

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, А. Н. Карташевич

# **МЕЛИОРАТИВНЫЕ МАШИНЫ. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
по образованию в области сельского хозяйства в качестве  
учебно-методического пособия для студентов учреждений  
высшего образования, обучающихся по специальности  
1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных  
и водохозяйственных работ*

Горки  
БГСХА  
2019

УДК 631.311(075.8)

ББК 40.723

М13

*Рекомендовано методической комиссией факультета  
механизации сельского хозяйства 23.01.2018 (протокол № 5)  
и Научно-методическим советом БГСХА 27.02.2018 (протокол № 6)*

Авторы:

кандидат технических наук, доцент *Е. И. Мажугин*;  
кандидат технических наук, доцент *А. Л. Казаков*;  
доктор технических наук, профессор *А. Н. Карташевич*

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент *В. А. Дремук*;  
кандидат технических наук *Э. В. Дыба*

**Мажугин, Е. И.**

М13 Мелиоративные машины. Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие / Е. И. Мажугин, А. Л. Казаков, А. Н. Карташевич. – Горки : БГСХА, 2019. – 292 с.  
ISBN 978-985-467-891-7

Приведены определения мелиоративных машин. Изложены методы расчета основных параметров, потребной мощности, сил, действующих на машину, прочностных, тяговых и статических расчетов наиболее характерных мелиоративных машин. Имеется приложение со справочными материалами.

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

УДК 631.311(075.8)

ББК 40.723

**ISBN 978-985-467-891-7**

© УО «Белорусская государственная  
сельскохозяйственная академия», 2019

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

<p> <b>ВОМ</b> – вал отбора мощности  <b>КПД</b> – коэффициент полезного действия  <b>НУ</b> – навесное устройство трактора  <b>ТСУ</b> – тягово-сцепное устройство  <math>\Pi_t</math> – техническая производительность, м<sup>3</sup>/ч и м<sup>3</sup>/с  <math>A_k</math> – площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>  <math>A_{\text{кав}}</math> – площадь поперечного сечения кавальера, м<sup>2</sup>  <math>A_n</math> – площадь поперечного сечения снимаемых наносов, м<sup>2</sup>  <math>A_c</math> – площадь поперечного сечения снимаемых наносов сегментной формы или площадь поперечного сечения снимаемой стружки наносов, м<sup>2</sup>  <math>A_{\text{уч}}</math> – площадь орошаемого участка, га  <math>B_3</math> – конструктивная ширина захвата, м  <math>b_d</math> – ширина канала по дну, м  <math>b_c</math> – ширина скребка, м  <math>C</math> – подача на скребок или на ковш, м  <math>C_{\text{уд}}</math> – число ударов динамического плетномера (ударника ДорНИИ), шт.  <math>D</math> – диаметр кожуха фрезы, максимальный диаметр шнека шнекороторного рабочего органа каналокопателя, м  <math>D_n</math> – диаметр вала шнека м  <math>D_m</math> – диаметр метателя, м  <math>D_p</math> – диаметр ротора косилки по концам ножей, м  <math>D_{\phi}</math> – диаметр фрезы по концам ножей-лопаток, м  <math>D_{\text{max}}</math> – максимальный диаметр конического шнека каналоочистителя, м  <math>D_{\text{min}}</math> – минимальный диаметр конического шнека каналоочистителя, м  <math>F_{\text{зат}}</math> – сила, затягивающая шнек каналоочистителя в наносы, кН  <math>F_k</math> – сила, препятствующая копанию, кН  <math>F_{\text{окр}}</math> – окружная сила, кН  <math>F_{\text{пр}}</math> – сила, действующая на тягач со стороны сцепного рабочего оборудования, кН  <math>F_{\text{раз}}</math> – сила, препятствующая разгону грунта, кН  <math>F_c</math> – тяговое суммарное сопротивление машины, кН  <math>F_T</math> – необходимая сила тяги, кН         </p>	<p> <math>F_{\text{тр}}</math> – сила трения, кН  <math>F_T^{\text{сч}}</math> – сила тяги по сцеплению, кН  <math>F_{\text{ц.б}}</math> – центробежная сила, кН  <math>F_{\text{ч}}</math> – сила, препятствующая черпанию грунта, кН  <math>F_{\text{шн}}</math> – окружная сила на шнеке, кН  <math>F_s</math> – сила сопротивления перемещению ходового устройства, кН  <math>f_0</math> – коэффициент сопротивления передвижению ходового устройства  <math>f_1</math> – коэффициент трения стали о грунт  <math>f_2</math> – коэффициент трения грунта о грунт  <math>f_{\text{оч}}</math> – удельное сопротивление сдвиганию грунта в ковше, кН/м  <math>G_m</math> – сила тяжести машины, кН  <math>G_T</math> – сила тяжести базовой машины (трактора), кН  <math>H_k</math> – глубина канала, м  <math>H_{\text{кав}}</math> – высота кавальера, м  <math>H_n</math> – расчетная высота подъема грунта, м  <math>H_0</math> – расчетная высота подъема грунта над дневной поверхностью, м  <math>h_k</math> – расчетная высота ковша, м  <math>h_n</math> – толщина снимаемых наносов, м  <math>h_p</math> – высота режущей части ножа косилки, м  <math>h_c</math> – высота скребка, м  <math>K_d</math> – коэффициент динамичности  <math>K_3</math> – коэффициент запаса мощности  <math>K_{\phi}</math> – коэффициент формы ковша  <math>k_n</math> – коэффициент наполнения  <math>k_p</math> – коэффициент разрыхления грунта  <math>k_y</math> – удельное сопротивление резанию наносов кожухом, кН/м  <math>k_1</math> – коэффициент удельного сопротивления грунта копанию, кПа  <math>L_T</math> – теоретическая длина шнека, м  <math>L_{\text{шл}}</math> – длина шланга, м  <math>L_d</math> – длина дуги срезаемых наносов, м  <math>L_n</math> – длина ножа роторной косилки, м  <math>L_p</math> – длина рабочей части шнека, м  <math>L_c</math> – длина снимаемой стружки, м  <math>l_n</math> – длина режущей части ножа-лопатки, м  <math>l_{\text{от}}</math> – длина откоса, м  <math>l_{\text{отб}}</math> – дальность отбрасывания наносов, м         </p>
-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

