нагрузки в скребковой цепи. Поэтому принимается $h_c = 0,10...0,20$ м, с учетом ориентировочной рекомендации $h_c = 0,25b_T$.

Кроме того, высота транспортирующего скребка должна обеспечивать заданную техническую производительность Π_T . По выносной способности Π_T определяется по формуле

$$\Pi_T = V_c z_c \Delta_p k_n / k_p, \quad (8.45)$$

где V_c – объем межскребкового пространства;

k_n – коэффициент наполнения межскребкового пространства, $k_n = 0,56...0,82$. Меньшие значения k_n соответствуют меньшим значениям $\alpha_{p,o}$;

Δ_p – коэффициент раструски, учитывающий просыпание транспортируемого грунта.

Значение Δ_p зависит от скорости цепи. Скоростям цепи 1,0; 1,5; 2,0 м/с соответствуют значения Δ_p , равные 0,92; 0,85; 0,75.

Для траншеи прямоугольного сечения

$$V_c = b_c h_c T_c. \quad (8.46)$$

Подставив выражение (8.46) для расчета V_c в формулу (8.45), можно получить уравнение для расчета h_c :

$$h_c = \Pi_T k_p / (b_c v_{ц} k_n \Delta_p). \quad (8.47)$$

Скорость цепи $v_{ц}$ для номинального режима работы можно принимать в пределах 1,2...2,7 м/с. Некоторые зарубежные машины имеют скорость цепи до 4,8 м/с. Меньшие значения принимаются для траншейных экскаваторов, прокладывающих траншеи больших размеров и имеющих конструктивно сложные рабочие органы. К таким экскаваторам могут быть отнесены экскаваторы типа ЭТЦ-252.

252.

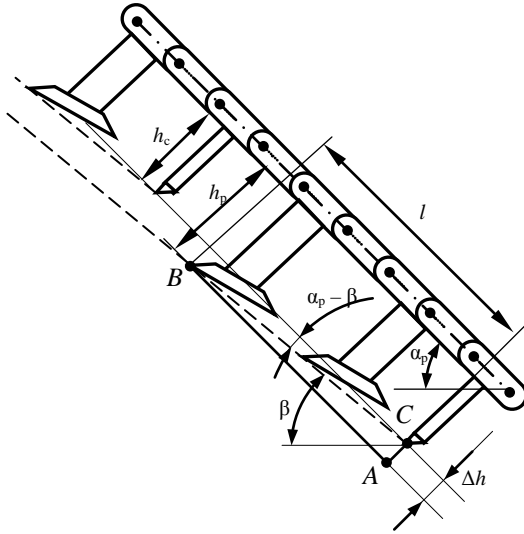


Рис. 8.9. Схема к определению высоты режущего скребка

Для режущего скребка, наиболее удаленного от транспортирующего в пределах одного комплекта, значение Δh определится из ΔABC :

$$\Delta h = l \operatorname{tg} (\alpha_{p.o} - \beta). \quad (8.50)$$

Тогда

$$h_p = h_c + l \operatorname{tg} (\alpha_{p.o} - \beta). \quad (8.51)$$

С целью повышения уровня унификации высота всех режущих скребков может приниматься одинаковой.

Для органов с совмещенной схемой работы h_p не рассчитывается.

Диапазон рабочих скоростей определяется как и для многоковшовых экскаваторов по формулам (8.38), (8.41), (8.44).

Параметры стружки определяются так же, как и для многоковшового цепного экскаватора.

8.5. Выбор параметров шнека

Поднятый на поверхность грунт обычно ссыпается со скребков и располагается непосредственно перед рабочим органом. Если его не удалить от бровки траншеи, то он частично засыплет ее и затруднит движение скребковой цепи. Для отодвигания вынутаго грунта от бровки траншеи в большинстве случаев используется шнек, который приводится во вращение движущейся скребковой цепью (рис. 8.10).

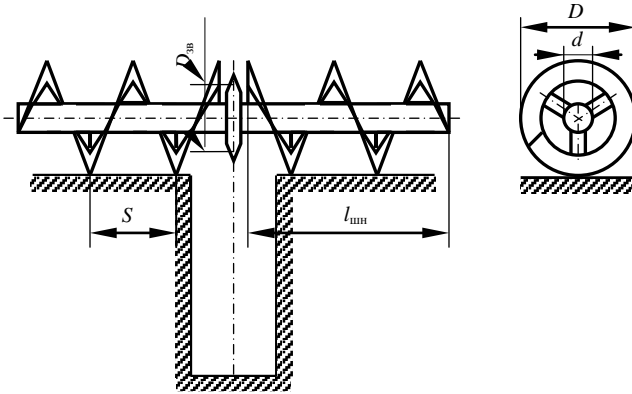


Рис. 8.10. Обозначение размеров шнека

Параметры шнека определяются исходя из того, что шнеки должны обеспечить производительность $\Pi_T^{\text{шн}}$ не меньшую, чем максимальная техническая производительность по выносной способности рабочего органа, т. е. должно выполняться условие $\Pi_T^{\text{шн}} \geq \Pi_T^{\text{max}}$.

Значение $\Pi_T^{\text{шн}}$ определяется по формуле

$$\Pi_T^{\text{шн}} = \pi (D^2 - d^2) S n_{\text{шн}} k_n / 2, \quad (8.52)$$

где D – диаметр шнека (рис. 8.10);

d – диаметр вала шнека;

S – шаг винтовой линии;

$n_{\text{шн}}$ – частота вращения шнека;

k_n – коэффициент наполнения шнекового пространства, $k_n = 0,2 \dots 0,4$.

Для узкотраншейных экскаваторов, прокладывающих траншеи глубиной до 2 м, $D \approx 0,4$ м, $d = 0,06 \dots 0,08$ м, $S \approx (0,8 \dots 1,0)D$. Значение $n_{\text{шн}}$ определяется по формуле (8.52) после подстановки в ее левую часть значения Π_T^{max} , рассчитанного по формуле (8.38) в метрах кубических в секунду, т. е.

$$n_{\text{шн}} \geq 2 P_T^{\text{max}} / [\pi (D^2 - d^2) S k_n]. \quad (8.53)$$

Длина рабочей части шнека $l_{\text{шн}}$ принимается с учетом расстояния, на которое необходимо отодвинуть грунт от бровки канала. На основании рис. 8.10 можно рекомендовать следующую зависимость:

$$l_{\text{шн}} = H \operatorname{tg} \varphi_{\text{обр}} + b_T / 2, \quad (8.54)$$

где $\varphi_{\text{обр}}$ – угол обрушения откоса, $\varphi_{\text{обр}} = 18 \dots 25^\circ$.

Диаметр $D_{\text{зв}}$ делительной окружности приводной звездочки в метрах определяется по формуле

$$D_{\text{зв}} = v_{\text{ц}} / \pi n_{\text{шн}}, \quad (8.55)$$

которая получена на основании того, что скорость цепи равна окружной скорости звездочки. При этом число зубьев звездочки не менее 6.

При использовании для отодвигания грунта поперечного скребкового цепного конвейера (экскаватор типа ЭТЦ-208) ширину скребка можно принять равной 0,35 м, скорость цепи – 2,0...2,5 м/с и по формуле (8.47) определить минимальное значение высоты скребка, приняв $P_T = P_T^{\text{max}}$, $\Delta_p = 1$; $k_n = 0,4 \dots 0,5$.

8.6. Определение мощности на привод рабочего органа ЭТЦ

Мощность на привод активного рабочего органа $P_{\text{р.о}}$ можно определить по следующему уравнению:

$$P_{\text{р.о}} = (P_k + P_n + P_{\text{оч}} + P_{\text{тр}}) / \eta_{\text{р.о}} + P_{\text{от}}, \quad (8.56)$$

где P_k – мощность на копание, т. е. на отделение стружки грунта от забоя (целика);

P_n – мощность на подъем отделенного грунта к месту выгрузки его из ковша или к месту ссыпки со скребков;

$P_{\text{оч}}$ – мощность на очистку ковшей от налипшего грунта (для скребковых ЭТЦ $P_{\text{оч}} = 0$);

$P_{\text{тр}}$ – мощность на трение грунта о забой в процессе подъема грунта скребками к месту ссыпки (для многоковшовых ЭТЦ $P_{\text{тр}} = 0$);

$\eta_{\text{р.о}}$ – к.п.д. рабочего органа. Принимается $\eta_{\text{р.о}} = 0,7 \dots 0,8$ для многоковшовых и $\eta_{\text{р.о}} = 0,6 \dots 0,7$ для скребковых;

$P_{\text{от}}$ – мощность на привод устройства, перемещающего вынутый грунт к месту его отсыпки.

Формулу для расчета мощности, необходимой на копание грунта, можно получить, имея в виду, что одним из вариантов определения мощности при осуществлении какого-либо процесса является произведение

силы сопротивления, возникающего при выполнении данного процесса, на скорость перемещения элемента или элементов, на которые действует эта сила. Для процесса копания грунта цепным рабочим органом можно записать

$$P_k = F_k v_{ц}, \quad (8.57)$$

где F_k – суммарная касательная сила, препятствующая перемещению режущей кромки, т. е. сила на отделение грунта от забоя, действующая на все режущие кромки, которые находятся в контакте с забоем (рис. 8.11).

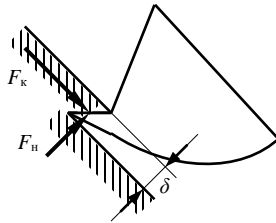


Рис. 8.11. Схема к определению сил, действующих на режущую кромку

Расчет F_k выполним следующим образом:

$$F_k = A_{стр} k_1 z, \quad (8.58)$$

где $A_{стр}$ – площадь поперечного сечения стружки шириной b , срезаемой режущим элементом ($A_{стр} = b \delta$);

k_1 – удельное сопротивление грунта копанию;

z – число режущих элементов, одновременно находящихся в контакте с забоем.

Расчет z выполняется по формуле

$$z = (1 + L_c / T_c) i_p, \quad (8.59)$$

где i_p – число линий резания, т. е. число рядов установки режущих скребков.

Для многоковшового рабочего органа число линий резания обычно равно единице. Кроме того, в формуле (8.59) для многоковшового рабочего органа вместо T_c должно использоваться T_k .

Произведение $A_{стр} z v_{ц}$ есть производительность P_T траншекопателя. Тогда, используя формулу (8.57), можно записать

$$P_k = k_1 P_T. \quad (8.60)$$

Формула (8.60) является окончательной, по которой обычно и ведут расчет мощности на копание грунта. Для получения значения P_k в киловаттах k_1 подставляют в килопаскалях, а L_T – в метрах кубических в секунду.

Значение k_1 зависит от геометрии и состояния режущих кромок, толщины срезаемой стружки, скорости резания и ряда других факторов. Но практически с учетом опыта проектирования оно назначается по существующим рекомендациям в зависимости от категории разрабатываемого грунта (прил. 2). С учетом того, что рабочие органы мелиоративных экскаваторов осуществляют разработку грунта в условиях блокированного резания и зачастую при больших углах резания, установленную величину k_1 необходимо выбирать близкой к верхнему значению из указанного диапазона. Можно рекомендовать для грунтов первой категории k_1 принимать 150 кПа, второй – 250 кПа, третьей – 370, четвертой – 550 кПа.

С уменьшением толщины стружки растет удельное сопротивление копанию. Особенно резко возрастают удельные энергозатраты при толщине стружки менее 25 мм. Такая стружка условно считается тонкой. Для тонкой стружки значение k_1 (в кПа), учитывающее и затрудненные условия копания, определяется по формуле

$$k_1 = (110...120) C_{уд} / \delta^e, \quad (8.61)$$

где $C_{уд}$ – показатель плотномер ДорНИИ (число ударов динамического плотномер);

δ – толщина стружки, см;

e – показатель степени. Для минеральных грунтов $e = 0,4$, для болотно-торфяных $e = 0,33$.

Связь между категорией грунта и $C_{уд}$ (показатель плотномер ДорНИИ) приведена в табл. 8.1.

Таблица 8.1. Деление грунта на категории по трудности разработки в зависимости от числа ударов ударника плотномер ДорНИИ

Категория грунта	1	2	3	4
Число ударов ударника плотномер ДорНИИ	1...4	5...8	9...15	16...34

Значение δ в формуле (8.61) должно приниматься с учетом конструкции рабочего органа. Например, у ковшей зубья устанавливаются со смещением, поэтому, пользуясь формулой (8.3), вместо T_k необходимо подставлять расстояние между зубьями или резцами, находящимися в одной линии резания.

Формулу для расчета значения P_n получим, представив P_n как отно-

шение работы на подъем грунта $W_{\text{п}}$, т. е. на увеличение его потенциальной энергии, ко времени подъема $t_{\text{п}}$. Величину $W_{\text{п}}$ определим как

$$W_{\text{п}} = F_{\text{п}} H_{\text{п}}, \quad (8.62)$$

где $F_{\text{п}}$ – сила, препятствующая подъему грунта;

$H_{\text{п}}$ – высота подъема грунта.

Подъему грунта препятствует его сила тяжести, которую можно определить, используя объем грунта $V_{\text{г}}$, поднимаемого рабочим органом, и плотность грунта ρ , принимаемая по прил. 1 или 2. Тогда

$$F_{\text{п}} = V_{\text{г}} \rho g K_3, \quad (8.63)$$

где K_3 – коэффициент, учитывающий возможное защемление грунта между стенкой траншеи и транспортирующим элементом.

Для многоковшовых ЭТЦ $K_3 = 1$, для скребковых при работе во влажных связных грунтах $K_3 = 1$, в малосвязных грунтах $K_3 = 1,05 \dots 1,15$. Для скребков прямоугольного сечения $K_3 = 1,2 \dots 1,25$, трапецеидального сечения – $K_3 = 1$.

Следовательно,

$$P_{\text{п}} = V_{\text{г}} \rho g H_{\text{п}} / t_{\text{п}}. \quad (8.64)$$

Отношение $V_{\text{г}}$ к $t_{\text{п}}$ есть $\Pi_{\text{т}}$. Тогда окончательно

$$P_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{п}}. \quad (8.65)$$

Ковши, двигаясь снизу вверх и отделяя стружку от забоя, заполняются грунтом до тех пор, пока не достигнут дневной поверхности. После этого заполненные ковши поднимают грунт к месту выгрузки. Поэтому величину $H_{\text{п}}$ представляют состоящей из величины подъема грунта в забое h_3 до дневной поверхности и от дневной поверхности до места выгрузки h_0 , т. е.

$$H_{\text{п}} = h_3 + h_0. \quad (8.66)$$

Для частиц грунта, расположенных у дна траншеи, высота h_3 близка к H , а для частиц, расположенных у дневной поверхности, близка к нулю. Поэтому h_3 определяется в общем виде как высота подъема центра масс сечения разрабатываемой траншеи или канала до дневной поверхности.

При прокладке траншеи прямоугольного сечения $h_3 = H/2$. Для многоковшовых ЭТЦ при принудительной очистке ковшей очистителем h_0 есть высота установки очистителя, при свободной выгрузке грунта из ковшей h_0 есть высота места опрокидывания ковшей. Для скребковых ЭТЦ

$$h_0 = T_c \sin \alpha_{\text{п.о}}. \quad (8.67)$$

При свободной разгрузке ковшей $P_{оч} = 0$, при принудительной

$$P_{оч} = F_{оч} v_{ц}, \quad (8.68)$$

где $F_{оч}$ – сила, необходимая для очистки ковшей.

Значение $F_{оч}$ определяется по формуле

$$F_{оч} = f_{оч} (2h_{к} + b_{к}), \quad (8.69)$$

где $f_{оч}$ – удельное сопротивление сдвиганию грунта очистителем. Для грунтов средней липкости $f_{оч} = 2...4$, для очень липких грунтов $f_{оч} = 4...6$ кН/м.

Мощность $P_{тр}$ определим следующим образом:

$$P_{тр} = F_{тр} v_{ц}. \quad (8.70)$$

Для одного межскребкового пространства силу трения F_1 в соответствии с рис. 8.12 рассчитаем по формуле

$$F_1 = f_2 m g \cos \beta, \quad (8.71)$$

где f_2 – коэффициент трения грунта о грунт (прил. 1);

m – масса грунта в одном межскребковом пространстве.

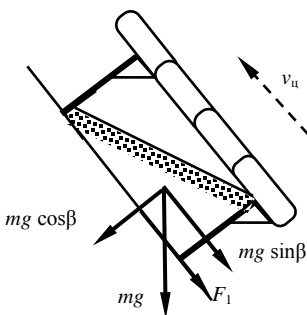


Рис. 8.12. Схема сил, действующих на грунт, находящийся в межскребковом пространстве

Очевидно, что при выходе рассматриваемого пространства из забоя

$$m = V_c \rho \Delta_p k_n / k_p. \quad (8.72)$$

При входе в забой $m = 0$. С учетом этого величину $F_{тр}$ можно определить следующим образом:

$$F_{тр} = (f_2 V_c \rho \Delta_p k_n H \cos \beta) / (2k_p T_c \sin \beta). \quad (8.73)$$

Здесь $H / (T_c \sin \beta)$ есть число транспортирующих скребков, находящихся в контакте с забоем.

Тогда, представив

$$v_{ц} = T_c z_c, \quad (8.74)$$

на основании формулы (8.71) можно записать $F_{тр}$ в виде

$$F_{тр} = (f_2 V_c z_c \rho \Delta_p k_n H \operatorname{ctg} \beta) / (2v_{ц} k_p). \quad (8.75)$$

Поскольку

$$П_{т} = V_c z_p k_n \Delta_p / k_p, \quad (8.76)$$

формулу (8.70) перепишем в окончательном виде:

$$P_{тр} = (f_2 П_{т} \rho g H \operatorname{ctg} \beta) / 2. \quad (8.77)$$

У многоковшовых ЭТЦ грунт из ковшей попадает на ленточный конвейер. Ориентировочно для коротких горизонтальных транспортеров потребную мощность можно принимать по производительности из расчета 100 кВт / (м³/с). При условии отодвигания грунта в отвал шнеком расчет $P_{от}$ производится по формуле

$$P_{от} = П_{т} \rho g l_{шн} C_o, \quad (8.78)$$

где C_o – коэффициент пропорциональности. Для данных рабочих органов можно принять $C_o = 4...5$.

8.7. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование

Для выполнения тяговых, статических и прочностных расчетов, а также для подбора элементов гидро- и электропривода необходимо определить усилия, действующие на рабочее оборудование.

Удельное сопротивление грунта резанию k_1 есть отношение силы F_k , необходимой для отделения стружки грунта от забоя, к площади поперечного сечения стружки, т. е.

$$k_1 = F_k / (\delta b_c). \quad (8.79)$$

Тогда

$$F_k = k_1 \delta b_c. \quad (8.80)$$

Кроме F_k на копающий элемент действует сила F_n , стремящаяся вытолкнуть его из грунта (см. рис. 8.11). Она определяется по зависимости

$$F_n = \varepsilon F_k, \quad (8.81)$$

где ε – коэффициент соотношения между F_k и F_n .

Для многоковшовых ЭТЦ $\varepsilon = 0,15 \dots 0,45$, для скребковых $\varepsilon = 0,6 \dots 0,9$.

Помимо сил, препятствующих копанью грунта, на копающие элементы действуют силы трения, силы тяжести грунта, силы инерции. Поэтому общую касательную силу F_τ , действующую на копающий или копающе-транспортирующий элемент, определяют по формуле

$$F_\tau = (P_k + P_n + P_{тр}) / (v_{ц} n_k), \quad (8.82)$$

где n_k – число копающих элементов, находящихся в контакте с забоем.

На основании рис. 8.2, а

$$n_k = H / (T_k \sin \beta). \quad (8.83)$$

Расчетное значение n_k до целой величины не округляется. Нормальная сила F_n определяется аналогично F_n по формуле (8.81).

При разделенной схеме копания на копающий элемент действует сила F_τ^k :

$$F_\tau^k = P_k / (v_{ц} n_k), \quad (8.84)$$

на транспортирующий элемент действует сила F_τ^t :

$$F_\tau^t = (P_n + P_{тр}) / (v_{ц} n_c), \quad (8.85)$$

где n_c – число транспортирующих скребков, находящихся в контакте с забоем, которое определяется по формуле (8.82).

Подбор цепей рабочего органа производится по максимальному тяговому усилию $F_{ц}$. Для скребкового ЭТЦ, у которого грунт от траншеи отодвигается шнеками, усилие $F_{ц}$ вычисляют по формуле

$$F_{ц} = P_{р.о} / v_{ц}. \quad (8.86)$$

Для многоковшовых экскаваторов

$$F_{ц} = (P_k + P_n + P_{оч}) / (v_{ц} \eta_{р.о}). \quad (8.87)$$

Определив $F_{ц}$, подбирают цепь с учетом того, что коэффициент запаса прочности должен быть в пределах 6...9.

Для тяговых и статических расчетов определяют суммарное значение $F_\tau^{сум}$ и $F_n^{сум}$. Точкой их приложения считается середина глубины траншеи (рис. 8.13). Расчет $F_\tau^{сум}$ и $F_n^{сум}$ выполняется по следующим формулам:

$$F_\tau^{сум} = (P_k + P_n + P_{тр}) / v_{ц}, \quad (8.88)$$

$$F_n^{сум} = \varepsilon F_\tau^{сум}. \quad (8.89)$$

При наличии у траншекопателя устройства для подчистки дна учитывается сила F_d :

$$F_d = K_3 k_1 b_T e_d, \quad (8.90)$$

где e_d – толщина слоя, снимаемого со дна траншеи.

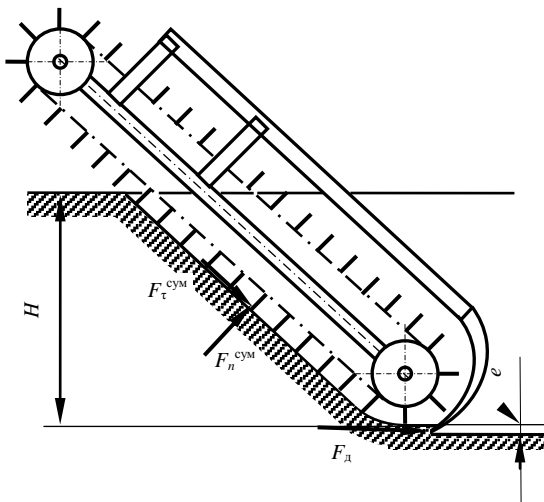


Рис. 8.13. Схема к определению сил, действующих на рабочий орган

Значение e_d можно принимать в пределах $0,025 \dots 0,035$ м, тогда k_1 следует принимать для толстой стружки по табл. 8.1.

Дреноукладчики обычно снабжаются трубоукладчиком, который движется по дну и защемляется между стенками траншеи. Ориентировочный расчет испытываемого им сопротивления F_T производится по зависимости

$$F_T = (0,8 \dots 0,9) (F_\tau^{\text{сум}} \cos \beta + F_n^{\text{сум}} \sin \beta). \quad (8.91)$$

Сила F_T (рис. 8.14) является суммой сил, возникающих при трении стенок трубоукладчика о грунт стенок траншеи, при налипании грунта на стенки трубоукладчика, при трении днища последнего о дно траншеи, при подчистке дна и формировании на нем желобка для трубки. Эту силу приблизительно можно считать направленной против хода экскаватор-дреноукладчика параллельно дну траншеи на высоте около $0,25H$ от ее дна.

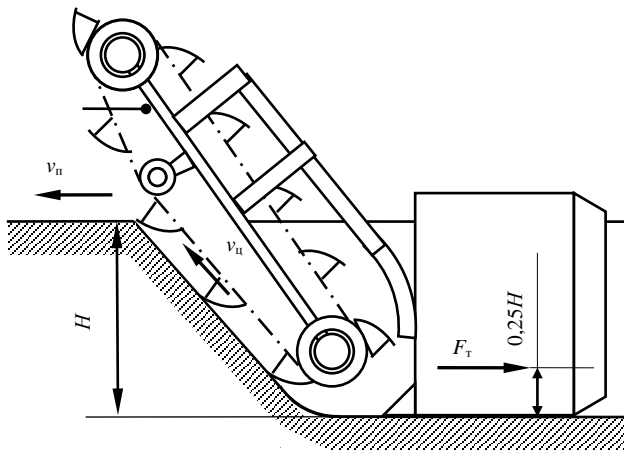


Рис. 8.14. Схема силы, действующей на трубокладчик

В том случае, когда рабочий орган шарнирно связан с базовым энергетическим средством, т. е. когда гидроцилиндры управления рамой рабочего органа находятся при копании траншеи в плавающем положении, а трубокладчик своим днищем опирается о дно траншеи, под трубокладчиком возникает вертикальная реакция грунта и сила трения дна трубокладчика о дно траншеи. Методика расчета реакции и силы изложена ниже в тяговых расчетах.

9. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МНОГОКОВШОВЫХ РОТОРНЫХ И ШНЕКОРОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

9.1. Основные определения. Форма и размеры стружки, срезаемой ковшами ротора

Роторы многоковшовых экскаваторов имеют прямое направление вращения, т. е. такое, при котором направление вектора окружной скорости нижней точки вращающегося ротора совпадает с направлением вектора скорости рабочего передвижения экскаватора. Окружная скорость v_p ротора значительно превосходит скорость v_n передвижения экскаватора, поэтому режущие кромки ковшей движутся по укороченной циклоиде (трохоиде). Форма траектории ковша показана на рис. 9.1, а.

За один оборот ротор перемещается на величину T , которая является шагом трохойды или в данном случае *подачей на оборот*:

$$T = v_n t_{об}, \quad (9.1)$$

где $t_{об}$ – время одного оборота ротора.

Величина, обратная $t_{об}$, есть частота вращения n . Тогда

$$T = v_n / n. \quad (9.2)$$

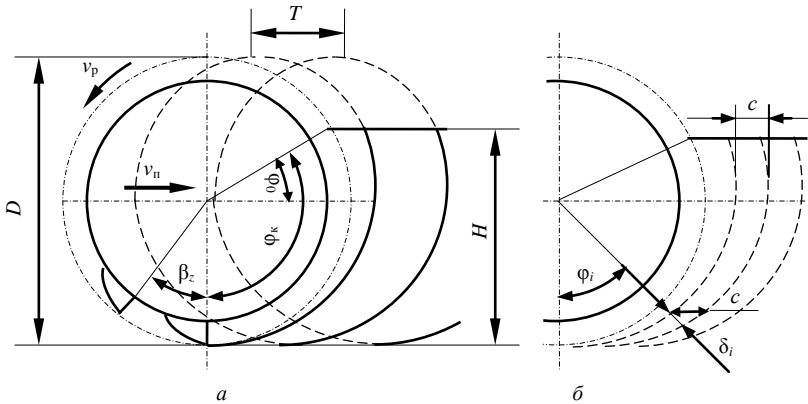


Рис. 9.1. Схема к определению основных кинематических соотношений ротора: а – траектория режущей кромки ковша; б – форма стружки, срезаемой ковшами

Выражая n через угловую скорость ω ротора, получим

$$T = v_n 2\pi / \omega. \quad (9.3)$$

Используя линейную (окружную) скорость ротора v_p и его диаметр D

по режущим кромкам ковшей, получим

$$T = \pi D v_{\pi} / v_p. \quad (9.4)$$

Ковши, двигаясь друг за другом, срезают серповидную стружку переменной толщины (рис. 9.1, б). Поскольку на роторе устанавливается z ковшей, то путь, который пройдет экскаватор за время поворота ротора на угол между двумя соседними, расположенными в одном ряду ковшами, будет в z раз меньше T . Этот путь является *подачей на ковш* c :

$$c = T / z. \quad (9.5)$$

Центральный угол между режущими кромками двух соседних ковшей называется *угловым шагом ковшей* β_z . Соответствующая этому углу длина дуги окружности, измеренная на диаметре D , является шагом ковша T_k . Математически эти определения можно записать в следующем виде:

$$\beta_z = 2\pi / z; \quad (9.6)$$

$$T_k = \pi D / z. \quad (9.7)$$

Обозначим время поворота на один угловой шаг β_z через t_z . Тогда

$$t_z = \beta_z / \omega = T_k / v_p. \quad (9.8)$$

Величина, обратная t_z , есть *частота разгрузок* z_p :

$$z_p = \omega / \beta_z = v_p / T_k. \quad (9.9)$$

С учетом приведенных выше определений можно записать

$$c = v_{\pi} / z_p = v_{\pi} \beta_z / \omega = v_{\pi} T_k / v_p. \quad (9.10)$$

Толщина стружки является величиной переменной и измеряется по радиальному направлению. Текущее значение толщины стружки δ_i приближенно можно определить по формуле

$$\delta_i \approx c \sin \varphi_i, \quad (9.11)$$

где φ_i – текущее значение угла поворота ротора, измеряемое между нижней точкой ротора и режущей кромкой соответствующего ковша.

В расчетах часто используется значение *средней толщины стружки* $\delta_{\text{ср}}$. Эта толщина соответствует повороту ротора на угол, равный половине угла *контакта* φ_k , и определяется по формуле

$$\delta_{\text{ср}} = c \sin (\varphi_k / 2). \quad (9.12)$$

Из рис. 9.1, б следует, что

$$\varphi_k = \varphi_o + 90, \quad (9.13)$$

где

$$\varphi_o = \arcsin[(H - D/2) / (D/2)]. \quad (9.14)$$

Ширина стружки b_c равна ширине ковша B по режущей кромке, т. е. $b_c = B$.

9.2. Определение основных параметров ротора

К основным параметрам ротора относятся диаметр ротора, измеряемый по режущим кромкам ковшей или их зубьев; скорость вращения ротора; размеры и формы ковшей; частота разгрузок; число ковшей; шаг ковшей; месторасположение транспортера.

Диаметр ротора D зависит от максимальной глубины траншеи или канала H и принимается равным $(1,7...1,9)H$ либо определяется по эмпирической зависимости

$$D = 1 + 1,28 H. \quad (9.15)$$

В этом уравнении значение H подставляется в метрах.

Скорость вращения ротора v_p определяется из соображений обеспечения свободной сыпки грунта из ковшей внутрь ротора, где он попадает на ленточный транспортер. На грунт, находящийся в ковше, действует сила тяжести грунта G и центробежная сила F . Скорость ротора, при которой сила тяжести равна центробежной силе в момент достижения ковшем наивысшего положения, называется *критической скоростью* $v_{кр}$. При такой скорости грунт в ковше, находящемся в наивысшем положении, окажется как бы в состоянии невесомости и из ковша высыпаться не будет, что приведет к переполнению и остановке ротора. Схематически положение равновесия показано на рис. 9.2.

Выражение $G = F$ перепишем, подставив в него соответствующее значение массы грунта m :

$$mg = m v_{кр}^2 / R. \quad (9.16)$$

Отсюда

$$g = v_{кр}^2 / R \quad (9.17)$$

или

$$v_{кр} = \sqrt{gD/2} = 2,22\sqrt{D}. \quad (9.18)$$

Для обеспечения полной выгрузки грунта из ковшей и попадания его на ленту транспортера без выхода из зоны разгрузки принимается

$$v_p = (0,3...0,5) v_{кр}. \quad (9.19)$$

Меньшие значения принимаются для грунтов, склонных к налипанию.

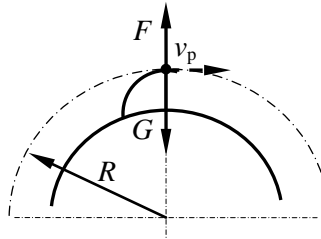


Рис. 9.2. Схема к определению критической скорости ротора

При необходимости использования в расчетах значения угловой скорости из формулы (9.18) легко получить следующее выражение:

$$\omega_{кр} = \sqrt{2g / D}. \quad (9.20)$$

Размеры ковшей в основном определяются шириной траншеи b_t или минимальной шириной канала по дну b_d . При ширине траншеи (канала по дну) не более 1,2 м принимают однорядную установку ковшей, тогда $b_t = b_d = B_k$. При ширине траншеи (или дна канала), большей 1,2 м, обычно принимают установку ковшей в два ряда, что объясняется необходимостью обеспечения жесткости конструкции ротора. При однорядной установке *ширина ковша* b_k определяется по зависимости

$$b_k = 0,9 b_t. \quad (9.21)$$

Высота ковша (рис. 9.3)

$$h_k = (0,4...0,6) b_k. \quad (9.22)$$

Радиус днища ковша

$$r_k = (1,8...2,0) h_k. \quad (9.23)$$

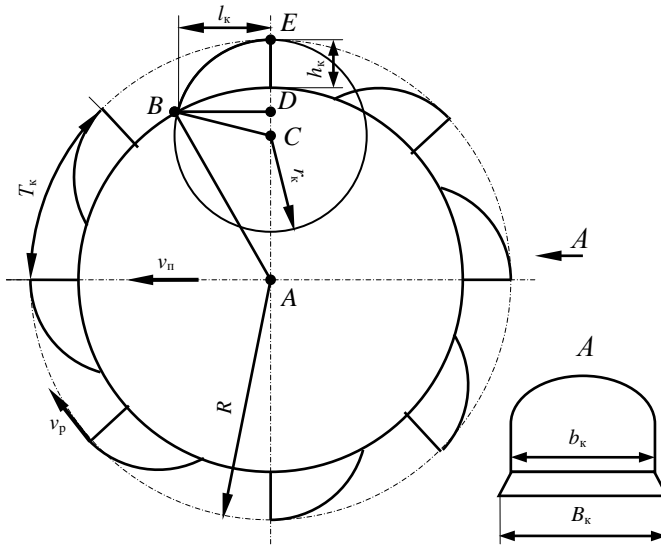


Рис. 9.3. Обозначение основных размеров ротора

Длину ковша l_k найдем из ΔABC (рис. 9.3). На основании теоремы косинусов запишем для ΔABC

$$\cos A = (b^2 + c^2 - a^2) / 2bc, \quad (9.24)$$

где $b = R - r_k$; $c = R - h_k$; $a = r_k$.

Из ΔABD

$$l_k = (R - h_k) \sin A. \quad (9.25)$$

Однако, как следует из рис. 9.3, если известны h_k , r_k и R , то l_k можно найти графически.

Зная размеры ковша, можно определить его *геометрическую (расчетную) вместимость*:

$$V_k = k_\phi b_k l_k h_k, \quad (9.26)$$

где k_ϕ – коэффициент формы, учитывающий то, что ковш не является правильным параллелепипедом. Принимается $k_\phi = 0,8 \dots 0,9$.

Частоту разгрузок z_p определяют из формулы расчета технической производительности Π_T по выносной способности, которая обычно указывается в задании на проектирование:

$$\Pi_T = V_K z_p k_H / k_p, \quad (9.27)$$

где k_H – коэффициент наполнения. Для того чтобы грунт в ковшах не переуплотнялся и легко высыпался из ковшей, принимается k_H меньше единицы, в пределах 0,8...0,85;

k_p – коэффициент разрыхления грунта. Его можно принять по прил. 1. Из формулы (9.27) получим

$$z_p = \Pi_T k_p / V_K k_H. \quad (9.28)$$

Зная z_p , рассчитаем шаг ковшей:

$$T_K = v_p / z_p, \quad (9.29)$$

Число ковшей

$$z_K = \pi D / T_K. \quad (9.30)$$

Результат, полученный по формуле (9.30), округляется до ближайшего целого числа и затем определяется уточненное значение v_p , соответствующее округленному значению T_K при принятых z_K и z_p .

Для уменьшения пульсаций нагрузки на привод и повышения равномерности подачи грунта на транспортер необходимо, чтобы в контакте с забоем находилось одновременно не менее двух ковшей, т. е.

$$\varphi_K \geq 2\beta_z. \quad (9.31)$$

Отсюда

$$\beta_z \leq \varphi_K / 2. \quad (9.32)$$

Поскольку

$$\beta_z = 2\pi / z_K, \quad (9.33)$$

то

$$z_K \geq 4\pi / \varphi_K. \quad (9.34)$$

Если данное условие не выполняется, то необходимо предусмотреть применение ковшей меньшей вместимости, которые могут быть установлены в один или два ряда. Так, если углы измеряются в градусах, то при $\varphi_K = 90^\circ$ z_K должно быть больше или равно восьми, однако поскольку при минимальных глубинах траншей и каналов $\varphi_K < 90^\circ$, то обычно на выпускающихся в настоящее время экскаваторах устанавливается до 16 ковшей.

Месторасположение транспортера (рис. 9.4) определяют, исходя из того, что грунт, высыпавшийся из ковшей 1, должен попадать на ленту транспортера 4. Причем транспортер стремятся расположить внутри ротора 3, но как можно выше, так как чем выше расположен транспортер,

Траектория тела, брошенного под углом к горизонту, описывается обычно двумя уравнениями, которые при принятых обозначениях будут иметь вид

$$X = v_p t \cos \alpha_n, \quad (9.35)$$

$$Y = v_p t \sin \alpha_n - gt^2/2, \quad (9.36)$$

где t – время, измеряемое от момента начала разгрузки.

Выразив t из уравнения (9.35), подставив полученное выражение в уравнение (9.36) и проведя соответствующие сокращения, получим формулу для описания траектории:

$$Y = X \operatorname{tg} \alpha_n - g X^2 / 2v_p^2 \cos^2 \alpha_n. \quad (9.37)$$

Подставляя в уравнение (9.37) различные значения X (от нуля с шагом 0,2...0,4 м), строим траекторию полета грунта с началом траектории в точке A . Затем строим траекторию с началом в точке B с предварительным пересчетом значения v_p , соответствующего меньшему радиусу, и подстановкой полученного значения v_p в уравнение (9.37).

Обе траектории должны попадать на ленту транспортера. На основании этого расчета и условия обеспечения производительности можно также предварительно определить и *ширину ленты* $B_{л}$. Кроме того, ширина ленты должна быть определена из условия обеспечения требуемой производительности (транспортирующей способности). При плоской ленте ширина определяется по формуле

$$B_{л} \geq \sqrt{\Pi_{т} k_p / (0,0416 v_{л} c_y)}, \quad (9.38)$$

при желобчатой ленте – по формуле

$$B_{л} \geq \sqrt{\Pi_{т} k_p / (0,0833 v_{л} c_y)}, \quad (9.39)$$

где $v_{л}$ – скорость ленты, $v_{л} = 3 \dots 5$ м/с;

c_y – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера (табл. 9.1).

Таблица 9.1. Значения коэффициентов c_y

Угол наклона транспортера, град	3	4	8	12	16	20	22	26
Значение c_y	1,00	0,99	0,97	0,93	0,89	0,81	0,76	0,66

Ширина ленты выбирается из ряда: 500, 650, 800, 1000, 1200 мм.

При выгрузке грунта одновременно на два транспортера, что обычно используется на шнекороторных экскаваторах или экскаваторах-тран-

шеекопателях, предназначенных для рытья траншей большого поперечного сечения, в уравнения (9.38) и (9.39) подставляется соответственно вдвое уменьшенное значение P_T .

Остальные параметры и расчеты транспортера выполняются обычными методами.

Диапазон рабочих скоростей передвижения определяется на основании формулы расчета скорости передвижения:

$$v_{\Pi}^{\text{nom}} = P_T / A, \quad (9.40)$$

где A – площадь поперечного сечения траншеи (канала).

Таким образом, максимальное значение скорости передвижения соответствует максимальному значению технической производительности в наиболее благоприятных условиях (k_{Π} – максимально, k_p – минимально) и минимальному значению площади поперечного сечения, т. е.

$$v_{\Pi}^{\text{max}} = P_T^{\text{max}} / A_{\text{min}}. \quad (9.41)$$

Аналогично

$$v_{\Pi}^{\text{min}} = P_T^{\text{min}} / A_{\text{max}}. \quad (9.42)$$

С целью снижения энергоемкости процесса копания необходимо стремиться к такой скорости передвижения, при которой подача на ковш составляет не менее 25...30 мм.

9.3. Расчет основных параметров шнекового откосообразователя

Основными параметрами шнекового откосообразователя (рис. 9.5) являются угол подъема винтовой поверхности шнека, максимальный диаметр шнека, частота вращения, длина режущей части шнека.

Шнек режет грунт и транспортирует его вниз к ковшам ротора. К нижней части шнека объем транспортируемого грунта возрастает, поэтому необходимо, чтобы производительность шнека также возрастала к нижней части. Этого, как известно, можно добиться или применением цилиндрического шнека с увеличивающимся углом подъема винтовой линии α_{Π} или применением конусного шнека с постоянным α_{Π} . Величина *угла подъема* обусловлена углом трения стали о грунт и находится в пределах 20...30°.

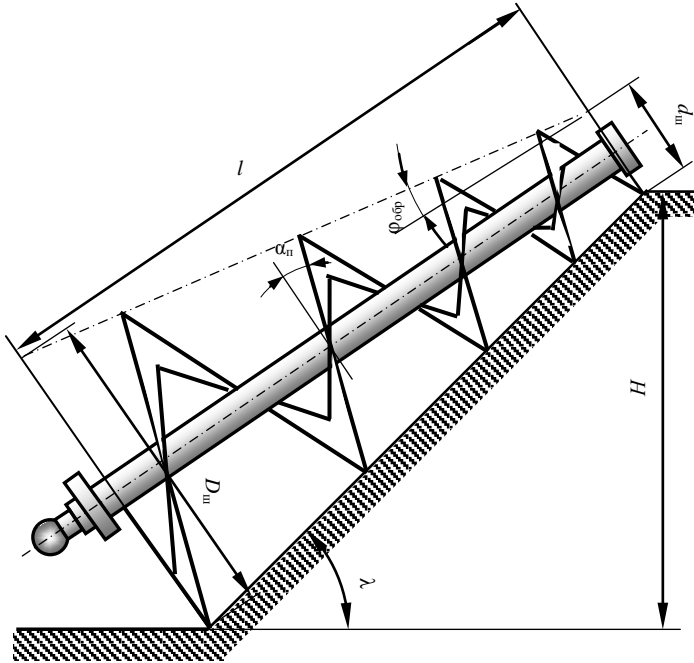


Рис. 9.5. Основные размеры шнека откосообразователя

Максимальный диаметр шнека принимается по зависимости

$$D_{\text{ш}} = (0,48 \dots 0,58) H, \quad (9.43)$$

где H – максимальная расчетная глубина канала.

Шнеки срезают и транспортируют вниз грунт с обоих откосов канала. На рис. 9.6, a площадь поперечного сечения этого грунта обозначена $A_{\text{ш}}$.

Площадь срезаемого и транспортируемого на дно канала грунта определяется как сумма площадей двух прямоугольных треугольников по формуле

$$A_{\text{ш}} = H^2 \operatorname{ctg} \lambda = H^2 m, \quad (9.44)$$

где λ – угол наклона откоса канала к горизонту;

m – коэффициент заложения откосов, определяемый как $\operatorname{ctg} \lambda$.

При передвижении экскаватора со скоростью $v_{\text{п}}$ шнеки должны перемещать грунт вниз, обеспечивая производительность $\Pi_{\text{ш}}$:

$$\Pi_{\text{ш}} = A_{\text{ш}} v_{\text{п}} = H^2 v_{\text{п}} \operatorname{ctg} \lambda. \quad (9.45)$$

Данная производительность должна быть не большей, чем транспортирующая способность шнека, которая является максимальной при максимальном диаметре шнека. Чтобы упростить вывод формулы для определения производительности шнека по транспортирующей способности, примем диаметр шнека постоянным. Тогда за один оборот теоретически шнек будет перемещать объем V , показанный на рис. 9.6, б.

$$V = (\pi D_{\text{ш}}^2/4) \pi D_{\text{ш}} \text{tg}\alpha_{\text{п}}. \quad (9.46)$$

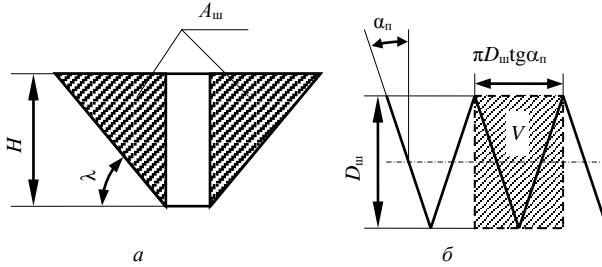


Рис. 9.6. Схема к расчету основных параметров шнека:
 а – площадь поперечного сечения грунта в канале срезаемого и транспортируемого шнеками; б – объем грунта, перемещаемый шнеком за один оборот

Умножив этот объем на частоту вращения шнека $n_{\text{шн}}$ (в с^{-1}), получим теоретическую производительность шнека. Для определения *технической производительности* $\Pi_{\text{ш}}^{\text{T}}$ по выносной способности (в $\text{м}^3/\text{с}$) необходимо учесть разрыхление грунта, степень заполнения пространства шнека и то, что шнеков два. Окончательно получим

$$\Pi_{\text{ш}}^{\text{T}} = (\pi^2 D_{\text{ш}}^3 n_{\text{ш}} k_{\text{н}} \text{tg}\alpha_{\text{п}}) / 2 k_{\text{р}}, \quad (9.47)$$

где $k_{\text{н}}$ – коэффициент заполнения шнека, учитывающий кроме объема грунта в шнеке еще и объем, занимаемый валом шнека и другими его частями. Принимается $k_{\text{н}} = 0,2 \dots 0,4$.

Приравняв правые части уравнений (9.45) и (9.47) и решив полученное выражение относительно $n_{\text{ш}}$, получим выражение для определения *необходимой частоты вращения шнека*:

$$n_{\text{ш}} \geq (2 H^2 v_{\text{п}} k_{\text{р}} \text{ctg} \lambda) / (\pi^2 D_{\text{ш}}^3 k_{\text{н}} \text{tg} \alpha_{\text{п}}). \quad (9.48)$$

Здесь H и D подставляются в метрах, а $v_{\text{п}}$ – в метрах в секунду.

У существующих каналокопателей частота вращения шнека составляет около $0,5 \text{ с}^{-1}$.

Минимальный диаметр шнека $d_{\text{ш}}$ (см. рис. 9.5) должен быть таким, чтобы скорость резания $v_{\text{д}}$, соответствующая этому диаметру, не превос-

ходила критической при принятом $n_{ш}$. В противном случае грунт будет перебрасываться на откос канала за откосообразователем.

Учитывая, что

$$v_d = \pi d_{ш} n_{ш} \quad (9.49)$$

и используя уравнение (9.16), в левую часть которого необходимо ввести множитель $\cos \lambda$, учитывающий снижение составляющей силы тяжести за счет наклона шнека, можно окончательно записать

$$d_{ш} \leq (g \cos \lambda) / (2\pi^2 n_{ш}^2). \quad (9.50)$$

При $\lambda \approx 45^\circ$ можно получить следующую формулу:

$$d_{ш} \leq 0,35 / n_{ш}^2. \quad (9.51)$$

Если условие (9.50) не выполняется, то значение $d_{ш}$ определяется по конструктивным соображениям, а позади шнека необходимо предусмотреть установку кожуха, препятствующего разбрасыванию грунта шнеками.

Длину режущей части l_p шнека (см. рис. 9.5), контактирующей с откосом, можно предварительно определить по формуле

$$l_p = L_{от} \cos \varphi_{обр}, \quad (9.52)$$

где $L_{от}$ – длина откоса;

$\varphi_{обр}$ – угол наклона образующей конусной поверхности к оси шнека.

$$L_{от} = H / \sin \lambda, \quad (9.53)$$

$$\varphi_{обр} = \arcsin [0,5(D_{ш} - d_{ш}) / (L_{от} - 0,5D_{ш} \operatorname{tg} \lambda)]. \quad (9.54)$$

Длина вала определяется конструктивно, а диаметр – на основании прочностных расчетов, но на первом этапе конструирования он может приниматься ориентировочно по результатам анализа других конструкций.

9.4. Особенности расчета параметров шнекороторного рабочего органа для прокладки каналов параболического сечения

Расчет параметров рабочего оборудования для прокладки каналов параболического сечения ведется в основном по тем же формулам, что и для прокладки каналов трапециевидального сечения.

При расчете параметров ковша используется ширина траншеи b_T или для экскаваторов-каналокопателей – ширина канала по дну b_d . Для экскаваторов-каналокопателей, предназначенных для прокладки каналов пара-

болического сечения параметр «ширина по дну» не имеет смысла, поэтому, если в задании на проектирование отдельно не указана условная ширина по дну, ее можно принять по соотношению $b_d = (0,45 \dots 0,55) H$. Тогда ширина ротора B_p или при однорядной установке ковшей ширина ковша B_k будут равны принятому значению b_d .

При расчете скорости рабочего передвижения и мощности необходимо расчет площади поперечного сечения канала выполнить с учетом вида сечения канала. Профиль поперечного сечения канала обычно описывается уравнением параболы вида

$$y = a x^2 - H. \quad (9.55)$$

В этом случае схему к расчету площади поперечного сечения канала можно изобразить в следующем виде (рис. 9.7).

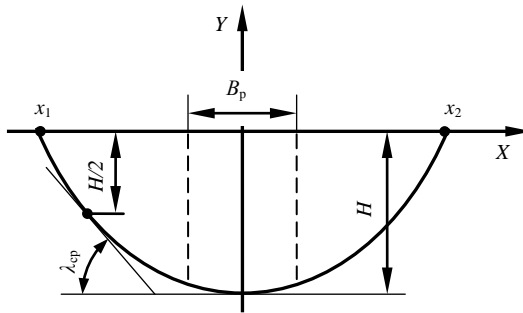


Рис. 9.7. Схема к расчету параметров канала параболического сечения

Расчет площади поперечного сечения целесообразно выполнить с использованием определенного интеграла. Тогда согласно рис. 9.7 пределами интегрирования будут x_1 и x_2 , а расчет площади канала будет выполняться следующим образом:

$$\begin{aligned} A_k &= \int_{x_1}^{x_2} (ax^2 - H) dx = \int_{x_1}^{x_2} ax^2 dx - \int_{x_1}^{x_2} H dx = \\ &= \frac{a}{3} x^3 \Big|_{x_1}^{x_2} - Hx \Big|_{x_1}^{x_2} = \frac{a}{3} (x_2^3 - x_1^3) - H(x_2 - x_1). \end{aligned} \quad (9.56)$$

При симметричном расположении параболы относительно оси Y $x_2 = -x_1$. Тогда в окончательном виде с учетом необходимости получения положительного значения величины площади можно записать

$$A_k = 2(x_2 H - a x_2^3 / 3). \quad (9.57)$$

Пределы интегрирования для данного случая можно определить, исходя из того, что они при принятой схеме (рис. 9.8) рассчитываются для $y = 0$, т. е. $ax^2 - H = 0$. Тогда

$$x_2 = \sqrt{H/a}. \quad (9.58)$$

После подстановки пределов интегрирования в уравнение (9.56) и некоторых упрощений получим следующую формулу для расчета A_k :

$$A_k = 4H(\sqrt{H/a})/3. \quad (9.59)$$

При определении $\Pi_{ш}$ (см. формулу (9.45)) значение $A_{ш}$ можно рассчитать в соответствии с рис. 9.8 по формуле

$$A_{ш} = A_k - H B_p, \quad (9.60)$$

где B_p – ширина части сечения канала, вырезаемой ротором. При установке ковшей в один ряд $B_p = b_d$.

В соответствии с изменением расчета $\Pi_{ш}$ формула вычисления необходимой частоты вращения шнека будет иметь вид

$$n_{ш} = 2(A_k - H B_p) k_p v_n / (\pi^2 D_{ш}^3 k_n \operatorname{tg} \alpha_n). \quad (9.61)$$

При определении значения $d_{ш}$ по формуле (9.50) используется величина угла наклона откоса к горизонту λ . У каналов параболического сечения λ не является постоянной величиной. В данном случае можно воспользоваться средним значением λ , т. е. значением λ_{cp} , равным углу наклона к горизонту касательной к параболе в точке, соответствующей половине глубины канала (см. рис. 9.7). Для этого запишем производную уравнения параболы (9.55)

$$y' = 2 a x. \quad (9.62)$$

В этом случае

$$\lambda_{cp} = \operatorname{arctg}(2 a x), \quad (9.63)$$

где x – значение аргумента, соответствующее половине глубины канала.

Приняв $y = -H/2$, можно записать

$$-H/2 = a x^2 - H. \quad (9.64)$$

Отсюда

$$x = \sqrt{H/2a}, \quad (9.65)$$

тогда

$$\lambda_{\text{ср}} = \text{arc tg } \sqrt{2aH}. \quad (9.66)$$

Полученное значение $\lambda_{\text{ср}}$ может быть использовано и при расчете длины режущей части шнека.

9.5. Расчет мощности на привод рабочего органа

Мощность на привод рабочего органа $P_{\text{р.о}}^{\text{дв}}$, приведенную к валу двигателя, можно определить по уравнению

$$P_{\text{р.о}}^{\text{дв}} = P_{\text{р}} / \eta_{\text{р}} \eta_{\text{п.р}} + P_{\text{ш}} / \eta_{\text{п.ш}} + P_{\text{тр}} / \eta_{\text{п.т}}, \quad (9.67)$$

где $P_{\text{р}}$, $P_{\text{ш}}$, $P_{\text{тр}}$ – соответственно мощности на привод ротора, шнеков, транспортера. Для траншекопателя $P_{\text{ш}} = 0$;

$\eta_{\text{р}}$, $\eta_{\text{пр}}$, $\eta_{\text{п.ш}}$, $\eta_{\text{п.т}}$ – соответственно к. п. д. ротора, привода ротора, привода шнеков, привода транспортеров. Обычно рекомендуется принимать $\eta_{\text{р}} = 0,85$ или по прил. 2. Остальные значения к. п. д. определяются на основании анализа конструкции привода и трансмиссии.

Мощность на привод ротора определяется следующим образом:

$$P_{\text{р}} = P_{\text{к}} + P_{\text{ч}} + P_{\text{раз}} + P_{\text{п}}, \quad (9.68)$$

где $P_{\text{к}}$ – мощность на копание грунта ковшами;

$P_{\text{ч}}$ – мощность на черпание рыхлого грунта, подаваемого к ковшам шнеками. Для траншекопателей $P_{\text{ч}} = 0$;

$P_{\text{раз}}$ – мощность на разгон грунта;

$P_{\text{п}}$ – мощность на подъем грунта к месту разгрузки.

Расчет $P_{\text{к}}$ выполняется по следующей формуле:

$$P_{\text{к}} = k_1 P_{\text{р}}^{\text{т}}, \quad (9.69)$$

где k_1 – удельное сопротивление грунта копанию. Определяется так же, как и в формуле (9.58);

$P_{\text{р}}^{\text{т}}$ – техническая производительность ротора.

$$P_{\text{р}}^{\text{т}} = v_{\text{п}} B_{\text{р}} H. \quad (9.70)$$

Для обычных условий работы при проектировании роторных траншекопателей и шнекороторных каналокопателей k_1 можно принять по табл. 9.2.

Таблица 9.2. Удельное сопротивление грунтов копанью при их разработке роторными и шнекороторными рабочими органами, кПа

Копаящий элемент оборудования	Категория грунта			
	1	2	3	4
Ковши и шнеки	110...160	160...270	210...390	370...670
Откосники, зачищающие откосы	40...50	50...100	75...200	150...300
Устройство, зачищающее дно	5...15	10...20	15...30	25...40

При определении значения k_1 по данным табл. 9.2 необходимо рассчитать среднюю арифметическую величину и округлить ее в сторону больших значений, как правило, кратных пяти или десяти.

Расчет $P_ч$ выполняется следующим образом:

$$P_ч = k_c k_1 П_{ш}^T, \quad (9.71)$$

где k_c – коэффициент, учитывающий снижение удельного сопротивления копанью рыхлого грунта, поступающего к ковшам от шнеков. Его значение зависит от категории грунта и принимается по табл. 9.2; $П_{ш}^T$ – техническая производительность шнеков,

$$П_{ш}^T = П_T - П_P^T. \quad (9.72)$$

Расчет $P_{раз}$ выполняется по формуле

$$P_{раз} = П_T \rho v_p^2 / 2, \quad (9.73)$$

где ρ – плотность грунта в естественном состоянии (прил. 2).

Расчет $P_п$ выполняется следующим образом:

$$P_п = П_T \rho g H_п, \quad (9.74)$$

где $H_п$ – высота подъема грунта к месту разгрузки.

Высота подъема грунта складывается из высоты $H_з$ подъема грунта в забое до дневной поверхности и высоты $H_о$ подъема от дневной поверхности до места выгрузки (рис. 9.4). Для обоих типов экскаваторов принимается $H_з = 0,5 H$. При этом учитывается, что шнекороторные экскаваторы разрабатывают канал, центр тяжести сечения которого находится к дневной поверхности на расстоянии, меньшем чем $0,5 H$, но вследствие перемещения грунта шнеками вниз это расстояние увеличивается и считается близким к $0,5 H$.

Значение $H_о$ можно определить графически по выполненному в масштабе рис. 9.4 или, как следует из этого рисунка, по формуле

$$H_о = (0,5D - h_{\kappa}) (\cos\alpha_n - \sin\phi_о). \quad (9.75)$$

Мощность на привод шнеков $P_{ш}$ упрощенно можно представить со-

стоящей из мощности $P_{к.ш}$ на копание грунта шнеками и мощности $P_{тр.ш}$ на транспортирование грунта к ротору, т. е. мощности на преодоление силы трения между взрыхленным грунтом и откосами канала. Упрощенная схема разработки грунта в сечении канала показана на рис. 9.8, а.

Шнеки вырезают (копают) часть сечения канала площадью $A_{в.ш}$, измельчают обрушающийся на них грунт площадью $A_{обр}$ и преодолевают силы трения на транспортирование всего грунта вниз к ковшам. В связи с этим расчет $P_{ш}$ можно выполнить по формуле

$$P_{ш} = P_{к.ш} + P_{тр.ш} + P_{из}, \quad (9.76)$$

где $P_{к.ш}$, $P_{тр.ш}$, $P_{из}$ – соответственно мощности на копание грунта шнеками, на преодоление сил трения грунта перемещаемого к дну канала шнеками об откосы канала, мощность на измельчение шнеками обрушающегося на них грунта.

Мощность $P_{к.ш}$ можно рассчитать по формуле

$$P_{к.ш} = k_1 \Pi_T A_{в.ш} / A_k, \quad (9.77)$$

где $A_{в.ш}$ – площадь поперечного сечения канала, вырезаемая шнеками.

Определение площади, вырезаемой шнеками, согласно рис. 9.8 выполняется по формуле

$$A_{в.ш} = A_k - A_p - A_{обр}, \quad (9.78)$$

где $A_{обр}$ – часть площади канала, обрушающейся на шнеки.

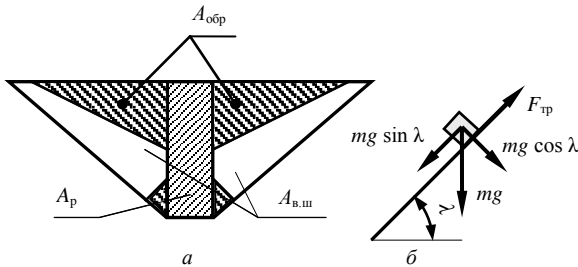


Рис. 9.8. Схема к расчету мощности на привод рабочего органа шнекороторного каналокопателя: а – площади поперечного сечения грунта в канале обрушающегося на шнеки и вырезаемого шнеками; б – схема к определению мощности на преодоление шнеком сил трения грунта

Для расчета данной площади необходимо в масштабе построить схему канала и определить $A_{обр}$ как сумму площадей двух прямоугольных треугольников, размеры которых определяются по построенной схеме.

Для каналокопателей, прокладывающих каналы параболического сечения, $A_{в.ш}$ в учебных проектах определяется приближенно по формуле (9.78) с подстановкой значения A_k , рассчитанного по формуле (9.59), и A_p , рассчитанного по формуле (9.60).

Мощность $P_{тр.ш}$ представим как произведение силы сопротивления перемещению F_n на скорость перемещения грунта вдоль оси шнека v_o :

$$P_{тр.ш} = F_n v_o. \quad (9.79)$$

На основании рис. 9.8, б

$$F_n = F_{тр} - mg \sin \lambda, \quad (9.80)$$

В свою очередь,

$$F_{тр} = f_2 mg \cos \lambda, \quad (9.81)$$

где f_2 – коэффициент трения грунта о грунт.

Массу грунта m , транспортируемого за один оборот, можно представить следующим образом:

$$m = V_r \rho, \quad (9.82)$$

где V_r – объем грунта, транспортируемого одним шнеком за один оборот.

Тогда после простых преобразований формулу (9.79) можно записать следующим образом:

$$P_{тр.ш} = V_r \rho g (f_2 \cos \lambda - \sin \lambda) v_o. \quad (9.83)$$

Величину V_r можно определить по зависимости

$$V_r = c_{ш} (A_{обр} + A_{в.ш}), \quad (9.84)$$

где $c_{ш}$ – подача на оборот шнека.

На основании ранее изложенного

$$c_{ш} = v_n / n_{ш}; \quad (9.85)$$

$$v_o = \pi D_{ш} n_{ш} \operatorname{tg} \alpha_n. \quad (9.86)$$

Подставив выражения (9.84)–(9.86) в формулу (9.83), получим

$$P_{тр.ш} = v_n (A_{обр} + A_{в.ш}) \rho g (f_2 \cos \lambda - \sin \lambda) \pi D_{ш} \operatorname{tg} \alpha_n. \quad (9.87)$$

Формулу (9.87) с учетом выражения (9.45) можно переписать в виде

$$P_{тр.ш} = \Pi_{ш} \rho g (f_2 \cos \lambda - \sin \lambda) \pi D_{ш} \operatorname{tg} \alpha_n. \quad (9.88)$$

При достаточно большом значении λ величина $P_{тр.ш}$ может быть отрицательной. Это свидетельствует о том, что рыхлый грунт сползает вниз под действием силы тяжести, тогда $P_{тр.ш}$ принимается равным нулю.

$$P_{из} = k_c k_1 P_T A_{обп} / A_k. \quad (9.89)$$

Расчет мощности на привод транспортеров производится по методикам, известным из курса «Подъемно-транспортные машины». Упрощенно мощность (в кВт) можно рассчитать по методике ВНИИЗемМаш по следующей формуле:

$$P_{тр} = c_1 (P_T \rho g H + P_T \rho g L c_2 + c_3 L v_{л}) / (3,6 \cdot 10^3), \quad (9.90)$$

где c_1, c_2, c_3 – соответственно коэффициент, учитывающий влияние относительной длины конвейера на общую массу движущихся частей, сопротивления движению ленты, зависящий от ширины ленты;

P_T – техническая производительность транспортера, принимаемая равной технической производительности экскаватора, м³/ч;

ρ – плотность транспортируемого грунта, т/м³;

H – разность высот расположения концевых барабанов транспортера (обычно $H = 1,0 \dots 1,5$ м);

L – расстояние между осями концевых барабанов, $L = 3 \dots 5$ м;

$v_{л}$ – скорость ленты, $v_{л} = 3 \dots 5$ м/с.

Значение c_1 принимается в зависимости от расстояния между осями концевых барабанов транспортера по табл. 9.3.

Таблица 9.3. Значения коэффициента c_1

$L, м$	3	4	5	6	8	10	12,5	16
c_1	4,1	3,4	3,0	2,7	2,3	2,0	1,8	1,6

Значение c_2 принимается 0,04 при роликах на подшипниках качения и 0,06 на подшипниках скольжения, значения c_3 принимаются по табл. 9.4.

Таблица 9.4. Значения коэффициента c_3

Ширина ленты, м	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2
Значения c_3 для плоской ленты	43	61	79	104	130
Значения c_3 для желобчатой ленты	54	74	97	130	162

9.6. Определение сил, действующих на рабочее оборудование

Для выполнения тяговых и статических расчетов необходимо рассчитать реакции, действующие на рабочее оборудование. Силы на отделение грунта от забоя (силы копания) приложены к режущей части ковша и представляются в виде касательной F_τ и нормальной F_n составляющих, причем

$$F_n = \varepsilon F_\tau, \quad (9.91)$$

где ε – коэффициент соотношения между касательной и нормальной составляющими, $\varepsilon = 0,2 \dots 0,5$.

Величина касательной силы определяется по зависимости

$$F_\tau = k_1 A_{\text{стр}}, \quad (9.92)$$

где $A_{\text{стр}}$ – площадь стружки в радиальном сечении, $A_{\text{стр}} = B \delta$.

Здесь B – ширина стружки, которая равна B_k .

Поскольку толщина стружки – величина переменная и зависит от угловой координаты ковша φ_i (см. рис. 9.1, б), то в общем виде

$$F_{\tau i} = k_1 B c \sin \varphi_i. \quad (9.93)$$

Тогда на рис. 9.9

$$F_{\tau 1} = k_1 B c \sin \beta_z; \quad (9.94)$$

$$F_{\tau 2} = k_1 B c \sin 2\beta_z; \quad (9.95)$$

$$F_{\tau 3} = k_1 B c \sin 3\beta_z; \quad (9.96)$$

$$F_{\tau 4} = k_1 B c \sin 4\beta_z. \quad (9.97)$$

Определение результирующей касательной силы $F_\tau^{\text{сум}}$ производится геометрическим сложением сил (рис. 9.9).

Для определения точки приложения $F_\tau^{\text{сум}}$ необходимо провести касательную к ротору, параллельную $F_\tau^{\text{сум}}$. Точка касания и есть искомая точка. Эта же точка является и точкой приложения нормальной результирующей силы, величина которой также определяется геометрическим сложением векторов сил F_{ni} . Ориентировочно точкой приложения сил можно считать конец радиуса, делящего угол контакта пополам.

Определенные таким образом силы не учитывают силу тяжести грунта и силу инерции, препятствующую разгону грунта. Сумму этих сил F_Σ можно определить по формуле

$$F_\Sigma = (P_p + P_n) / v_p. \quad (9.98)$$

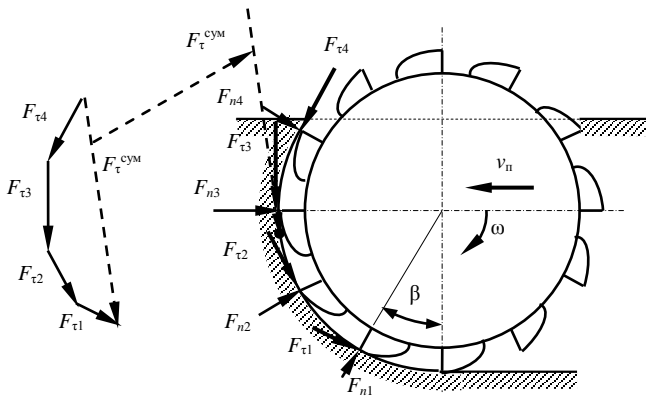


Рис. 9.9. Схема к определению сил, действующих на ротор

Откосообразователи (откосники) за шнеками снимают на откосах слой грунта толщиной e и длиной, равной длине режущей части шнека, контактирующей с откосом. Ориентировочно $e = 2 \dots 4$ см. Примерно такой же толщины слой снимается и за ротором на дне канала. Кроме того, между ротором и шнеками обычно остается незабранный шнеками грунт треугольного сечения, который также забирается пассивными зачистными элементами. Площадь поперечного сечения незабранного откосниками грунта $A_{н.г}$ можно приближенно определить по формуле

$$A_{н.г} = (D_{ш}^2 \operatorname{tg} \lambda) / 4. \quad (9.99)$$

Расчетная форма поперечного сечения снимаемого грунта площадью A_r показана на рис. 9.10.

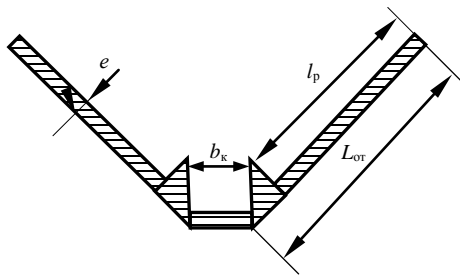


Рис. 9.10. Схема сечения грунта, снимаемого пассивными элементами

При необходимости расчета сил сопротивления перемещению пассивной части рабочего оборудования $F_{п.ч}$ можно воспользоваться следующей формулой:

$$F_{п.ч} = k_1 A_r. \quad (9.100)$$

Для данного случая значение k_1 можно принять по табл. 9.2. Расчет A_r выполняется по формуле

$$A_r = A_{н.г} + 2e l_p. \quad (9.101)$$

Для шнекороторного экскаватора-каналокопателя необходимо также учитывать силу сопротивления $F_{ч}$, обусловленную зачерпыванием грунта ковшами. Ее можно рассчитать, зная мощность на черпание грунта:

$$F_{ч} = P_{ч} / v_p. \quad (9.102)$$

Эта сила направлена горизонтально по дну канала против направления вращения ротора.

При наличии у экскаватора-траншеекопателя устройства, подчищающего дно, расчет возникающего сопротивления выполняется по формуле (8.90).

Силы, действующие на шнеки, трудно поддаются расчету и установлению их направления, кроме того, симметричная установка шнеков приводит к существенному взаимоуравновешиванию сил. В связи с этим при тяговых и статических расчетах их, как правило, не учитывают.

Окончательно упрощенную схему сил, действующих на рабочий орган — шнекороторного экскаватора-каналокопателя, можно представить в виде, изображенном на рис. 9.11, *а*, а на рабочий орган многоковшового роторного экскаватора-траншеекопателя — на рис. 9.11, *б*.

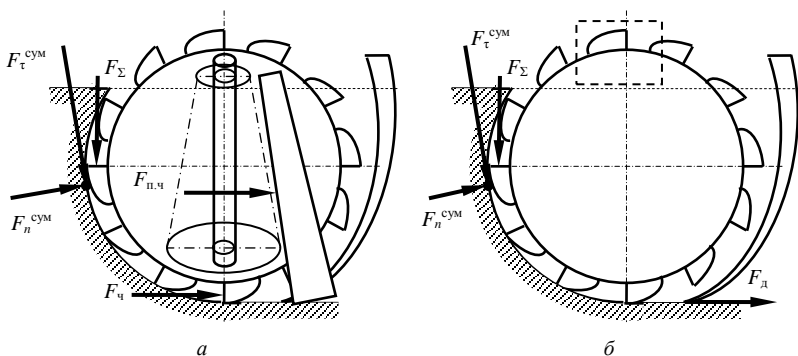


Рис. 9.11. Схема сил, действующих на рабочий орган: *а* — шнекороторного экскаватора-каналокопателя; *б* — многоковшового роторного экскаватора-траншеекопателя

При наличии опоры у рабочего оборудования силы, действующие на нее, определяются по методике, рассматриваемой в разделе «Тяговые расчеты мелиоративных машин».

9.7. Определение мощности на передвижение шнекороторного экскаватора

Для расчета мощности на передвижение необходимо определить силы, действующие на рабочее оборудование. Однако на витки шнеков действуют разные по величине силы, направление действия которых определить довольно сложно. Поэтому приведенная к двигателю мощность $P_{\text{пер}}^{\text{дв}}$ на передвижение для машин с навесным, полунавесным и полуприцепным рабочим оборудованием приближенно может быть определена по формуле

$$P_{\text{пер}}^{\text{дв}} = G_{\text{м}} f_{\text{пр}} v_{\text{п}} / (\eta_{\text{б}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{пр}}), \quad (9.103)$$

где $G_{\text{м}}$ – сила тяжести машин;

$f_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент сопротивления передвижению, равный удвоенному коэффициенту f_0 сопротивления передвижению гусениц;

$\eta_{\text{б}}, \eta_{\text{г}}, \eta_{\text{тр}}, \eta_{\text{пр}}$ – соответственно к. п. д. буксования, механизма гусениц, трансмиссии, привода хода.

Рекомендации по принятию значений $f_0, \eta_{\text{б}}, \eta_{\text{г}}, \eta_{\text{тр}}, \eta_{\text{пр}}$ изложены в нижеприведенных разделах, в которых рассматривается методика тяговых расчетов. Для каналокопателя с прицепным рабочим оборудованием $P_{\text{пер}}^{\text{дв}}$ рассчитывается при выполнении тяговых расчетов, для чего требуется располагать значением силы $F_{\text{пр}}$, действующей со стороны рабочего оборудования на прицепное устройство. Ее ориентировочно можно рассчитать по формуле

$$F_{\text{пр}} = G_{\text{р.о}} f_{\text{пр}}, \quad (9.104)$$

где $G_{\text{р.о}}$ – сила тяжести рабочего оборудования, приходящаяся на его ходовое устройство.

Более точно $F_{\text{пр}}$ можно вычислить с учетом всех сил, действующих на рабочее оборудование, и с использованием расчетного значения f_0 .

10. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДВУХРОТОРНЫХ И ДВУХФРЕЗЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ-КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ

10.1. Основные кинематические соотношения каналокопателей

Для двухроторных и двухфрезерных каналокопателей основные кинематические соотношения остаются такими же, как и для экскаваторов траншейных роторных (ЭТР). Траектория режущих элементов и размеры стружки определяются по тем же соотношениям, что и у ЭТР. Отличие состоит лишь в том, что траектория движения фрезы или ротора будет располагаться в плоскости вращения рабочего органа, находящейся под определенным углом наклона к горизонту, тогда как у ЭТР траектория движения ротора находится в вертикальной плоскости.

10.2. Расчет основных параметров двухфрезерных каналокопателей

К основным параметрам ротационных рабочих органов относятся скорость вращения, количество режущих и транспортирующих элементов, геометрические параметры рабочих органов.

Направление вращения фрез принимается прямым во избежание забрасывания разработанного грунта в отрываемый канал и для уменьшения мощности на трение между откосом канала и рабочим органом.

Окружная скорость фрез должна обеспечивать разброс грунта на расстояние, достаточное для размещения его равномерным слоем средней толщиной 0,10...0,20 м. При такой толщине в канал могут попадать поверхностные воды, и слой такой толщины может быть разработан сельскохозяйственными плугами.

Необходимую дальность разбрасывания грунта фрезами можно определить из условия равенства площади поперечного сечения канала и поперечных площадей разбрасываемого грунта с учетом его разрыхления в процессе разработки (рис. 10.1), т. е. $A_k k_p = A_{сл}$.

Площадь поперечного сечения канала и площадь поперечного сечения разбрасываемого грунта определяются по формуле

$$(b_d + b_d + 2 H_k \operatorname{ctg} \lambda) H_k k_p / 2 = 2 l_{от} h_{от}. \quad (10.1)$$

Отсюда необходимая дальность разбрасывания грунта

$$l_{от} = (b_d + H_k \operatorname{ctg} \lambda) H_k k_p / 2 h_{от}, \quad (10.2)$$

где $h_{от}$ – толщина разбрасываемого слоя;
 k_p – коэффициент разрыхления.

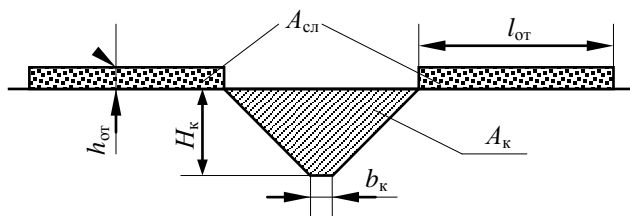


Рис. 10.1. Схема к определению дальности отбрасывания разработанного фрезами грунта

Рекомендуется определять окружную скорость фрез по соотношению

$$v_{окр} = (1,3...1,5) l_{от}. \quad (10.3)$$

При инерционной разгрузке окружные скорости фрез должны находиться в пределах 8...13 м/с. При окружной скорости фрез менее 7 м/с не обеспечивается необходимая дальность разбрасывания и толщина разбрасываемого слоя велика. При увеличении $v_{окр}$ свыше 12...15 м/с сильно возрастает сопротивление воздуха разбрасываемому грунту. Кроме того, следует учитывать, что для чистого среза растительности и древесины необходимы окружные скорости порядка 10...12 м/с. При проектировании каналокопателей желательны, чтобы рабочий орган имел регулируемую скорость для обеспечения высокопроизводительной работы в различных грунтах. Для нарезания осушительных каналов в торфяных грунтах следует принимать верхние пределы $v_{окр}$, так как при этом высокие скорости не вызывают повышенного изнашивания режущих элементов.

Диаметр фрезы по концам ножей должен быть таким, чтобы обеспечить необходимый угол разгрузки θ . *Угол разгрузки* выбирается с таким расчетом, чтобы грунт, выбрасываемый лопаткой, не попал обратно в канал. Это условие выполняется при $\theta = 50...65^\circ$. Разгрузка начинается в точке A (рис. 10.2), когда наружная кромка лопатки подходит к бровке, и заканчивается в верхней точке B .

Необходимый диаметр фрезы определим из треугольника OAC . На основании рис. 10.2 запишем

$$L_{от} - r_{фр} = r_{фр} \cos \theta. \quad (10.4)$$

Отсюда

$$r_{\text{фр}} = L_{\text{от}} / (1 + \cos \theta), \quad (10.5)$$

где $L_{\text{от}}$ – длина откоса,

$$L_{\text{от}} = H_{\text{к}} / \sin \lambda. \quad (10.6)$$

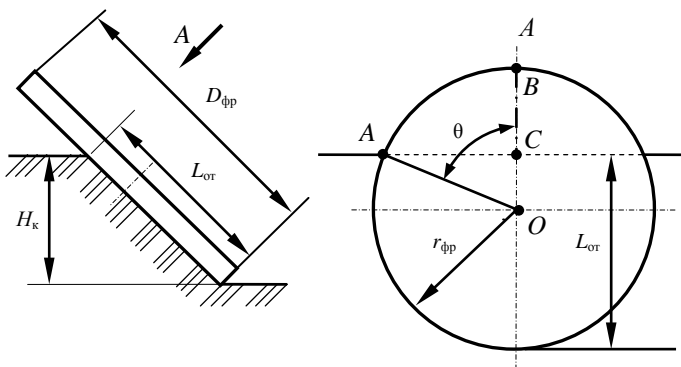


Рис. 10.2. Схема к определению диаметра фрезы

Тогда формулу (10.5) можно привести к следующему виду:

$$r_{\text{фр}} = H_{\text{к}} / [(1 + \cos \theta) \sin \lambda]. \quad (10.7)$$

Шаг ножей $T_{\text{н}}$ определяется по формуле

$$T_{\text{н}} = \pi D_{\text{фр}} / z_{\text{н}}, \quad (10.8)$$

где $z_{\text{н}}$ – число ножей.

Число ножей принимается таким, чтобы обеспечить подачу на нож для минеральных грунтов, равную 4...8 и для торфяных грунтов – 6...10 мм.

Подача на нож рассчитывается по формуле

$$c = v_{\text{п}} T_{\text{н}} / v_{\text{окр}} = \pi D_{\text{фр}} \Pi_{\text{т}} / (v_{\text{окр}} A_{\text{к}} z_{\text{н}}), \quad (10.9)$$

где $\Pi_{\text{т}}$ – техническая производительность каналокопателя;

$A_{\text{к}}$ – площадь поперечного сечения отрываемого канала.

Тогда требуемое число ножей определяем из выражения

$$z_{\text{н}} = \pi D_{\text{фр}} \Pi_{\text{т}} / (v_{\text{окр}} A_{\text{к}} c). \quad (10.10)$$

Число ножей принимается равным 6...12. Если при расчетах получится $5 \leq z_{\text{н}} < 6$, то необходимо принять $z_{\text{н}} = 6$, а затем пересчитать подачу на

один нож. Если же получится значительно меньше пяти, то необходимо предусмотреть два ряда ножей с установкой их в шахматном порядке. При расчетном значении $z_n > 12$ необходимо уменьшить скорости передвижения каналокопателя с учетом меньшего допустимого значения c .

Ширина ножей b_n должна быть не менее 8 см, так как при увеличении b_n до 8 см усилие резания растет, а удельное сопротивление снижается, затем остается практически постоянным.

При расположении ножей в один ряд ширина ножа b_n равна ширине фрезы $b_{фр}$. Ширину фрезы можно определить по формуле

$$b_{фр} = D_{фр} / (15...20). \quad (10.11)$$

Принятое значение $b_{фр}$ должно удовлетворять *условию размещения фрез на дне канала* (рис. 10.3). Края фрез не будут соприкасаться, если выполняется данное условие:

$$b_{фр} \leq b_d / (2\sin\lambda). \quad (10.12)$$

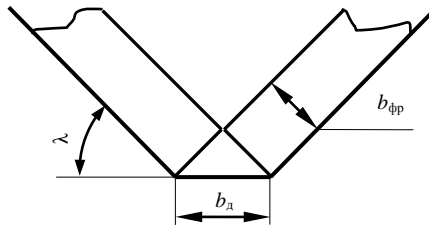


Рис. 10.3. Схема размещения фрез на дне канала

При проектировании каналокопателей, предназначенных для прокладки каналов в торфяных грунтах с большим содержанием древесных остатков, может предусматриваться конструкция фрезы с гребенчатыми ножами, составленными из набора отклоненных в сторону резцов. Гребенчатая конструкция ножей обеспечивает лучшее перерезание захороненной древесины, однако в этом случае расчетной величиной ширины ножей является не ширина отдельного резца, а величина b_n , показанная на рис. 10.4. Резцы последующего ножа отклонены в противоположную сторону и срезают грунт в промежутке следов предыдущего ножа, что вдвое увеличивает подачу на нож.