- $l_n$  – величина перекрытия траекторий концов ножей роторной косилки, м  
 $m$  – коэффициент заложения откоса канала, модуль зубчатой передачи  
 $m_{p.o}$  – масса рабочего органа, т  
 $N_{p.o}$  – число роторов косилки, шт.  
 $n$  – частота вращения,  $c^{-1}$   
 $n_{шн}$  – частота вращения шнека,  $c^{-1}$   
 $P_B$  – мощность базовой машины, кВт  
 $P_{дв}$  – номинальная мощность двигателя, кВт  
 $P_{p.o}^{пр}$  – мощность на привод рабочего органа, приведенная к валу двигателя, кВт  
 $P_{пер}^{пр}$  – мощность на передвижение машины, приведенная к валу двигателя, кВт  
 $P_{всп}^{пр}$  – мощность на привод вспомогательных механизмов машины, приведенная к валу двигателя, кВт  
 $P_K$  – мощность на копание грунта, кВт  
 $P_{оч}$  – мощность на очистку ковшей от налипающего грунта, кВт  
 $P_{от}$  – мощность на привод устройства, отбрасывающего в отвал грунт, кВт  
 $P_n$  – мощность на подъем грунта к месту выгрузки, кВт  
 $P_p$  – мощность на разгон грунта, кВт  
 $P_{пр}$  – мощность на преодоление сил трения, кВт  
 $P_{уд}$  – удельная мощность, кВт  
 $P_ч$  – мощность на черпание грунта, кВт  
 $Q_c$  – расход воды через сопла дренапро-мывочной головки,  $m^3/c$   
 $Q_n$  – подача насоса,  $m^3/c$   
 $R$  – радиус фрезы или ротора, м  
 $R_r$  – нормальная реакция со стороны грунта на движитель, кН  
 $R_k$  – радиус днища ковша, м  
 $R_{оп}$  – опорная реакция кожуха, кН  
 $r_{кр}$  – радиус кривошипа, м  
 $S$  – шаг шнека, м  
 $S_n$  – шаг ножей сегментной косилки, м  
 $S_{пн}$  – шаг пальцев сегментной косилки, м  
 $S_x$  – величина хода ножей сегментной косилки, м  
 $T$  – подача на оборот ротора, м  
 $T_K$  – шаг ковшей, м  
 $T_c$  – шаг скребков, м  
 $T_p$  – расчетный момент, Н·м  
 $t_n$  – шаг цепи, м  
 $V_K$  – геометрическая вместимость (объем) ковша,  $m^3$   
 $V_c$  – теоретический объем межскребкового пространства,  $m^3$   
 $v_n$  – скорость ножа сегментной косилки, м/с  
 $v_{окр}$  – окружная скорость, м/с  
 $v_n$  – скорость рабочего передвижения, м/с  
 $v_p$  – окружная скорость шнека, м/с  
 $v_n$  – скорость цепи, м/с  
 $z_n$  – число ножей на роторе (фрезе), шт.  
 $z_p$  – частота разгрузок,  $c^{-1}$   
 $z_c$  – частота ссылок,  $c^{-1}$   
 $\alpha$  – продольный угол уклона местности, град  
 $\alpha_3$  – угол заострения ножа косилки, град  
 $\alpha_k$  – угол контакта, град, рад  
 $\alpha_n$  – угол отклонения ножа-лопатки или лопатки от радиального направления, град  
 $\alpha_n$  – угол подъема винтовой линии шнека, град  
 $\gamma_3$  – задний угол режущего элемента, град  
 $\delta_c$  – толщина снимаемой стружки наносов, толщина сегмента косилки, м  
 $\varepsilon$  – коэффициент соотношения между касательной и нормальной составляющими силы на копание грунта  
 $\eta_{от}$  – КПД отбрасывающего грунт устройства  
 $\eta_p$  – КПД рабочего органа  
 $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии  
 $\lambda$  – угол наклона откоса канала к горизонту, град  
 $\rho$  – плотность грунта,  $t/m^3$   
 $\rho_v$  – плотность воды,  $t/m^3$   
 $\varphi_{сц}$  – коэффициент сцепления движителя с грунтом  
 $\varphi_r$  – угол естественного откоса грунта, град  
 $\varphi_c$  – угол трения грунта о сталь или стали о стель растительности, град  
 $\omega$  – угловая скорость, рад/с