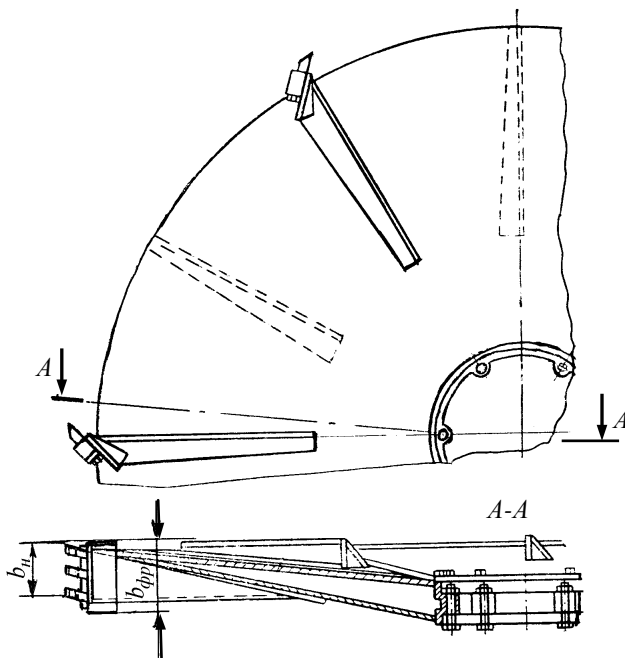


Рис. 10.4. Конструкция фрезы с гребенчатыми ножами

Геометрия режущей части ножей показана на рис. 10.5. Ножи фрез для работы в переувлажненных грунтах, где практически отсутствует скалывание, рекомендуется принимать с прямоугольной режущей кромкой.

Оптимальный угол резания ножа (рис. 10.5), прорезающего узкие щели в переувлажненных грунтах, $\alpha = 55...65^\circ$, задний угол $\beta = 15...25^\circ$. Большие значения этих углов принимаются для грунтов средней влажности, что объясняется упругостью переувлажненных пластичных грунтов, их выпучиванием позади ножа и увеличением трения по тыльной поверхности ножа. Кроме того, большой передний угол обеспечивает сход грунта с ножа.

Длина ножей l_n , измеряемая в радиальном направлении, принимается $0,1...0,2$ м или $l_n \approx 0,05 D_{фр}$.

Параметры выносных внутренних лопаток. Лопатки двухфрезных каналокопателей устанавливаются с постоянным шагом, и их число z_d принимается равным числу ножей. Размеры лопаток определяют выносную способность фрезы, т. е. производительность каналокопателей.

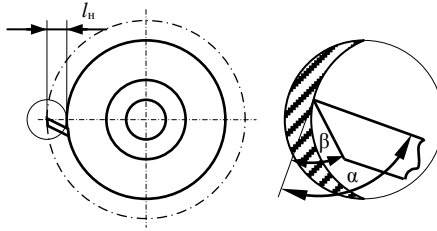


Рис. 10.5. Геометрия режущей части ножа

Положение лопатки и величина угла отклонения $\alpha_{л}$ от радиального направления (рис. 10.6) влияют на скорость перемещения грунта вдоль лопатки. На частицу грунта действуют центробежная сила $F_{ц}$, сила тяжести G , сила Кориолиса $F_{к}$ и сила трения $F_{тр}$.

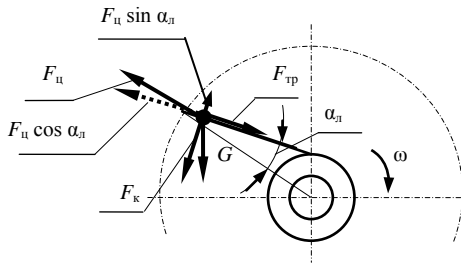


Рис. 10.6. Схема сил, действующих на грунт, расположенный на лопатке

Как следует из схемы сил, с увеличением $\alpha_{л}$ уменьшается сила трения грунта по лопатке, повышаются скорость перемещения, скорость выброса и дальность отбрасывания, т. е. улучшается транспортирующая способность фрезы и уменьшается энергоемкость процесса разработки грунта. Но увеличение угла $\alpha_{л}$ ограничивается возможностью защемления грунта между лопаткой и поверхностью забоя. Поэтому принимают для плужнофрезерных рабочих органов, у которых окружная скорость относительно невелика, и фрезерных с большим диаметром фрезы, предназначенных для рытья каналов глубиной свыше 1,5 м, $\alpha_{л} = 20...30^\circ$, в других случаях $\alpha_{л} = 0...20^\circ$.

Ширина лопаток $b_{л}$ (рис. 10.7) принимается меньше ширины ножей и рассчитывается по формуле

$$b_{л} = b_{н} - 0,02. \quad (10.13)$$

При известной ширине лопаток b_l длину их определяют из условия обеспечения заданной производительности по выносной способности, т. е. при известных размерах лопатки b_l и α_l , числе лопаток z_l , угловой скорости фрезы ω должен быть обеспечен выброс разрыхленного грунта, поступающего на лопатки. При этом лопатки должны обеспечивать производительность Π_l , которая определяется по формуле

$$\Pi_l = \Pi_T - \Pi_H, \quad (10.14)$$

где Π_H – техническая производительность, обеспечиваемая ножами одной фрезы.

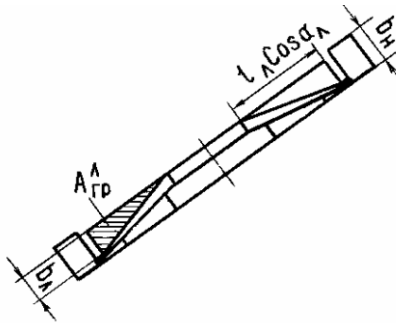


Рис. 10.7. Площадь поперечного сечения грунта, находящегося между лопатками фрезы

Производительность лопатки по выносной способности можно определить следующим образом:

$$\Pi_l = A_{гр}^л v_{ц.т} k_H / k_P, \quad (10.15)$$

где $A_{гр}^л$ – площадь поперечного сечения в радиальном направлении грунта, находящегося между лопатками фрезы (рис. 10.7);

$v_{ц.т}$ – окружная скорость центра тяжести сечения грунта.

В приведенную формулу подставим значения $A_{гр}^л$ и $v_{ц.т}$, тогда с учетом того, что фрез две,

$$\Pi_l = b_l l_l \cos \alpha_l \omega [r_l - (l_l \cos \alpha_l) / 3] k_H / k_P. \quad (10.16)$$

Преобразуя данное выражение, получим

$$(l_l^2 b_l \cos^2 \alpha_l \omega k_H / 3k_P) - (l_l b_l r_l \cos \alpha_l \omega k_H / k_P) + \Pi_l = 0. \quad (10.17)$$

Решив квадратное уравнение, определим значение l_l . При этом Π_l можно найти из выражения

$$\Pi_{\text{д}} = \Pi_{\text{т}} - A_{\text{н}} v_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} - 2H_{\text{к}} b_{\text{н}} v_{\text{п}} / \sin \lambda, \quad (10.18)$$

где $A_{\text{н}}$ – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемого ножами.

Значение $k_{\text{н}} = 0,1 \dots 0,2$. Скорость рабочего передвижения $v_{\text{п}}$ рассчитывается по формуле (9.40).

10.3. Особенности расчета параметров двухфрезерных каналокопателей для прокладки каналов параболического сечения

Обеспечение прокладки каналов параболического сечения обычно производится двухфрезерными каналокопателями с развернутыми по отношению друг к другу фрезами 1 (рис. 10.8). Дно в этом случае формируется пассивным зачистным лемехом 2.

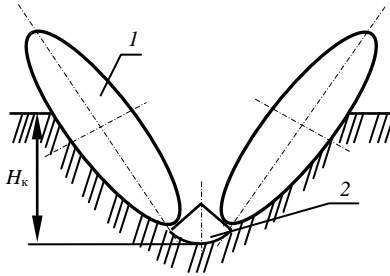


Рис. 10.8. Схема разработки поперечного сечения параболического канала: 1 – фреза; 2 – лемех зачистной

Уравнение, описывающее параболу, имеет тот же вид, что и уравнение (9.55).

Расчет параметров рабочего оборудования для прокладки каналов параболического сечения ведется в основном по тем же формулам, что и для прокладки каналов трапецидального сечения.

Определение площади поперечного сечения канала может быть выполнено по формуле (9.59).

Для расчета диаметра и ширины фрезы от схемы на рис. 10.8 перейдем к следующей схеме (рис. 10.9). Здесь в сечение параболического канала глубиной $H_{\text{к}}$ вписано сечение условного трапецидального канала глубиной $H_{\text{у}}$ с шириной по дну $b_{\text{у}}$ и с углом наклона откоса к горизонту $\lambda_{\text{ср}}$. Величину глубины условного канала можно ориентировочно принять по зависимости $H_{\text{у}} = 0,8 H_{\text{к}}$, а ширины по дну $b_{\text{у}} = 0,25 H_{\text{к}}$.

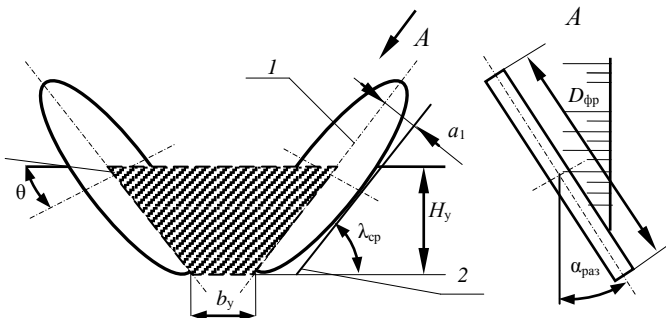


Рис. 10.9. Расчетная схема разработки параболического канала:
1 – фреза; 2 – лемех зачистной

У каналов параболического сечения угол наклона откоса к горизонту λ не является величиной постоянной. В данном случае $\lambda_{\text{ср}}$ равно углу наклона к горизонту касательной к параболе в точке, соответствующей половине глубины канала $H_{\text{к}}$. Для расчета значения этого угла можно воспользоваться уравнением (9.66).

Необходимую дальность разбрасывания грунта фрезами можно определить из условия равенства площади поперечного сечения канала и поперечных площадей разбрасываемого грунта с учетом его разрыхления:

$$l_{\text{от}} = A_{\text{к}} k_{\text{р}} / 2 h_{\text{от}}. \quad (10.19)$$

Окружную скорость фрез можно определить по соотношению (10.3).

Диаметр или радиус фрезы по концам ножей рассчитывается по уравнению (10.5), в котором $L_{\text{от}} = H_{\text{у}} / \sin \lambda_{\text{ср}}$.

Остальные параметры рассчитываются так же, как и для каналокопателя, прокладывающего трапециевидальный канал, с учетом разницы в значениях площади условного трапециевидального и параболического каналов.

Принятое значение $b_{\text{фр}}$ должно удовлетворять условию (10.12), в котором учитывается $b_{\text{д}}$. Для расчета $b_{\text{д}}$ необходимо знать требуемый угол разворота фрез $\alpha_{\text{раз}}$. Он также нужен для выяснения вопроса о том, насколько нужно развернуть наклоненные фрезы, чтобы приблизить сечение канала к профилю, задаваемому уравнением параболы. У экскаватора ЭТР-153 он равен 14° . Этот угол можно найти из условия обеспечения величины a_1 , которая согласно рис. 10.9 определяется по формуле

$$a_1 = D_{\text{фр}} (\sin \alpha_{\text{раз}}) / 2. \quad (10.20)$$

Отсюда

$$\alpha_{\text{раз}} = \arcsin (2a_1 / D_{\text{фр}}). \quad (10.21)$$

Значение a_1 можно рассчитать следующим образом:

$$a_1 = (b_1 - b_2) \cos \lambda_{\text{ср}}, \quad (10.22)$$

где b_1 и b_2 – свободные члены уравнений прямых 1 и 2 (см. рис. 10.9).

Расчет b_1 можно выполнить по формуле

$$b_1 = H_y + b_y / (2 \operatorname{tg} \lambda_{\text{ср}}), \quad (10.23)$$

а расчет b_2 – по формуле

$$b_2 = H_k / 2 + (H_k / 2a)^{1/2} / \operatorname{tg} \lambda_{\text{ср}}. \quad (10.24)$$

При определении остальных параметров используется вышеизложенная методика проектирования каналокопателей для прокладки трапециевидальных каналов с учетом действительных параметров канала.

10.4. Расчет основных параметров двухроторных каналокопателей

Важнейшим параметром двухроторных каналокопателей является диаметр ротора (рис. 10.10).

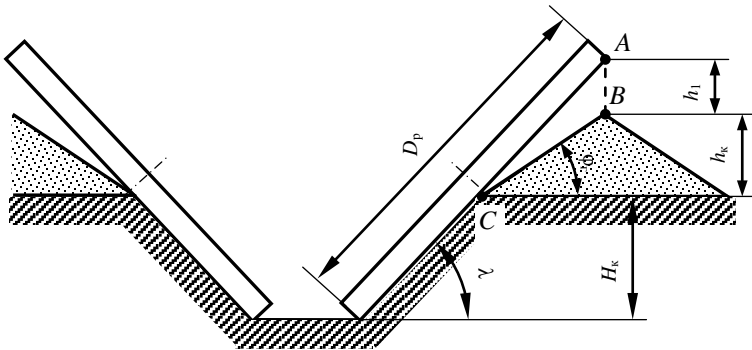


Рис. 10.10. Схема к определению диаметра ротора

Диаметр ротора определяется из условия размещения под ротором кавальера грунта без осыпания его в канал:

$$D_p = (H_k + h_k + h_1) / \sin \lambda, \quad (10.25)$$

где H_k – глубина отрываемого канала (дается в задании на проектирование);

h_k – высота кавальера разработанного грунта;

h_1 – расстояние от вершины кавальера до внешней кромки ножа.

Высота кавальера h_k определяется из условия, что площадь поперечного сечения канала A_k равна удвоенной площади поперечного сечения кавальера $A_{\text{кав}}$ с учетом разрыхления грунта:

$$A_{\text{кав}} = A_k k_p / 2 = H_k (b_k + H_k \operatorname{ctg} \lambda) k_p / 2. \quad (10.26)$$

С другой стороны,

$$A_{\text{кав}} = h_k^2 / \operatorname{tg} \varphi_r. \quad (10.27)$$

Отсюда

$$h_k = \sqrt{A_{\text{кав}} \operatorname{tg} \varphi_r}, \quad (10.28)$$

где φ_r – угол естественного откоса грунта (табл. 10.1).

Таблица 10.1. Угол естественного откоса грунта φ_r

Грунт	Состояние грунта		
	сухой	влажный	мокрый
Песок:			
мелкий	25	30	20
средний	28	35	25
крупный	30	32	27
Гравий	40	40	35
Суглинок	50	40	30
Глина	45	25	15
Растительный грунт	40	35	15
Торф	40	25	14

На основании теоремы синусов для $\triangle ABC$ (см. рис. 10.10) запишем

$$CB / \sin \angle BAC = AB / \sin \angle ACB. \quad (10.29)$$

Отсюда

$$AB = CB \sin \angle ACB / \sin \angle BAC. \quad (10.30)$$

В нашем случае $AB = h$; $\angle ACB = \lambda - \varphi_r$; $\angle BAC = 90 - \lambda$; $CB = h_k / \sin \varphi_r$.

Тогда расстояние h_1 от вершины кавальера разрабатываемого грунта до кромки ножей определяется по выражению

$$h_1 = [h_k \sin(\lambda - \varphi_r)] / (\sin \varphi_r \cos \lambda). \quad (10.31)$$

Если $\varphi_r = \lambda$, то $h_1 = 0$.

Диаметр ротора для двухроторных каналокопателей находится обычно в следующих пределах:

$$D_p = (3 \dots 4) H_K, \quad (10.32)$$

однако для расчетов чаще принимается $D_p \approx 3 H_K$.

Направление вращения роторов принимается прямое.

Окружная скорость ротора определяется из условия обеспечения гравитационной разгрузки на берму канала, т. е. исходя из того, что центробежная сила $F_{ц}$, стремящаяся прижать грунт к внутренней поверхности ножа-ковша, должна быть меньше противоположно направленной ей составляющей силы тяжести грунта (рис. 10.11).

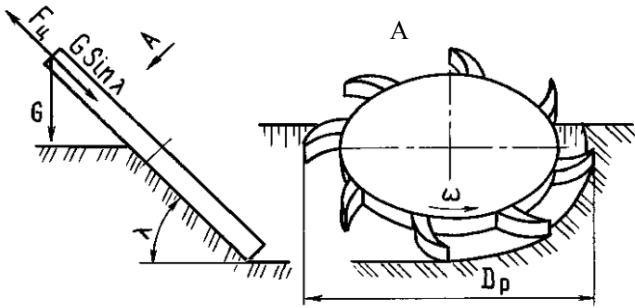


Рис. 10.11. Схема к определению критической окружной скорости ротора

Скорость, обеспечивающая равенство этих сил, является *критической окружной скоростью* $v_{кр}$.

Таким образом,

$$F_{ц} = G \sin \lambda, \quad (10.33)$$

или

$$mv_{кр}^2 / r_p = mg \sin \lambda. \quad (10.34)$$

С учетом того, что $r_p = D_p / 2$, для расчета критической окружной скорости ротора из уравнения (10.34) можно получить следующую формулу:

$$v_{кр} = \sqrt{0,5 D_p g \sin \lambda} = 2,21 \sqrt{D_p g \sin \lambda}. \quad (10.35)$$

Учитывая хорошие условия выгрузки грунта, окружную скорость принимают больше критической и рассчитывают по зависимости

$$v_{окр} = (1,1 \dots 1,25) v_{кр}. \quad (10.36)$$

При $\lambda = 45^\circ$, после подстановки числовых значений и замены r_p на D_p ,

формула (10.36), составленная с учетом формулы (10.35), приобретает вид

$$v_{\text{окр}} = (2,05 \dots 2,33) \sqrt{D_p}. \quad (10.37)$$

У существующих конструкций роторных каналокопателей окружная скорость находится в пределах 3...4 м/с.

Диаметр ротора без ножей (диаметр обечайки ротора) (рис. 10.12) определяется по зависимости

$$D_o = (2,0 \dots 2,2) H_{\text{к}}. \quad (10.38)$$

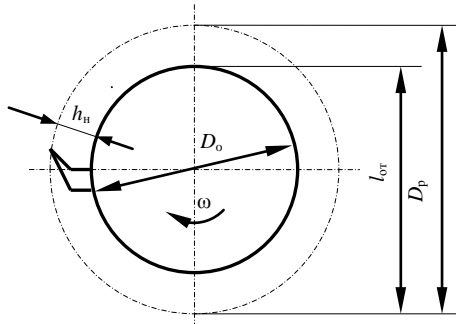


Рис. 10.12. Схема к определению ширины ножей-ковшей

Высота ножей-ковшей определяется по формуле

$$h_n = (D_p - D_o) / 2. \quad (10.39)$$

Должно выполняться условие $l_{\text{от}} \leq D_p - h_n$.

Ширину ножей-ковшей b_n определим исходя из формулы расчета производительности по выносной способности. Формулу расчета производительности по выносной способности можно получить, представив, что на выходе из забоя ротор обеспечивает движение грунта потоком с поперечным сечением $b_n \times h_n$. Скорость этого потока равна окружной скорости $v_{\text{о.с}}$ движения середины этого сечения, т. е.

$$v_{\text{о.с}} = \omega (D_o + h_n) / 2 = \omega [D_p - (D_p - D_o) / 2] / 2 = \omega (D_p + D_o) / 4. \quad (10.40)$$

Тогда, принимая во внимание формулу определения h_n , учитывая k_n и k_p и выполнив некоторые упрощения, получим для двухроторного каналокопателя

$$P_T = (D_p^2 - D_o^2) b_n \omega k_n / 4 k_p. \quad (10.41)$$

Значение k_n принимается 0,52...0,55, k_p можно принять по прил. 1. Отсюда

$$b_n = 4 \Pi_T k_p / [(D_p^2 - D_o^2) \omega k_n]. \quad (10.42)$$

Полученное значение b_n должно быть принято не менее 80 мм и проверено по условию несоприкосновения ножей-ковшей на дне канала с использованием формулы (10.12).

Диапазон скоростей передвижения рассчитывается по формулам (10.40) – (10.42).

10.5. Определение мощности на привод рабочих органов двухроторных и двухфрезерных каналокопателей

В общем виде мощность на привод рабочего органа каналокопателей определяется следующим выражением:

$$P_{p.o} = (P_k^H + P_k^Л + P_p + P_{под} + P_{тр}) / \eta_{p.o}, \quad (10.43)$$

где P_k^H , $P_k^Л$, P_p , $P_{под}$, $P_{тр}$ – соответственно мощности на копание грунта ножами, на копание лопатками, на разгон грунта, на подъем грунта и трение;

$\eta_{p.o}$ – к.п.д. рабочего органа, учитывающий потери мощности на разрушение грунта торцами лопаток, трение грунта о лопатки, на рыхление грунта рушителями, вентиляцию воздуха и др. Для расчетов принимается $\eta_{p.o} = 0,7...0,8$.

Мощность на копание грунта ножами определяется выражением (для двухфрезерных каналокопателей)

$$P_k^H = 2k_1 \Pi_n = k_1 \Pi_T A_n / A_k = 2 k_1 b_\phi l_{от} v_n, \quad (10.44)$$

где k_1 – удельное сопротивление грунта копанию;

A_n – площадь канала, вырезаемая ножами;

A_k – площадь поперечного сечения канала.

Для расчета площади поперечного сечения канала параболического сечения см. подраздел 9.4.

Так как толщина срезаемой стружки является величиной переменной (рис. 10.13), для определения k_1 необходимо определить среднюю толщину стружки. По аналогии с роторным траншеекопателем

$$\delta_{cp} = c \sin (\varphi_k / 2); \quad (10.45)$$

$$c = v_n T_n / v_{окр}; \quad (10.46)$$

$$\varphi_k = 90 + \varphi_0; \quad (10.47)$$

$$\varphi_0 = \arcsin[(l_{от} - r_{фр}) / r_{фр}]. \quad (10.48)$$

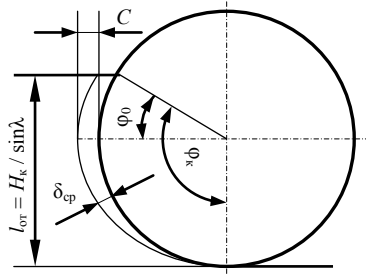


Рис. 10.13. Схема к определению средней толщины стружки

При толщине стружки $\delta_{ср} \geq 3$ см, например для двухроторных каналокопателей, удельное сопротивление грунта копанию принимается из табл. 8.1 с учетом рекомендаций, приведенных в подразделе 8.4. Если же средняя толщина стружки по расчетам получается менее 25 мм, тогда для двухфрезерных, плужно-фрезерных и двухроторных каналокопателей значение k_1 рассчитывается по выражению

$$k_1 = k \delta_{ср}^{-e} k_{\alpha} k_b k_{\varphi} k_{\Gamma}, \quad (10.49)$$

где k – коэффициент сопротивления копанию стружки толщиной 1 см;
 $\delta_{ср}$ – фактическая средняя толщина стружки, см;
 e – показатель степени, принимаемый для минеральных грунтов 0,4, для торфяных – 0,33;
 $k_{\alpha}, k_b, k_{\varphi}, k_{\Gamma}$ – соответственно коэффициенты, зависящие от угла резания α , ширины ножа $b_{н}$, угла контакта φ_k , числа ударов динамического плотнмера $C_{уд}$ (табл. 10.2).

Таблица 10.2. Значения коэффициентов для определения k_1

$C_{уд}$	k , кПа	k_{Γ}	α , град	k_{α}	$b_{н}$, см	k_b	φ_k	k_{φ}
2	80	0,29	30	1,0	9,0	1,04	15	0,79
4	160	0,57	46	1,04	10,0	1,00	32	0,68
7	285	1,0	56	1,10	135	0,92	53	0,70
9	370	1,23	60	1,20	18,0	0,89	90	1,00
10	410	1,40	85	1,85	–	–	–	–
12	490	1,70	–	–	–	–	–	–
14	570	1,9	90	2,60	–	–	–	–
16	590	–	–	–	–	–	–	–

Для упрощенных расчетов можно принимать для минеральных грунтов $k_1 = 480$ кПа, для торфяных $k_1 = 350$ кПа. При наличии в грунте поребристой древесины значения k_1 следует увеличить в 1,5...2 раза.

Роторные каналокопатели работают обычно в минеральных грунтах без наличия древесины. У роторных каналокопателей в разработке грунта наряду с режущими кромками участвуют и боковые кромки ножа. Поэтому мощность на копание определяется по формуле

$$P_{\text{к}}^{\text{н}} = P_{\text{к}}^{\text{р}} + P_{\text{к}}^{\text{б}}, \quad (10.50)$$

где $P_{\text{к}}^{\text{р}}$ – мощность на копание режущей кромкой ножа;

$P_{\text{к}}^{\text{б}}$ – мощность на копание боковой кромкой ножа.

Их расчет ведется по следующим формулам:

$$P_{\text{к}}^{\text{р}} = k_1 \Pi_{\text{т}} A_{\text{н}} / A_{\text{к}}; \quad (10.51)$$

$$P_{\text{к}}^{\text{б}} = k_{\text{с}} k_1 \Pi_{\text{т}} (A_{\text{к}} - A_{\text{н}}) / A_{\text{к}}, \quad (10.52)$$

где $k_{\text{с}}$ – коэффициент, учитывающий снижение k_1 за счет того, что боковые кромки ножа разрабатывают обрушивающийся грунт. Рекомендуется принимать $k_{\text{с}} = 0,5$.

Мощность на копание лопатками определяется только для двухфрезерных каналокопателей:

$$P_{\text{к}}^{\text{л}} = k_{\text{с}} k_1 \Pi_{\text{т}} (A_{\text{к}} - A_{\text{н}}) / A_{\text{к}}. \quad (10.53)$$

Здесь принимается $k_{\text{с}} = 0,4...0,5$.

Мощность на разгон грунта $P_{\text{р}}$ определяется по аналогии с роторным траншеекопателем:

$$P_{\text{р}} = \Pi_{\text{т}} \rho v_{\text{окр1}}^2 / 2, \quad (10.54)$$

где $v_{\text{окр1}}$ – окружная скорость радиального сечения транспортируемого фрезой грунта, ориентировочно $v_{\text{окр1}} = (0,8...0,9) v_{\text{окр}}$.

Мощность на подъем грунта вычисляется по формуле

$$P_{\text{п}} = P_{\text{п}}^{\text{н}} + P_{\text{п}}^{\text{обр}}, \quad (10.55)$$

где $P_{\text{п}}^{\text{н}}$ – мощность на подъем грунта, вырезаемого ножами;

$P_{\text{п}}^{\text{обр}}$ – мощность на подъем обрушиваемого грунта.

Мощность на подъем грунта определяется по формуле

$$P_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{п}}, \quad (10.56)$$

где $H_{\text{п}}$ – высота подъема грунта, $H_{\text{п}} = 0,5 H_{\text{к}}$ для двухфрезерного каналокопателя и $H_{\text{п}} = 0,5 H_{\text{к}} + 0,5 h_{\text{к}}$ для двухроторного.

Мощность на трение определяется по формуле

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{тр1}} + P_{\text{тр2}} + P_{\text{тр3}} + P_{\text{тр4}}, \quad (10.57)$$

где $P_{тр1}$, $P_{тр2}$, $P_{тр3}$, $P_{тр4}$ – соответственно мощности на трение грунта о поверхность забоя, о поверхность откоса, о лопатки, о верхнюю поверхность ротора.

Мощность на трение грунта о поверхность забоя определяется только для двухфрезерных каналокопателей. В этом случае грунт, находящийся на ножах фрезы, прижимается к забою центробежной силой и силой тяжести, но по сравнению с центробежной силой сила тяжести значительно меньше, и при расчетах ею можно пренебречь. Следует учитывать, что грунт к забою прижимается как ножами, так и лопатками, поэтому мощность на трение о забой грунта, находящегося на ноже, определяется как

$$P_{тр1} = F_{тр} v_{окр} = f_2 F_{цб} v_{окр}; \quad (10.58)$$

$$F_{цб} = m v_{окр}^2 / r_{фр} = v_{тр} \rho v_{окр}^2 / k_p = \Pi_T \rho v_{окр} / 2. \quad (10.59)$$

Отсюда

$$P_{тр1} = f_2 \Pi_T \rho v_{окр}^2 / 2. \quad (10.60)$$

Для двухроторных каналокопателей $P_{тр1} = 0$, так как скорость вращения ротора мала и, кроме того, центробежные силы, действующие на грунт в межножевом пространстве, воспринимаются самими ножами-ковшами благодаря их форме.

Для двухроторных каналокопателей определяют мощность на трение грунта по откосу.

Силу трения грунта об откос можно рассчитать по формуле

$$F_{тр2} = f_2 G_{тр} \cos \lambda. \quad (10.61)$$

По аналогии со скребковыми траншеекопателями

$$P_{тр2} = f_2 \Pi_T \rho g H_k (\cos \lambda) / (2 \sin \lambda) = f_2 \Pi_T \rho g H_k / 2 \operatorname{ctg} \lambda. \quad (10.62)$$

Для двухфрезерных каналокопателей $P_{тр2} = 0$.

Мощность на трение грунта, движущегося в радиальном направлении о лопатки $P_{тр3}$, составляет около 3 % от $P_{тр}$ и учитывается к. п. д. рабочего органа. У двухроторных каналокопателей лопатки отсутствуют, поэтому $P_{тр3} = 0$.

Мощность на трение грунта о верхнюю поверхность ротора $P_{тр4}$ определяют только для двухроторных каналокопателей по эмпирической зависимости [6]

$$P_{тр4} = 0,105 f_1 r_p^4 \omega \sin 2\lambda, \quad (10.63)$$

где r_p – радиус ротора по режущим кромкам.

10.6. Особенности определения суммарных реакций, действующих на рабочие органы двухфрезерных и двухроторных каналокопателей

На рабочий орган каналокопателей данного типа действуют: силы сопротивления копанию грунта ножами; силы сопротивления копанию боковыми кромками лопаток; силы трения перемещающегося грунта о поверхность забоя; поверхность откоса и о верхнюю поверхность ротора; силы, действующие на двухотвальный клин; силы сопротивления копанию зачистным отвалом. Первые три составляющие можно объединить в суммарную реакцию грунта, которую, в свою очередь, можно разложить на касательную и нормальную реакции. Касательная реакция F_{τ} , действующая со стороны грунта на роторы и фрезы и лежащая в плоскости вращения, определяется по формуле

$$F_{\tau} = (P_{\kappa}^H + P_{\kappa}^J + P_p + P_{\text{под}} + P_{\text{тр}}) / v_{\text{окр}}. \quad (10.64)$$

Нормальная составляющая вычисляется по зависимости

$$F_n = \varepsilon F_{\tau}, \quad (10.65)$$

где $\varepsilon = 0,4 \dots 0,8$.

Точка приложения реакции F_{τ} и F_n находится на высоте $H_{\kappa} / 3$ от дневной поверхности, что примерно соответствует углу $0,7\varphi_{\kappa}$ (рис. 10.14).

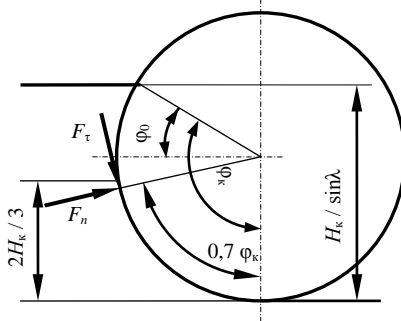


Рис. 10.14. Схема к определению точки приложения реакции грунта

При выполнении тяговых и статических расчетов силы и реакции должны быть спроектированы на вертикальную и горизонтальную оси. Дно канала окончательно формируется зачистным отвалом. Для рас-

четов принимается, что отвал срезает толстую стружку треугольного сечения (рис. 10.15).

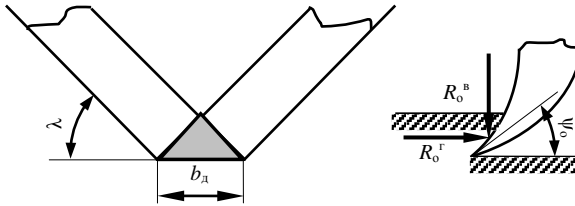


Рис. 10.15. Схема к определению реакций, действующих на зачистной отвал

Горизонтальная реакция $R_o^Г$ определяется по формуле

$$R_o^Г = (0,35 \dots 0,80) k_1 b_d^2 / 2 \operatorname{ctg} \lambda. \quad (10.66)$$

Здесь k_1 следует принимать по прил. 2.

Вертикальная составляющая реакция $R_o^Г$ определяется по формуле

$$R_o^B = R_o^Г \operatorname{ctg} \psi_o, \quad (10.67)$$

где ψ_o – угол наклона касательной к нижней точке отвала, $\psi_o = 60 \dots 70^\circ$.

Для более равномерного нагружения фрез двухфрезерные каналокопатели оборудуются двухотвальным клином, который разделяет вырезанный фрезами массив грунта на две части. На клин также действует реакция грунта. Эти реакции можно определить по эмпирической формуле

$$F_Г = F_Г^{\text{кфн}} A / A_{\text{кфн}}, \quad (10.68)$$

где $F_Г^{\text{кфн}}$ – горизонтальная реакция, действующая на двухотвальным клин каналокопателя КФН-1200, $F_Г^{\text{кфн}} = 12 \dots 19$ кН;

$A_{\text{кфн}}$ – площадь поперечного сечения канала, отрываемого каналокопателем КФН-1200, $A_{\text{кфн}} = 1,74$ м²;

A – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемого проектируемым каналокопателем.

Вертикальная составляющая, действующая на двухотвальным клин, рассчитывается по формуле

$$F_В = F_В^{\text{кфн}} A / A_{\text{кфн}}, \quad (10.69)$$

где $F_В^{\text{кфн}}$ – вертикальная реакция, действующая на двухотвальным клин каналокопателя КФН-1200, $F_В^{\text{кфн}} = 2 \dots 4$ кН.

11. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ОРГАНА ПЛУЖНО-ФРЕЗЕРНОГО КАНАЛОКОПАТЕЛЯ

11.1. Особенности выбора параметров и расчета фрезы

Диаметр фрезы определяют из условия обеспечения начала выброса грунта в направлении, перпендикулярном оси отрываемого канала, что способствует увеличению дальности выброса грунта:

$$D_{\phi} \geq 2H_k \sqrt{1 + m^2}, \quad (11.1)$$

где H_k – глубина отрываемого канала;

m – коэффициент заложения откосов;

или

$$D_{\phi} \approx 2 l_{от}, \quad (11.2)$$

где $l_{от}$ – длина откоса.

Значения D_{ϕ} у существующих каналокопателей можно описать зависимостью

$$D_{\phi} = (1,5 H_k + 0,8) m. \quad (11.3)$$

Расчет D_{ϕ} следует выполнить по всем трем формулам, приняв округленное значение сообразно обзору существующих конструкций.

На рис. 11.1 показана фреза каналокопателя, у которой ножи установлены в два ряда, т. е. резание осуществляется в две линии. Поэтому дополнительно необходимо определить диаметр фрезы по режущим кромкам нижних ножей:

$$D_{\phi 1} = D_{\phi} - 2b_n m. \quad (11.4)$$

Для каналокопателей, у которых резание осуществляется в одну линию, определяют только D_{ϕ} .

Из условия обеспечения требуемой ширины канала по дну *ширина фрезы* b_{ϕ} определяется по формуле

$$b_{\phi} = b_d \sin \lambda. \quad (11.5)$$

При этом $b_{\phi} = b_n$. При двух линиях резания $b_n = b_{\phi} / 2$.

На основании замеров параметров фрез каналокопателей МК-17, МК-22, МК-23 получены приведенные ниже зависимости для определения остальных размеров фрез.

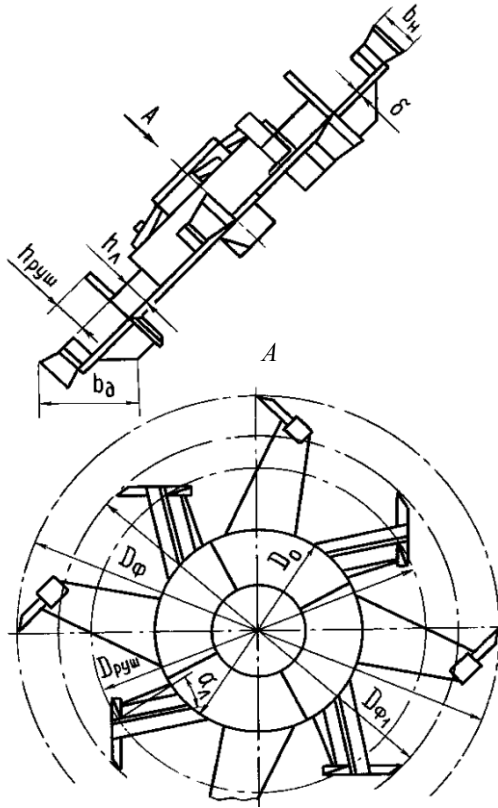


Рис. 11.1. Фреза плужно-фрезерного каналокопателя

Для плужно-фрезерного каналокопателя типа МК-22 угол отклонения лопатки от радиального направления $\alpha_{л} = 20...30^\circ$, ширина ножа фрезы $b_n = b_{ф} / 2$, высота рушителей $h_p = (0,25...0,75)b_{ф}$, диаметр установки рушителей $D_{руш} = (0,6...0,8)D_{ф}$, диаметр обечайки фрезы $D_o = (0,4...0,6)D_{ф}$, высота лопатки $h_n = (b_{ф} - \delta) / 2$, где δ – толщина диска фрезы.

Окружная скорость фрезы должна обеспечивать разбрасывание грунта равномерным слоем. Для плужно-фрезерных каналокопателей считается, что это достигается при скорости фрезы не менее двух критических, т. е.

$$v_{окр} \geq 2v_{кр}, \quad (11.6)$$

где $v_{кр}$ – критическая скорость фрезы.

Критическая скорость определяется по формуле

$$v_{кр} = \sqrt{0,5D_{фр}g \sin \lambda} = 2,21 \sqrt{D_{фр}g \sin \lambda}. \quad (11.7)$$

Максимальная скорость фрезы ограничивается динамическими нагрузками и износом режущих элементов. Для работы на минеральных грунтах $v_{окр} = 6...7$, для работы на торфяных грунтах $v_{окр} = 9...12$ м/с.

При принятых параметрах техническая производительность фрезы по выносной способности должна быть не меньше требуемой технической производительности каналокопателя.

По аналогии с двухроторным каналокопателем техническая производительность фрезы по выносной способности определяется по формуле

$$P_T = b_{\phi} (D_{\phi}^2 - D_o^2) \omega k_n / 8k_p, \quad (11.8)$$

где k_n – коэффициент заполнения рабочего объема фрезы, $k_n = 0,1...0,4$.

Размеры плуга определяются исходя из конструктивных соображений.

Диапазон скоростей передвижения рассчитывается по формулам (9.40) – (9.42).

11.2. Особенности расчета баланса мощности и сил, действующих на рабочий орган

В процессе работы плужно-фрезерного каналокопателя мощность двигателя затрачивается на разработку грунта фрезой $P_{фр}$, на создание тягового усилия, необходимого для перемещения рабочего органа $P_{пер}$, и дополнительная на привод вспомогательных механизмов $P_{доп}$. При условии их приведения к валу двигателя уравнение баланса мощности будет иметь вид

$$P_{дв} = P_{фр}^{дв} + P_{пер}^{дв} + P_{доп}^{дв}. \quad (11.9)$$

Мощность $P_{фр}$ затрачивается на копание грунта ножами и лопатками, на разгон грунта, на подъем грунта и на преодоление сил трения, т. е.

$$P_{фр}^{дв} = (P_k^H + P_k^Л + P_p + P_{п} + P_{тр}) / (\eta_{\phi} \eta_{тр}), \quad (11.10)$$

где η_{ϕ} – к.п.д. фрезы и ее привода, $\eta_{\phi} \approx 0,7...0,8$.

Мощность на копание грунта ножами определяется по формуле

$$P_k^H = k_1 P_T (A_{руш} + A_{\phi}) / A_k, \quad (11.11)$$

где $A_{руш}$ – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемого ружителями (рис. 11.2);

A_{ϕ} – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемого фрезой,

$$A_{\phi} = b_{\phi} l_{от}. \quad (11.12)$$

По рекомендации ВНИИЗемМаш при расчете мощности на процесс копания грунта фрезой плужно-фрезерного каналакопателя при средней толщине стружки 15...20 мм значение k_1 принимается для первой категории грунтов 180, для второй – 270, для третьей – 360 кПа. При наличии в грунтах камней или древесины эти значения необходимо увеличить в 1,5...2 раза.

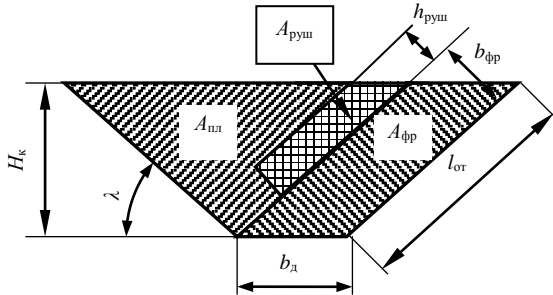


Рис. 11.2. Схема разработки поперечного сечения канала

Мощность на разработку грунта лопатками определяется по формуле

$$P_{к}^{л} = \Delta k_1 \Pi_T A_{пл} / A_{к}, \quad (11.13)$$

где Δ – коэффициент, учитывающий, что лопатками разрабатывается разрыхленный грунт, $\Delta = 0,3...0,4$;

$A_{пл}$ – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемая плужным рабочим органом,

$$A_{пл} = A_{к} - A_{руш} - A_{ф}. \quad (11.14)$$

Мощность на разгон грунта рассчитывается по выражению

$$P_p = \Pi_T \rho v_{окр}^2 / 2. \quad (11.15)$$

Мощность на подъем грунта находится по зависимости

$$P_{п} = \Pi_T \rho g H_{п}, \quad (11.16)$$

где $H_{п}$ – средняя высота подъема грунта, $H_{п} \approx 0,5 H_{к}$.

Мощность на трение $P_{тр}$ складывается из мощности на трение грунта о поверхность забоя $P_{тр1}$ и о поверхность откоса $P_{тр2}$:

$$P_{тр1} = \Pi_T \rho f_2 v_{окр}^2 / 2. \quad (11.17)$$

Мощность на трение грунта о поверхность откоса определяется по формуле

$$P_{\text{тр2}} = \Pi_{\text{т}} \rho g f_2 \pi r_{\text{ф}} (\cos \lambda) / 2, \quad (11.18)$$

где $r_{\text{ф}}$ – радиус фрезы.

Мощность на трение грунта о лопатки учитывается к. п. д. фрезы.

Для определения мощности на передвижение $P_{\text{пер}}$ необходимо рассчитать силы, действующие на рабочее оборудование.

На фрезу действуют касательная F_{τ} и нормальная F_n составляющие сопротивления грунта копанию:

$$F_{\tau} = P_{\text{фр}} / v_{\text{окр}}, \quad (11.19)$$

$$F_n = \varepsilon F_{\tau}. \quad (11.20)$$

Они расположены в плоскости, параллельной откосу, и приложены к ножам фрезы на середине глубины канала.

Сила, препятствующая перемещению плужного рабочего органа вдоль оси канала, определяется по формуле

$$F_{\text{пл}} = k_c k_1 A_{\text{пл}}, \quad (11.21)$$

где k_c – коэффициент, учитывающий снижение k_1 благодаря деблокированному копанию, $k_c = 0,5$. Здесь в связи с тем, что плуг отваливает толстую стружку, k_1 принимается по табл. 8.1 или по прил. 2.

12. РАСЧЕТ ДРЕНАЖНО-КРОВОВЫХ МАШИН И БЕСТРАНШЕЙНЫХ ДРЕНОУКЛАДЧИКОВ

12.1. Выбор основных параметров

Типичная конструктивная схема рабочего органа дренажно-кровой машины показана на рис. 12.1.

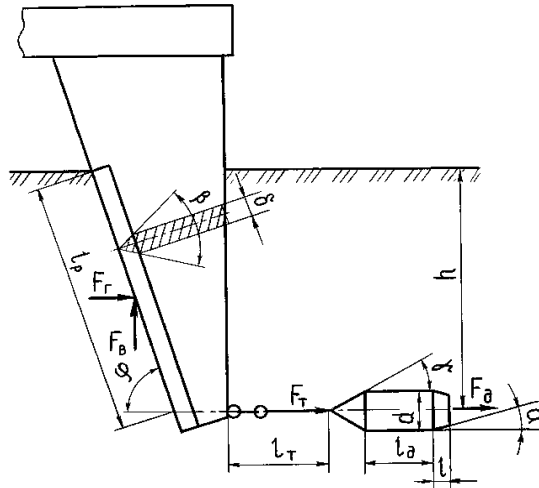


Рис. 12.1. Расчетная схема дренажно-кровового рабочего органа

В задании на проектирование обычно указываются тип и группа грунтов, для которых проектируется машина, и наибольшая глубина дренирования. Кроме того, на основании обзора конструкций машин или задания принимаются толщина ножа, диаметр дренера, длина троса (цепи), соединяющего дрена с ножом.

Угол φ наклона режущей кромки ножа принимается для торфяных грунтов $50 \dots 80^\circ$, для минеральных – $95 \dots 110^\circ$.

Угол заострения режущей кромки ножа β принимается для торфяных грунтов $55 \dots 60^\circ$, для минеральных – $30 \dots 50^\circ$.

Угол заострения дренера γ для торфяных грунтов – $18 \dots 25^\circ$, для минеральных – $20 \dots 28^\circ$.

Угол задней части дренера α – $20 \dots 25^\circ$, длина задней части дренера l – $25 \dots 50$ мм.

Длина цилиндрической части дренера l_d для торфяных грунтов принимается равной $1,5d$, а для минеральных – 150...200 мм.

Ширина ножа определяется прочностным расчетом, а длина связи (троса) – исходя из конструкторских или технологических соображений.

Машины для аэрационного дренажа рассчитываются аналогично, но при этом учитывается или определяется тяговым расчетом количество ножей и дренов.

Параметры *бестраншейных дреноукладчиков* (рис. 12.2) зависят в основном от глубины закладки дренажа, наружного диаметра труб и вида грунтов. Высота ножа H_n принимается на 600...700 мм больше глубины щели H , ширина b – равной ей. Угол заострения β устанавливается $45...60^\circ$, а угол φ наклона режущей кромки для дреноукладчиков типа МД-12 – около 20° . Угол наклона лобовой части φ_d клиновидной носовины, поднимающей грунт вверх, принимается $40...60^\circ$, а сама лобовая часть выполняется плоской без заострения.

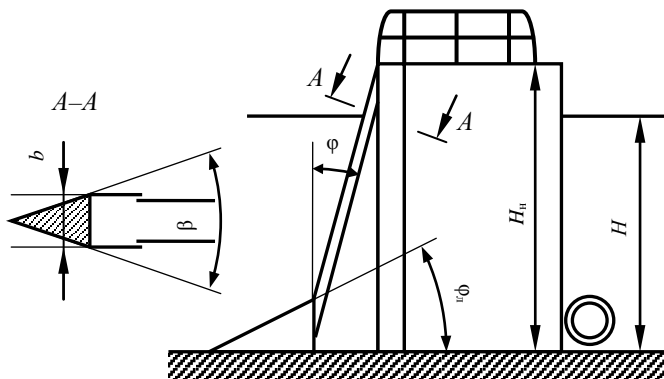


Рис. 12.2. Схема рабочего органа бестраншейного дреноукладчика

12.2. Определение усилий, действующих на рабочее оборудование

Перемещению рабочего органа в грунте в горизонтальном направлении препятствуют горизонтальная составляющая F_T силы, действующей на нож, сила F_T сопротивления протаскиванию троса, определяемая и учитываемая при больших длинах троса, например, при раздельном дренировании, и сила F_d сопротивления дренера.

При скорости прокладки дрен 0,6...1 м/с для торфяных грунтов

$$F_{\Gamma} = 0,01 c_1 h^n, \text{ кН}, \quad (12.1)$$

где c_1 и n – коэффициенты, зависящие от толщины ножа (значения приведены в табл. 5.1);

h – глубина резания, см.

Таблица 12.1. Значения коэффициентов c_1 и n

Толщина ножа, мм	c_1	n
6,5	20,6	0,77
25	21,9	0,81
50	27,8	0,82
100	31,8	0,86

Для минеральных грунтов

$$F_{\Gamma} = 0,01 C_{\text{уд}} h^{1,35} (1 + 0,1\delta) (1,5 - \varphi / 90^\circ) k_{\beta}, \quad (12.2)$$

где δ – толщина ножа;

k_{β} – коэффициент, зависящий от угла заострения ножа β . Значения k_{β} принимаются по табл. 12.2.

Таблица 12.2. Значения коэффициентов k_{β}
в зависимости от угла заострения ножа

β	180°	120°	90°	60°	45°
k_{β}	1,0	0,96	0,90	0,83	0,81

Вертикальная составляющая $F_{\text{в}}$ определяется по уравнению

$$F_{\text{в}} = F_{\Gamma} \text{tg} (90^\circ - \varphi). \quad (12.3)$$

Сопротивление перемещению дренажа в торфяных грунтах определяется по уравнению

$$F_{\text{д}} = k_{\text{с}} \pi d^2 / 4 + k_{\text{д}} \pi d l_{\text{д}}, \quad (12.4)$$

где $k_{\text{с}}$ – удельное сопротивление смещению торфяного грунта дренажом,

$k_{\text{с}} = 70...90$ кПа;

d – диаметр дренажа;

$k_{\text{д}}$ – удельное сопротивление налипанию грунта, $k_{\text{д}} = 2...2,5$ кПа;

$l_{\text{д}}$ – длина цилиндрической части дренажа.

Для минеральных грунтов второй категории

$$F_{\Gamma} = 0,0121 C_{\text{уд}} k_{\gamma} d^{2,42} k_{\text{ц}} k_{\gamma}, \quad (12.5)$$

где d – диаметр дренажа;

$k_{ц}$ – коэффициент, учитывающий трение грунта по цилиндрической части дренажа;

k_{γ} – коэффициент, зависящий от угла заострения γ дренажа (табл. 12.3).

Таблица 12.3. Значения коэффициентов k_{γ}
в зависимости от угла заострения дренажа

γ	10°	20°	25°	30°	40°	50°	60°	90°
k_{γ}	1,61	1,10	1,0	1,02	1,08	1,12	1,20	1,20

Значение $k_{ц}$ вычисляется по выражению

$$k_{ц} = 1 + l_{д} x_{д}, \quad (12.6)$$

где $l_{д}$ – длина цилиндрической части дренажа;

$x_{д}$ – коэффициент, зависящий от диаметра дренажа.

Для $d = 50$ мм $x_{д} = 0,277$; для $d = 100$ мм $x_{д} = 0,1$; для $d = 130$ мм $x_{д} = 0$.

Промежуточные значения коэффициентов $k_{б}$, k_{γ} и $x_{д}$ определяются интерполяцией.

13. РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ РАСЧИСТКИ ЗЕМЕЛЬ ОТ ДРЕВЕСНО-КУСТАРНИКОВОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТИ

13.1. Выбор основных параметров рабочих органов кусторезов

Для двухотвального кустореза основными параметрами являются: ширина захвата b_1 (рис. 13.1, *a*), угол захвата α , угол наклона верхних щитов β_v , угол заострения ножей γ , толщина ножей δ_n , ширина выступающей части ножа b_n .

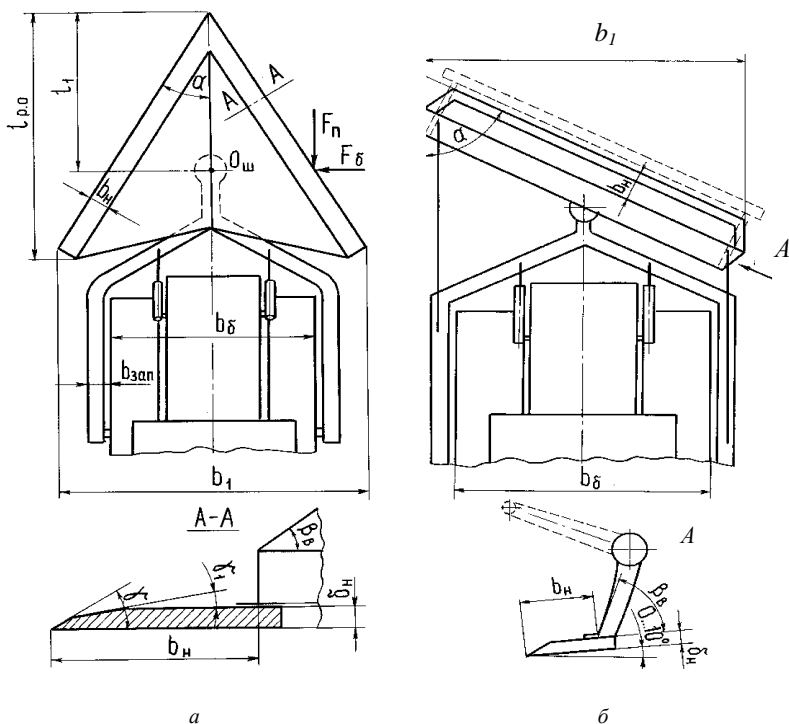


Рис. 13.1. Расчетные схемы кусторезов: *a* – двухотвального; *б* – одноотвального

Снижение α ведет к уменьшению силы F_n сопротивления перемещению рабочего органа и улучшению условий срезания растительности, но при этом возрастает боковая сила $F_б$, стремящаяся развернуть машину при работе одной стороной кустореза, и увеличивается длина рабочего

органа. Поэтому принимается $\alpha = 26 \dots 32^\circ$. Под этим же углом располагают боковые вертикальные щиты отвала.

Верхние наклонные щиты ставятся под углом β_v , который должен обеспечивать свободное скольжение кустарника вниз, т. е. угол β_v должен быть меньше или равен углу трения кустарника по стали. Это условие выполняется при $\beta_v \geq 32 \dots 40^\circ$.

Толщину ножа принимают равной 15...20 мм.

Ширина выступающей части ножа обычно находится в пределах 270...450 мм.

Угол заострения ножа назначают 25...30°, и для облегчения заточки снимают фаску толщиной около 5 мм под углом $\gamma_1 = 10^\circ$.

Для предупреждения заглупления носовой части рабочего органа в грунт *центр шарового шарнира* располагается на расстоянии, не меньшем 0,43 длины рабочего органа $l_{p.o.}$, а для того чтобы носовая часть не опускалась при транспортном положении, это расстояние должно быть не больше 2/3 длины рабочего органа, т. е. должно выполняться условие

$$2 l_{p.o.} / 3 \geq l_1 \geq 0,43 l_{p.o.}, \quad (13.1)$$

или иначе значение l_1 можно рассчитать по уравнению

$$l_1 = (0,43 \dots 0,67) l_{p.o.} \quad (13.2)$$

Значение $l_{p.o.}$ находим по *конструктивной ширине захвата* b_1 , если b_1 указано в задании на проектирование. В том случае, когда оборудование проектируется к заданной базовой машине, предварительно b_1 можно определить по зависимости

$$b_1 = P_{дв} / (21 \dots 30), \quad (13.3)$$

где $P_{дв}$ – мощность двигателя, кВт.

Решив уравнение (13.3) относительно $P_{дв}$, по полученной мощности двигателя можно произвести предварительный подбор базовой машины, если она не указана в задании на проектирование.

Выбранную машину проверяют по условию свободного прохода по расчищаемой полосе. Для двухотвального кустореза это условие записывается следующим образом:

$$b_1 \geq 1,05 b_6 + 2 b_n \cos \alpha + 2 b_{зап}, \quad (13.4)$$

где b_6 – ширина базовой машины по краям гусениц (колес);

$b_{зап}$ – запас от внешнего края гусеницы до вертикальной стенки рабочего органа.

Сужение срезаемой полосы вследствие упругости кустарника учитывается коэффициентом, равным 1,05.

Для одноотвального кустореза значение $P_{дв}$ рассчитывается так же, как и для одноотвального, но с учетом ухудшения условий резания принимается его максимальное значение. Условие прохода по расчищаемой полосе с учетом компоновки (рис. 13.1, б) запишется следующим образом:

$$b_1 \geq 1,05 b_6 + b_n / \operatorname{tg} \alpha + 2b_{зап}, \quad (13.5)$$

где $b_{зап}$ – расстояние от края гусеницы до внешнего контура толкающей рамы; $b_{зап} = 0,25 \dots 0,35$ м.

Окончательно значение b_1 уточняется при выполнении тяговых расчетов. Для выполнения тяговых, статических и прочностных расчетов необходимо знать значение сил, действующих на рабочий орган. Суммарная сила F_n , действующая на отвал двухотвального кустореза, рассчитывается по уравнению

$$F_n = k_c b_1, \quad (13.6)$$

где k_c – удельное сопротивление перемещению рабочего органа кустореза при срезании кустарника, кН/м.

Для тяжелого участка с закустаренностью 90...95 тыс. стволов на гектар $k_c = 7 \dots 9,4$, для легкого с закустаренностью 23...24 тыс. стволов на гектар $k_c = 4 \dots 4,35$. Промежуточные значения получают интерполяцией. Для одноотвальных кусторезов ориентировочно можно принять максимальные из указанных значений k_c . Значение боковой силы F_6 находят по уравнению

$$F_6 = F_n / \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_T), \quad (13.7)$$

где φ_T – угол трения древесины о сталь, $\varphi_T = 32 \dots 40^\circ$.

13.2. Выбор основных параметров корчевателей, корчевателей-собирающих и кустарниковых граблей. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование. Подбор базовой машины

Рассматривается расчет пассивных корчевателей и кустарниковых граблей с передней навеской. Методика расчета корчевательной бороны и кустарниковых граблей с задней навеской в значительной степени совпадает с методикой расчета корчевателя с учетом их различий в назначении и конструктивных особенностях.

Для корчевателей, их разновидности – корчевателей-собирающих и кустарниковых граблей с задней навеской основными параметрами являются:

ширина захвата максимальная b_m , максимальная глубина рыхления (заглубления) h_p , число зубьев z_k , расстояние между зубьями b_o , длина зуба l_3 .

Число зубьев корчевателя обычно $z_k = 3 \dots 6$ шт., корчевателя-собира-теля $z_k = 6 \dots 12$ шт. Большие цифры относятся к большей ширине захвата. Расстояние между зубьями b_o не должно быть больше среднего диаметра пней. Длина зуба $l_3 \geq h_p + (50 \dots 60)$, мм.

Для кустарниковых граблей с передней навеской (рис. 13.2) основны-ми параметрами являются ширина захвата максимальная b_m , число зубь-ев z_r , длина зуба l_3 , ширина зуба b_3 , геометрические параметры зубьев.

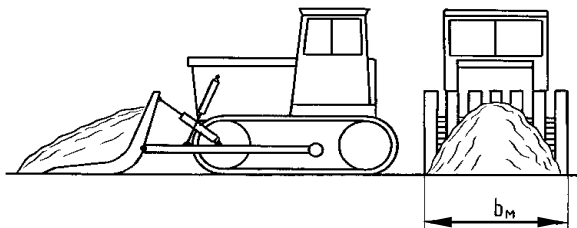


Рис. 13.2. Схема кустарниковых граблей

Длина зуба l_3 (рис. 13.3) принимается в пределах $l_3 = 0,5 \dots 1,2$ м и уточняется при тяговом расчете исходя из необходимости размещения на зубьях определенного объема растительной массы. Число зубьев $z_r = 8 \dots 12$. Ширину зубьев b_3 выбирают из условия их предельного заглубления и смятия почвы:

$$R_p / z_r = p_r l_3 b_3 h_m, \quad (13.8)$$

где R_p – суммарная вертикальная реакция при полной загрузке рабочего органа, кН; $R_p = G_{p.o}' + G_k + G_p'$;

$G_{p.o}'$, G_k , G_p' – соответственно силы тяжести рабочего органа, дре-весной сгребаемой массы и части силы тяжести тол-кающей рамы, приходящейся на рабочий орган;

p_r – коэффициент удельного сопротивления смятию. Для торфяных грунтов $p_r = 40 \dots 50$ кН/м³;

h_m – предварительное заглубление зуба в почву, $h_m \leq 0,07$ м.

Из уравнения (13.8) получим

$$b_3 \geq R_p / (z_r p_r l_3 h_m). \quad (13.9)$$

Клин впереди зуба служит для поднятия срезанной массы на зуб и предотвращения наползания зуба на срезанный кустарник. По опытным данным геометрические параметры зубьев определяют соответствующи-

ми углами и размерами: $\gamma_1 = 4...6^\circ$ во избежание сгуживания почвы; $\psi_T = 30...35$; $\alpha_T = 35...40^\circ$; $l_T = 20...25$; $l'_T = 15...20$; $l''_T = 20...25$ мм.

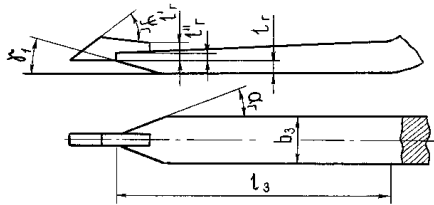


Рис. 13.3. Геометрические параметры зубьев кустарниковых граблей

Предварительный подбор базовой машины производится по мощности двигателя, которую можно определить по уравнению

$$P_{\text{дв}} = k_M b_M, \quad (13.10)$$

где k_M – коэффициент удельной мощности (необходимой мощности двигателя, отнесенной к ширине захвата), кВт/м.

Для корчевателей принимается $k_M = 33,3...100$; для корчевателей-собираателей $k_M = 22,2...28,6$; для кустарниковых граблей с передней навеской $k_M = 15,4...22,2$ кВт/м.

Для обеспечения свободного прохода трактора по расчищаемой полосе для кустарниковых граблей и корчевателей-собираателей должно выполняться условие

$$b_M \geq B + b_{\text{зап}}, \quad (13.11)$$

где b_M – ширина захвата рабочего органа;

B – ширина базовой машины по краям гусениц;

$b_{\text{зап}}$ – запас от внешнего края гусениц до следа наружной части рабочего органа, $b_{\text{зап}} = 0,2...0,3$ м.

Силы, действующие на зубья рабочего органа корчевателя и корчевателя-собираателя, обычно представляют в виде горизонтальной $R_{o.g}$ и вертикальной $R_{o.v}$ реакций (рис. 13.4). Расчет горизонтальной составляющей выполняется по формуле

$$R_{o.g} = z_{\text{п}} F_{\text{кор}}, \quad (13.12)$$

где $z_{\text{п}}$ – число одновременно корчующих пней;

$F_{\text{кор}}$ – суммарная горизонтальная составляющая усилия корчевания пней (табл. 13.1). Для торфяников табличные значения умножаются на 0,3...0,5, для суглинков – на 1,5...2,0.

Число одновременно корчующих пней для корчевателя обычно при-

нимается 1, для корчевателя-собирателя рассчитывается по формуле

$$z_{п} = 0,01 b_{м} (z_1)^{1/2}, \quad (13.13)$$

где z_1 – число пней на площади 1 га.

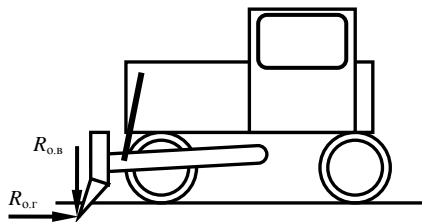


Рис. 13.4. Схема сил, действующих на рабочий орган корчевателя и корчевателя-собирателя с передней навеской при корчевании пней

Рассчитанное значение $z_{п}$ до целых не округляется. Величина $R_{o,в}$ принимается в зависимости от $R_{o,г}$ по соотношению

$$R_{o,в} = k_R R_{o,г}, \quad (13.14)$$

где k_R – коэффициент соотношения между реакциями, $k_R = 1,1 \dots 1,5$ для минеральных и $1,1 \dots 1,3$ для торфяных грунтов.

Таблица 13.1. Среднемаксимальные значения усилия корчевания $F_{кор}$ пней горизонтальной силой для супесчаных грунтов, кН

Порода дерева	Усилия для пней диаметром $d_{п}$, мм								
	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Береза	19,6	24,5	53,9	73,5	93,1	123	157	201	206
Пихта	16,2	24,2	39,2	68,6	88,2	103	147	177	–
Осина	17,6	24,5	49,0	63,7	73,5	93,1	103	147	157

Усилие рыхления грунта корчующими зубьями определяется по уравнению

$$F_p = k_{рых} b_m h_p \lambda_p, \quad (13.15)$$

где $k_{рых}$ – коэффициент сопротивления рыхлению грунта, $k_{рых} = 39 \dots 49$ для грунтов без крупных корней и дернового покрова, $k_{рых} = 98 \dots 196$ кПа при значительном количестве корней кустарников и деревьев;

h_p – глубина рыхления;

λ_p – коэффициент неполноты рыхления за счет расстояния между зубьями, $\lambda_p = 0,4 \dots 0,75$.

Сила сопротивления волочащейся массы определяется по формуле

$$F_B = G_B f_B = b_M l_M h_M \rho_M f_B g, \quad (13.16)$$

где G_B – наибольшая сила тяжести волочащейся перед отвалом массы;

l_M – наибольшая длина волочащейся массы, $l_M = 1 \dots 2$ м;

h_M – наибольшая высота волочащейся массы, $h_M = 1,3 \dots 1,9$ м;

ρ_M – плотность волочащейся массы, $\rho_M = 0,15 \dots 0,40$ т/м³;

f_B – коэффициент сопротивления волочению массы, $f_B = 0,9 \dots 1,2$.

Рабочее перемещение кустарниковых граблей с передней навеской (рис. 13.5) производится при плавающем положении цилиндров рабочего оборудования, о грунт трутся волочащаяся масса и зубья рабочего органа.

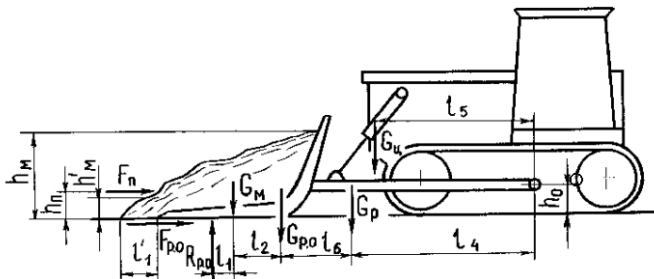


Рис. 13.5. Схема к тяговому расчету кустарниковых граблей

Сила $F_{пр}$, препятствующая перемещению рабочего органа, определяется по уравнению

$$F_{пр} = F_{p.o} + F_n, \quad (13.17)$$

где $F_{p.o}$, F_n – тяговые сопротивления перемещению рабочего органа со срезанной массой и перемещению волочащейся массы перед рабочим органом соответственно.

Расчет $F_{p.o}$ выполняется так же, как расчет силы трения, по формуле

$$F_{p.o} = R_{p.o} f_{тр} = F_{тр}, \quad (13.18)$$

где $F_{тр}$ – сила трения зубьев и срезанной массы о грунт;

$R_{p.o}$ – вертикальная составляющая суммарной реакции на рабочий орган со стороны грунта.

Эта составляющая $R_{p.o}$ определяется из уравнения равновесия рабочего органа и рамы относительно упругого шарнира O (рис. 13.5):

$$R_{p.o} = [G_{p.o} (l_4 + l_6) + G_p l_4 + G_M (l_2 + l_6 + l_4) + F_n (h_o - h_n)] / (l_1 + l_2 + l_6 + l_4 - f_{тр} h_o), \quad (13.19)$$

где G_m , $G_{p.o}$, G_p – силы тяжести срезанной массы над зубьями, рабочего органа и толкающей рамы соответственно;

h_o и $h_{п}$ – высоты упряжного шарнира и центра тяжести волочащейся перед рабочим органом массы соответственно.

$$G_m = b_m l_3 h_m k_n \rho_n g, \quad (13.20)$$

где l_3 – длина зубьев, м;

h_m – наибольшая высота собранной массы, $h_m = 1,3 \dots 1,9$ м;

k_n – коэффициент наполнения рабочего органа, $k_n = 0,85 \dots 0,95$;

ρ_m – плотность массы на граблях, $\rho_m = 0,15 \dots 0,40$ т/м³.

$f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения зубьев и собранной массы о поверхность почвы.

Значение приведенного коэффициента трения определяется по формуле

$$f_{пр} = (f_1 + f_2) / 2, \quad (13.21)$$

где f_1 и f_2 – соответственно коэффициент трения стали о грунт и сопротивления волочению массы по грунту ($f_2 = 0,9 \dots 1,2$).

Согласно рис. 13.5

$$F_{п} = G_m f_v = b_m l_1' h_m' \eta_m \rho_m g, \quad (13.22)$$

где G_m – сила тяжести растительности, перемещающейся перед зубьями;

l_1' – длина сгруженной массы, волочащейся перед зубьями. Принимается $l_1' = 0,6 \dots 1,1$ м;

h_m' – высота той же массы перед зубьями, $h_m' = 0,8 \dots 1,3$ м;

η_m – коэффициент, учитывающий форму массы, волочащейся перед зубьями, $\eta_m = 0,6 \dots 0,8$.

Для предотвращения спадания собранной массы на рабочем органе могут быть предусмотрены удерживающие захваты, а для удобства выгрузки или погрузки на транспортное средство рабочий орган может быть выполнен наклоняющимся, а рама – параллелограммной.

Подобранная базовая машина должна удовлетворять требованию прохода по убранный полосе, что рассмотрено выше. Машина должна обеспечивать необходимую рабочую скорость для достижения требуемой производительности и обладать достаточной проходимостью и устойчивостью. Методика оценки проходимости, выполнения тяговых и статических расчетов изложена ниже в соответствующих разделах.

14. РАСЧЕТ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН

14.1. Обоснование основных параметров дождевальных машин

Для широкозахватных машин на основании задания и описания конструкции принимается высота расположения водопроводящего трубопровода над землей. Она зависит от вида орошаемой растительности и у известных типов машин имеет следующие значения: «Днепр» – 2,1; «Фрегат» – 2,2; «Кубань» – 2,7; «Гаврия» – 2,7; «Фрегат» на пневматических шинах – 2,34 м. Высококлиренсные машины, предназначенные для орошения садов, имеют высоту расположения водопроводящего трубопровода 3,2 м.

Тип колес принимается в описании принятой конструкции на основании анализа существующих машин. Пневматические шины у машины «Кубань» имеют наружный диаметр 1370 и ширину протектора 530 мм. Стальные колеса по внешнему диаметру обода без почвозацепов имеют размер: у «Фрегата» – 1100, у «Днепра» – 1300, у «Коломенки» – 1100 мм.

Ширина обода без почвозацепов в машине «Фрегат» – 180, «Коломенка» – 356, «Днепр» – 176,5 мм. Высота почвозацепов – 40 мм. Длина почвозацепов: «Фрегат» – 200, «Днепр» – 210 мм. В машинах типа «Волжанка» применяются два типоразмера колес: с диаметром 1910 и 1200 мм и шириной обода 140 и 120 мм. Соответственно высота оси водопроводящего трубопровода равна половине диаметра колеса.

Основные размеры полуприцепного шлангового дождевателя для наиболее распространенных типов машин известной фирмы Вауег указаны на габаритном чертеже (рис. 14.1) и приведены в табл. 14.1. Здесь же приведены размеры шин. Тележка с дождевальным аппаратом показана находящейся в транспортном положении.

Таблица 14.1. Геометрические параметры шлангового дождевателя фирмы Вауег, мм

Модель	A	B	C	D	E	F
T31	2445	2267	5270	3570	260	2185
T41	2840	2267	5270	3570	265	2575
T51	3140	2298	5306	4045	275	2870
T61	3180	2298	5306	4045	310	2870

Важнейшим этапом проектирования является обоснование типа и расчет параметров дождевальных аппаратов или насадок. При этом исходным положением является то, что дождь, создаваемый аппаратами, не

должен оказывать вредного силового воздействия на поливаемые растения и почву. Качество его характеризуется диаметром капель и интенсивностью. Для орошения сельскохозяйственных культур наиболее благоприятен дождь с диаметром капель 0,4...0,9 мм. По агротехническим требованиям диаметр капель не должен превышать 1,5 мм. Диаметр капель зависит от относительного напора ε_H :

$$\varepsilon_H = H_0 / d_0, \quad (14.1)$$

где H_0 – напор перед соплом дождевального аппарата, м;
 d_0 – диаметр выходного сечения сопла, м.

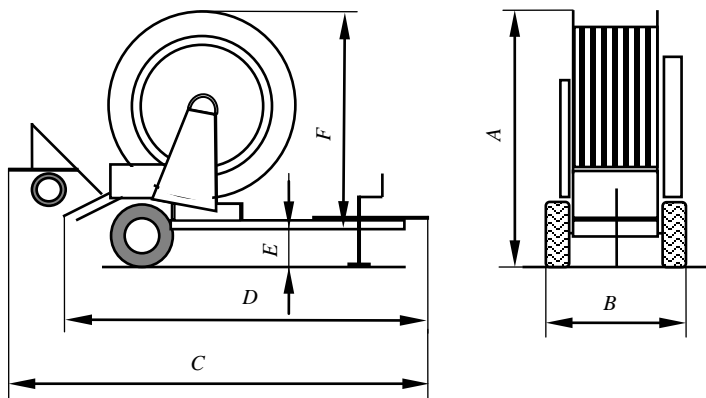


Рис. 14.1. Габаритный чертеж шлангового дождевателя

Величину ε_H для струйных аппаратов можно принять ориентировочно опираясь на имеющиеся рекомендации. Допустимые величины ε_H для дождевателей, навешенных на тракторы, приблизительно в два раза меньше, чем для аппаратов, присоединенных к длинным трубопроводам. Это объясняется тем, что такой дождеватель близко расположен к центробежному насосу, колебания которого, а также трактора заметно турбулизируют поток воды, что способствует более интенсивному распаду струи при меньших напорах.

Для веерных насадок рекомендуются следующие значения ε_H :

- насадка с коническим дефлектором – 1070...1170;
- центробежная насадка – 1500;
- насадка с полусферическим дефлектором типа «Кубань» – 2500...3300;

– насадка с ложкообразным дефлектором при напорах 10...38 м – 1430...5430.

Важным параметром аппарата (машины) является средняя интенсивность дождя. Она измеряется слоем осадков в миллиметрах, выпавших на орошаемую с одной позиции площадь за одну минуту (мм/мин). Средняя интенсивность дождя ρ_m , образуемого машиной, обычно большая, чем средняя интенсивность дождя одного аппарата ρ_0 , так как обычно существует перекрытие дождем площадей, орошаемых соседними аппаратами. Перекрытие необходимо для повышения равномерности распределения воды по орошаемой площади. Например, при установке дождевальных аппаратов на дождевальных системах по квадрату (рис. 14.2, *а*) расстояние между ними для исключения неохваченных дождем площадей должно быть меньше двух радиусов действия настолько, чтобы круги имели общую точку касания (точка *А* на рис. 14.2, *а*). Как следует из этого рисунка, это условие будет выполнено, если $OA/OB = \sqrt{2} = 1,41$. Это значение и соответствует минимальной величине коэффициента перекрытия k_n , который для стационарных систем принимается 1,41...1,56, при расстановке аппаратов по треугольнику (рис. 14.2, *б*) k_n принимается от 1,16 до 1,21, так как $OA/OB = 2/\sqrt{3} = 1,16$. Эти значения используются и при организации работы машин типа ДДН.

Для позиционных широкозахватных машин $k_n = 3,0...5,0$; для фронтальных машин, поливающих в движении, $k_n = 4,1...5,2$, для шланговых дождевателей с дальнеструйным аппаратом $k_n = 1,05...1,1$.

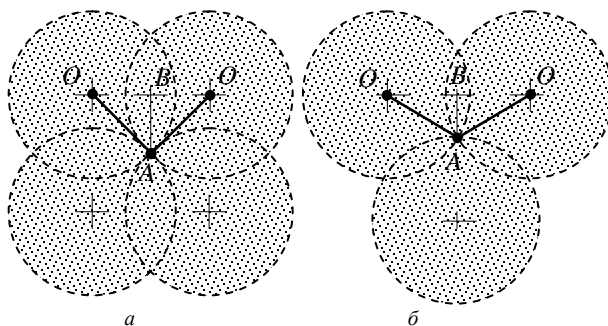


Рис. 14.2. Схема к определению необходимой величины коэффициента перекрытия при установке дождевальных аппаратов по квадрату (*а*) и треугольнику (*б*)

Средняя интенсивность дождя машины ρ_m не должна превышать допустимой величины ρ_d , которая обеспечивает в данных условиях подачу требуемой нормы полива без стока воды по поверхности поля. Допустимая интенсивность зависит в основном от водопроницаемости почв, уклона поля, растительного покрова (табл. 14.2).

Таблица 14.2. Допустимая средняя интенсивность дождя, мм/мин

Почвы	Уклон поля					
	0,00...0,05		0,05...0,08		0,08...0,12	
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	<i>b</i>
Песчаные и торфяные	0,85	0,85	0,85	0,64	0,64	0,44
Песчаные и легкосуглинистые	0,74	0,42	0,53	0,34	0,42	0,25
Среднесуглинистые	0,42	0,21	0,34	0,17	0,25	0,13
Тяжелосуглинистые	0,16	0,12	0,12	0,08	0,08	0,06
<i>a</i> – с растительностью, <i>b</i> – без растительности						

На основании вышеизложенного расчетная средняя интенсивность дождя одного аппарата

$$\rho_o \leq \rho_d / k_p. \quad (14.2)$$

Соответственно типу проектируемой машины, с учетом принятой расчетной средней интенсивности, выбирается тип дождевальных аппаратов (веерный или струйный). Веерные насадки имеют высокие значения ρ_o , поэтому они чаще применяются во фронтальных машинах, поливающих в движении.

По выбранному относительному напору ε_H (см. табл. 14.2) определяется относительный радиус действия аппарата ε_R (отношение радиуса действия R_o к диаметру выходного сечения сопла d_o):

а) для насадок с конусными дефлекторами

$$\varepsilon_R = \varepsilon_H / (0,43 + 0,014 \varepsilon_H); \quad (14.3)$$

б) для струйных аппаратов при $\varepsilon_H < 950$

$$\varepsilon_R = 2\varepsilon_H k_R \varphi^2 \sin 2\Theta; \quad (14.4)$$

при $\varepsilon_H \geq 950$

$$\varepsilon_R = 2\varepsilon_H k_R \varphi^2 (1 - 2\varepsilon_H \lambda_v \sin 2\Theta) \sin 2\Theta, \quad (14.5)$$

где k_R – коэффициент, учитывающий влияние выпрямителя и вращение ствола на дальность полета струи (принимается 0,87...0,95 для дальнеструйных аппаратов с равномерным вращением и

0,77...0,82 для дальне- и среднеструйных аппаратов с неравномерным вращением ствола);

φ – коэффициент скорости (0,96...0,99);

λ_v – опытный коэффициент, учитывающий влияние сопротивления воздушной среды полету струи (рис. 14.3, а);

Θ – угол наклона ствола к горизонту (оптимальное значение его в зависимости от ε_H можно принять по рис. 14.3, б).

Для центробежных насадок относительный радиус действия ε_R принимается на 10...12 % больше по сравнению с вычисленными значениями по уравнению (14.1) при одинаковых ε_H .

По известным значениям ρ_o и ε_R можно вычислить ориентировочно необходимый напор H_o перед соплом наиболее удаленного от начала машины или системы дождевального аппарата исходя из следующих соображений. Если пренебречь потерями воды из-за сноса ее с орошаемой аппаратом площади, то можно поставить знак равенства между расходами в выходном сечении сопла и на орошаемой площади.

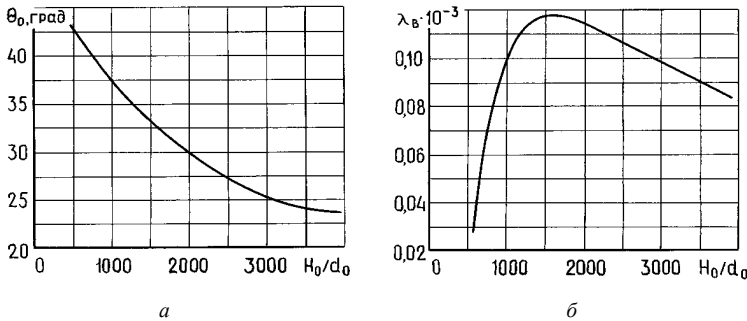


Рис. 14.3. Зависимость (а) коэффициента сопротивления воздуха и (б) оптимального наклона ствола от относительного напора

Тогда получим следующее уравнение:

$$Q_o = \mu \pi (d_o^2 / 4) \sqrt{2gH_o} = \rho_o k_\beta \pi R_o^2 / 60 \cdot 10^3, \quad (14.6)$$

откуда

$$H_o = k_\beta^2 \rho_o^2 \varepsilon_R^4 / 4,5 \cdot 10^8 \mu^2 g, \quad (14.7)$$

где μ – коэффициент расхода для веерных насадок с дефлектором конусным принимается 0,91...0,94, ложкообразным – 0,69...0,72, полусферическим типа «Кубань» – 0,83...0,89, центробежной веерной

насадкой – 0,25; для струйных аппаратов с коническими соплами – 0,93...0,83 при углах конусности $\alpha = 20...50^\circ$;

k_β – коэффициент, учитывающий полив по сектору с углом β° (при поливе по кругу $k_\beta = 1,0$, в иных случаях $k_\beta = \beta / 360$).