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебная дисциплина «Мелиоративные машины» при подготовке инженера по техническому обеспечению мелиоративных и водохозяйственных работ является решающей в изучении конструкций и методик расчетов этих специализированных машин.

Данная дисциплина базируется на ранее изучаемых дисциплинах: теоретическая механика, теория механизмов и машин, механика материалов, детали машин и основы конструирования, подъемно-транспортные машины и оборудование, гидравлика и гидропривод, тракторы и автомобили, машины для земляных работ, сельскохозяйственная мелиорация и др. В свою очередь, полученные знания и умения используются при изучении технической эксплуатации и ремонта мелиоративных и строительных машин, охраны труда, технологии и организации мелиоративного и водохозяйственного строительства, экономики мелиоративного и водохозяйственного строительства.

Образовательным стандартом предусмотрено умение предложить новую конструкцию мелиоративной машины или модернизировать существующую и обосновать предложенную конструкцию соответствующими расчетами. Практические навыки проектирования должны приобретаться при выполнении курсовых и дипломного проектов, однако в действующем учебном плане не предусмотрено выполнение курсового проекта по большой группе ремонтно-эксплуатационных машин, что сужает тематику дипломного проектирования. Поэтому в настоящем пособии приведена не только методика расчетов мелиоративных машин, но и изложены методы расчета ремонтно-эксплуатационных машин, а также некоторых мелиоративных машин, расчет которых не предусмотрен действующими программами, но может быть выполнен при дипломном проектировании.

С учетом потребностей проектирования авторы исключили ряд промежуточных выкладок, важных при рассмотрении теории, но не существенных при выполнении расчетов машин конкретных конструкций.

Целью данного пособия является расширение возможной тематики курсового и дипломного проектирования и облегчение выполнения расчетов при выполнении проектов, предусматривающих проектирование или модернизацию мелиоративных и близких к ним машин.

## ВВЕДЕНИЕ

В современном сельскохозяйственном производстве требуется выполнение различных мелиоративных мероприятий, строительство мелиоративных объектов и сооружений. Работы эти, как правило, являются трудоемкими и дорогостоящими и выполняются с применением большого количества общестроительных и специальных мелиоративных машин.

Мелиорация представляет собой важный фактор интенсификации сельскохозяйственного производства и научно-технического прогресса в сельском хозяйстве.

Основной целью сельскохозяйственной мелиорации является создание оптимальных условий для производства продукции сельского хозяйства, и в первую очередь продукции растениеводства.