Значение ускорения свободного падения g подставляется в метрах в секунду в квадрате.

Далее несложно найти диаметр выходного сечения сопла и ориентировочное значение радиуса действия R_0 аппарата или насадки в метрах:

$$d_o = H_o / \varepsilon_H, \quad (14.8)$$

$$R_o = \varepsilon_R d_o. \quad (14.9)$$

Полученные значения d_o , H_o , R_o и ρ_o дают основание подобрать необходимые типоразмеры серийно выпускаемых дождевальных аппаратов (прил. 4–7) для установки на проектируемую машину или проектировать новые аппараты. Технические характеристики дальнеструйных дождевальных машин типа ДДН приведены в прил. 8.

Эти величины получены из условия обеспечения требуемой интенсивности дождя, поэтому расчетные значения для серийного или проектируемого аппарата могут отличаться от полученных с использованием формул (14.8) и (14.9). Они уточняются последующими расчетами.

Если аппарат многосопловый (обычно применяется 2 или 3 сопла), то в формулу (14.6) следует вводить вместо d_o приведенный диаметр сопла:

$$d_{\text{пр}} = \sqrt{\sum d_{o,i}^2}, \quad (14.10)$$

поэтому вышеизложенная задача решается приблизительно. В таком случае после выбора серийного или назначения параметров проектируемого аппарата радиус действия его уточняется с помощью формул (14.3) или (14.4) по параметрам основного сопла.

Расход аппарата рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_o = \mu \pi (d_{\text{пр}}^2 / 4) \sqrt{2gH_o} = 3,48 \mu d_{\text{пр}}^2 \sqrt{H_o}. \quad (14.11)$$

По формуле (14.11) можно вычислить при необходимости расход через каждое сопло аппарата, если подставить вместо $d_{\text{пр}}$ диаметр выходного сечения d_o соответствующего сопла.

Для струйных аппаратов проверяется (с целью сопоставления с требованиями) средний диаметр капель в миллиметрах, который для конца струи равен

$$d_{\text{к.ср}} = 47 \nu / \nu_0 + 0,007 d_0, \quad (14.12)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости (для воды можно принимать $1,1 \text{ мм}^2/\text{с}$);

ν_0 – средняя скорость потока в выходном сечении основного сопла, м/с.

В формулу (14.12) d_0 подставляется в миллиметрах.

Среднюю скорость потока рассчитывают, разделив расход через сопло на площадь поперечного сечения сопла.

Количество дождевальных аппаратов z_a ориентировочно можно определить по формуле

$$z_a = k_{\text{п}} A_{\text{м}} / k_{\beta} \pi R_0^2. \quad (14.13)$$

При этом величина $A_{\text{м}}$ для позиционной фронтальной машины

$$A_{\text{м}} = a_{\text{г}} L, \quad (14.14)$$

где $a_{\text{г}}$ – расстояние между гидрантами;

L – ширина захвата.

Для широкозахватных машин, поливающих в движении, при работе аппаратов по кругу или сектору соответственно

$$A_{\text{м}} \approx 2 R_{\text{оср}} L, \quad (14.15)$$

где $R_{\text{оср}}$ – осредненный радиус действия дождевальных аппаратов.

Обычно аппараты равномерно расставляются вдоль водопроводящей системы в один или в два ряда. В процессе гидравлического расчета водопроводящей системы делается корректировка параметров отдельных аппаратов (диаметров сопел и расходов) и расстояний между ними с целью получения приблизительно одинаковой средней интенсивности дождя по всей площади.

Ориентировочный расход машины

$$Q_{\text{м}} = z_a Q_{\text{оср}}, \quad (14.16)$$

где $Q_{\text{оср}}$ – осредненный расход дождевальных аппаратов.

Радиус действия R , соответствующий принятым значениям H_0 и d_0 , можно рассчитывать следующим образом. Для насадки с конусным дефлектором, имеющим угол при вершине 120° ,

$$R = H_0 / (0,43 + 1,4H_0 / d_0), \text{ м.} \quad (14.17)$$

Для струйных аппаратов при отсутствии их вращения R в метрах можно определить по формуле Пикалова, которая справедлива при угле наклона ствола $\Theta = 32^\circ$ и $H_0 / d_0 > 1000$:

$$R = 0,42H_0 + d_0. \quad (14.18)$$

Можно также воспользоваться формулой Марквардте:

$$R = 2H_0 \sin 2\Theta / [1 + (4\lambda H_0 / d_0) \sin \Theta], \quad (14.19)$$

где $\lambda = 1 - 1/(e^{H_0/1,6d_0})$.

Здесь e – основание натурального логарифма.

При $H_0 / d_0 = 800 \dots 4000$ можно воспользоваться формулой Лебедева:

$$R = H_0 / (0,4 + 0,25 H_0 / d_0). \quad (14.20)$$

При наличии в стволе выпрямителя вместо 0,4 принимается 0,5. Вращение ствола со скоростью 0,1...1 об/мин снижает дальность полета на 5...15 %.

В формулы (14.17)–(14.20) значения H_0 подставляются в метрах, d_0 – в миллиметрах.

По рассчитанным значениям расхода и радиуса определяется интенсивность дождя ρ и сравнивается с допустимой.

Для импульсных дождевальных аппаратов дальность полета дождевальной струи определяется по зависимости

$$R_n = \eta_n R, \quad (14.21)$$

где η_n – безразмерный коэффициент, учитывающий импульсный выброс дождевальной струи и зависящий от характера ее дробления.

Он определяется по следующим формулам:

для дефлекторной насадки

$$\eta_n = 1 - 0,544 / e^{0,2144 \cdot 10^{-2} H_0}; \quad (14.22)$$

для струйных импульсных дождевальных аппаратов

$$\eta_n = 1 - 0,382 / (H_0 \cdot 10^{-3})^{0,343}. \quad (14.23)$$

Для щелевой насадки (рис. 14.4, а) расход воды можно определить по формуле

$$Q_0 = (\mu h \varphi d/2) \sqrt{2gH_0}, \quad (14.24)$$

где h – высота щели;

φ – центральный угол щели в радианах.

Радиус действия, соответствующий принятым значениям H_0 в метрах и h в миллиметрах, рассчитывается при угле наклона плоскости щели близком к 30° по эмпирической формуле

$$R = H_0 / (1,15 + 0,03H_0 / h). \quad (14.25)$$

Значение высоты щели принимается 0,1...0,2 от длины щели.

Щелевая насадка орошает площадь, форма которой показана на рис. 14.4, б.

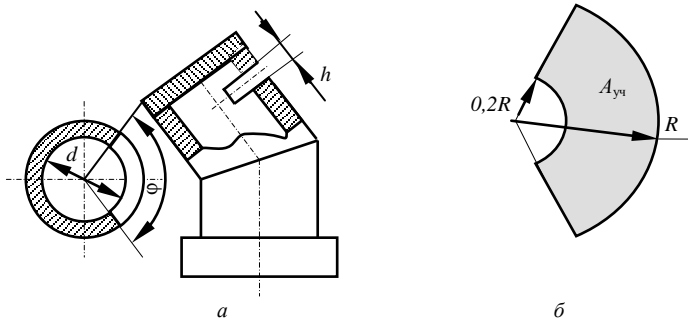


Рис. 14.4. Геометрические параметры щелевой насадки (а) и форма орошаемого участка (б)

Расстояние между аппаратами или насадками кругового действия при их установке по квадрату или в один ряд принимается равным $1,42 R$, а при установке по треугольнику – $1,74 R$ с учетом $k_{\text{п}}$.

При проектировании шланговых дождевателей рассчитанные параметры можно сопоставлять с данными существующих машин, которые приведены в прил. 9.

После выбора типа аппарата и выполнения расчета основных его характеристик конструктивно обосновываются или принимаются по аналогии с существующими насадками или аппаратами их остальные геометрические параметры.

Для струйного аппарата угол наклона ствола к горизонту принимается $28 \dots 32^\circ$, внутренний диаметр ствола $D = 3,33 d_0$, где d_0 – диаметр основного сопла. Величину D необходимо согласовать со стандартными размерами труб. Остальные параметры показаны на рис. 14.5.

Для выравнивания распределения дождя по орошаемой площади может предусматриваться второе сопло меньшего диаметра. Соотношение между диаметрами большего и меньшего дополнительного сопла находится в пределах $2,5 \dots 3$.

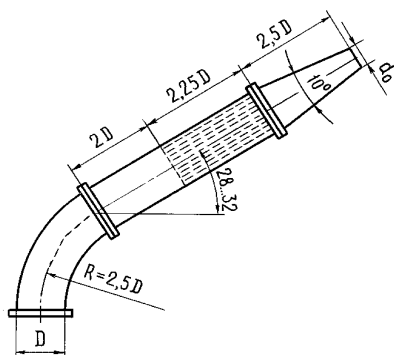


Рис. 14.5. Геометрические параметры струйного аппарата

Конструктивная схема насадки с дефлектором показана на рис. 14.6. Насадка обычно навинчивается на резьбовой конец патрубка, который прижимает сменное сопло 1 к корпусу 2. В небольшом диапазоне показатели дождевания могут регулироваться дефлектором 3. Для уменьшения сопротивления отверстие в сопле желательно делать коноидальным, однако для упрощения изготовления его часто выполняют с коническим входом, как это показано на рис. 14.6. При этом α принимается равным 30° . Остальные параметры принимаются в зависимости от ранее рассчитанного значения диаметра отверстия сопла. Желательно соблюдать следующие рекомендации: $a \leq d_0$; $b \leq d_0$; $c > d_0/2$; $e = 2d_0$. Значение θ принимается близким к 120° .

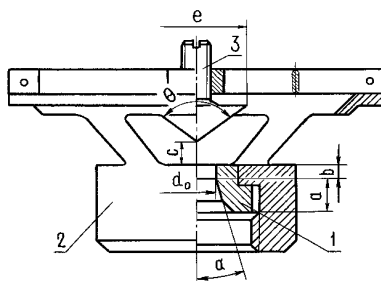


Рис. 14.6. Насадка с конусным дефлектором

Секторная насадка машины «Кубань-М» показана на рис. 14.7. После расчета размеров отверстия насадки остальные размеры принимаются по рис. 14.7 и табл. 14.3.

Таблица 14.3. Размеры насадок машины «Кубань-М»

Тип насадки	Размер, мм		
	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>
ДН-5,5	5,5	9,25	6,25
ДН-6,0	6,0	9,0	6,0
ДН-6,5	6,5	8,75	5,75
ДН-7,0	7,0	8,5	5,5
ДН-7,5	7,5	8,25	5,25

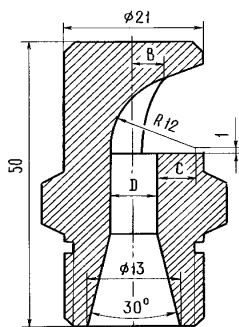


Рис. 14.7. Секторная насадка машины «Кубань-М»

Ориентировочные размеры центробежной насадки (рис. 14.8) можно определить по следующим рекомендациям: $d_n = d_o + (1...3)$, мм; $a \approx d_o$; $b \approx 2 d_o$; $e = (1,15...1,20) d_o$; $\theta = 120^\circ$.

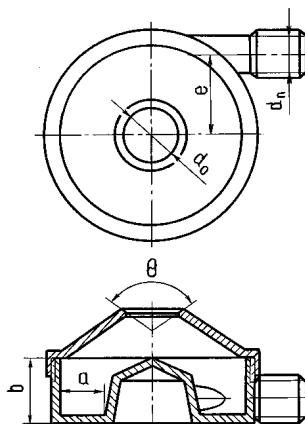


Рис. 14.8. Центробежная насадка

14.2. Расчет технологических параметров

Для технико-экономической оценки машины и разработки рекомендаций по ее эксплуатации необходимо определить такие показатели, как средняя интенсивность дождя, мгновенная интенсивность дождя, слой осадков за проход, время нахождения на позиции, скорость передвижения, производительность.

Средняя интенсивность дождя $\rho_{\text{ср}}$ (в мм/мин) определяется по формуле

$$\rho_{\text{ср}} = 60 Q / A_{\text{уч}}, \quad (14.26)$$

где Q – общий расход воды;

$A_{\text{уч}}$ – площадь участка, поливаемого с одной позиции.

Для машин, совершающих полив в движении, и дальнеструйных дождевальнх машин кругового действия необходимо определить мгновенную (фиктивную) интенсивность дождя $\rho_{\text{м}}$. В этом случае вместо $A_{\text{уч}}$ подставляют площадь A_3 захвата дождем в данный момент времени:

$$\rho_{\text{м}} = 60 Q / A_3. \quad (14.27)$$

Поливная норма m рассчитывается по формуле

$$m = V / A_{\text{уч}}, \quad (14.28)$$

где V – необходимый объем воды.

Поливная норма зависит от совершенства машины, рельефа местности, водопотребления растений, климатических условий, водопроницаемости почв и других факторов. Во избежание смыва почв при дождевании не должны образовываться лужи. Допустимую бесстоковую поливную норму $m_{\text{доп}}$ можно определить ориентировочно по эмпирической формуле

$$m_{\text{доп}} = p / \sqrt{\rho e^{0,5d_k}}, \quad (14.29)$$

где p – показатель свободного впитывания воды в почву;

ρ – соответственно средняя, или мгновенная, интенсивность дождя;

e – основание натурального логарифма;

d_k – средний диаметр капель.

Ориентировочно значения показателя свободного впитывания воды составляют: для глинистых и тяжелосуглинистых почв – 20...30; для среднесуглинистых – 30...60; для легкосуглинистых и супесчаных – 60...90; для песчаных – более 90.

На основании значений $m_{\text{доп}}$ для позиционных машин определяют время непрерывной работы на позиции $t_{\text{п}}$ в минутах, а для машин, совершающих орошение в движении, рассчитывают минимальную рабочую скорость $v_{\text{р}}$ (в м/мин):

$$t_{\text{п}} = 0,1 m_{\text{доп}} / \rho_{\text{ср}}, \quad (14.30)$$

$$v_{\text{р}} = 10 \rho_{\text{м}} a / m, \quad (14.31)$$

где a – размер участка, одновременно охватываемого дождем, измеренный в направлении движения машины.

Для шланговых дождевателей $a \approx R$.

Определения $t_{\text{п}}$ и $v_{\text{р}}$ сделаны без учета потерь воды на испарение и унос ветром. Толщина слоя осадка h , являющаяся аналогом поливной нормы, может быть рассчитана по формуле

$$h = 0,1 V / A_{\text{уч}}, \text{ мм}, \quad (14.32)$$

где V – объем воды, поданный на участок за один полив или проход машины;

$A_{\text{уч}}$ – площадь участка, охватываемого дождем.

При невозможности выдачи поливной нормы за один проход определяется необходимое число проходов n . Производительность Π дождевальных машин есть отношение площади, на которую выдана расчетная поливная норма, к времени полива данной площади. За расчетную поливную сезонную норму обычно принимают $600 \text{ м}^3/\text{га}$. Для позиционных машин

$$\Pi = A_{\text{уч}} / t_{\text{п}} \beta, \quad (14.33)$$

где β – коэффициент, учитывающий испарение воды, $\beta = 1,05 \dots 1,3$.

Для фронтальных машин, поливающих в движении,

$$\Pi = v_{\text{р}} b / (10^4 n \beta), \quad (14.34)$$

где $v_{\text{р}}$ – рабочая скорость;

b – ширина захвата по крайним каплям;

n – необходимое количество проходов.

Для машин кругового действия

$$\Pi = \pi R^2 / (10^4 t_{\text{об}} n \beta), \quad (14.35)$$

где R – радиус полива машиной по крайним каплям;

$t_{\text{об}}$ – продолжительность одного оборота.

Эксплуатационная производительность Π , учитывает потери времени:

$$P_3 = P K_T K_{CM} K_0, \quad (14.36)$$

где K_T – коэффициент, учитывающий необходимые технологические внутрисменные потери времени, $K_T = 0,83 \dots 0,95$;

K_{CM} – коэффициент, учитывающий потери времени на подготовку машины, межсменные потери, обслуживание машины и устранение отказов, $K_{CM} = 0,7 \dots 0,93$;

K_0 – коэффициент, учитывающий потери времени на устранение отказов насосной станции и оросительной сети, простои из-за неблагоприятных погодных условий, по организационным причинам, $K_0 = 0,85 \dots 0,95$.

14.3. Особенности гидравлических расчетов

Вследствие влияния гидравлических сопротивлений происходит существенное снижение напора по длине водопроводящей системы. Поэтому, начиная с момента подвода воды в машину, напор перед каждым последующим аппаратом уменьшается. Чтобы сохранить при этом расчетный расход аппарата, необходимо увеличить диаметр выходного сечения сопла. Данное явление должно быть учтено при проектировании водопроводящих элементов и дождевальных аппаратов и насадок.

Без учета уклона и возможных местных сопротивлений потери напора h_1 на участке от гидранта до первого дождевального аппарата

$$h_1 = l (Q_M - Q_1)^2 / K^2, \quad (14.37)$$

где l – длина трубопровода от гидранта до первого аппарата;

Q_M – общий расход машины;

Q_1 – расход одного аппарата;

K – модуль расхода (расходная характеристика трубопровода).

Приближенно значение модуля расхода можно найти по табл. 14.4.

Таблица 14.4. Значения модуля расхода для стальных новых труб

Внутренний диаметр трубы, мм	50	75	100	125	150	200	250	300
Модуль расхода K , л/с	10,2	29,7	63,7	115	186	398	716	1160

Зная расход машины и задавшись средней скоростью потока в пределах $2,5 \dots 4,2$ м/с, можно выбрать внутренний диаметр трубопровода. Для изготовления трубопроводов используются стальные оцинкованные или алюминиевые трубы.

Далее для широкозахватных машин и шлейфов выполняется расчет потерь напора от путевого расхода, обусловленного истечением воды че-

рез аппараты или насадки. На i -м участке, заключенном между соседними аппаратами, потери напора рассчитываются следующим образом:

$$h_i = l_i (Q_m - i Q_1)^2 / K_i^2, \quad (14.38)$$

где l_i – длина i -го участка;

i – номер рассматриваемого участка;

K_i – модуль расхода на i -м участке.

Постоянство расхода через каждый аппарат может быть обеспечено при постоянстве скорости течения воды по трубопроводу, для чего необходимо уменьшать его диаметр от начала к концу. Однако по этому пути обычно не идут, оставляя диаметр постоянным. Для обеспечения постоянства интенсивности дождя зачастую используют установку аппаратов с соплами различных диаметров – к концу диаметры сопел увеличивают или иногда ставят перед аппаратами регулирующие вентили. После определения давления в конце трубопровода проводится расчет диаметра сопла, радиуса действия последнего и, если он есть, концевого аппарата.

В том случае, когда давление на входе в машину неизвестно, расчет целесообразно вести, начиная с конца машины, и приняв давление перед последним аппаратом минимально возможным, рассчитанным по формуле (14.7), но близким к данным прил. 4–9. Расходы аппаратов суммируются, что позволяет получить общий расход машины. Сумма напора перед последним концевым аппаратом и потерь напором на участках определяет общий напор на входе в машину. По напору и расходу подбирается насосная станция, для чего можно воспользоваться прил. 10. Данные расчетов по участкам сводятся в таблицу, в которой по каждому участку указывается напор перед аппаратом, его расход, радиус действия и необходимый диаметр сопла.

При проектировании двухконсольных дождевальными агрегатов необходимо учитывать, что для увеличения ширины захвата за счет снижения силы тяжести ферм диаметр трубопровода консолей обычно выполняют уменьшающимся от середины к краям. Диаметр уменьшается таким образом, чтобы скорость течения воды по трубопроводу была постоянной. Скорость v_b на входе в трубопровод с учетом распределения воды в две консоли определится по формуле

$$v_b = 2Q_m / \pi D_T^2, \quad (14.39)$$

где D_T – внутренний диаметр трубопровода в начале консоли.

Представив расход воды через насадки равномерно распределенным по длине трубопровода, имеющего длину L , скорость v_l воды на расстоянии l от начала консоли можно определить следующим образом:

$$v_l = 2Q_M (L - l) / \pi D_l^2 L, \quad (14.40)$$

где D_l – диаметр трубопровода в рассматриваемом сечении.

Считая $v_b = v_l$, приравняем правые части соответствующих уравнений и, проведя необходимые преобразования, получим

$$D_l = D_o \sqrt{(L - l_o) / L}. \quad (14.41)$$

Для увеличения ширины захвата по концам консолей обычно устанавливаются концевые дождевальные насадки. Тогда величину Q_M можно представить как

$$Q_M = 2 (Q_n + q_{к.н}), \quad (14.42)$$

где Q_n – общий расход через основные насадки консоли;

$q_{к.н}$ – расход через концевую насадку.

Для этого случая аналогично можно получить

$$D_l = D_o \sqrt{[q_{к.н} + Q_n (L - l) / L] / (q_{к.н} + Q_n)}. \quad (14.43)$$

Проектирование трубопровода может производиться исходя из обеспечения постоянства гидравлического уклона. В этом случае

$$v_l = v_o \sqrt{D_l / D_o}. \quad (14.44)$$

Тогда при отсутствии концевых насадок

$$D_l = D_b [(L - l) / L]^{0,4}. \quad (14.45)$$

Если имеются концевые насадки,

$$D_l = D_o \{ [q_{к.н} + Q_M (L - l) / l] / (q_{к.н} + Q_n) \}^{0,4}. \quad (14.46)$$

Машина, поливающая в движении по кругу, имеет ту особенность, что при равномерной расстановке дождевальных аппаратов по длине трубопровода те из них, которые расположены ближе к концевой части, орошают значительно большие площади, чем те, которые находятся ближе к опоре. Поэтому для равномерного распределения слоя осадков расходы дождевальных аппаратов возрастают от центра вращения машины к ее концевой части. Например, в машине «Фрегат» расход первого аппарата в несколько десятков раз меньше последнего. Для обеспечения заданных расходов в указанных пределах машина «Фрегат» комплектуется четырьмя сериями среднеструйных аппаратов кругового действия и одним концевым, поливающим по кругу или по сектору (прил. 6). Таким образом, целью гидравлических расчетов является определение сопротивлений на отдельных участках трубопровода, уточнение напора, расхода и выбор

диаметра сопел каждого дождевального аппарата, определение расхода и напора машины в целом. Качественному выполнению расчетов способствует тщательно и подробно составленная гидравлическая схема машины с обозначением по участкам между аппаратами длин и диаметров труб, а также всех местных сопротивлений. Расчеты водопроводящих систем дождевальных машин выполняются по известной в гидравлике методике расчета разомкнутого трубопровода. При этом потери напора по длине на участках трубопроводов определяются как для коротких труб по формуле Дарси–Вейсбаха, потери на местных сопротивлениях – по формуле Вейсбаха. Машина, поливающая в движении по кругу, имеет весьма малую угловую скорость вращения относительно неподвижной опоры. Поэтому, пренебрегая влиянием этой скорости, можно определить среднюю интенсивность дождя ρ_m как для позиционной машины. Однако в отличие от последней площадь A_m , одновременно орошаемую всеми аппаратами (рис. 14.9), можно назвать мгновенной. Расчет ведется с конца трубопровода последовательно к его началу по точкам подключения соседних дождевальных аппаратов.

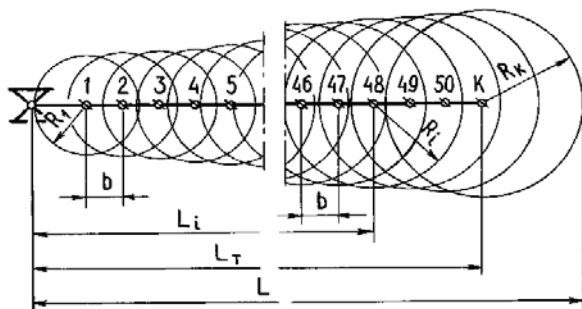


Рис. 14.9. Схема к гидравлическому расчету многоопорной дождевальной машины кругового действия

Параметры конечного аппарата определяются при минимально возможном напоре по соображениям, изложенным выше, в подразделе 14.1. Далее по указанной в задании ширине захвата определяются длина трубопровода и расстояние между аппаратами. При расстановке аппаратов в один ряд

$$L_T = L - R_k, \quad b = L_T / z_a, \quad (14.47)$$

где R_k – радиус действия конечного аппарата.

На основании расчетной схемы, представленной на рис. 14.8, мгновенную площадь, орошаемую машиной, можно рассчитать по формуле

$$A_M = (R_1 + R_K) L_T + 0,5\pi (R_1^2 + R_K^2), \quad (14.48)$$

где R_1 – радиус действия первого аппарата (по аналогии с машиной «Фрегат» – $0,44 R_K$).

Допустим, что средняя интенсивность дождя всех аппаратов одинакова. Тогда

$$\rho_M = 60 \cdot 10^3 Q_M / A_M, \quad \rho_0 = \rho / k_{\text{п}}; \quad (14.49)$$

расстояние от неподвижной опоры до каждого i -го аппарата

$$L_i = b i; \quad (14.50)$$

радиус действия i -го аппарата

$$R_i = R_1 + (R_K - R_1)L_i / L_T; \quad (14.51)$$

площадь, захватываемая каждым i -м аппаратом,

$$A_i = \pi R_i^2 / 4; \quad (14.52)$$

расход i -го аппарата

$$Q_i = \rho_0 A_i / 60 \cdot 10^3. \quad (14.53)$$

Средняя скорость v_T потока на рассматриваемом участке трубопровода (между точками подсоединения соседних аппаратов) определяется по суммарному расходу всех аппаратов, расположенных за этим участком, и известному диаметру d_T трубопровода на этом участке:

$$v_T = 4 (Q_{i+1} + Q_{i+2} + \dots + Q_z + Q_K) / \pi d_T^2, \quad (14.54)$$

где Q_K – расход конечного аппарата.

По полученной скорости v_T определяется критерий Рейнольдса:

$$Re = v_T d_T / \nu. \quad (14.55)$$

Так как даже при малой скорости (например, перед последним аппаратом) режим движения потока в трубопроводе обычно турбулентный, то для определения гидравлического коэффициента трения λ целесообразно применять универсальную формулу А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 (68 / Re + \Delta_s / d_T)^{0,25}, \quad (14.56)$$

где Δ_s – абсолютная эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы (в расчетах можно принять 0,2 мм для стальных, 0,05 – для алюминиевых труб).

Потери напора по длине на участке трубопровода между точками подключения соседних аппаратов

$$h_{\tau} = \lambda b v_{\tau}^2 / (2 g d_{\tau}). \quad (14.57)$$

Если аппараты установлены на открылках при значительном удалении от основного трубопровода, то аналогично нужно определить потери напора по длине в трубе, по которой вода подводится к каждому аппарату. Потери напора на местном сопротивлении

$$h_{\text{м}} = \xi v_2^2 / 2g, \quad (14.58)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, в зависимости от вида сопротивления находится по справочным данным;

v_2 – скорость потока в сечении трубы за местным сопротивлением.

Напор перед i -м аппаратом

$$H_{oi} = H_{i+1} + \Sigma h_{\tau} + \Sigma h_{\text{м}}, \quad (14.59)$$

где H_{i+1} – напор в точке присоединения к основному трубопроводу следующего аппарата;

$\Sigma h_{\tau}, \Sigma h_{\text{м}}$ – соответственно сумма потерь по длине и местных потерь в трубопроводах между точками присоединения рассматриваемого и следующего за ним аппаратов.

Установив таким образом расход и напор каждого дождевального аппарата, можно уточнить диаметр его сопла по формуле

$$d_{oi} = \sqrt{4Q_i / \pi \mu \sqrt{2gH_{oi}}}. \quad (14.60)$$

Все основные результаты расчетов целесообразно внести в заранее подготовленную таблицу. По ним осуществляется первичный подбор необходимых типоразмеров дождевальных аппаратов. Все уточнения параметров аппаратов, расстояний между ними с целью получения равномерного слоя дождя по всей площади, орошаемой машиной, делаются на основе тщательных экспериментальных исследований.

Уточненный расход машины

$$Q_{\text{м}} = \Sigma Q_i. \quad (14.61)$$

Напор на входе машины (на гидранте)

$$H_{\Gamma} = H_1 + \Sigma h, \quad (14.62)$$

где H_1 – напор в точке присоединения первого дождевального аппарата к основному трубопроводу;

Σh – сумма гидравлических сопротивлений на участке трубопровода между гидрантом и этой точкой.

Гидравлические расчеты широкозахватных фронтальных машин обычно выполняют, исходя из того, что при одинаковых расстояниях между дождевальными аппаратами и примерно одинаковых их расходах уточняются диаметры сопел в связи с падением напора вдоль трубопровода. Общие величины расхода и напора машины определяются аналогично. Расчет, как правило, ведется от последнего аппарата, для которого принимаются рассчитанные по формулам (14.59) и (14.60) напор и расход.

14.4. Расчет сопротивлений передвижению

Наиболее сложно рассчитываются сопротивления передвижению для многоопорных машин, совершающих полив в движении. Сопротивление F передвижению одного опорноходового устройства можно рассчитать по следующему уравнению:

$$F = F_f + F_{\delta} + F_i + F_{\text{мн}} + F_{\text{в}} + F_{\text{ну}}, \quad (14.63)$$

где $F_f, F_{\delta}, F_i, F_{\text{мн}}, F_{\text{в}}, F_{\text{ну}}$ – соответственно сопротивление качению, буксованию, преодолению уклона, преодолению микронеровностей, силы ветра, неучтенные.

Сопротивление качению определяется по зависимости

$$F_f = f G, \quad (14.64)$$

где f – коэффициент сопротивления качению колеса, $f = 0,1 \dots 0,4$ (прил. 2);
 G – нагрузка на колесо или тележку.

Упрощенно можно принять

$$G = (G_{\text{м}} + G_{\text{в}}) / n_{\text{оп}}, \quad (14.65)$$

где $G_{\text{м}}$ – сила тяжести машины, кН;

$G_{\text{в}}$ – сила тяжести воды в машине. Для позиционных машин считается, что в начале движения трубопроводы заполнены водой на 25 %;

$n_{\text{оп}}$ – число опорно-ходовых устройств в машине.

Сопротивление буксованию

$$F_{\delta} = G f \delta, \quad (14.66)$$

где δ – коэффициент буксования, $\delta = 0,02 \dots 0,05$.

Сопротивление преодолению уклона

$$F_i = G i, \quad (14.67)$$

где i – уклон местности в направлении движения машины. Принимается для машины «Кубань» – 0,05, для «Коломенки» – 0,15, для «Фрегат» – 0,1, для «Таврии» – 0,05, для «Днепра», «Волжанки» и для шланговых дождевателей – 0,08.

Сопротивление от микронеровностей

$$F_{\text{мн}} = 0,5 f G. \quad (14.68)$$

Сопротивление от силы ветра

$$F_{\text{в}} = v_{\text{в}}^2 \rho k_{\text{пар}} \sum_{i=1}^n c_i D_i l_i / 2, \quad (14.69)$$

где $v_{\text{в}}$ – расчетная скорость ветра, $v_{\text{в}} = 4 \dots 8$ м/с;

ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,2$ кг/м³;

$k_{\text{пар}}$ – коэффициент парусности, $k_{\text{пар}} = 2$;

c_i – коэффициент обтекаемости i -го элемента. Упрощенно для круглых стержней в учебных расчетах можно принять $c_i = 1$;

D_i и l_i – диаметр и длина i -го элемента.

Неучтенные сопротивления составляют до 20 % от общей суммы.

Наибольшие значения принимаются для многоопорных машин.

После расчета F производится проверка по сцеплению. Должно выполняться условие

$$F \leq \varphi_{\text{сц}} G, \quad (14.70)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления колес с грунтом.

Для шланговых дождевателей значение F для одного работающего дождевального аппарата можно определить по уравнению

$$F = F_f + F_{\text{ш}} + F_i + F_{\text{мн}} + F_{\text{пу}}, \quad (14.71)$$

где $F_{\text{ш}}$ – сила сопротивления перемещению шланга с водой.

Расчет сопротивления F_f качению тележки дождевального аппарата можно выполнить по формуле

$$F_f = f_0 G. \quad (14.72)$$

Значение f_0 приведено в табл. 14.5, а величина G для дождевального аппарата с тележкой составляет 540 Н для дождевателя ДШ-10.

Таблица 14.5. Значения коэффициентов f_0 и $f_{ш}$

Коэффициент	Пашня		Стерня	
	мокрая	сухая	мокрая	сухая
f_0	0,375	0,182	0,30	0,37
$f_{ш}$	0,440	0,460	0,45	0,52

Величину $F_{ш}$ рекомендуется определять следующим образом:

$$F_{ш} = f_{ш} G_{ш} l_{ш}, \quad (14.73)$$

где $f_{ш}$ – коэффициент трения материала шланга о поверхность поля. Значения $f_{ш}$ для полиэтиленового шланга приведены в табл. 14.6;

$G_{ш}$ – сила тяжести одного метра шланга, заполненного водой. Для ДШ-10, имеющего полиэтиленовый шланг наружным диаметром 75 мм, $G_{ш} = 42,2$ Н;

$l_{ш}$ – длина шланга.

При необходимости определения силы тяжести G_x одного метра шланга, заполненного водой, для дождевателя, имеющего шланг наружным диаметром d_x , можно из соотношения квадратов диаметров получить следующую формулу:

$$G_x = G_{ш} d_x^2 / 75^2. \quad (14.74)$$

Последнюю формулу (14.74) с учетом значения $G_{ш}$ для более удобного использования можно привести к виду

$$G_x = 7,5 \cdot 10^{-3} d_x^2. \quad (14.75)$$

14.5. Расчет мощностей на передвижение и на привод насоса

Мощность $P_{п}^{дв}$ на передвижение, приведенная к двигателю, рассчитывается по формуле

$$P_{п}^{дв} = n_{оп} F v_{п} / \eta, \quad (14.76)$$

где $v_{п}$ – скорость передвижения, м/с. Для многоопорных машин позиционного действия принимается 5...10 м/мин; для «Кубани» – 2,09; для «Волжанки» – 9; энергетической установки машины «Коломенка» – 15,2...17,5, а самой машины – 4,5; для «Оки» – 3,5...6,0 м/мин; для машин кругового действия можно принимать среднее значение скорости их тележек; для шланговых дождевателей – 0,08...2,5; для «Днепра» – 8,3 м/мин;

η – к. п. д., учитывающий потери мощности при ее передаче от двигателя к колесам.

Скорость передвижения у ДДА-100МА рабочая – до 1,03, транспортная – 4,55 км/ч. Принимаемая скорость $v_{п}$ должна быть согласована с $v_{р}$.
Мощность $P_{н}$ на привод насоса

$$P_{н} = P_{пол} / \eta_{н}, \quad (14.77)$$

где $P_{пол}$ – полезная мощность насоса;
 $\eta_{н}$ – к.п.д. насоса.

$$P_{пол} = Q_{м} g \rho H_{н}, \quad (14.78)$$

где $H_{н}$ – напор, создаваемый насосом.

$$H_{н} = (1,1 \dots 1,15) H_{г}, \quad (14.79)$$

где $H_{г}$ – напор у гидранта подключения машины.

При использовании давления вместо напора для расчета $P_{пол}$ следует пользоваться формулой

$$P_{пол} = p_{н} Q_{м}, \quad (14.80)$$

где $p_{н}$ – давление, создаваемое насосом, кПа.

Расчет к. п. д. выполняется по зависимости

$$\eta_{н} = \eta_{о} \eta_{г} \eta_{м}, \quad (14.81)$$

где $\eta_{о}$, $\eta_{г}$, $\eta_{м}$ – соответственно к. п. д. объемный, учитывающий утечки и перетекания воды; гидравлический, учитывающий потери напора в насосе; механический. Для большинства центробежных насосов $\eta_{о} = 0,9 \dots 0,95$, $\eta_{г} = 0,85 \dots 0,9$, $\eta_{м} = 0,9 \dots 0,95$.

В случае большого расстояния от насоса до гидранта подключения машины в трубопроводе могут иметь место значительные потери по длине трубопровода, которые необходимо учесть в расчетах, воспользовавшись, например, адаптированной формулой (14.59).

При проектировании мобильных машин, базирующихся на тракторах и самоходных шасси, необходимо выполнять тяговые и статические расчеты и расчеты проходимости машин. Эти расчеты выполняются и для шланговых дождевателей для случая их транспортного перемещения.

Массу в килограммах перемещаемого трактором оборудования $m_{р,о}$ без воды можно ориентировочно рассчитать по зависимости

$$m_{р,о} = k_{м} l_{ш} d_{х}, \quad (14.82)$$

где $k_{м}$ – коэффициент пропорциональности для расчета массы. Для достаточно широко применяющихся машин фирмы Bauer он находится в пределах 66...92 при среднем значении 73,25.

Практически перемещение машины с позиции на позицию происходит при заполненном водой шланге, поэтому к массе машины необходимо добавить массу воды m_b . Ее можно определить по формуле

$$m_b = \pi d_{ш} \rho_b l_{ш} / 4, \quad (14.83)$$

где ρ_b – плотность воды;

$d_{ш}$ – внутренний диаметр шланга.

Величину $d_{ш}$ при принятом d_x ориентировочно можно определить следующим образом:

$$d_{ш} = d_x - 2\delta_{ст}, \quad (14.84)$$

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки шланга.

Толщину стенки полиэтиленового шланга можно ориентировочно рассчитать по зависимости

$$\delta_{ст} = k_{ст} d_x, \quad (14.85)$$

где $k_{ст}$ – коэффициент пропорциональности для расчета толщины стенки шланга, $k_{ст} = 0,6 \dots 0,9$. Меньшие значения коэффициента принимаются для шлангов меньшего диаметра.

14.6. Расчет деталей на прочность

В учебных проектах в данном разделе должен быть выполнен проверочный или проектный расчет важнейших характерных элементов, относящихся непосредственно к дождевальнй машине. Сюда могут входить расчеты водопроводящих трубопроводов, тросовых растяжек, крепежных элементов, деталей привода хода, опорных колес, ферм, пружин и т. п. Характерными элементами дождевальных машин являются фермы и трубопроводы. Трубопроводы рассчитываются на изгиб, скручивание, разрыв. При расчете давления внутри трубы необходимо кроме статического учитывать и давление p_i от гидроудара, возникающее при подаче воды в машину. Оно определяется по уравнению

$$p_i = v_o v_{уд} \rho_b, \quad (14.86)$$

где v_o – скорость течения воды в трубопроводе до удара;

$v_{уд}$ – скорость распространения ударной волны;

ρ_b – плотность воды. Для расчетов можно принимать $\rho_b = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Скорость течения воды в i -м сечении

$$v_i = 4Q_i / \pi D_i^2, \quad (14.87)$$

где Q_i – расход воды в рассматриваемом сечении;
 D_i – внутренний диаметр трубы в рассматриваемом сечении.
Скорость ударной волны

$$v_{уд} = 1425[1 + E_B D_i / (E_M \delta_{ст})]^{-0,5}, \quad (14.88)$$

где E_B – модуль упругости воды;
 E_M – модуль упругости материала трубы;
 $\delta_{ст}$ – толщина стенки трубы.

Изотермический модуль упругости воды при температуре $5 \dots 15$ °С и давлении $0,5 \dots 1,0$ МПа находится в пределах $1930 \dots 2000$. Модуль упругости для возможных материалов труб имеет следующие значения: сталь Ст3 – $1,5 \dots 2$, чугун серый – $1,0 \dots 1,3$, латунь – $0,8 \dots 1,5$, дюралюминий – $0,70 \dots 0,71$, текстолит – $0,06 \dots 0,10$, стеклопластик – $0,2$, капрон – $0,02 \dots 0,03$, бетон – $0,14 \dots 0,40 \cdot 10^5$ МПа.

Напряжение σ_p в стенке трубы можно рассчитать по уравнению

$$\sigma_p = (p_i + p_r) D_i / 2\delta_{ст}, \quad (14.89)$$

где p_i – статическое давление в рассматриваемом сечении.

Полученное значение σ_p сопоставляется с допустимым для принятого материала труб. Другие прочностные расчеты выполняются методами, известными из курсов «Детали машин и основы конструирования» и «Механика материалов».

15. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

15.1. Задачи тяговых расчетов

Тяговые расчеты мелиоративных машин выполняются для двух расчетных вариантов: рабочего и транспортного передвижений.

Расчет при рабочем передвижении выполняется чаще всего для такого случая, когда оборудование машины находится в рабочем положении и испытывает максимальные сопротивления, а сама машина движется на подъем с уклоном, обычно принимаемым равным 10° . При выполнении тяговых расчетов при рабочем передвижении обычно решается одна из двух задач:

1) по заданным параметрам рабочего оборудования и показателям, которые должна обеспечить машина, производится выбор серийного базового тягача (базовой машины) или выясняется необходимость его модернизации или разработки специального базового тягача. При этом основными показателями, определяющими тип и марку базового тягача, является мощность двигателя, развиваемые тягачом усилия и скорости, возможность обеспечения привода рабочего оборудования, т. е. возможность отбора мощности;

2) по техническим данным базовой машины, указанной в задании на проектирование, производится расчет параметров рабочего оборудования к этой машине и определяется ее производительность.

Подобные расчеты выполняются и в других случаях. Например, при модернизации базового тягача, связанной с изменением мощности двигателя, возникает необходимость в определении усилий, действующих на рабочее оборудование, рабочих скоростей, ширины захвата, глубины копания и т. д. Аналогичные расчеты выполняются и при модернизации существующей мелиоративной машины, если данная модернизация предполагает повышение тяговых сопротивлений или затрат мощности на выполнение рабочего процесса, например, установка дополнительных приспособлений: бермообразователей, метателей, профилировщиков, катков и т. п.

При выполнении *расчетов при транспортном передвижении* определяют *максимальную транспортную скорость*, которую может развить машина, двигаясь по горизонтальному участку пути в заданных дорожных условиях, и *максимальный угол подъема*, который может преодолеть машина, двигаясь в гору на первой передаче, в заданных дорожных условиях. При определении этих показателей считается, что рабочее оборудование находится в транспортном положении.

Методика выполнения тяговых расчетов зависит от способа агрегатирования рабочего оборудования с базовой машиной. По этому признаку мелиоративные машины подразделяются на прицепные, навесные, полунавесные и полуприцепные.

Прицепные рабочие органы имеют собственное ходовое устройство, через которое на грунт передаются вертикальные нагрузки. На базовый тягач передаются только горизонтальные усилия. При этом силой тяжести соединительного устройства (дышла, буксирного троса, тяги и т. п.), которая приходится на базовый тягач, пренебрегают.

Навесные рабочие органы не имеют собственного ходового устройства, связь с базовой машиной жесткая и поэтому все нагрузки, действующие на рабочее оборудование, передаются на тягач.

Полунавесные и полуприцепные рабочие органы имеют собственное ходовое устройство (лыжа, опорно-зачистной башмак, колесо, дополнительная гусеница), через которое на грунт передается только часть вертикальных нагрузок, а другая часть нагрузок передается на базовую машину. При транспортном передвижении ходовое устройство полунавесного рабочего органа на землю не опирается, а у полуприцепного опирается.

Следует иметь в виду, что одна и та же машина может работать как по навесной, так и по полунавесной схемам агрегатирования. В качестве примера такой машины можно привести кусторез. Если в процессе срезания им кустарника гидроцилиндры управления рабочим органом находятся в запертом положении, то сила тяжести оборудования и срезанной массы, составляющие сил резания и трения передаются на базовую машину. При плавающем положении гидроцилиндров часть силы тяжести оборудования и вертикальные составляющие воспринимаются нижней опорной поверхностью рабочего органа, т. е. при плавающем положении гидроцилиндров схема агрегатирования кустореза превращается из навесной в полунавесную.

Для экскаватора-дреноукладчика ЭТЦ-202 Б при работе по варианту А заглубливание и выглубливание рабочего органа осуществляются гидроцилиндрами рабочего органа, при этом связь между пилоном и рабочим органом жесткая и агрегат рассчитывается как навесной. При работе по варианту Б гидроцилиндры рабочего органа находятся в плавающем положении, заглубливание рабочего органа осуществляется под действием силы тяжести рабочего органа и агрегат рассчитывается как полунавесной.

Тяговые и статические расчеты обычно выполняются после определения основных параметров машины.

15.2. Общая методика выполнения тяговых расчетов

При выполнении подбора базового тягача по заданным параметрам рассчитывается мощность $P_{p.o.}$, необходимая на осуществление рабочего процесса, при рабочем перемещении машины в гору с уклоном 10° .

Для машины с активным рабочим органом уравнение расчета необходимой мощности $P_{дв}$ двигателя (уравнение баланса мощности) можно записать следующим образом:

$$P_{дв} = P_{p.o.}^{дв} + P_{п}^{дв} + P_{д}^{дв}, \quad (15.1)$$

где $P_{p.o.}^{дв}$ – мощность на привод рабочего органа, приведенная к валу двигателя;

$P_{п}^{дв}$ – мощность на передвижение машины, приведенная к валу двигателя;

$P_{д}^{дв}$ – мощность на привод дополнительных устройств (электрогенератора, пневмокомпрессора, гидронасоса системы управления и др.), приведенная к валу двигателя.

Мощность $P_{p.o.}$ рассчитывается для каждого типа рабочего органа по существующим методикам. Мощность на передвижение, приведенная к валу двигателя, определяется по формуле

$$P_{п}^{дв} = F_c v_{п} / \eta_x \eta_6 \eta_{тр}, \quad (15.2)$$

где F_c – суммарное тяговое сопротивление;

$v_{п}$ – скорость рабочего передвижения машины;

η_x – к. п. д. механизмов ходовой части базовой машины. Для гусеничных машин $\eta_x = 0,7...0,9$, для колесных $\eta_x \approx 0,95$;

η_6 – к. п. д., учитывающий потери мощности при частичном буксовании. При полной нагрузке можно принимать для гусеничных тракторов $\eta_6 = 0,95...0,98$, для колесных с колесной формулой 4×2 $\eta_6 = 0,81...0,89$, с формулой 4×4 $\eta_6 = 0,84...0,90$;

$\eta_{тр}$ – к. п. д. трансмиссии привода движителя, $\eta_{тр} = 0,88...0,93$.

$$P_{д}^{дв} = (0,05...0,07) (P_{p.o.}^{дв} + P_{п}^{дв}). \quad (15.3)$$

Определение значений F_c зависит от способа агрегатирования рабочего оборудования с базовой машиной, а также типа рабочего оборудования и будет рассмотрено ниже. Значение $v_{п}$ выбирается из технических характеристик машин аналогичных конструкций и назначения или принимается равным $v_{п}^{ном}$.

Располагая значением $P_{p.o.}^{дв}$, предварительно определяют мощность двигателя базовой машины $P_{p.o.}^{дв}$ по формуле

$$P_{\text{дв}} = K_{\text{зап}} P_{\text{р.о}}^{\text{дв}}, \quad (15.4)$$

где $K_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса мощности двигателя, $K_{\text{зап}} = 1,2 \dots 1,4$.

По $P_{\text{дв}}$ ориентировочно подбирают марку базовой машины. Если оказывается, что машины с такими значениями $P_{\text{дв}}$ не выпускаются, то решается вопрос об использовании нескольких машин в сцепе или проектировании специального тягача.

Для машин с пассивным рабочим органом вся мощность двигателя расходуется на определение сопротивлений передвижению базовой машины и рабочего органа. Поэтому для них

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{п}}^{\text{дв}} + P_{\text{д}}^{\text{дв}} = F_c v_{\text{п}} / (\eta_x \eta_b \eta_{\text{тр}}) + P_{\text{д}}^{\text{дв}}. \quad (15.5)$$

Мощность $P_{\text{д}}^{\text{дв}}$ определяется по формуле (15.3), в которой принимается $P_{\text{р.о}}^{\text{дв}} = P_{\text{п}}^{\text{дв}}$.

Если проектируется рабочее оборудование к заданной базовой машине или производится модернизация мелиоративной машины с активным рабочим органом, то выполнение расчетов может осуществляться по приведенному ниже алгоритму.

1. Предварительно определяется техническая производительность по формуле

$$П_{\text{т}} = (P_{\text{дв}} - P_{\text{д}}^{\text{дв}}) / K_{\text{зап}} k_1, \quad (15.6)$$

где $P_{\text{д}}^{\text{дв}}$ – принимается 0,05...0,07 от $P_{\text{дв}}$;

k_1 – принимается ориентировочно в зависимости от категории грунта и типа рабочего органа по ранее приведенным рекомендациям и зависимостям.

Желательно получить значения $П_{\text{т}}$ для разных категорий грунта (в учебных целях дальнейший расчет выполняется с использованием одного, принятого за номинальное значение $П_{\text{т}}$).

2. Рассчитывается номинальная скорость рабочего передвижения

$$v_{\text{п}} = П_{\text{т}} / A, \quad (15.7)$$

где A – площадь поперечного сечения разрабатываемого сооружения, рассчитанная по значениям, указанным в задании на проектирование.

3. Если есть возможность принять $z_{\text{р}}$ или $z_{\text{с}}$, то рассчитывается подача на ковш или скребок c и оценивается толщина стружки δ по соотношению $\delta \approx 0,75c$, после чего при необходимости уточняется k_1 .

4. Производится уточнение производительности по формуле

$$П_{\text{т.ут}} = П_{\text{т}} k_1 / k_{1\text{ут}}. \quad (15.8)$$

5. Если P_T не уточняется, то полученное значение используется для последующих расчетов, которые выполняются далее так же, как и при заданном P_T , т. е. при выполнении прямой задачи.

После выполнения расчетов мощности двигателя и предварительного подбора базовой машины или при заданной базовой машине переходят к выяснению вопроса о том, способна ли она обеспечить тяговое усилие по условиям сцепления движителя с грунтом. Для обеспечения работы машины без буксования должно соблюдаться условие

$$F_{\text{сц}} > F_c \leq k_{\text{реж}} F_{\text{ном}}, \quad (15.9)$$

$$F_{\text{сц}} = \varphi_{\text{сц}} R_{\text{г}} k_{\text{д}}, \quad (15.10)$$

где $F_{\text{сц}}$ – сила тяги по сцеплению;

$k_{\text{реж}}$ – коэффициент режима работы. При работе с постоянной нагрузкой $k_{\text{реж}} = 0,8$ для гусеничных и $k_{\text{реж}} = 0,87$ для колесных, при кратковременных нагрузках $k_{\text{реж}}$ до 1,25;

$F_{\text{ном}}$ – номинальная сила тяги базовой машины на соответствующей скорости;

$\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления движителя с грунтом. Значения $\varphi_{\text{сц}}$ даны в прил. 2 и 3;

$R_{\text{г}}$ – нормальная составляющая суммарной реакции грунта на ведущую часть движителя базовой машины;

$k_{\text{д}}$ – коэффициент динамичности. Для машин, способных использовать силу инерции машины для преодоления рабочих сопротивлений, $k_{\text{д}} = 1,3 \dots 1,5$, для прочих $k_{\text{д}} = 1$.

При тяговых и статических расчетах требуется использовать массу или силу тяжести машины в целом или ее частей, а также положение центра тяжести. Сила тяжести может быть определена после расчетов параметров рабочего оборудования и сравнения расчетных параметров рабочего оборудования с параметрами рабочего оборудования серийных машин. Приоритетным является способ принятия расчетных значений масс на основе анализа технических данных машин с близкими параметрами. При отсутствии сведений о массе рабочего оборудования и базовой машины ориентировочно эксплуатационную массу базового неперекomпонованного трактора $m_{\text{т}}$, машины $m_{\text{з}}$ и ее рабочего оборудования $m_{\text{р.о}}$ (в кг) можно ориентировочно в учебных целях определить по следующим эмпирическим зависимостям:

колесного трактора

$$m_{\text{т}} = 150 + 214F_{\text{т}}^{\text{ном}}, \quad (15.11)$$

где $F_T^{\text{ном}}$ – номинальное тяговое усилие трактора, кН;
гусеничного трактора общего назначения

$$m_T = (0,90 \dots 1,15) (3800 + 40,8P_{\text{дв}} + 0,24P_{\text{дв}}^2), \quad (15.12)$$

где $P_{\text{дв}}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;
трелевочного трактора

$$m_T = (0,90 \dots 1,15) (3000 + 69,4 P_{\text{дв}} + 1,31 P_{\text{дв}}^2); \quad (15.13)$$

многоковшового экскаватора ЭТЦ

$$m_3 = (1,1 \dots 1,4) P_T k_1, \quad (15.14)$$

где P_T – техническая производительность, м³/ч;
 k_1 – удельное сопротивление грунта копанью, кПа;

$$m_{\text{р.о}} = (0,17 \dots 0,28) m_3; \quad (15.15)$$

роторного экскаватора-траншеекопателя

$$m_3 = (35 \dots 50) P_T, \quad (15.16)$$

$$m_{\text{р.о}} = (0,22 \dots 0,37) m_3; \quad (15.17)$$

экскаватора поперечного копания на рельсо-колесном ходу

$$m_3 = (0,23 \dots 0,28) P_T H k_1, \quad (15.18)$$

где H – максимальная глубина разрабатываемого или очищаемого канала, м;
экскаватора поперечного копания на гусеничном ходу

$$m_3 = (0,30 \dots 0,36) P_T H k_1, \quad (15.19)$$

$$m_{\text{р.о}} = (0,12 \dots 0,30) m_3; \quad (15.20)$$

шнекороторного каналокопателя

$$m_3 = (93 \dots 137) P_T; \quad (15.21)$$

двухфрезерного и двухроторного каналокопателя

$$m_3 = m_1 P_T, \quad (15.22)$$

где $m_1 = (70 \dots 110)$ кг/м³/ч;
плужно-фрезерного экскаватора

$$m_3 = m_1 P_T, \quad (15.23)$$

где $m_1 = (30 \dots 120)$ кг/м³/ч;

одноковшового гидравлического гусеничного экскаватора

$$m_3 = 21300V_k + 1900; \quad (15.24)$$

где V_k – геометрическая вместимость ковша основного вида рабочего оборудования, m^3 ;

дренажно-кротовой машины

$$m_3 = (24...31) H d P_T, \quad (15.25)$$

$$m_{p.o} = (0,05...0,07) m_3, \quad (15.26)$$

где H – глубина дрены, м;

d – диаметр дренера, мм;

P_T – производительность, км/ч;

корчевателя

$$m_3 = (6...10) b_3, \quad (15.27)$$

где b_3 – ширина захвата, мм,

$$m_{p.o} = (0,1...0,2) m_3; \quad (15.28)$$

корчевателя-собираателя

$$m_3 = (4,5...5,5) b_3, \quad (15.29)$$

$$m_{p.o} = (0,14...0,24) m_3; \quad (15.30)$$

кустореза

$$m_3 = (2,9...4,9) b_3, \quad (15.31)$$

$$m_{p.o} = (0,16...0,22) m_3; \quad (15.32)$$

гусеничного бульдозера или кавальероразравнивателя

$$m_3 = (0,77...1,23) (1300 P_{дв}^{0,5}), \quad (15.33)$$

$$m_{p.o} = (0,70...1,30) (25,6 P_{дв}). \quad (15.34)$$

При необходимости положение центра тяжести базовой машины можно найти по ее техническому описанию. В случае отсутствия таких сведений ориентировочно координаты центра тяжести для тракторов общего назначения можно найти по следующим эмпирическим зависимостям:

$$l_1 = 0,50 B; \quad l_2 = 0,65 B; \quad l_3 = 0,34 B; \quad h_1 = 2,18 C_d; \quad h_2 = 0,65 R_k; \quad h_3 = 0,85 R_k,$$

где l_1, l_2, l_3 – соответственно расстояние от оси вращения задних колес (звездочек) до вектора силы тяжести для гусеничных тракторов, колесных тракторов с передними и задними колесами одинакового диаметра, колесных тракторов с задними колесами большими передних;

B_1 – продольная база для гусеничных тракторов;

B – продольная база для колесных тракторов;

h_1, h_2, h_3 – соответственно высота расположения центра тяжести над уровнем земли для гусеничных тракторов, колесных тракторов с передними и задними колесами одинакового диаметра, колесных тракторов с задними колесами большими передних;

C_d – дорожный просвет;

R_k – внешний радиус заднего колеса.

15.3. Последовательность определения суммарного тягового сопротивления

Последовательность определения суммарного тягового сопротивления при прицепной схеме агрегатирования. Определение F_c производится после расчета основных параметров и усилий, действующих на рабочее оборудование. Порядок определения F_c следующий.

Вычерчивается схема прицепной машины без тягача. На рис. 15.1 для примера дана расчетная схема прицепной фрезерной машины. На схеме приводятся сила тяжести $G_{p.o}$ рабочего оборудования; силы, действующие со стороны грунта на рабочее оборудование, к которым в данном случае относятся: F_n – сила сопротивления перемещению отбойной плиты; F_n и F_k – нормальная и касательная составляющие сопротивления грунта фрезерованию; R_1 и R_2 – реакции грунта на опоры; F_{s1} и F_{s2} – силы сопротивления передвижению опор.

Указываются также сила тяги $F_{пр}$, необходимая для передвижения прицепного оборудования, необходимые линейные размеры и углы.

На приведенной схеме неизвестны $F_{пр}$, F_{s1} , F_{s2} , R_1 , R_2 , но $F_{s1} = f_0 R_1$; $F_{s2} = f_0 R_2$, где f_0 – коэффициент удельного сопротивления передвижению опорных колес. Значение f_0 выбирается по прил. 2 и 3. Следует иметь в виду, что опорные колеса могут работать в неодинаковых условиях (задняя перемещается по профрезерованной поверхности, а передняя – по кустарнику или пням), поэтому они могут иметь неодинаковые значения f_0 .

Из $\Sigma Y = 0$ получаем следующее уравнение:

$$R_r = G_r \cos \alpha, \quad (15.36)$$

где R_r – суммарная нормальная к поверхности перемещения составляющая реакции грунта на движитель, которую в дальнейшем для краткости будем называть реакцией грунта;

G_r – сила тяжести базовой машины;

α – угол уклона местности, $\alpha = 10^\circ$.

Из $\Sigma X = 0$ получаем уравнение для определения силы F_T , т. е. силы тяги, необходимой для преодоления сил, препятствующих передвижению. Эта сила численно равна силе F_c , входящей в уравнения (15.2) и (15.5).

$$F_T = F_c = F_{np} + G_r \sin \alpha + F_s. \quad (15.37)$$

В уравнении (15.37) F_s определяется по формуле

$$F_s = R_r f_o = G_r \cos \alpha f_o. \quad (15.38)$$

Сила тяжести G_r может быть определена после расчетов рабочего оборудования и сравнения расчетных параметров рабочего оборудования с параметрами серийных машин. При отсутствии сведений о массе рабочего оборудования и базовой машины ориентировочно массу базового неперекомпонованного трактора m_t , машины m_s и ее рабочего оборудования $m_{p.o}$ (в кг) можно определить эмпирическим зависимостям (15.11)–(15.34).

Если по каким-либо причинам проектируется машина, у которой дышло имеет значительный угол наклона, то это должно быть учтено в расчетах. В этом случае F_{np} на расчетных схемах указывается, направленным под соответствующим углом, и для удобства выполнения расчетов раскладывается на горизонтальную и вертикальную составляющие.

При условии применения дышла, имеющего существенную массу, требующую ее учета при проектировании, обычно считают силу тяжести приложенной в середине дышла. Тогда половину величины силы тяжести прикладывают к месту соединения последнего с рабочим оборудованием, а другую половину – к месту соединения дышла с тягачом.

Последовательность определения суммарного тягового сопротивления при полунавесной и полуприцепной схемах агрегатирования. Вычерчивается схема рабочего оборудования, на которой обозначаются силы тяжести $G_{p.o}$ частей оборудования, силы взаимодействия грунта с рабочим органом F_n^{cym} , F_t^{cym} , F_p , нормальная реакция грунта на поверхность опорного устройства R_o , сила сопротивления передвижению опорного устройства по поверхности грунта F_o и другие силы, если они считывались в процессе проектирования: сила, препятствующая разгону

грунта, сила препятствующая подъему грунта, силы тяжести прочих составных частей рабочего оборудования. Для шнекороторного рабочего оборудования дополнительно должны учитываться сила, препятствующая черпанию грунта, силы сопротивления перемещению пассивной части рабочего оборудования и др. Направление и место приложения этих сил показано на рис. 15.3.

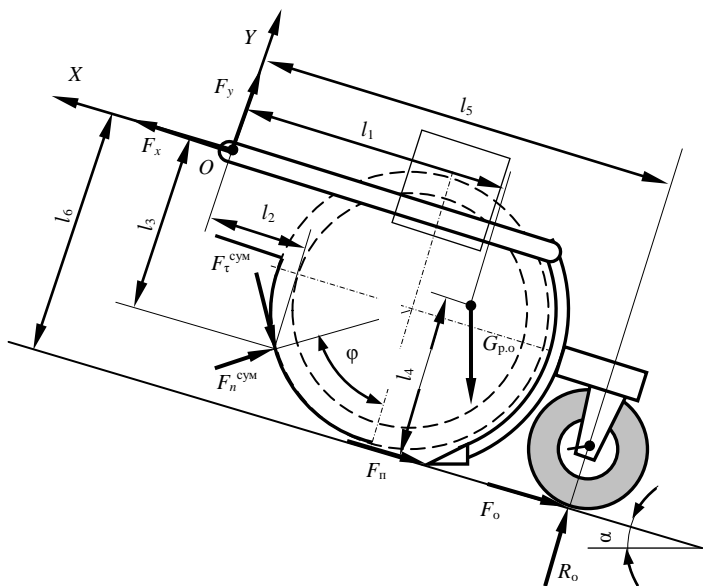


Рис. 15.3. Схема к определению реакций в шарнире сцепки машины с полунавесным или полуприцепным рабочим органом

Для упрощения рассмотрения методики определения суммарного тягового сопротивления при полунавесной и полуприцепной схемах агрегатирования условно учтем только силы, показанные на расчетной схеме, представленной на рис. 15.3.

На первой стадии рабочее оборудование рассматривается отдельно от базовой машины, а поскольку в точках крепления рабочего оборудования к базовой машине во время ее движения всегда возникают усилия, то их также обозначают на схеме F_x и F_y и направляют по осям координат в произвольном направлении. Кроме того, на схеме указывается расстояние от линии действия сил до начала координат и при необходимости углы направления действия сил.

Из условия $\Sigma M_o = 0$ получаем уравнение

$$R_o l_5 + F_o l_6 + F_n^{\text{cym}} \cos \varphi l_2 + F_n^{\text{cym}} \sin \varphi l_3 + F_{\text{п}} l_6 + F_{\tau}^{\text{cym}} \cos \varphi l_3 + G_{\text{p.o}} \sin \alpha (l_6 - l_4) - G_{\text{p.o}} \cos \alpha l_1 - F_{\tau}^{\text{cym}} \sin \varphi l_2 = 0. \quad (15.39)$$

Учитывая, что $F_o = R_o f_o$, получаем уравнение для расчета R_o :

$$R_o = [G_{\text{p.o}} \cos \alpha l_1 + F_{\tau}^{\text{cym}} \sin \varphi l_2 - F_n^{\text{cym}} \cos \varphi l_2 - F_n^{\text{cym}} \sin \varphi l_3 - F_{\text{п}} l_6 - F_{\tau}^{\text{cym}} \cos \varphi l_3 - G_{\text{p.o}} \sin \alpha (l_6 - l_4)] / (l_5 + f_o l_6). \quad (15.40)$$

Рассчитав R_o , находим и F_o . Спроектировав все силы на ось X , получим

$$F_x = G_{\text{p.o}} \sin \alpha + F_o + F_{\text{п}} + F_n^{\text{cym}} \sin \varphi + F_{\tau}^{\text{cym}} \cos \varphi. \quad (15.41)$$

Аналогично находим

$$F_y = F_{\tau}^{\text{cym}} \sin \varphi + G_{\text{p.o}} \cos \alpha - R_o - F_n^{\text{cym}} \cos \varphi. \quad (15.42)$$

Если значения F_x или F_y положительны, то направление их действия выбрано правильно. В случае отрицательного значения направление действия силы, имеющей отрицательную величину, изменяют на противоположное.

После расчета значений сил F_x, F_y и определения направления их действия переходят к рассмотрению базовой машины (рис. 15.4), где $G_{\text{т}}$ – силы тяжести машины, $R_{\text{г}}$ – нормальная реакция грунта на движитель, F_s – сила сопротивления передвижению, $F_{\text{т}}$ – необходимая сила тяги, которая равна искомой силе F_c . В точке соединения рабочего оборудования прилагаются силы F_x, F_y , но направление их должно быть противоположно тому, которое было установлено при рассмотрении рабочего оборудования отдельно от базовой машины.

Проектируя все силы, действующие на базовую машину, на ось Y и решая это уравнение относительно $R_{\text{г}}$, получим следующее уравнение:

$$R_{\text{г}} = G_{\text{т}} \cos \alpha + F_y. \quad (15.43)$$

Проектируя силы на ось X , получаем

$$F_{\text{т}} - F_x - G_{\text{т}} \sin \alpha - F_s = 0. \quad (15.44)$$

Учитывая, что $F_s = f_o R_{\text{г}} = f_o (G_{\text{т}} \cos \alpha + F_y)$ и решая уравнение (15.44) относительно $F_{\text{т}}$, получаем

$$F_{\text{т}} = F_x + f_o (G_{\text{т}} \cos \alpha + F_y) + G_{\text{т}} \sin \alpha. \quad (15.45)$$

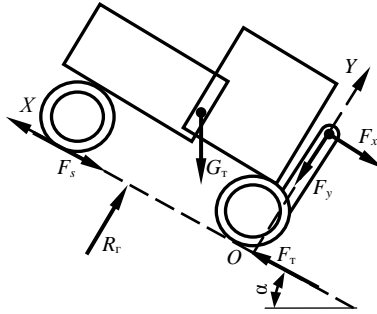


Рис 15.4. Схема к тяговому расчету машин с полунавесным рабочим оборудованием

Подставив численные значения в уравнение (15.45), получим значение F_T , которое численно равно F_c .

Для двухотвального кустореза производится расчет при плавающем положении гидроцилиндров рабочего органа. Сначала рассматривается отдельно рабочее оборудование (рис. 15.5, а). Определяются реакция R_0 со стороны грунта на рабочее оборудование и реакция $R_{ш}$ в шаровом шарнире:

$$R_0 = F_T \operatorname{tg} \alpha_{т.р} + G_k + 0,5 (G_p + G_{ц}), \quad (15.46)$$

где F_T – суммарная горизонтальная сила, действующая на рабочий орган со стороны срезаемого кустарника;

$\alpha_{т.р}$ – угол наклона толкающей рамы;

$G_k, G_p, G_{ц}$ – силы тяжести рабочего органа кустореза, толкающей рамы и гидроцилиндров соответственно.

$$R_{ш} = F_T / \cos \alpha_{т.р}. \quad (15.47)$$

Значение $\alpha_{т.р}$ можно найти по уравнению

$$\alpha_{т.р} = \arcsin [(h_y - h_{ш}) / l_p], \quad (15.48)$$

где $h_y, h_{ш}, l_p$ – высота упряжного шарнира, высота шарового шарнира и длина рамы (значения могут быть приняты на основании обзора конструкций или по компоновочному чертежу).

Полученное значение $R_{ш}$ переносят по линии ее действия и прилагают к упряжному шарниру, изменив направление действия на противоположное (рис. 15.5, б). По аналогичной методике, но с учетом конструктивных особенностей и сил, действующих на рабочее оборудование, выполняют

расчет кустарниковых граблей с передней навеской. Дальнейшее определение F_c аналогично предыдущему случаю.

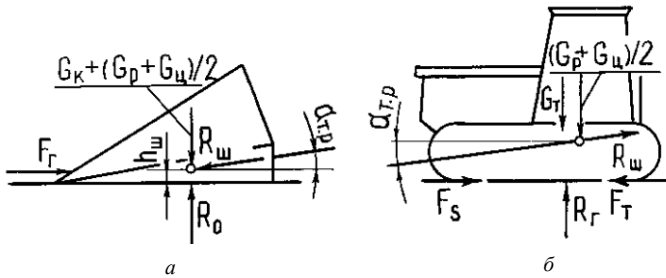


Рис. 15.5. Схема к тяговому расчету двухотвального кустореза: *а* – усилия действующие на рабочее оборудование; *б* – усилия действующие на упругой шарнир

Одноотвальный кусторез обычно рассматривается как машина с навесным оборудованием.

Последовательность определения суммарного тягового сопротивления при навесной схеме агрегатирования. Вычерчивается схема машины (рис. 15.6) с навесным оборудованием, находящимся в рабочем положении. На схеме указываются силы F_K , F_H , F_{II} , действующие на рабочее оборудование, силы тяжести G_T базовой машины и рабочего оборудования G_P , сила сопротивления передвижению базовой машины F_S , необходимая сила тяги F_T , нормальная реакция грунта на движитель R_r , необходимые углы α и β .

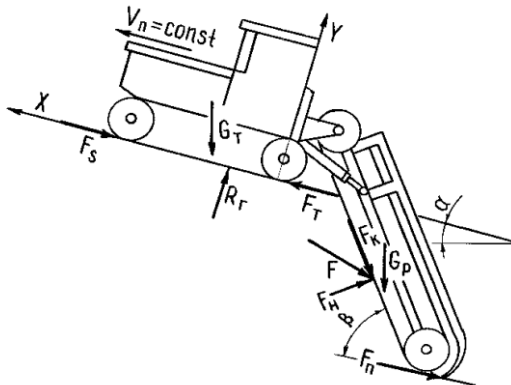


Рис. 15.6. Схема к определению суммарного тягового сопротивления машины с навесным рабочим оборудованием

Проектируя все силы на ось Y и решая полученное уравнение относительно R_T , получают выражение для определения R_T . Для приведенной схемы это выражение имеет следующий вид:

$$R_T = G_T \cos \alpha + G_p \cos \alpha + F_k \sin \beta - F_H \cos \beta. \quad (15.49)$$

Берется сумма проекций всех сил на ось X :

$$-F_s - G_T \sin \alpha - G_p \sin \alpha + F_T - F_H - F_H \sin \beta - F_k \cos \beta = 0. \quad (15.50)$$

Здесь $F_s = R_T f_o$ (R_T – определяется по уравнению (15.49), а f_o – по прил. 2). Тогда из уравнения (15.50) можно определить F_T , которое численно равно искомой F_C :

$$F_T = f_o [(G_T + G_p) \cos \alpha + F_k \cos \beta - F_H \sin \beta] + (G_T + G_p) \sin \alpha + F_H + F_H \cos \beta + F_k \sin \beta. \quad (15.51)$$

15.4. Тяговые расчеты при транспортном передвижении

Движение по горизонтальному участку пути. В этом случае обычно определяется возможная максимальная транспортная скорость передвижения v_{\max} при принятых дорожных условиях, т. е. при известном f_o .

Для мелиоративной машины с навесным рабочим оборудованием расчетная схема изображена на рис. 15.7. На схеме показаны силы, учитываемые при расчете. Для этого случая

$$R_T = G_T + G_p; \quad (15.52)$$

$$F_T = F_s = f_o R_T = f_o (G_T + G_p); \quad (15.53)$$

$$v_{\max} = (P_{\text{дв}} - P_{\text{доп}}^{\text{дв}}) \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{х}} / F_T, \quad (15.54)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – к. п. д. трансмиссии, передающей мощность от вала двигателя тягача до движителя;

$\eta_{\text{х}}$ – к. п. д. ходового устройства (движителя).

Здесь принимается f_o по прил. 2 или 3. Его значения близки к 0,1. Значение $P_{\text{дв}}$ принимается равным номинальной мощности двигателя принятой базовой машины, $P_{\text{доп}}^{\text{дв}}$ принимается 0,05...0,07 от $P_{\text{дв}}$.

Пользуясь выражением (15.54), определяют максимальную транспортную скорость передвижения мелиоративной машины на горизонтальном участке пути. По этому же выражению определяется v_{\max} и для мелиоративных машин с полунавесным рабочим оборудованием.

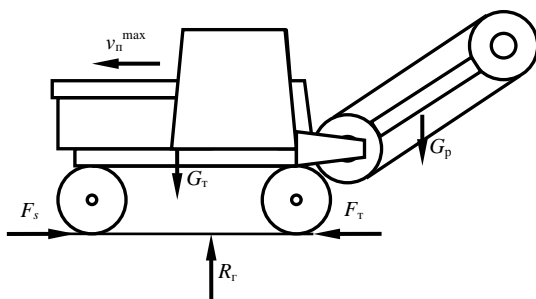


Рис. 15.7. Схема сил, действующих на машину при транспортном передвижении по горизонтальному участку пути

Отличие при рассмотрении машин с полуприцепным рабочим оборудованием состоит в особенности определения F_T . На рис. 15.8, *a* показан вариант схемы машины с полуприцепным рабочим оборудованием. Следует иметь в виду, что положение присоединительного шарнира (точка O) зависит от конструкции машины.

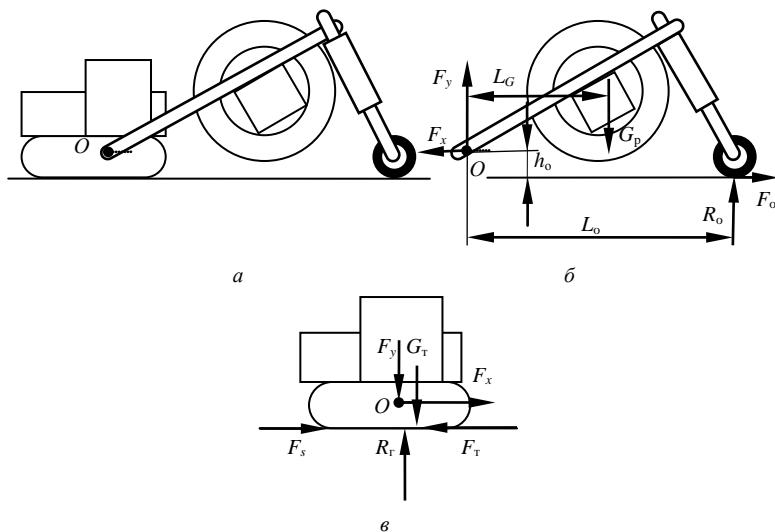


Рис. 15.8. Схема к тяговому расчету при транспортном передвижении по горизонтальному участку пути машины с полуприцепным рабочим оборудованием: *a* – общая схема машины; *б* – схема отсоединенного рабочего оборудования; *в* – схема базового тягача

Для определения F_T необходимо условно отсоединить рабочее оборудование от базовой машины и изобразить расчетную схему, аналогичную, приведенной на рис. 15.8, б. На ней следует указать действующие силы (G_p, R_o, F_o), их плечи (L_G, L_o, h_o) относительно шарнира O , указать и расчитать реакции в присоединительном шарнире F_x и F_y .

Для рассматриваемой схемы из $\Sigma M_o = 0$ получим

$$R_o = G_p L_G / (L_o + f_o' h_o). \quad (15.55)$$

Тогда

$$F_o = f_o' R_o. \quad (15.56)$$

Из суммы проекций на оси OX и OY получаем

$$F_x = F_o; F_y = R_o - G_p. \quad (15.57)$$

Определив F_x и F_y , переносим их на тягач в точку O , изменив их направление на противоположное (рис. 15.8, в).

Из данной схемы (рис. 15.8, в) получаем:

$$R_T = F_y + G_T; F_s = f_o R_T; F_T = F_s + F_x. \quad (15.58)$$

После определения F_T находим v_{\max} по формуле (15.54).

Расчет F_T для прицепных машин ведется по уравнениям, которые составляются из тех же соображений и в той же последовательности, что и уравнение (15.37). Но при этом учитывается, что $\alpha = 0$, а рабочий орган выглублен и переведен в транспортное положение или по методике полу-прицепной машины при $F_y = 0$.

При любой схеме агрегатирования рассчитанное значение v_{\max} сопоставляется с максимальной транспортной скоростью v_T , указанной в технической характеристике базовой машины. Должно выполняться условие

$$v_T \leq v_{\max}. \quad (15.59)$$

Если условие (15.59) не соблюдается, то необходимо предусматривать защиту трансмиссии от перегрузки, например, предусмотреть устройство, не позволяющее включать повышенную передачу.

В том случае, когда производится проектирование специальной базовой машины, v_{\max} используется для расчета передаточного отношения трансмиссии привода хода проектируемой машины.

Движение в гору. При данном расчетном положении определяется максимальный угол подъема α , который может преодолеть проектируемая машина на первой транспортной передаче v_T при принятых дорожных условиях, т. е. при известных f_o и $\phi_{\text{сц}}$. Для пояснения методики расчета

мелиоративной машины с навесным рабочим оборудованием используем рис. 15.9.

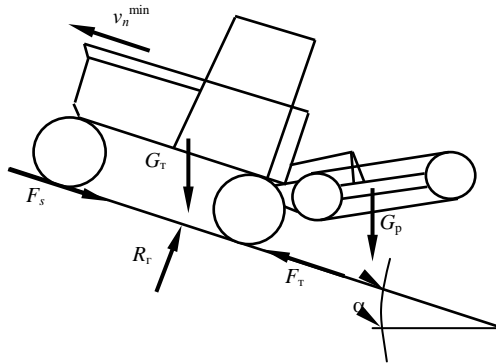


Рис. 15.9. Схема к определению максимального угла подъема

Из рис. 15.9 следует, что

$$R_T = (G_T + G_P) \cos \alpha. \quad (15.60)$$

Сопротивление передвижению

$$F_s = R_T f_o = f_o (G_T + G_P) \cos \alpha. \quad (15.61)$$

Проектируя силы на ось X , получим уравнение для выражения F_T :

$$\begin{aligned} F_T &= (G_T + G_P) \sin \alpha + f_o (G_T + G_P) \cos \alpha = \\ &= (G_T + G_P)(\sin \alpha + f_o \cos \alpha). \end{aligned} \quad (15.62)$$

В уравнении (15.62) два неизвестных – F_T и α . Для того чтобы машина преодолела подъем с углом α на скорости v_T , двигатель должен иметь мощность $P_{дв}$, позволяющую получить на двигателе силу тяги F_T , т. е.

$$F_T = (P_{дв} - P_{доп}^{дв}) \eta_{гр} \eta_x \eta_{\delta} / v_T. \quad (15.63)$$

Приравняв правые части уравнений (15.62) и (15.63), получим уравнение, решив которое относительно α , определим искомый максимальный угол подъема из условия полной загрузки двигателя:

$$(G_T + G_P) (\sin \alpha + f_o \cos \alpha) = (P_{дв} - P_{доп}^{дв}) \eta_{гр} \eta_x \eta_{\delta} / v_T. \quad (15.64)$$

Приведем уравнение (15.64) к следующему виду:

$$\sin \alpha = -f_o \cos \alpha + (P_{дв} - P_{доп}^{дв}) \eta_{гр} \eta_x \eta_{\delta} / [v_T (G_T + G_P)]. \quad (15.65)$$

Заменив $\sin \alpha$ на $\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}$, обозначив последний член уравнения (15.61) через A и возведя обе части уравнения в квадрат, получим

$$1 - \cos^2 \alpha = f_0^2 \cos^2 \alpha - 2A f_0 \cos \alpha + A^2. \quad (15.66)$$

Приведем подобные:

$$(1 + f_0^2) \cos^2 \alpha - 2A f_0 \cos \alpha + (A^2 - 1) = 0. \quad (15.67)$$

Уравнение (15.67) представляет собой квадратное уравнение вида $ax^2 + bx + c = 0$, где аргументом является $\cos \alpha$. Решение квадратного уравнения (15.67) по известной формуле

$$x = (-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}) / 2a \quad (15.68)$$

дает два корня $-x_1$ и x_2 . Для определения α решается уравнение

$$\alpha = \arccos x. \quad (15.69)$$

За действительное решение принимается меньшее из двух положительных значений α . Отрицательный дискриминант уравнения (14.68) означает, что значения угла превышают 90° , т. е. мощности двигателя больше, чем необходимо, чтобы с принятой скоростью двигаться вверх по вертикальной поверхности.

Угол α , найденный из условия развиваемой мощности двигателя, необходимо проверить по условиям сцепления (проверка на отсутствие сползания).

Сила тяги по сцеплению определяется для данного случая следующим образом:

$$F_T^{\text{сц}} = R_T \varphi_{\text{сц}} = (G_T + G_p) \varphi_{\text{сц}} \cos \alpha. \quad (15.70)$$

Приравняем правые части уравнений (15.62) и (15.70):

$$(G_T + G_p) (\sin \alpha + f_0 \cos \alpha) = (G_T + G_p) \varphi_{\text{сц}} \cos \alpha, \quad (15.71)$$

или

$$\sin \alpha + f_0 \cos \alpha = \varphi_{\text{сц}} \cos \alpha. \quad (15.72)$$

Отсюда

$$\sin \alpha = (\varphi_{\text{сц}} - f_0) \cos \alpha. \quad (15.73)$$

Разделив обе части на $\cos \alpha$, получим выражение для определения максимального угла подъема по условиям сцепления движителя с грунтом:

$$\operatorname{tg} \alpha = (\varphi_{\text{сц}} - f_0), \quad (15.74)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} (\varphi_{\text{сц}} - f_0). \quad (15.75)$$

После решения уравнения (15.75) сопоставляются значения α , полученные при решении уравнений (15.69) и (15.75). Искомым углом α является меньшее из двух полученных значений.

Определение α для машин с полунавесной схемой агрегатирования производится так же, как и при навесной схеме агрегатирования с использованием уравнений (15.69) и (15.75).