Близким понятием к мелиорации является природообустройство. Однако работы, выполняемые при природообустройстве, как и при мелиорации, нередко могут быть выполнены только при помощи специальных машин, называемых мелиоративными машинами.

В соответствии с ГОСТ 26333–84 «Машины мелиоративные. Термины и определения» [12] *мелиоративной машиной* называется машина, предназначенная для выполнения технических операций, направленных на коренное улучшение земель.

Коренное улучшение земель, в отличие от ежегодной вспашки, боронования перед посевом, текущей планировки поля, характеризуется длительностью воздействия.

*Характерными признаками мелиоративной машины* являются: узкая специализация рабочих органов для выполнения одного технологического процесса, состоящего из одной или нескольких отдельных операций, выполняемых в мелиорации; тесная связь формы и расположения рабочего органа с видом и профилем разрабатываемого сооружения; возможность изменения профиля сооружения путем изменения положения рабочего органа; использование, как правило, только на мелиоративных работах или работах, подобных им; в большинстве случаев однопроходность, т. е. получение за один проход законченного сооружения или процесса; преимущественно непрерывность действия и нередко повышенная проходимость.

Применение мелиоративных машин связано с определенными *особенностями выполняемых ими работ* – это большое разнообразие

почвенно-грунтовых условий, преимущественно линейно-протяженный характер работ, обуславливающий их расщепленность, значительное разнообразие профилей строящихся сооружений, работа на грунтах с низкой несущей способностью, часто встречающаяся необходимость перемещения по участкам с большими уклонами, работа на площадях с наличием древесно-кустарниковой растительности, камней и древесных остатков, как поверхностных, так и погребенных. Эти особенности работ требуют применения специальных машин, однако в настоящее время состояние механизации водохозяйственного строительства, будучи на достаточно высоком уровне, достигается в основном за счет применения общестроительных машин, что говорит о необходимости дальнейшего совершенствования конструкций и развития производства мелиоративных машин.

Изложенные методы расчетов могут быть достаточно легко адаптированы к расчетам конструктивно близких дорожных и дорожно-эксплуатационных машин и машин для земляных работ, а также для некоторых сельскохозяйственных машин.

Последовательность изложения, требования к оформлению и содержанию дипломных проектов изложены в публикации [3].

Пользуясь настоящим изданием, следует иметь в виду, что входящие в формулы величины, как правило, имеют размерности, соответствующие Международной системе единиц. В таких случаях размерности величин в формулах и пояснениях к ним не указываются. Не указаны также размерности и принятые обозначения величин, если они были приведены в тексте ранее. С учетом диапазона возможных в данной области значений для ряда величин в основном используются производные размерности. Так, для массы может использоваться размерность тонна, для давления и удельного сопротивления грунта копанию – килопаскаль, для плотности – тонна, деленная на кубический метр, для мощности – киловатт, для силы – килоньютон, для длины – миллиметр, для интенсивности дождя – миллиметры 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 копание грунта в ряде литературных источников используется одна из важнейших характеристик грунта – энергоемкость копания, измеряемая в килоньютонах-метрах на кубический метр. Авторами используется аналогичная, но, по нашему мнению, более удобная величина – коэффициент

удельного сопротивления грунта копанию, в некоторых изданиях измеряемый в ньютонах на квадратный сантиметр или килоньютонах на квадратный метр. В данном учебном пособии используется размерность килопаскаль.

## **1. ОБЩАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

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.

В задании на проектирование, как правило, указываются условия, для которых проектируется машина, и требования к выполняемым работам. Иногда задается ее техническая производительность и тип или марка базовой машины. Условия работы (свойства грунтов, уклон местности, характеристика обрабатываемой среды, сила ветра и др.) и требования к выполняемым работам (размеры поперечного сечения траншеи или канала, диаметр дренажных труб, порода и толщина срезаемых деревьев, глубина залегания и размер камней, размеры искусственно орошаемого участка и т. д.), а также производительность в основном определяют параметры машины в целом. При дипломном проектировании большинство исходных данных принимаются автором проекта, т. е. дипломником, на основе анализа условий работы машины и потребностей производства.

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

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 машиной 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.

Для осуществления рабочего процесса машиной с пассивным рабочим органом достаточно перевести его в рабочее положение и обеспечить перемещение машины. При этом она должна преодолевать возникающие сопротивления.