В том случае, когда после перевода рабочего оборудования в транспортное положение оно опирается на землю и на базовую машину (*полуприцепная схема агрегатирования*), необходимо при составлении уравнения для определения F_T учесть F_x и F_y . Методика определения та же, что и при определении F_x и F_y при рабочем передвижении. Однако следует учесть, что силы, действующие на рабочее оборудование, равны нулю. Если обратиться к рис. 15.3, то $F_k = F_n = F_{\text{п}} = 0$. Кроме того, следует иметь в виду, что при переводе рабочего оборудования в транспортное положение значения плеч сил обычно меняют свое значение. Например, для рис. 15.3 легко получить следующие уравнения:

$$R_0 = G_p [l_1 \cos \alpha - (l_6 - l_4) \sin \alpha] / (l_5 + f_0 l_6); \quad (15.76)$$

$$F_0 = f_0 R; \quad (15.77)$$

$$F_x = G_p \sin \alpha + F_0; \quad (15.78)$$

$$F_y = G_p \cos \alpha - R_0. \quad (15.79)$$

Далее переходим к рассмотрению базовой машины с приложенными к ней теми же силами, что и при навесной схеме агрегатирования и дополнительными силами F_x и F_y . Направление действия сил F_x и F_y должно быть противоположно тому, которое получилось при рассмотрении рабочего оборудования отдельно от базовой машины.

Уравнения для расчета R_T и F_T в этом случае имеют вид

$$R_T = G_T \cos \alpha + F_y; \quad (15.80)$$

$$F_T = G_T \sin \alpha + f_0 (G_T \cos \alpha + F_y) + F_x. \quad (15.81)$$

Дальнейшая методика определения α не отличается от методики для навесных машин, но при расчете $F_T^{\text{сц}}$ определение R_T выполняется по уравнению (15.76).

При расчете машин с прицепной схемой агрегатирования необходимо учесть то, что со стороны прицепной машины на тягач действует сила $F_{\text{пр}}$. Для прицепной машины

$$R_o = G_p \cos \alpha; \quad (15.82)$$

$$F_o = f_o' R = f_o' G_p \cos \alpha; \quad (15.83)$$

$$F_{\text{пр}} = G_p \sin \alpha + F_o = G_p (\sin \alpha + f_o' \cos \alpha). \quad (15.84)$$

Приложив силу $F_{\text{пр}}$ к тягачу, получим уравнение для выражения F_T :

$$F_T = G_T (\sin \alpha + f_o \cos \alpha) + G_p (\sin \alpha + f_o' \cos \alpha). \quad (15.85)$$

В уравнениях (15.83)–(15.85) f_o' – коэффициент сопротивления передвижению опорного устройства прицепного оборудования. Дальнейшая методика определения α не отличается от методики для навесных машин.

16. СТАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

16.1. Задачи и общая методика статических расчетов

Статические расчеты мелиоративных машин выполняются для определения устойчивости и обеспечения проходимости машин, которая оценивается средним и максимальным давлениями на грунт и характером их распределения по длине опорной поверхности гусениц.

Принято рассматривать машину в трех расчетных положениях.

1. *Рабочее.* Разработка сооружения заданной глубины и ширины за один проход при максимальном сопротивлении обрабатываемой среды и наибольшем, возможном в данном положении, вылете рабочего органа. Принимается, что машина при этом движется прямолинейно по горизонтальной поверхности.

2. *Перевод рабочего органа в транспортное положение при максимальном вылете.* Считается, что машина неподвижно стоит на горизонтальной поверхности и учитываются только силы тяжести.

3. *Транспортное.* Рассматриваются три режима передвижения:

а) разгон машины при движении на подъем (на машину действуют силы тяжести, а также силы инерции и сила ветра, способствующие опрокидыванию);

б) торможение при движении машины под уклон (учитываются те же силы, что и при разгоне);

в) движение с транспортной скоростью по косоугору с поворотом при минимальном радиусе. Принимается, что рабочее оборудование находится в транспортном положении, ветер способствует опрокидыванию, центробежная сила, возникающая при повороте, также направлена в сторону возможного опрокидывания. Кроме указанных, в расчет принимаются и силы тяжести.

Расчет для рабочего положения в общем случае выполняется в трех плоскостях: продольной вертикальной, поперечной вертикальной и горизонтальной.

Расчет при переводе рабочего органа в транспортное положение выполняется в той вертикальной плоскости, в которой действует опрокидывающий момент от силы тяжести рабочего оборудования.

Расчеты в транспортных положениях при разгоне и торможении выполняются в продольной вертикальной плоскости, а при движении по косоугору с поворотом – в поперечной вертикальной плоскости. При прицепном способе агрегатирования выполняются вначале расчеты прицепной машины, затем переходят к рассмотрению тягача. При расчете тягача

обычно бывает достаточно выполнить расчеты в продольной вертикальной плоскости в рабочем и транспортном положениях.

Устойчивость машины оценивается коэффициентом запаса устойчивости k_y , который определяется по формуле

$$k_y = M_B / M_{\text{опр}}, \quad (16.1)$$

где M_B – восстанавливающий момент, т. е. момент, создаваемый силами, препятствующими опрокидыванию;

$M_{\text{опр}}$ – опрокидывающий момент, т. е. момент сил, способствующих опрокидыванию.

Считается, что в вертикальных плоскостях для нормальной работы машины должно выполняться условие $k_y \geq 1,25 \dots 1,5$. В дальнейшем будем считать машину, удовлетворяющей условиям устойчивости, если $k_y \geq 1,3$.

Стабильность прямолинейного хода машины, на которую действуют силы, стремящиеся повернуть ее в горизонтальной плоскости, оценивается коэффициентом запаса горизонтальной устойчивости k_y^r , который определяется по формуле

$$k_y^r = M_y / M_n, \quad (16.2)$$

где M_y – момент сил, удерживающих машину от поворота;

M_n – момент сил, стремящихся повернуть машину, или, иначе, сумма моментов внешних сил, действующих на машину.

Для того чтобы машина не отклонялась под действием внешних сил от заданного направления, необходимо соблюдение условия $k_y^r \geq 2$.

Мерой устойчивости при транспортном положении является максимальный безопасный угол, т. е. максимальный угол уклона, по которому возможно движение машины без опасности опрокидывания.

Среднее давление на грунт определяется следующим соотношением:

$$p_{\text{ср}} = R_r / A_{\text{оп}}, \quad (16.3)$$

где $A_{\text{оп}}$ – площадь опорной поверхности движителя, на которую действует реакция R_r .

Поскольку давления по опорной поверхности распределены неравномерно, то проходимость машины оценивается также максимальным давлением p_{max} , отношением $p_{\text{max}} / p_{\text{ср}}$ или смещением реакции R_r от центра опорной поверхности по продольной оси симметрии машины.

Кроме того, согласно действующим требованиям машины, создаваемые на базе колесных энергетических средств, должны иметь угол поперечной статической устойчивости не менее 30° , должны иметь нагрузку на управляемые колеса не менее $0,2$ эксплуатационной массы энергетиче-

ского средства, а смещение центра давления относительно середины опорной поверхности гусениц для гусеничного энергетического средства не должно превышать 0,2 от длины опорной поверхности гусениц.

В соответствии с общей методикой статического расчета выполняют следующие этапы:

1) определяют силы тяжести и положения центров тяжести узлов и агрегатов машины методами, известными из теоретической механики;

2) рассчитывают силы и реакции, действующие на машину в рабочем положении;

3) находят коэффициенты запаса устойчивости в вертикальных плоскостях для рабочего положения;

4) определяют реакцию грунта на движитель;

5) вычисляют координаты центра давления;

6) оценивают смещение центра давления и для колесных – нагрузку на оси;

7) рассчитывают средние и максимальные опорные давления и для гусеничных машин строят эпюру опорных давлений для рабочего и транспортно-портного положений для горизонтального участка пути;

8) при необходимости разрабатывают мероприятия по повышению устойчивости (подбор противовеса или перекомпоновка машины) или снижению опорных давлений (замена базовой машины, изменение конструкции или параметров ходовой части), уточняют эпюру опорных давлений;

9) рассчитывают коэффициенты запаса устойчивости в горизонтальной плоскости (выполняют при наличии поворачивающих сил);

10) вычисляют коэффициент запаса устойчивости при переводе рабочего органа в транспортное положение при максимальном его вылете и строят эпюру опорных давлений для машины с рабочим органом, находящимся в транспортном положении;

11) определяют для колесных машин статический угол поперечной устойчивости;

12) определяют максимальные безопасные углы при транспортном передвижении.

Следует отметить, что ряд расчетов в процессе проектирования выполняется ранее при тяговых расчетах и их результаты могут быть использованы при статических.

16.2. Определение коэффициентов запаса устойчивости в вертикальных плоскостях

При расчете коэффициента запаса устойчивости в продольной вертикальной плоскости считается, что опрокидывание возможно относительно оси $A-A$ или $B-B$. Положение расчетных осей зависит от конструкции ходовой части базовой машины (рис. 16.1).

В поперечной плоскости осью опрокидывания для гусеничных машин принято считать прямую, проходящую вдоль внешнего края опорных катков наиболее нагруженной гусеницы, в местах касания катков беговой дорожки (рис. 16.2, *а*). Однако мелиоративные машины движутся обычно по легкодеформируемым грунтам, поэтому допускается считать линией опрокидывания прямую, проходящую по краю гусеницы (рис. 16.2, *б*).

Для машин на колесном ходу линией опрокидывания считается прямая, соединяющая центры площадок контакта переднего и заднего колес наиболее нагруженной стороны (рис. 16.2, *в*).

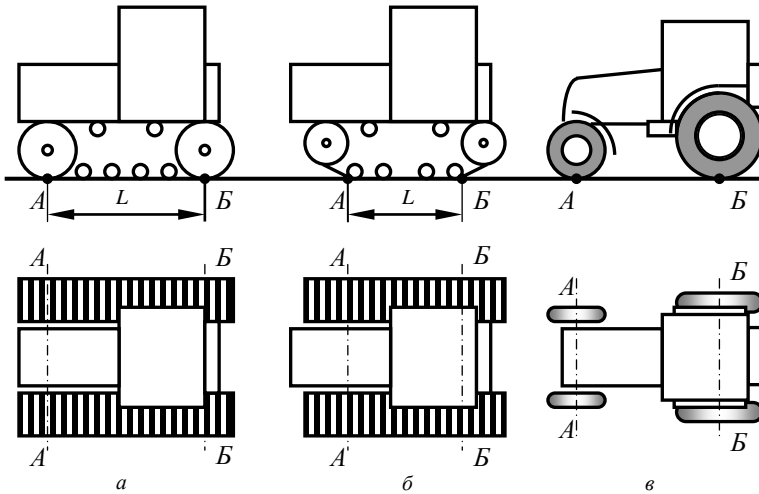


Рис. 16.1. Положение возможных осей опрокидывания при статическом расчете в продольной вертикальной плоскости

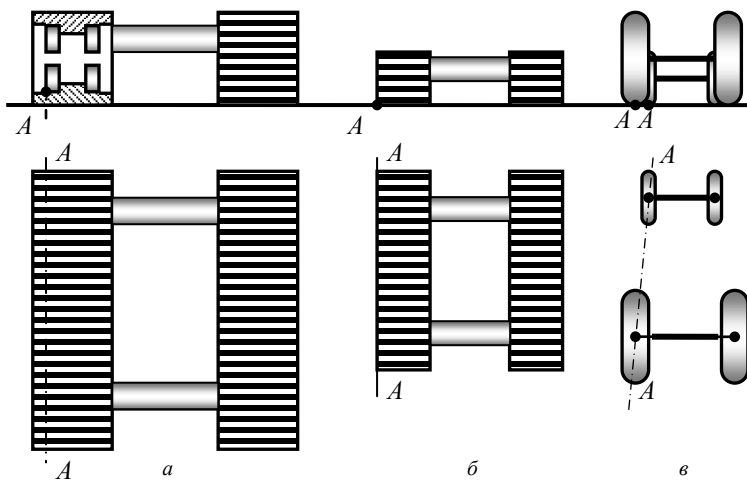


Рис. 16.2. Положение возможных линий опрокидывания при статическом расчете в поперечной плоскости

Рассмотрим расчет коэффициентов запаса устойчивости в продольной вертикальной плоскости для машин с навесным рабочим органом. Расчетная схема машины (траншеекопателя) приведена на рис. 16.3.

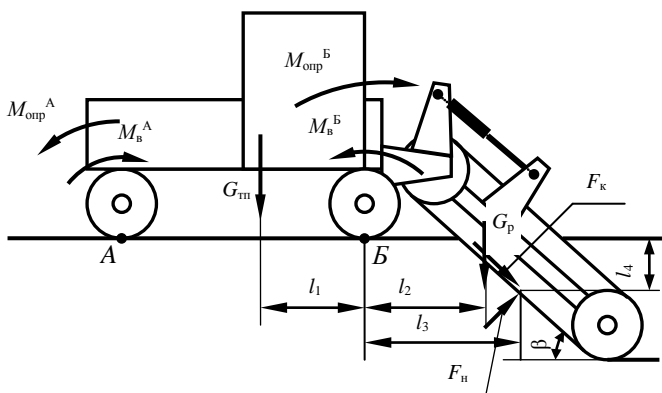


Рис. 16.3. Схема к статическому расчету в продольной вертикальной плоскости

Относительно линии $A-A$ опасности опрокидывания нет, так как опрокидывающий момент дает только сила $F_{\text{н}}$, остальные силы препятствуют опрокидыванию относительно линии $A-A$.

Для линии B

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B, \quad (16.4)$$

$$M_B^B = G_T l_1 + F_K l_4 \cos \beta + F_H l_4 \sin \beta + F_H l_3 \cos \beta, \quad (16.5)$$

$$M_{\text{опр}}^B = G_P l_2 + F_K \sin \beta l_3. \quad (16.6)$$

При $k_y > 1,3$ машина устойчива.

Особенности расчетов при разных схемах агрегатирования рабочего органа состоят в следующем.

Для определения значения k_y машины с *полунавесным рабочим органом* необходимо расчленить агрегат в соединительном шарнире и определить реакции F_x и F_y . Например, для роторного траншеекопателя (см. рис. 15.3) реакции в шарнире F_x и F_y определяются по уравнениям (15.41) и (14.52), в которых $\alpha = 0$. Затем силы F_x и F_y прикладываются к базовому тягачу (см. рис. 15.4) и определяется k_y относительно точки касания заднего опорного катка беговой дорожки. Для оси $B-B$ уравнение по расчету k_y^B имеет вид

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B = G_T l_T / (F_x l_8 + F_y l_7). \quad (16.7)$$

Определение k_y машины с *прицепным агрегатом* выполняется после определения $F_{\text{пр}}$. Для машины, изображенной на рис. 15.1, $F_{\text{пр}}$ определяется по уравнению (15.35), в котором $\alpha = 0$. Тогда для оси $B-B$ уравнение по расчету k_y имеет вид (см. рис. 15.2)

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B = G_T l_T / F_{\text{пр}} l_{\text{п}}. \quad (16.8)$$

Расчет в поперечной вертикальной плоскости выполняется в том случае, когда на машину действуют силы, создающие опрокидывающий момент в этой плоскости. Примером одной из таких машин является роторный каналочиститель, схема которого приведена на рис. 16.4. Особенностью приведенной схемы является то, что без расчета невозможно установить, относительно какой из двух осей наиболее вероятно возможность опрокидывания. Поэтому необходимо считать k_y и для оси $A-A$, и для оси $B-B$.

При запертом положении гидроцилиндра управления рабочим органом расчет производится как для машины с навесным рабочим органом.

$$k_y^A = M_B^A / M_{\text{опр}}^A = (G_T B / 2 + G_P B + G_P l_2) / F_K H, \quad (16.9)$$

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B = (G_T B / 2 + F_K H) / G_P l_2. \quad (16.10)$$

Меньшее из полученных значений k_y должно быть больше 1,3.

При плавающем положении гидроцилиндра расчет k_y производится как для машины с полунавесным рабочим органом. Порядок выполнения расчета следующий.

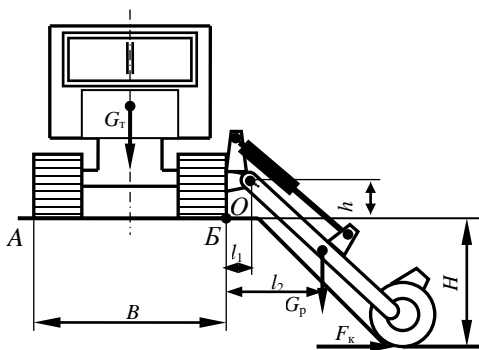


Рис. 16.4. Схема к статическому расчету в поперечной плоскости при запертом положении гидроцилиндра (навесная схема агрегатирования)

Расчленим рабочий орган и машину и рассматриваем их по отдельности. В результате действия сил F_K и G_P со стороны грунта на кожух ротора действует реакция R_n , а в шарнире $-F_x$ и F_y . Расчетная схема представлена на рис. 16.5 (сила на штоке гидроцилиндра равна нулю, так как гидроцилиндр находится в плавающем положении).

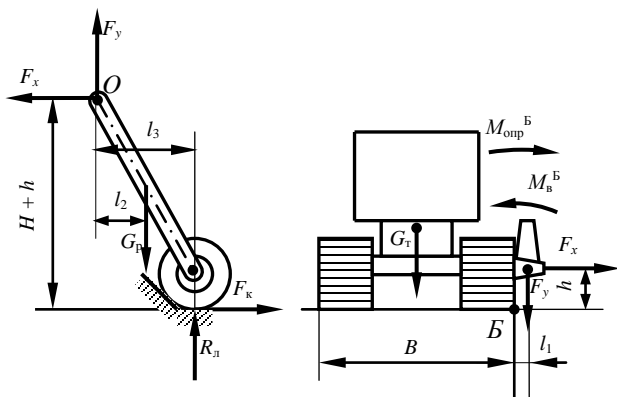


Рис. 16.5. Схема к статическому расчету в поперечной плоскости при плавающем положении гидроцилиндра (полунавесная схема агрегатирования)

Для определения сил F_x и F_y найдем реакцию грунта R_n .

Из условия $\Sigma M_o = 0$ имеем

$$R_n l_3 + F_k(H + h) - G_p l_2 = 0, \quad (16.11)$$

$$R_n = [G_p l_2 - F_k(H + h)] / l_3. \quad (16.12)$$

Проектируя силы на оси X и Y , получим

$$F_x = F_k, F_y = G_p - R_n. \quad (16.13)$$

Переносим реакции F_x и F_y на базовую машину, изменив их направление на противоположное. Опрокидывание агрегата возможно только относительно оси B (см. рис. 16.5), для которой и определим k_y

$$k_y^B = M_B^B / M_{опр}^B = (G_T B / 2) / (F_x h + F_y l_1). \quad (16.14)$$

Для машин с *прицепным* и *полуприцепным* рабочим органом расчет в поперечной плоскости обычно не делается при условии, что сама прицепная машина устойчива. Однако, если на рабочее оборудование действуют существенные опрокидывающие моменты, то следует оценить его устойчивость без учета базовой машины.

Следует иметь в виду, что для машин с боковой навеской, работающих по полунавесной схеме, например, изображенных на рис. 16.4 и 16.5, особенностью расчета в продольной вертикальной плоскости является необходимость учета момента от сил, действующих на рабочее оборудование. На рис. 16.6 показана исходная расчетная схема машины. После определения реакций F_x и F_y по рис. 16.6 определяют реакцию F_z , которая равна сумме проекций сил, действующих на рабочее оборудование, на ось OZ . Затем переходят к рассмотрению базовой машины (рис. 16.7).

Статический расчет, т. е. расчет опрокидывающих и восстанавливающих моментов и коэффициентов запаса устойчивости, выполняется относительно возможной оси опрокидывания $A-A$ и при необходимости оси $B-B$. При этом учитывается момент внешних сил $M_{в.с}$, который рассчитывается как сумма моментов относительно шарнира O всех сил, действующих на рабочее оборудование. Для данной схемы его можно рассчитать по формуле

$$M_{в.с} = F_n (H + h), \quad (16.15)$$

где F_n – суммарная составляющая сил, действующих на рабочий орган, параллельная вектору v_n или оси OZ .

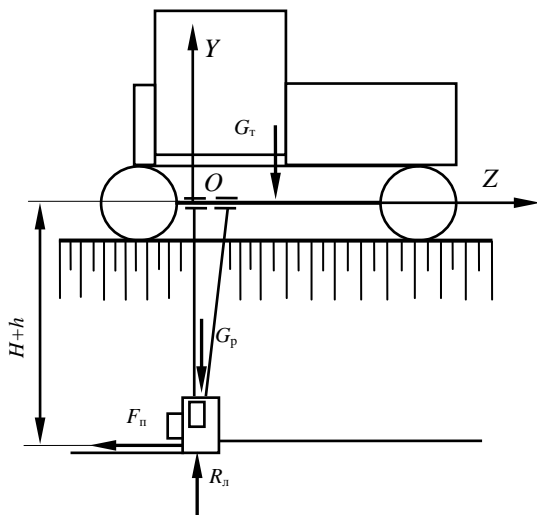


Рис. 16.6. Исходная схема к статическому расчету в продольной вертикальной плоскости при плавающем положении гидроцилиндра

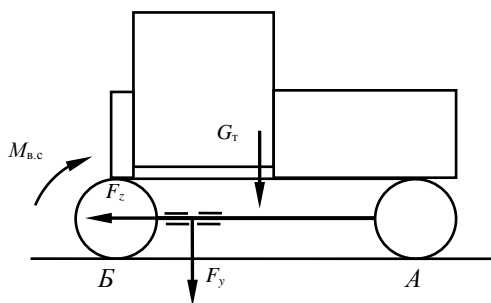


Рис. 16.7. Схема к статическому расчету в продольной вертикальной плоскости

16.3. Проходимость машин. Факторы, влияющие на проходимость. Способы повышения проходимости. Расчет проходимости

Спроектировав силы, действующие на базовую машину, на ось Y получим уравнение для расчета R_r .

Например, применительно к схеме машины с навесным оборудованием, приведенной на рис. 16.3,

$$R_r = G_r + G_p + F_k \cos \beta - F_k \sin \beta. \quad (16.16)$$

Для машин с полунавесным и полуприцепным рабочим оборудованием

$$R_r = G_r + F_y. \quad (16.17)$$

Для машин с прицепным рабочим оборудованием

$$R_r = G_r. \quad (16.18)$$

Определяем координаты центра давления, т. е. точку приложения R_r . Оптимальным положением центра давления является такое, когда он расположен на пересечении осевой линии симметрии и линии, проходящей через середину опорных поверхностей гусениц. Под действием внешних сил центр давления смещается от этой точки. Смещение центра давления по продольной оси обозначается x_d , смещение в поперечном направлении — y_d .

Если рабочий орган симметричен продольной вертикальной плоскости машины и отсутствуют силы, накренивающие машину, то $y_d = 0$.

Из условия равновесия машины относительно одной из расчетных осей опрокидывания $A-A$ или $B-B$ находим x_d . При этом используются ранее определенные M_B^A , $M_{опр}^A$ или M_B^B , $M_{опр}^B$.

Для схемы, приведенной на рис. 16.8, условие равновесия имеет вид

$$M_{опр}^B - M_B^B + R_r (L / 2 - x_d) = 0. \quad (16.19)$$

Отсюда

$$x_d = (M_{опр}^B - M_B^B + R_r L / 2) / R_r. \quad (16.20)$$

По формуле (16.20) производится определение x_d для машин с навесным, полунавесным и прицепным рабочим оборудованием.

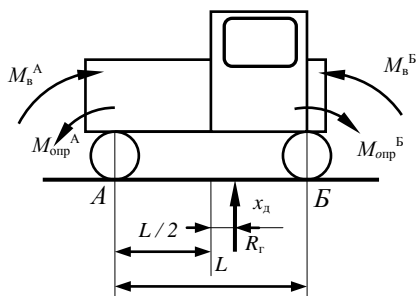


Рис. 16.8. Схема к определению величины смещения реакции грунта в продольном направлении

При наличии опрокидывающего момента в поперечной вертикальной плоскости возникает смещение центра давления в поперечном направлении, т. е. $y_d \neq 0$. Для роторного каналочистителя, изображенного на рис. 16.4, расчетная схема для определения y_d приведена на рис. 16.9. Формулу для определения y_d получают так же, как и формулу (16.20).

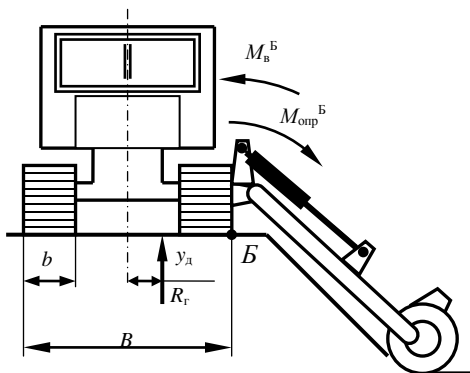


Рис. 16.9. Схема к определению величины смещения реакции грунта в поперечном направлении

В окончательном виде получаем

$$y_d = (M_{\text{опр}}^B - M_B^B + R_r B / 2) / R_r. \quad (16.21)$$

После этого определяем среднее давление на грунт $p_{\text{ср}}$. Для гусеничных машин

$$p_{\text{ср}} = R_r / 2bL, \quad (16.22)$$

где b – ширина гусеницы;

L – длина опорной поверхности гусеницы (см. рис. 16.1).

Находим минимальное p_{\min} и максимальное p_{\max} давления на грунт:

$$p_{\min} = p_{\text{ср}} (1 - 6 x_{\text{д}} / L); \quad (16.23)$$

$$p_{\max} = p_{\text{ср}} (1 + 6 x_{\text{д}} / L). \quad (16.24)$$

Для машины с несимметричной нагрузкой расчет давлений ведут для наиболее нагруженной гусеницы. Применительно к рис. 16.9 наиболее нагруженной гусеницей является правая. Реакцию под правой гусеницей $R_{\Gamma}^{\text{п}}$ определяем следующим образом:

$$R_{\Gamma}^{\text{п}} = R_{\Gamma} [(B - b) / 2 + y_{\text{д}}] / (B - b). \quad (16.25)$$

Для правой гусеницы

$$p_{\text{ср}}^{\text{п}} = R_{\Gamma}^{\text{п}} / b L. \quad (16.26)$$

Значения p_{\min} и p_{\max} определяем по формулам (16.23) и (16.24). После определения p_{\min} и p_{\max} строится линеаризованная эпюра давлений гусениц на грунт. Положительные значения давлений откладываются вниз от прямой, соответствующей поверхности стояния машины. Эпюра может иметь вид, приведенный на рис. 16.10. Отрезок AB на эпюре соответствует длине опорной поверхности гусениц. Аналогично может быть построена эпюра для транспортного положения после определения значений давлений гусениц на грунт. Затем производим оценку конструкции ходового аппарата базового тягача с точки зрения обеспечения проходимости.

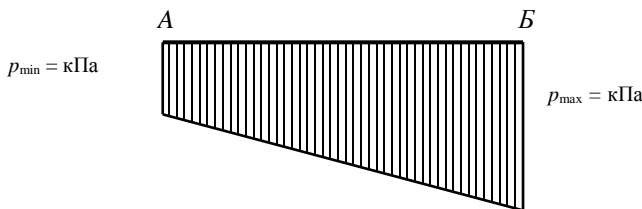


Рис. 16.10. Типичный вид эпюры давления гусениц на грунт

При работе на неосушенных торфяниках с дерновым покровом должны соблюдаться условия:

$$[p_{\text{ср}}] \leq 14 \dots 18 \text{ кПа}, \quad (16.27)$$

$$p_{\max} / p_{\text{ср}} \leq 1,3 \dots 1,5; \quad (16.28)$$

на осушенных торфяниках

$$[p_{\text{ср}}] \leq 25 \dots 30 \text{ кПа}, \quad (16.29)$$

$$p_{\max} / p_{\text{ср}} \leq 1,6 \dots 1,8; \quad (16.30)$$

на минеральных грунтах

$$[p_{\text{ср}}] \leq 50 \dots 80 \text{ кПа}, \quad (16.31)$$

$$p_{\max} / p_{\text{ср}} \leq 2,2. \quad (16.32)$$

С учетом реальных возможностей тракторов сельскохозяйственного и общего назначения может быть допущено превышение $[p_{\text{ср}}]$ до 10 %. При несоблюдении условий (16.27...16.32) необходимо предусматривать мероприятия по увеличению опорной поверхности. Допускается увеличивать длину опорной поверхности L до 3 м, а ширину b – до 1,2 м.

Для колесных машин определяются реакции $R_{\Gamma}^{\text{к}}$ на каждое колесо. Полученное значение $R_{\Gamma}^{\text{к}}$ сопоставляется с допустимой нагрузкой на предварительно выбранную стандартную шину. Для оценки проходимости ориентировочно определяется среднее давление колеса на грунт по формуле

$$p_{\text{ср}} = R_{\Gamma}^{\text{к}} / b R_{\text{к}}, \quad (16.33)$$

где $R_{\Gamma}^{\text{к}}$ – реакция грунта на колесо;

b – ширина протектора;

$R_{\text{к}}$ – внешний радиус колеса.

Формула (16.33) получена исходя из того, что колесо, продавливая колею, может погружаться в грунт до образования угла контакта до 60° (рис. 16.11).

Рассчитанное значение $p_{\text{ср}}$ должно быть не больше давления воздуха в шинах, используемых на базовой машине. У шин высокого давления оно составляет 500...700, низкого – 125...250, сверхнизкого – 50...80 кПа.

С учетом жесткости шин это условие можно записать

$$p_{\text{ср}} \leq k_{\text{ж}} p_{\text{ш}}, \quad (16.34)$$

где $k_{\text{ж}}$ – коэффициент жесткости шин, $k_{\text{ж}} = 1,2 \dots 1,25$;

$p_{\text{ш}}$ – давление воздуха в шине, кПа.

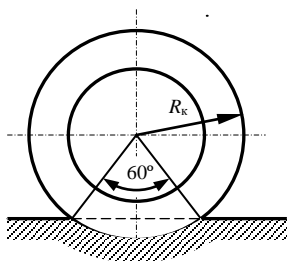


Рис. 16.11. Схема контакта колеса с грунтом

Для снижения опорного давления могут применяться сдвоенные, уширенные и арочные шины.

После расчета для рабочего положения выполняется проверка проходимости с построением эпюр для транспортного положения. Для колесных машин эпюры не строятся.

Для повышения проходимости стремятся к снижению массы машин, увеличению опорной поверхности с использованием гусениц с увеличенной опорной поверхностью, в том числе гусениц с уширителями, четырехгусеничных базовых машин, четырехгусеничных с резинометаллическими гусеницами, пневмогусеничного хода. Для снижения повреждения дерна на болоте гусеницы конструируются скругленными без высоких почвозацепов, а в траках предусматриваются отверстия для выдавливания воды из-под гусеницы для лучшего ее сцепления с грунтом. Циклические гусеничные машины позиционного действия могут использовать слани.

Колесные машины используют арочные и сдвоенные шины, применяют полугусеничный ход, многоопорные ходовые системы.

При движении по болоту стремятся не совершать крутых поворотов, чтобы не прорвать дерн, и по возможности двигаться со скоростью не меньше 2...3 км/ч, что позволяет повысить проходимость за счет явления релаксации.

Все машины должны иметь максимальные углы въезда и съезда и дорожный просвет, наряду с чем существуют и бесклиренсные машины.

Для выравнивания эпюры используют перекомпонованные машины со смещением центра масс, машины с перемещаемыми массами. Кроме того, положение соединения базовой машины с рабочим оборудованием принимают таким, чтобы обеспечивалось наименьшее смещение R_r .

Одним из наиболее простых и эффективных методов улучшения устойчивости и проходимости является установка противовеса.

16.4. Расчет параметров противовеса

Установка противовеса позволяет приблизить центр давления к точке пересечения продольной оси симметрии и прямой, соединяющей центры опорных поверхностей гусениц. Как следует из рис. 16.12, уменьшения величины x_d можно добиться увеличением силы тяжести противовеса $G_{\text{п}}$ при постоянном значении плеча противовеса $l_{\text{п}}$ или увеличением $l_{\text{п}}$ при постоянном значении $G_{\text{п}}$. Если принять небольшое значение $G_{\text{п}}$, то резко возрастает габарит машины по длине за счет увеличения $l_{\text{п}}$. При больших значениях $G_{\text{п}}$ габариты увеличиваются незначительно, но возрастает масса машины и увеличивается $p_{\text{ср}}$, что ведет к снижению проходимости. В связи с этим $G_{\text{п}}$ можно определить из условия

$$R_{\Gamma}' / 2b L \leq [p_{\text{ср}}], \quad (16.35)$$

где R_{Γ}' – изменившаяся после установки противовеса опорная реакция

$$R_{\Gamma}' = R_{\Gamma} + G_{\text{п}}, \quad (16.36)$$

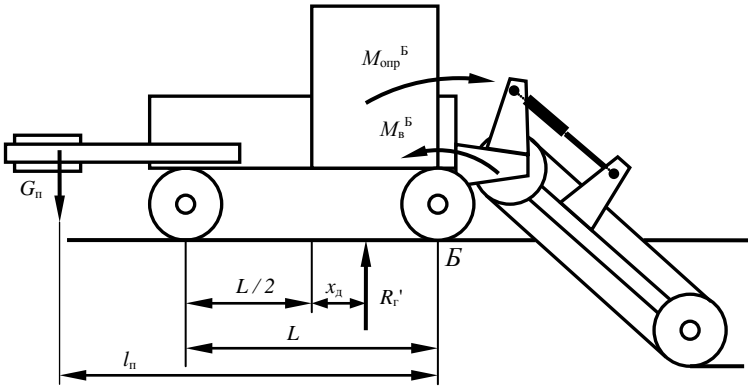


Рис. 16.12. Схема к определению параметров противовеса

В формуле (16.36) R_{Γ} определяем по выражениям (16.16)–(16.18). Из уравнения (16.35) получаем условие для определения максимального значения $G_{\text{п}}$:

$$G_{\text{п}} \leq 2b L [p_{\text{ср}}] - R_{\Gamma}. \quad (16.37)$$

Масса противовеса $m_{\text{п}} = G_{\text{п}} / g$. Выбранное значение $m_{\text{п}}$ должно подчиняться следующей рекомендации:

$$m_{\text{п}} \leq (0,2 \dots 0,25) m_{\text{т}}, \quad (16.38)$$

где $m_{\text{т}}$ – масса трактора или другой базовой машины.

Часто используются противовесы, комплектуемые из отдельных грузов массой 20 кг, поэтому массу противовеса желательно принимать кратной 20 кг.

Приняв $G_{\text{п}}$, определяем значение $l_{\text{п}}$. Для этого следует предварительно принять значение $x_{\text{д}}$. Из условия (16.29)

$$p_{\text{max}} / p_{\text{cp}} = p_{\text{cp}}(1 + 6 x_{\text{д}} / L) / p_{\text{cp}} = 1 + 6 x_{\text{д}} / L \leq 1,3 \dots 1,5. \quad (16.39)$$

Отсюда для неосушенных торфяников получаем выражение для определения $x_{\text{д}}$:

$$x_{\text{д}} \leq (0,05 \dots 0,08) L. \quad (16.40)$$

Аналогично получаем для осушенных торфяников

$$x_{\text{д}} \leq (0,10 \dots 0,13) L. \quad (16.41)$$

Для минеральных грунтов из выражения (9.31)

$$x_{\text{д}} \leq 0,2 L. \quad (16.42)$$

Для рис. 16.12 из условия $\sum M_{\text{в}} = 0$ запишем, приняв значения $G_{\text{п}}$ и $x_{\text{д}}$,

$$R_{\text{г}}(L / 2 - x_{\text{д}}) + M_{\text{опр}}^{\text{в}} - M_{\text{в}}^{\text{в}} - G_{\text{п}} l_{\text{п}} = 0. \quad (16.43)$$

Отсюда

$$l_{\text{п}} = [(R_{\text{г}} + G_{\text{п}})(L / 2 - x_{\text{д}}) + M_{\text{опр}}^{\text{в}} - M_{\text{в}}^{\text{в}}] / G_{\text{п}}. \quad (16.44)$$

По формуле (16.44) определяем значение $l_{\text{п}}$. Если оно получается неприемлемо большим, то можно увеличить $x_{\text{д}}$ в пределах, допускаемых уравнениями (16.40)–(16.42). Если это не дает желаемого результата, следует принимать большие значения $G_{\text{п}}$ при соответствующем увеличении площади опорной поверхности или принять другую базовую машину. При расчете $l_{\text{п}}$ может оказаться, что $l_{\text{п}} < L$ или ненамного больше его. В этом случае следует уменьшить значение $G_{\text{п}}$ или вообще отказаться от применения противовеса, так как уменьшения $x_{\text{д}}$ можно добиться перекомпоновкой базовой машины, например, смещением двигателя вперед при внесении соответствующих изменений в конструкцию машины. Аналогично подбирается противовес для машин с полунавесным, полуприцепным и прицепным рабочими органом. Кроме того, следует иметь в виду то, что конструкции некоторых тракторов предусматривают приспособления для крепления противовеса (контргруза) в передней части трактора или на диски колес колесных тракторов. В этом случае целесообразно

но, считая известной величину плеча противовеса, найти необходимую массу противовеса.

При установке противовеса, в связи с изменением силы тяжести машины и положения ее центра тяжести, необходимо построить и проанализировать уточненную эпюру давлений гусениц на грунт для рабочего и транспортного положений.

16.5. Определение коэффициента запаса устойчивости в горизонтальной плоскости

Значение k_y^r определяется по формуле

$$k_y^r = M_y / M_{\text{п}}, \quad (16.45)$$

где M_y – момент сил, удерживающих машину от поворота;

$M_{\text{п}}$ – момент сил, стремящихся повернуть машину (сумма моментов внешних сил).

Момент M_y определяется для гусеничных машин по формуле

$$M_y = \mu R_r L / 4, \quad (16.46)$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту: $\mu = 0,3 \dots 0,4$ для влажных суглинков и $\mu = 0,7 \dots 1,0$ для торфяников.

Для колесных машин без блокировки задних колес

$$M_y = \varphi_{\text{сц}} R_1 L, \quad (16.47)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления передних колес с грунтом (прил. 2);

R_1 – вертикальная нагрузка на переднюю ось;

L – продольная база.

При расчете момента сил, стремящихся повернуть машину, считается, что ее поворот происходит относительно центра давления. Поэтому плечами сил являются расстояния от центра давления до линии действия сил. Кроме того, его значение определяется как сумма моментов от внешних сил, а для полунавесных или полуприцепных рабочих органов учитывается и возможная стабилизирующая составляющая от момента $M_{\text{тр}}$ силы трения опорного устройства или опорной поверхности рабочего органа о землю. $M_{\text{тр}}$ можно определить по следующей формуле:

$$M_{\text{тр}} = f_1 R_l l, \quad (16.48)$$

где f_1 – коэффициент трения опорной поверхности рабочего органа о грунт;

$R_{\text{л}}$ – вертикальная реакция грунта на опорную поверхность (лыжу, опорный башмак, колесо) рабочего органа;

l – расстояние от центра опорной поверхности до центра давления базовой машины.

На рис. 16.13 изображен вид сверху каналаочистителя, показанного на рис. 16.4 и 16.6. Для такой схемы при запертом положении гидроцилиндра

$$M_y = M_y^T = \mu R_{\text{л}} L / 4, \quad (16.49)$$

$$M_{\text{п}} = F_{\text{п}} (l_3 + l_1 + B / 2 - y_{\text{д}}) - F_{\text{к}} (l_5 - x_{\text{д}}). \quad (16.50)$$

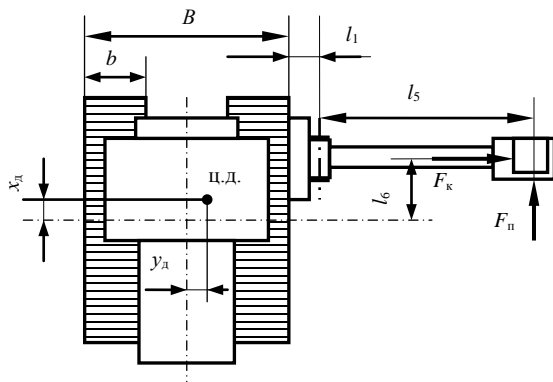


Рис. 16.13. Схема к статическому расчету в горизонтальной плоскости

При плавающем положении гидроцилиндра ротор ложится на дно канала и между кожухом ротора и грунтом возникает сила трения $F_{\text{тр}}$, которую можно определить следующим образом:

$$F_{\text{тр}} = R_{\text{л}} f_1, \quad (16.51)$$

где $R_{\text{л}}$ – реакция грунта на кожух ротора, определяемая по формуле (9.12); f_1 – коэффициент трения грунта о сталь (прил. 1 и 2).

При $k_y^r < 2$ необходимо предусмотреть установку стабилизатора, принять другую базовую машину или внести необходимые изменения в конструкцию принятой с последующим пересчетом.

Для корчевателей (рис. 16.14, а) наибольший поворачивающий момент возникает при корчевании пня крайним зубом. Тогда

$$M_{\text{п}} = F_{\text{г}} b_1 / 2, \quad (16.52)$$

где F_r – горизонтальная сила корчевания;

b_1 – ширина захвата рабочего органа.

Для корчевателя-собирателя M_n рассчитывается таким же образом или при сплошной корчевке мелких пней в случае корчевания одной половиной рабочего органа (рис. 16.14, б) определяется по формуле

$$M_n = F_r b_1 / 4. \quad (16.53)$$

Также определяется M_n для кустарниковых граблей и корчевательной бороны.

При расчете момента удерживающего для кустарниковых граблей с передней навеской необходимо включать стабилизирующий момент от силы $F_{p.o}$ трения рабочего органа с грузом о грунт.

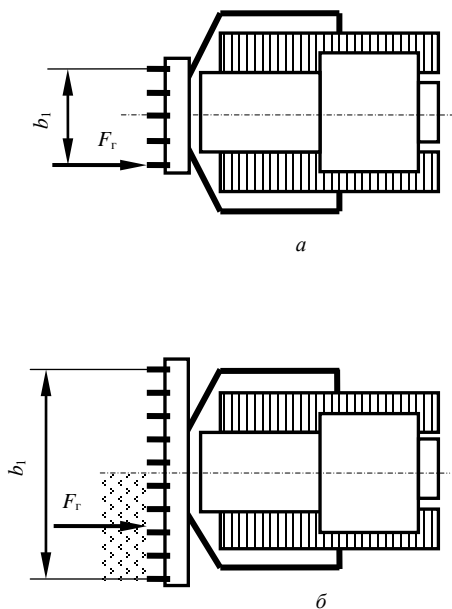


Рис. 16.14. Схема к статическому расчету в горизонтальной плоскости корчевателя (а) и корчевателя-собирателя (б)

Для одноотвального кустореза, работающего при запертом положении гидроцилиндров, наиболее неустойчивым является такое положение, при котором рабочий орган краем упирается в одиноко стоящее дерево (рис. 16.15, а). При этом

$$M_{\pi} = F_{\pi} b_1 / 2 - F_{\delta} l - F_p l_{F_s}. \quad (16.54)$$

где F_{π} – сила, препятствующая внедрению лезвия в древесину;
 F_{δ} – боковая сила, действующая на лезвие;
 F_p – сила трения режущей кромки о древесину;
 l и l_F – плечи сил относительно центра давления.

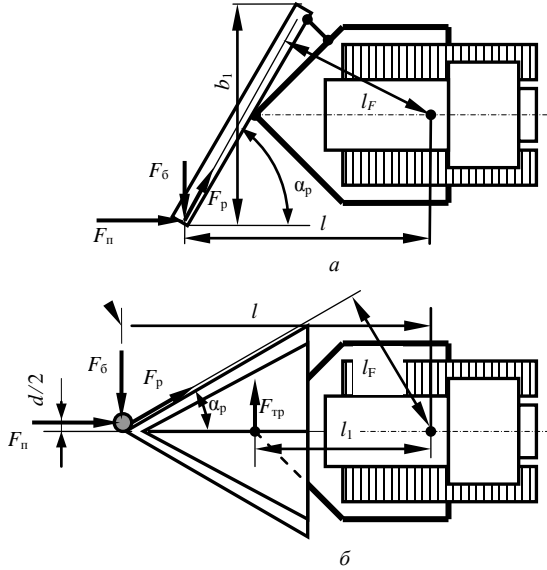


Рис. 16.15. Схема к статическому расчету в горизонтальной плоскости одноотвального (а) и двухотвального (б) кусторезов

$$F_{\delta} = F_{\pi} / \operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi), \quad (16.55)$$

где α_p – угол установки ножа кустореза;
 φ – угол трения лезвия о древесину.

$$F_p = \sin \varphi \sqrt{(F_{\pi}^2 + F_{\delta}^2)}. \quad (16.56)$$

Поворачивающий момент может возникать при срезании кустарника одной стороной рабочего органа. Но наибольший поворачивающий момент возникает при срезании передним концом кустореза одиноко стоящего дерева (рис. 16.15, б).

Для этого случая

$$M_{\pi} = F_{\delta} l - F_{\pi} d / 2 - F_p l_{F_s}. \quad (16.57)$$

где d – максимальный диаметр ствола срезаемых подиночке деревьев.

Двухотвальный кусторез обычно срезает кустарник при плавающем положении гидроцилиндров. В этом случае между днищем рабочего органа и поверхностью грунта возникает сила трения $F_{тр}$. Тогда

$$M_{п} = F_{\delta} l - F_{п} d / 2 - F_{р} l_{F} - F_{тр} l_1. \quad (16.58)$$

16.6. Определение коэффициента запаса устойчивости при переводе рабочего органа в транспортное положение

Для расчета в масштабе выполняется эскиз проектируемой или модернизируемой машины (рис. 16.16), по которому определяют плечи действия сил тяжести базовой машины и рабочего оборудования.

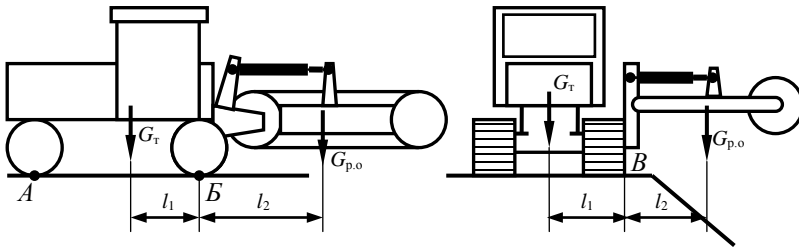


Рис. 16.16. Схема к расчету коэффициента запаса устойчивости при переводе рабочего органа в транспортное положение: a – с задней навеской; b – с боковой навеской

Для приведенных в качестве примера схем расположения рабочих органов коэффициент запаса устойчивости определяется по следующей формуле:

$$k_y = M_{в}^B / M_{опр}^B = G_{т} l_1 / G_{р.о} l_2. \quad (16.59)$$

При наличии противовеса его учитывают при расчете k_y .

Кроме того, для транспортного положения следует оценить проходимость с построением эпюры опорного давления.

Определение коэффициента запаса устойчивости при переводе рабочего органа в транспортное положение для машин с прицепным и полуприцепным рабочим оборудованием, как правило, не выполняется.

Определение угла поперечной статической устойчивости $\beta_{ст}$ для колесных тракторов можно выполнить по формуле

$$\beta_{ст} = \arctg (B_{к} / h_{м}), \quad (16.60)$$

где B_k – ширина колеи трактора;

h_m – высота расположения центра масс машины над поверхностью стояния машины.

16.7. Статические расчеты при транспортном перемещении машины и их особенности при разных схемах агрегатирования рабочего оборудования

При задней навеске рабочего оборудования рассматривается машина в момент ее разгона при движении на подъем. В этом расчетном положении учитываются сила давления ветра F_B , силы инерции $F_{ин}$, возникающие при разгоне машины, и силы тяжести G_T , $G_{п}$ и G_p . Расчетная схема приведена на рис. 16.17.

Как видно из рис. 16.17, увеличение α ведет к уменьшению M_B и к увеличению $M_{опр}$. Угол α , при котором $M_{опр} = M_B$, называется критическим углом. Для безопасной работы машины необходимо соблюдение условия

$$M_B = k_y M_{опр}. \quad (16.61)$$

Угол, при котором соблюдается условие (16.61), называется максимальным безопасным углом α_6 , или предельным углом уклона. Из уравнения (16.61) находят α_6 , приняв $k_y = 1,3$. Для схемы, приведенной на рис. 16.17, а, уравнение (16.61) после подстановки выражений M_B^B и $M_{опр}^B$ имеет вид

$$G_T \cos \alpha l_1 + G_{п} \cos \alpha l_{п} = 1,3 (F_{ин}^n h_1 + F_{ин}^T h_2 + F_{ин}^p h_3 + G_{п} \sin \alpha h_1 + G_T \sin \alpha h_2 + G_p \cos \alpha l_2 + G_p \sin \alpha h_3 + F_B H/2). \quad (16.62)$$

Уравнение (15.58) необходимо решить относительно α , что и даст искомый максимально допустимый угол. С этой целью приведем уравнение (16.62) к следующему виду:

$$\cos \alpha (G_T l_1 + G_{п} l_{п} - 1,3 G_p l_2) = 1,3 \sin \alpha (G_{п} h_1 + G_T h_2 + G_p h_3) + 1,3 (F_{ин}^n h_1 + F_{ин}^T h_2 + F_{ин}^p h_3 + F_B H/2). \quad (16.63)$$

Уравнение (16.63) решается так же, как и уравнение (15.65).

Значение $F_{ин}$ определяется по формуле

$$F_{ин} = G v_T / g t_p, \quad (16.64)$$

где G – сила тяжести рассматриваемого агрегата (при использовании массы формула имеет вид $F_{ин} = m v_T / t_p$);

v_T – транспортная скорость, до которой разгоняется машина, обычно принимаемая равной транспортной скорости на высшей передаче;
 t_p – время разгона машины до транспортной скорости. Для гусеничных машин $t_p = 3 \dots 4$, колесных – $6 \dots 8$ с.

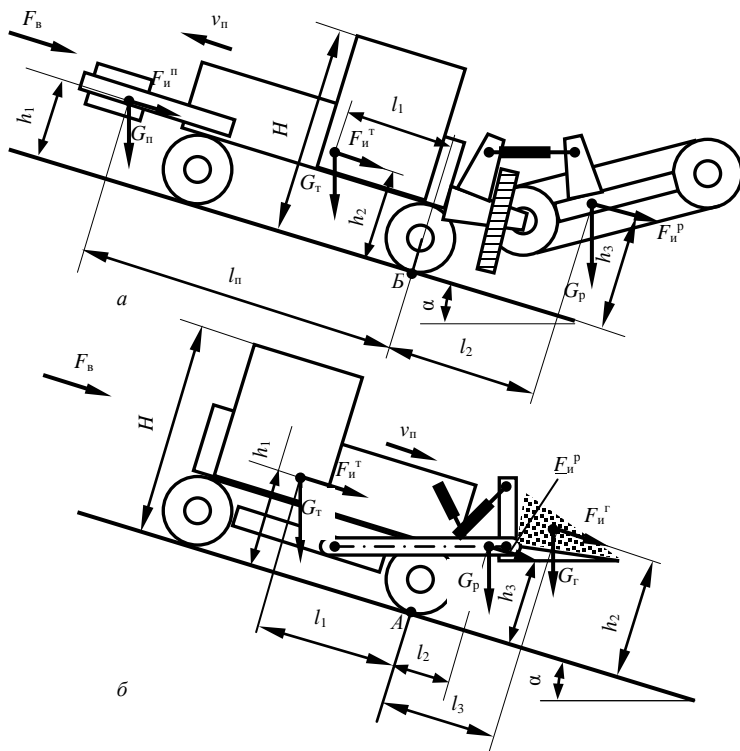


Рис. 16.17. Схема сил, действующих на машину при транспортном передвижении: *a* – с задней навеской рабочего органа; *б* – с передней навеской рабочего органа

Значение F_B определяется по формуле

$$F_B = p_B A_B, \quad (16.65)$$

где p_B – давление ветра, $p_B = 0,25$ кПа;

A_B – подветренная площадь.

Упрощенно можно считать для рассматриваемой схемы, что

$$A_B = B H k_{\text{сп}}, \quad (16.66)$$

где B и H – соответственно габариты машины по ширине и высоте;

$k_{\text{сп}}$ – коэффициент сплошности, учитывающий площадь, находящуюся под давлением ветра. Для машин $k_{\text{сп}} = 0,6 \dots 0,8$, для решетчатых конструкций – $0,4 \dots 0,6$.

В результате решения уравнения (16.63) относительно α получим два значения. За предельное принимается положительное значение, меньшее 90° . Аналогично находится безопасный угол и для машины с установленным спереди рабочим органом. При этом рассматривается торможение машины на спуске. Основное отличие заключается в том, что силы инерции $F_{\text{и}}$ возникают при торможении машины. Определяются $F_{\text{и}}$ следующим образом:

$$F_{\text{и}} = G v_{\text{т}} / g t_{\text{т}}, \quad (16.67)$$

где $t_{\text{т}}$ – время торможения. Для гусеничных машин $t_{\text{т}} = 1 \dots 2$, колесных $2 \dots 3$ с.

Для схемы, приведенной на рис. 16.17, б, после подстановки в уравнение (16.61) выражений $M_{\text{в}}^{\text{А}}$ и $M_{\text{опр}}^{\text{Б}}$ получим

$$G_{\text{т}} \cos \alpha l_1 = 1,3 (G_{\text{т}} \sin \alpha h_1 + G_{\text{т}} \sin \alpha h_2 + G_{\text{р}} \sin \alpha h_3 + G_{\text{р}} \cos \alpha l_2 + G_{\text{т}} \cos \alpha l_3 + F_{\text{в}} H / 2 + F_{\text{и}}^{\text{т}} h_1 + F_{\text{и}}^{\text{п}} h_3 + F_{\text{и}}^{\text{г}} h_2) \quad (16.68)$$

или

$$\cos \alpha (G_{\text{т}} l_1 - 1,3 G_{\text{р}} l_2 - 1,3 G_{\text{т}} l_3) = 1,3 \sin \alpha (G_{\text{т}} h_1 + G_{\text{т}} h_2 + G_{\text{р}} h_3) + 1,3 (F_{\text{в}} H / 2 + F_{\text{и}}^{\text{т}} h_1 + F_{\text{и}}^{\text{п}} h_3 + F_{\text{и}}^{\text{г}} h_2), \quad (16.69)$$

где $G_{\text{р}}$ – сила тяжести рабочего оборудования;

$G_{\text{т}}$ – сила тяжести груза, находящегося в рабочем органе.

Для машины с прицепным рабочим оборудованием восстанавливающий момент создает только сила тяжести тягача и, если имеется противовес, сила тяжести противовеса. опрокидывающий момент для тягача с противовесом определится следующим образом:

$$M_{\text{опр}}^{\text{Б}} = G_{\text{п}} \sin \alpha h_1 + G_{\text{т}} \sin \alpha h_2 + F_{\text{и}}^{\text{п}} h_1 + F_{\text{и}}^{\text{т}} h_2 + F_{\text{пр}} h_{\text{ш}} + F_{\text{в}} H / 2, \quad (16.70)$$

где $h_{\text{ш}}$ – высота прицепного шарнира.

Выражение для $F_{\text{пр}}$ получают так же, как и при тяговом расчете при транспортном передвижении при движении машины в гору, но с учетом силы инерции рабочего оборудования.

Определение безопасного угла для машин с полуприцепным рабочим оборудованием (рис. 16.18) выполняется с учетом реакций в шарнире $F_{\text{х}}$,

F_y . Их определяют так же, как и при тяговом расчете при транспортном передвижении, но с учетом силы инерции рабочего оборудования. При этом α считается неизвестным.

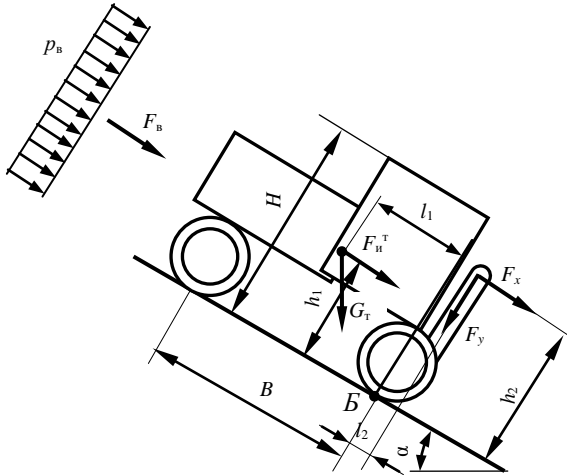


Рис. 16.18. Схема к определению максимального безопасного угла подъема машины с полуприцепным рабочим органом

Для схемы, приведенной на рис. 16.18,

$$M_B^B = G_T \cos \alpha l_1, \quad (16.71)$$

$$M_{\text{опр}}^B = F_v H / 2 + F_n^T h_1 + F_x h_2 + F_y l_2 + G_T \sin \alpha h_1. \quad (16.72)$$

При боковой навеске рабочего оборудования рассматривается движение с транспортной скоростью по косогору поперек уклона с поворотом при минимальном радиусе (рис. 16.19). Восстанавливающий и опрокидывающий моменты в этом случае создаются силами тяжести G_T , G_p , силой ветра F_v , силами инерции $F_{и}^T$ и $F_{и}^P$ (центробежными силами), возникающими при движении машины с поворотом.

Сила давления ветра определяется по формуле

$$F_v = p_v H L k_{\text{сп}}, \quad (16.73)$$

где L – габарит машины по длине.

Сила инерции определяется по формуле

$$F_{и} = m v_T^2 / r_{п}, \quad (16.74)$$

где v_t – транспортная скорость передвижения на высшей передаче;
 r_n – радиус поворота.

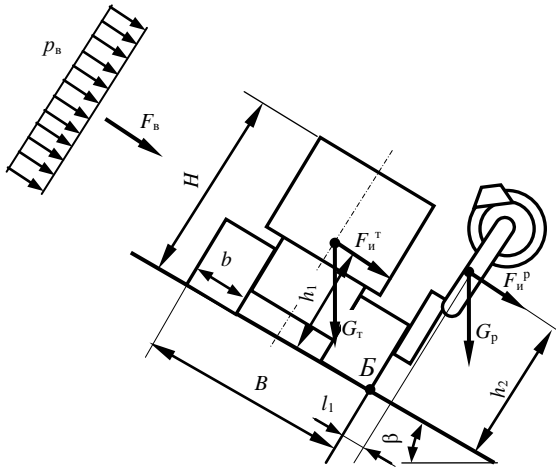


Рис. 16.19. Схема к определению максимального безопасного угла косогора

Если минимальный радиус поворота не указан в технической характеристике, то его ориентировочно можно определить по зависимости

$$r_n = (1,6...1,8) (B - b) / 2, \quad (16.75)$$

где B – ширина трактора по гусеницам;

b – ширина гусеницы.

Для колесных машин

$$r_n = r_{\min}, \quad (16.76)$$

где r_{\min} – минимальный радиус поворота, принимается по технической характеристике для середины колеи.

Применительно к схеме, изображенной на рис. 16.19, уравнения для расчета моментов имеют вид

$$M_B^B = G_T \cos \beta B / 2, \quad (16.77)$$

$$M_{\text{опр}}^B = G_T \sin \beta h_1 + G_P \sin \beta h_2 + G_P \cos \beta l_1 + F_n^T h_1 + F_n^P h_2 + F_B H / 2. \quad (16.78)$$

В уравнении (16.74) F_n^P вычисляется следующим образом:

$$F_n^P = m_p v_{p.o}^2 / r_{n,p}, \quad (16.79)$$

где $v_{p.o}$ – скорость движения рабочего органа;

$r_{п.р}$ – расчетный радиус поворота центра масс рабочего органа.

Значения скорости и радиуса определяются по следующим формулам:

$$v_{p.o} = v_T (l_1 + B - b / 2) / (B - b), \quad (16.80)$$

$$r_{п.р} = (1,4 \dots 1,8) (B - b / 2) + l_1. \quad (16.81)$$

Далее выражения (16.77) и (16.81) подставляются в уравнение (16.61).

Из полученного уравнения находят угол β для косогора. При симметричном расположении рабочего органа относительно продольной вертикальной плоскости симметрии $v_{p.o}$ принимается равной v_T , а $r_{п.р}$ – равным нулю.

Полученные значения α и β заносятся в рекомендации по эксплуатации машины как предельные безопасные углы с учетом результатов тяговых расчетов при транспортном передвижении.

При неудачно скомпонованной машине или больших силах инерции значения α и β могут быть очень малыми или даже иметь отрицательные значения, что свидетельствует о возможной опасности эксплуатации проектируемой машины. Кроме того, силы инерции при повороте машины могут приводить к ее заносу. В связи с этим необходимо принять меры по перекомпоновке машины или как минимум определить безопасную допустимую скорость транспортного передвижения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Амкодор. Каталог продукции. – Минск: Амкодор, 2006. – 78 с.
2. Артемьева, З. Н. Организация и технология дренажных работ / З. Н. Артемьева, Б. А. Елизаров, П. К. Лукашенко. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отделение, 1988. – 239 с.
3. Гарбузов, З. Е. Проектирование каналостроительных машин / З. Е. Гарбузов, В. И. Барановская. – М.: Машиностроение, 1984. – 136 с.
4. ГОСТ 26967–86 Гидромелиорация. Термины и определения. – Введ. 01.01.1987. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 6 с.
5. Гоберман, Л. А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин: учебник для техникумов / Л. А. Гоберман. – М.: Машиностроение, 1988. – 464 с.
6. Исаев, А. П. Гидравлика дождевальных машин / А. П. Исаев. – М.: Машиностроение, 1973. – 216 с.
7. Карташевич, А. Н. Мелиоративные машины. Курсовое и дипломное проектирование: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, Е. И. Мажугин. – Горки: БГСХА, 1997. – 161 с.
8. Курсовое и дипломное проектирование по мелиоративным машинам / В. Е. Ведяпин, В. В. Комиссаров, И. И. Мер [и др.]; под ред. И. И. Мера. – М.: Колос, 1978. – 175 с.
9. Лебедев, Б. М. Дождевальные машины / Б. М. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1977. – 244 с.
10. Мажугин, Е. И. Мелиоративные машины. Мелиоративные машины для строительства гидромелиоративных систем: курс лекций / Е. И. Мажугин, А. Л. Казаков. – Горки: БГСХА, 2015. – 140 с.
11. Мажугин, Е. И. Мелиоративные машины. Основы теории и расчета: учеб. пособие / Е. И. Мажугин, А. Н. Карташевич. – Горки: БГСХА, 2008. – 160 с.
12. Мажугин, Е. И. Мелиоративные машины: метод. указания по курсовому проектированию / Е. И. Мажугин. – Горки: БГСХА, 2010. – 80 с.
13. Мелиоративные экскаваторы непрерывного действия: альбом конструкций / Е. И. Мажугин, В. Д. Прудников, В. М. Горелько [и др.]; под ред. Е. И. Мажугина. – Горки: БГСХА, 2006. – 132 с.
14. Мажугин, Е. И. Многоковшовые цепные экскаваторы-дреноукладчики: метод. указания / Е. И. Мажугин. – Горки: БГСХА, 2010. – 40 с.
15. СТБ 1104–98 Полотно иглопробивное геотекстильное для транспортного строительства. Технические условия. – Введ. 01.01.1999. – Минск: Министерство строительства и архитектуры Республики Беларусь, 1998. – 16 с.
16. СТБ 1980–2009 Полотно нетканое мелиоративное. Технические условия. – Введ. 01.01.2010. – Минск: Госстандарт, 2009. – 10 с.
17. СТБ 2119–2010 Трубы полиэтиленовые гофрированные дренажные. Технические условия. – Введ. 01.01.2011. – Минск: Госстандарт, 2011. – 11 с.
18. СТБ 1030–2008 Полотно нетканое геотекстильное с семенами многолетних трав. Технические условия. – Введ. 01.07.2008. – Минск: Госстандарт, 2008. – 11 с.
19. ГОСТ 26333–84 Машины мелиоративные. Термины и определения:– Введ. 01.01.1986. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 4 с.
20. ГОСТ 12.2.111–85 Машины сельскохозяйственные навесные и прицепные. Общие требования безопасности. – Введ. 01.01.1987. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 11 с.
21. Мащенко, А. А. Энергонасыщенные машины в мелиорации / А. А. Мащенко; под ред. В. А. Скотникова. – Минск: Наука и техника, 1985. – 288 с.
22. Мелиоративные машины / Б. А. Васильев [и др.]; под ред. И. И. Мера. – М.: Колос, 1980. – 351 с.
23. Мелиорация: энцикл. справочник / редкол.: И. П. Шамякин (гл. ред.) [и др.]; под общ. ред. А. И. Мурашко. – Минск: Беларус. сов. энцикл., 1984. – 567 с.
24. Механизация полива: справочник / Б. Г. Штепа [и др.]. – М.: Агропромиздат, 1990. – 335 с.

25. Многоопорные дождевальные машины / С. Х. Гусейн-заде [и др.]; под ред. С. Х. Гусейн-заде. – М.: Колос, 1984. – 191 с.
26. Параев, А. Г. Шланговые дождеватели с перемещающимися аппаратами / А. Г. Параев, О. И. Пивкина, Н. М. Савескул // Гидротехника и мелиорация. – 1984. – № 11. – С. 45–47.
27. О государственной программе развития аграрного бизнеса в Республике Беларусь на 2016–2020 годы: постановление Совета Министров Респ. Беларусь № 920 от 23 марта 2016 г. // Нац. реестр правовых актов Респ. Беларусь. – 2016. – № 5/41842.
28. Система перспективных машин для реализации инновационных технологий проведения мелиоративных и культуртехнических работ на период до 2020 года: постановление Совета Министров Респ. Беларусь № 31-01/2882 от 04 июня 2015 г. // Нац. реестр правовых актов Респ. Беларусь. – 2015. – № 06/540-1(п. 1).
29. Румянцев, В. А. Новые конструкции траншейных экскаваторов / В. А. Румянцев, И. З. Фиглин, Л. М. Синдаловский. – М.: Машиностроение, 1969. – 128 с.
30. Сандигурский, Д. М. Механизация поливных работ / Д. М. Сандигурский, Н. А. Безроднов. – 2-е изд. – М.: Колос, 1983. – 288 с.
31. Сапунков, А. П. Механизация полива / А. П. Сапунков. – 2-е изд. – М.: Колос, 1994. – 303 с.
32. Сельскохозяйственные гидротехнические мелиорации / Г. И. Афанасик [и др.]; под ред. А. П. Лихацевича. – Минск: Тэхналогія, 2000. – 436 с.
33. Система машин для комплексной механизации мелиоративных работ на 2008–2015 годы: постановление НАН Беларуси, М-ва сельского хозяйства и продовольствия, М-ва промышленности Респ. Беларусь № 5/74/25 от 29 сентября 2008 г. – Минск, 2008. – 42 с.
34. Скотников, В. А. Мелиоративные машины для осушения болот: учеб. пособие для вузов / В. А. Скотников, А. А. Машенский, В. Т. Радкевич. – Минск: Вышэйш. шк., 1988. – 308 с.
35. Скотников, В. А. Мелиоративные машины для осушения болот: учеб. пособие для вузов / В. А. Скотников, В. Т. Радкевич, А. А. Машенский. – Минск: Вышэйш. шк., 1976. – 359 с.
36. Справочник по регулировкам мелиоративных машин / В. А. Скотников, А. А. Машенский, В. Н. Кондратьев [и др.]. – Минск: Ураджай, 1983. – 160 с.
37. Строительные машины: справочник: в 2 т. / А. В. Ранев, В. Ф. Карелин, А. В. Жаворонков [и др.]; под ред. Э. Н. Кузина. – М.: Машиностроение, 1991. – Т. 1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог. – 496 с.
38. Суриков, В. В. Роторные экскаваторы для сельскохозяйственных мелиораций / В. В. Суриков, Б. Г. Фарберман, В. М. Юрчук; под ред. В. В. Сурикова. – М.: Агропромиздат, 1987. – 343 с.
39. Шостак, Я. Е. Мелиоративные машины: учеб. пособие / Я. Е. Шостак, А. М. Горнак. – Минск: Вышэйш. шк., 1991. – 211 с.
40. Экскаваторы непрерывного действия / З. Е. Гарбузов [и др.]. – М.: Высш. шк., 1980. – 303 с.
41. Экскаватор-дреноукладчик ЭТЦ-203 / Руководство по эксплуатации ЭТЦ-203.00.00.000 РЭ. – Коханово: Кохановский экскаваторный завод, 2012. – 88 с.
42. Komplet recycling systems. Product Catalogue [Electronic resource]. – 2014. – Mode of access: www.komplet.it – Date of access: 06.06.2015.
43. PRIME TECH a brand of FAE group [Electronic resource]. – 2014. – Mode of access: www.prime-tech.com/info@prime-tech.com – Date of access: 06.06.2015.
44. SANME [Electronic resource]. – 2014. – Mode of access: www.sanmecrusher.com – Date of access: 06.06.2015.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Основные свойства грунтов

Показатели	Болотно-торфяной	Песок	Супесь	Суглинок	Глина	Тяжелая глина
Коэффициент разрыхления	1,2...1,3	1,08...1,17	1,1...1,2	1,14...1,28	1,24...1,3	1,26...1,32
Показатель плотности ДорНИИ (Суд)	1...5	1...4	3...12	5...10	14...19	13...24
Плотность, кг/м ³	600...1200	1500...1700	1500...1900	1600...1750	1800...1900	1900...2000
Коэффициент трения грунта о грунт	0,9...1,0	0,4...0,7	0,4...0,7	0,7...0,8	0,8...1,0	0,8...1,0
Коэффициент трения грунта о сталь	0,1...0,5	0,4...0,5	0,4...0,5	0,5...0,6	0,6...0,7	0,6...0,7

Приложение 2

Значения характеристик грунтов и величин, используемых при проектировании экскаваторов непрерывного действия

Показатели	Категория грунта				
	1	2	3	4	5...8
1	2	3	4	5	6
Плотность, т/м ³	1,4...1,9	1,6...2,0	1,7...2,1	1,8...2,2	1,9...2,6
Угол внутреннего трения, град	31...45	22...42	27...45	27...42	31...45
Коэффициент трения о сталь	0,4...0,5	0,4...0,5	0,5...0,7	0,5...0,7	–
Коэффициент удельного сопротивления копанью, кПа:					
ковшом и шнеком	110...160	160...270	210...390	370...670	600...3500
плугом и откособразователем	40...50	50...100	75...200	150...300	–
зачистным устройством	5...15	10...20	15...30	25...40	–
Коэффициент, учитывающий снижение удельного сопротивления копанью при черпании грунта	0,8...1,0	0,4...0,5	0,2...0,3	0,1...0,2	–
Коэффициент сопротивления передвижению:					
колесного хода	0,16...0,20	0,14...0,20	0,12...0,20	0,03...0,20	0,03...0,15
гусеничного хода	0,10...0,15	0,07...0,12	0,08...0,15	0,07...0,15	0,07...0,12

Приложение 4

Технические характеристики веерных дождевальных насадок

Тип насадки	Диаметр сопла, мм	Напор, м	Расход, л/с	Средняя интенсивность дождя, мм/мин	Средний диаметр капель, мм
С конусным дефлектором (круговая)	12	14	1,33	0,42	1,58
	14	15	1,61	0,30	0,91
С ложкообразным дефлектором (секторная)	7	10	0,29	0,30	1,37
		15	0,44	0,30	
		25	0,50	0,32	
		38	0,70	0,41	
С полусферическим отражателем типа «Кубань» (секторная)	6	20	0,39	0,44...0,60	0,9...1,1
	6,5	22	0,45		
	7	20	0,53		
	7,5	20	0,60		
Центробежная (круговая)	10	15	0,29	0,10	0,82

Приложение 5

Технические характеристики среднеструйных аппаратов

Показатели	«Роса-1»	«Роса-2»	«Роса-3», модернизированная	ДКШ-64	ДКН-80
Расход, л/с	0,5...1,25	1,0...3,4	2,5...9,5	1,0	4,0...5,0
Напор, м	20...50	20...50	20...60	35...60	40...60
Радиус действия по крайним каплям, м	13...21	15...28	23...40	18...19	25...27
Средняя интенсивность дождя (без перекрытия), мм/мин	0,05	0,08	0,08...0,15	0,05...0,06	0,12...0,13
Частота вращения, об/мин	0,25...0,5	0,25...0,5	0,25...1,0	0,5...0,75	0,5...1,0
Диаметр сопл, мм: основного вспомогательного	6; 7; 8 –	5; 7; 8; 9 4 и 7	10; 12; 14; 18 4 и 7	7 3	14; 18 –
Схема работы	По кругу	По кругу	По кругу или по сектору	По кругу	По кругу

**Технические характеристики аппаратов
дождевальной машины «Фрегат»**

Показатели	Типоразмер аппарата				
	Первый	Второй	Третий	Четвер- тый	Концевой
Расход, л/с	0,09...0,57	0,82...1,0	0,82...1,0	2,16...3,9	2,8...5,8
Напор, м	14...35	18...42	18...50	30...50	25...50
Радиус действия по крайним каплям, м	11...13	13...17	16...24	20...30	25...30
Средняя интенсив- ность дождя (без перекрытия), мм/мин	0,09...0,07	0,04...0,06	0,06...0,09	0,08...0,1	0,26
Частота вращения, об/мин	0,75...1,0	0,25...0,5	0,25...0,5	0,25...0,5	0,25...0,5
Диаметр сопл, мм: основного	2,8; 3,2	3,6; 3,9; 4,3; 4,8;	5,6; 6,0; 7,1; 7,9;	9,5; 10,3; 11,1; 11,9	12,7; 13,5 14,3; 15,9
вспомогательного	–	5,1; 5,6 2,4; 3,2	8,0; 9,5 4,3; 4,8; 5,6	5,6	6,3
Схема работы	По кругу	По кругу	По кругу	По кругу	По кругу или по сектору

Технические характеристики дальнеструйных аппаратов типа ДД

Показатели	ДД-15	ДД-30	ДД-50	ДД-80
Расход, л/с	5...15	15...30	38...55	55...85
Напор, м	50...60	50...60	50...70	50...70
Радиус действия по крайним каплям, м	35...50	40...60	44...70	57...80
Средняя интенсив- ность дождя (без перекрытия), мм/мин	0,07...0,11	0,11...0,12	0,2...0,3	0,2...0,24
Частота вращения, об/мин	0,15...0,2	0,15...0,2	0,2	0,2
Диаметр сопл, мм: основного	16; 22; 26	26; 30; 34	32; 36; 40	40; 46; 52
вспомогательного	–	–	16	16
Схема работы	По кругу или по сектору			

**Технические характеристики дальнеструйных
дождевальных машин**

Показатели	ДДН-70 (на ДТ-75)	ДДН-100 (на Т-150М)	ДДН-100 (на ДТ-75М)	ДДН-100 (на Т-4А)
Расход, л/с	65	115	85	100
Напор, м	52	65	65	67
Радиус действия по крайним каплям, м	69,5	85	75	85
Средняя интенсив- ность дождя, мм/мин	0,22...0,33	0,31...0,38	0,30...0,34	0,4
Частота вращения, об/мин	0,2	0,2	0,2	0,2
Диаметр сопл, мм: основного	56; 58; 60; 65	54	56; 58; 64	56; 58; 64
вспомогательного	–	–	20	20
Схема работы	По кругу или по сектору			

Технические характеристики шланговых дождевателей

Показатели	ДШ-32 «Агрос»	ДШ-75 «Агрос»	УД-2500	ДШ-10	ДШ-30
Расход, л/с	0,6...1,0	5...6	До 13,9	8,9×2	30
Напор на входе в машину, м	40...60	50...70	До 120	80	50
Ширина захвата с перекрытием, м	20...25	50...60	До 90	50	80
Длина орошаемой полосы, м	110	250	400	250×2	–
Диаметр шланга, мм	32	75	90	75	–
Скорость рабочего перемещения дожде- вального аппарата, м/ч	–	–	До 150	5...15,6	–
Слой осадков за про- ход, мм	20...60	20...60	–	39,1...93,4	–
Масса без воды, кг	165	2000	–	1990	–

Характеристики насосных станций

Марка станции	Подача, л/с	Напор, м
УН-1,5/70	1,2...1,8	50...40
УНЭ-5/70	5	60...70
УНН-5/70	5	60...70
СНП-5/70	4...6	76...60
СНП-7/70	7	70
УНН-15/70	10...15	70...60
УНЭ-15/70	10...15	70...60
СНП-15/60	8...16	63...55
СНП-25/50А	25	60
СНП-25/60	20...30	60...50
СНПЭ-25/60	20...30	60...50
СНП-25/70	20...30	70...60
СНПЭ-40/65	40...50	65...55
СНП-50/40	50...60	45...42
СНП-50/80	30...140	80...25
СНПЭ-100/100	100	100
ДНУ-100/75	70...144	78...60
СНП-100/80	70...130	92...52
СНП-120/30	80...175	39...23
СНП-240/30	160...340	28...18
СНП-500/10В	500	10
СНПЭ-500/10В	500	10
СНП-500/14	500	14
СНП-300/7	210...330	9...5

СОДЕРЖАНИЕ

Раздел 2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН.....	3
7. ОБЩАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН.....	3
8. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ МНОГОКОВШОВЫХ И СКРЕБКОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ И ДРЕНУОКЛАДЧИКОВ.....	6
8.1. Виды копающих, транспортирующих и копающе-транспортирующих элементов.....	6
8.2. Основные определения и кинематические соотношения.....	8
8.3. Определение основных параметров многоковшовых цепных экскаваторов.....	10
8.4. Особенности расчета параметров скребковых рабочих органов.....	18
8.5. Выбор параметров шнека.....	21
8.6. Определение мощности на привод рабочего органа ЭТЦ.....	22
8.7. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование.....	27
9. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МНОГОКОВШОВЫХ РОТОРНЫХ И ШНЕКОРОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ.....	31
9.1. Основные определения. Форма и размеры стружки, срезаемой ковшами ротора.....	31
9.2. Определение основных параметров ротора.....	33
9.3. Расчет основных параметров шнекового откосообразователя.....	39
9.4. Особенности расчета параметров шнекороторного рабочего органа для прокладки каналов параболического сечения.....	42
9.5. Расчет мощности на привод рабочего органа.....	45
9.6. Определение сил, действующих на рабочее оборудование.....	50
9.7. Определение мощности на передвижение шнекороторного экскаватора.....	53
10. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДВУХРОТОРНЫХ И ДВУХФРЕЗЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ-КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ.....	54
10.1. Основные кинематические соотношения каналокопателей.....	54
10.2. Расчет основных параметров двухфрезерных каналокопателей.....	54
10.3. Особенности расчета параметров двухфрезерных каналокопателей для прокладки каналов параболического сечения.....	61
10.4. Расчет основных параметров двухроторных каналокопателей.....	63
10.5. Определение мощности на привод рабочих органов двухроторных и двухфрезерных каналокопателей.....	67
10.6. Особенности определения суммарных реакций, действующих на рабочие органы двухфрезерных и двухроторных каналокопателей.....	71
11. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ОРГАНА ПЛУЖНО-ФРЕЗЕРНОГО КАНАЛОКОПАТЕЛЯ.....	73
11.1. Особенности выбора параметров и расчета фрезы.....	73
11.2. Особенности расчета баланса мощности и сил, действующих на рабочий орган.....	75
12. РАСЧЕТ ДРЕНАЖНО-КРотовых МАШИН И БЕСТРАНШЕЙНЫХ ДРЕНУОКЛАДЧИКОВ.....	78
12.1. Выбор основных параметров.....	78
12.2. Определение усилий, действующих на рабочее оборудование.....	79
13. РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ ОЧИСТКИ ЗЕМЕЛЬ ОТ ДРЕВЕСНО- КУСТАРНИКОВОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТИ.....	82
13.1. Выбор основных параметров рабочих органов кусторезов.....	82
13.2. Выбор основных параметров корчевателей, корчевателей-собираателей и кустарниковых грабель. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование. Подбор базовой машины.....	84
14. РАСЧЕТ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН.....	90
14.1. Обоснование основных параметров дождевальных машин.....	90
14.2. Расчет технологических параметров.....	101
14.3. Особенности гидравлических расчетов.....	103

14.4. Расчет сопротивлений передвижению	109
14.5. Расчет мощностей на передвижение и на привод насоса	111
14.6. Расчет деталей на прочность	113
15. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН	115
15.1. Задачи тяговых расчетов	115
15.2. Общая методика выполнения тяговых расчетов	117
15.3. Последовательность определения суммарного тягового сопротивления	122
15.4. Тяговые расчеты при транспортном передвижении	129
16. СТАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН	136
16.1. Задачи и общая методика статических расчетов	136
16.2. Определение коэффициентов запаса устойчивости в вертикальных плоскостях ..	139
16.3. Проходимость машин. Факторы, влияющие на проходимость. Способы повышения проходимости. Расчет проходимости	145
16.4. Расчет параметров противовеса	150
16.5. Определение коэффициента запаса устойчивости в горизонтальной плоскости	152
16.6. Определение коэффициента запаса устойчивости при переводе рабочего органа в транспортное положение	156
16.7. Статические расчеты при транспортном перемещении машины и их особенности при разных схемах агрегатирования рабочего оборудования	157
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	163
ПРИЛОЖЕНИЯ	165