Расчет для всех машин, осуществляющих рабочий процесс, выполняют исходя из того, что машина подвержена воздействию максимальных сопротивлений при постоянной скорости передвижения и движении в гору с уклоном  $10^\circ$ . Методика составления тягового баланса и баланса мощности изложена в разделе «Тяговые расчеты».

При расчете ремонтно-эксплуатационных машин уклон подъема при выполнении рабочего процесса принимается равным  $5^\circ$ .

Нагрузки, действующие на элементы мелиоративных машин, по характеру действия делятся на постоянные, или статические, и переменные, или динамические. Статические нагрузки не изменяются с течением времени или изменяются очень медленно, тогда как динамические имеют колебательный характер.

С достаточной полнотой методика динамического расчета мелиоративных и близких к ним машин изложена в работах [2, 14, 28].

Следует отметить, что для машин циклического действия, таких как одноковшовые экскаваторы и каналочистители, переменность нагрузки имеет существенное значение и ее целесообразно учитывать при выполнении расчетов.

Экскаваторы непрерывного действия, косилки и некоторые другие машины во время осуществления рабочего процесса подвергаются циклическим нагрузкам. Для таких машин расчеты с достаточной точностью могут выполняться с использованием некоторых усредненных значений.

Однако большинство мелиоративных машин работает в установленном режиме и, несмотря на имеющиеся колебания значений внешних сил, использование динамических расчетов при проектировании рабочих органов и подборе базовых машин можно считать неактуальным.

## 2. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ МНОГОКОВШОВЫХ И СКРЕБКОВЫХ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ И ЭКСКАВАТОРОВ-ДРЕНОУКЛАДЧИКОВ

### 2.1. Виды копающих, транспортирующих и копающе-транспортирующих элементов

На цепных траншеекопателях и экскаваторах-дреноукладчиках для отделения грунта и перемещения его на поверхность применяются ковши или скребки, которые обычно крепятся к замкнутой пластинчатой одно- или двухрядной цепи.

Ковши применяются с гладкой режущей кромкой или с зубьями, которые вставляются в гнезда (скобы или державки), имеющиеся в передней части ковша. 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.

Скребковые 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.

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 режуще-транспортирующие блоки, состоящие из режущей и транспортирующей частей, например копающе-транспортирующие блоки экскаваторов-траншеекопателей типа ЭТЦ-252. У них грунт, взрыхленный зубьями предыдущего блока (скребка), перемещается вверх транспортирующей частью последующего.

### 2.2. Определение основных параметров многоковшовых цепных экскаваторов

Одним из основных параметров является *угол наклона рабочей ветви ковшовой цепи* к дневной поверхности  $\alpha_{p.о.}$ , который также

называют углом наклона рабочего органа к горизонту. При максимальной глубине траншеи угол  $\alpha_{p.o}$  принимается равным  $48...60^\circ$ , при минимальной глубине – не менее  $15^\circ$  [14].

Усилие копания, энергоемкость и надежность во многом зависят от геометрических параметров режущих кромок (рис. 2.1). **Задний угол**  $\delta_3$  принимается равным  $7...8^\circ$ , угол заострения  $\delta_2 - 25...30^\circ$ . При меньших значениях угла  $\delta_2$  снижается усилие резания, но снижается и прочность кромки.

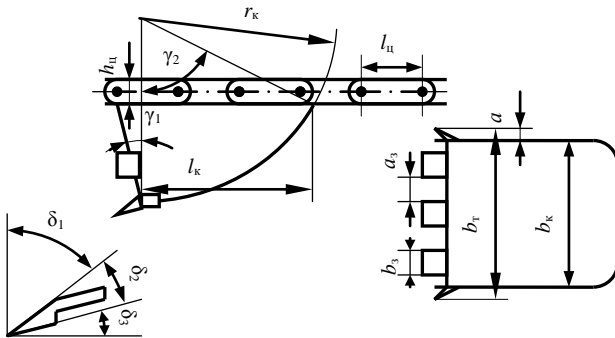


Рис. 2.1. Обозначения основных размеров ковша и цепи

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

$$b_k = b_t - 2a, \quad (2.1)$$

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

Если ширина траншеи более одного метра, то ковши могут ставиться в два ряда в шахматном порядке и крепиться к трем ковшовым цепям.

С целью обеспечения легкоъемности зубья обычно имеют пирамидальный хвостовик, которым они вставляются в карманы (скобы, гнезда или державки), приваренные к тыльной стороне ковша в передней его части, называемой корпусом или аркой. Ширина зуба  $b_z$  принимается приблизительно равной  $(0,10...0,15)b_k$ , но обычно не более 70 мм. Например, у экскаватора-дренукладчика типа ЭТЦ-202, прокладывающего траншею шириной 0,5 м и имеющего указанную ширину корпуса ковша 430 мм, ширина зуба равна 45 мм. Ориентировочно длину выступающей из державки части зуба предварительно можно принять равной 1,2 ширины зуба.

Для достижения деблокированного копания зубья последующих ковшей смещены в сторону по отношению к зубьям предыдущих.

У экскаваторов-дреноукладчиков, имеющих такой рабочий орган, как у ЭТЦ-202, ковши снабжены шестью и пятью зубьями, считая два боковых. Ковши ставятся поочередно, т. е. после ковша с пятью зубьями ставится ковш с шестью и т. д. В связи с этим на ковшовой цепи обычно устанавливается четное число ковшей.

Для примера на рис. 2.2 показана схема расстановки зубьев на ковше, оснащенный шестью зубьями.

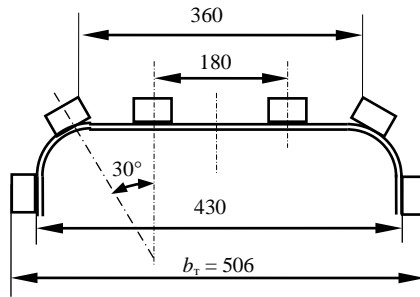


Рис. 2.2. Схема расположения зубьев на ковше экскаватора-дреноукладчика типа ЭТЦ-202

На ковше с пятью зубьями центральный зуб ставится посередине ковша, а остальные – так же, как и на рис. 2.2.

Благодаря такому расположению зубьев и скалыванию грунта, забой траншеи разрабатывается более-менее равномерно при минимальном блокированном копании грунта зубьями ковшей.

Типичная форма зуба без технологических скруглений и уклонов показана на рис. 2.3.

Боковые плоскости рабочей части зуба для уменьшения сил трения скошены к тыльной части на  $5...7^\circ$ . Длина рабочей части принимается близкой ширине зуба, а его толщина определяется при прочностных расчетах. У экскаваторов-дреноукладчиков типа ЭТЦ-202 максимальная толщина зуба  $15...16$  мм.

Уклоны поверхностей и радиусы сопряжений и скруглений принимаются в зависимости от способа изготовления зуба по технологическим требованиям отливок или поковок. У экскаваторов типа ЭТЦ-202 зубья выковываются из стали 65Г с последующей закалкой, предусматривающей постепенное снижение твердости к задней части.

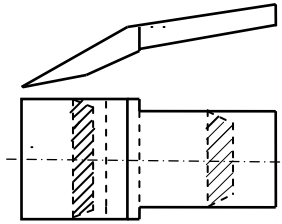


Рис. 2.3. Типичная форма зуба ковша траншейного цепного экскаватора

Чтобы обеспечить наибольший коэффициент наполнения ковша, угол  $\gamma_1$ , как следует из рис. 2.4, должен рассчитываться по формуле

$$\gamma_1 = \varphi_r - (90 - \alpha_{p.o.}), \quad (2.2)$$

где  $\varphi_r$  – угол естественного откоса грунта в движении. Обычно с целью обеспечения удобства крепления ковшей к цепи принимают, вне зависимости от результатов расчета по формуле (2.2),  $\gamma_1 = 7 \dots 10^\circ$ .

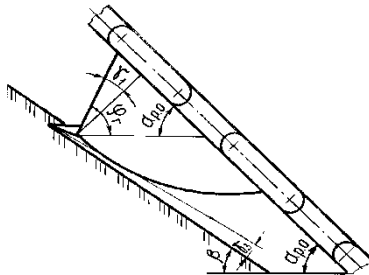


Рис. 2.4. Схема к определению угла  $\gamma_1$

Из условия отсутствия трения дна ковша о забой должно соблюдаться неравенство

$$\gamma_3 \geq \alpha_{p.o.} - \beta, \quad (2.3)$$

где  $\beta$  – угол наклона забоя к горизонту.

Значение  $\beta$  определяется после расчета скоростей рабочего передвижения экскаватора и ковшовой цепи. Поскольку на данной стадии их значений нет, то предварительно принимается  $\gamma_3 = 7 \dots 8^\circ$ .

**Расчетная вместимость ковша  $V_k$**  (в  $m^3$ ) находится из условия

обеспечения заданной технической производительности  $\Pi_T$  по выносной способности по формуле

$$\Pi_T = V_k z_p k_n / k_p, \quad (2.4)$$

где  $\Pi_T$  – заданная или рассчитанная техническая производительность экскаватора-дреноукладчика,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$z_p$  – частота разгрузок ковшей,  $\text{с}^{-1}$ ;

$k_n$  – коэффициент наполнения ковша;

$k_p$  – коэффициент разрыхления грунта.

Для грунтов первой категории  $k_n$  принимается равным 1,25, второй – 1,15, третьей – 1,05, 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 ее следует условно считать плохо натянутой.

Значение  $k_p$  можно принять по прил. 1.

Решив уравнение (2.4) относительно  $V_k$ , получим

$$V_k = \Pi_T k_p / z_p k_n. \quad (2.5)$$

У цепных траншекопателей могут приниматься две или три скорости цепи. Соответственно и  $z_p$  будет иметь два или три значения. Обычно максимально принимаемое значение  $z_p$  находится в пределах 60...100  $\text{мин}^{-1}$  (1...1,7  $\text{с}^{-1}$ ). При больших значениях  $z_p$  снижается  $k_n$  за счет рассыпания грунта и возрастают динамические нагрузки. Значение  $z_p$  у ЭТЦ-2011-2 при максимальной скорости цепи равно 1,9  $\text{с}^{-1}$ .

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

**Шаг цепи**  $l_{ц}$  определим по формуле

$$l_{ц} = (0,5...0,7) \sqrt[3]{V_k}. \quad (2.6)$$

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 кубических метрах.

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 шаг цепи  $l_{ц}$  у экскаваторов-дреноукладчиков ЭТЦ-202Б, ЭТЦ-2011 и ЭТЦ-406А равен 190 мм, как и у ЭТЦ-252, а у экскаватора-дреноукладчика ЭТЦ-206 шаг цепи составляет 203 мм.

**Высота звена цепи**  $h_{ц}$  определяется следующим образом:

$$h_{ц} = (0,25...0,40)l_{ц}. \quad (2.7)$$

У цепи экскаваторов типа ЭТЦ-202 она равна 64 мм.

**Основными параметрами ведущей звездочки** являются число граней звездочки  $z_{зв}$  и радиус вписанной окружности звездочки  $r_{зв}$ .

Обычно  $z_{зв}$  принимается равным 6, 8 или 10. У экскаваторов-дреноукладчиков типа ЭТЦ-202  $z_{зв} = 8$ .

На схеме (рис. 2.5) приведены рассчитываемые параметры. Здесь  $r_1$  – радиус описанной вокруг звездочки окружности.

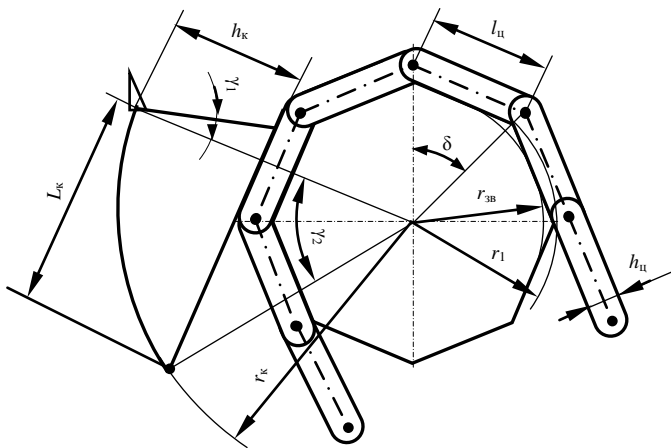


Рис. 2.5. Схема к определению вместимости ковша и размеров ведущей звездочки

Значение  $\delta$  можно считать известным при принятом числе граней звездочки  $z_{зв}$ :

$$\delta = 2\pi / z_{зв} = 360 / z_{зв}. \quad (2.8)$$

Используя принятые обозначения, получим:

$$r_{зв} = [l_{ц} / 2 \operatorname{tg} (\delta / 2)] - h_{ц} / 2; \quad (2.9)$$

$$r_1 = r_{зв} / \cos (\delta / 2). \quad (2.10)$$

Радиус натяжного барабана  $r_n$  должен приниматься по условию

$$r_n \approx 1,1r_{зв}. \quad (2.11)$$

*Расчетную высоту ковша*  $h_k$  определяем через  $r_{зв}$ :

$$h_k = (0,9...1,2)r_{зв}. \quad (2.12)$$

В соответствии с принятыми обозначениями *радиус днища ковша*  $r_k$  определяется как следующая сумма:

$$r_k = r_{зв} + h_{ц} + h_k \quad (2.13)$$

или ориентировочно

$$r_k = (1,8...1,9)h_k. \quad (2.14)$$

*Расчетную длину ковша*  $L_k$  рассчитаем, используя теорему Пифагора:

$$L_k = \sqrt{r_k^2 - (r_{зв} + h_{ц})^2}. \quad (2.15)$$

Обычно

$$L_k = (2,0...2,2)l_{ц}. \quad (2.16)$$

После определения размеров ковша рассчитывается его *геометрическая вместимость*  $V_k$ . Если принять, что ковш является прямой призмой, то можно записать

$$V_k = h_k^2 \operatorname{tg} \gamma_1 + r_k^2 \gamma_2 - L_k(r_k - h_k)b_k / 2. \quad (2.17)$$

Значение  $\gamma_2$ , измеряемое в данном случае в радианах, найдем по формуле

$$\gamma_2 = \arcsin (L_k / r_k). \quad (2.18)$$

Рассчитав  $V_k$ , уточним значение  $z_p$ .

Значение  $z_p$  обычно находится в пределах  $60...90 \text{ мин}^{-1}$  и должно быть не более предельного значения  $z_{пр}$ . 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  $0,6...0,7$  от  $z_p$ . Скорость цепи, соответствующая номинальному значению  $z_p$ , должна находиться в пределах  $1,1...1,8 \text{ м/с}$ . При больших значениях резко возрастает интенсивность изнашивания рабочего органа. Приняв  $v_{ц}$  и зная  $z_p$ , определим шаг ковшей  $T_k$ :

$$T_k = v_{ц} / z_p. \quad (2.19)$$

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  $z_p$  и уточнить  $v_{ц}$ . Пересчет  $z_p$  выполняется по формуле



$$z_p = v_{ц} / T_k. \quad (2.20)$$

**Предельная частота разгрузок**  $z_{пр}$  определяется из условия непрерывного сыпания грунта из ковша в ковш. То есть грунт, удаляемый из ковша (рис. 2.6) 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.

$$t_h \leq t_b. \quad (2.21)$$

Неравенство (2.21) можно записать следующим образом:

$$\sqrt{2h/g} \leq b/v_{ц}, \quad (2.22)$$

но поскольку

$$v_{ц} = z_p T_k, \quad (2.23)$$

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

$$z_{пр} = b / (T_k \sqrt{2h/g}). \quad (2.24)$$

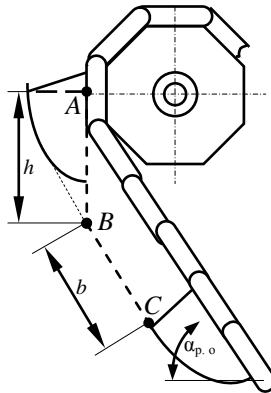


Рис. 2.6. Схема к определению предельной частоты разгрузок

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

$$z_p \leq z_{пр}. \quad (2.25)$$

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

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

$$v_{\text{п}}^{\text{max}} = \Pi_{\text{т}}^{\text{max}} / A^{\text{min}}, \quad (2.26)$$

где

$$\Pi_{\text{т}}^{\text{max}} = V_{\text{к}} z_{\text{п}} k_{\text{н}}^{\text{max}} / k_{\text{п}}^{\text{min}}; \quad (2.27)$$

$$A^{\text{min}} = b_{\text{т}}^{\text{min}} H^{\text{min}}, \quad (2.28)$$

а

$$v_{\text{п}}^{\text{min}} = \Pi_{\text{т}}^{\text{min}} / A^{\text{max}}, \quad (2.29)$$

где

$$\Pi_{\text{т}}^{\text{min}} = V_{\text{к}} z_{\text{п}}^{\text{min}} k_{\text{н}}^{\text{min}} / k_{\text{п}}^{\text{max}}; \quad (2.30)$$

$$A^{\text{max}} = b_{\text{т}}^{\text{max}} H^{\text{max}}. \quad (2.31)$$

В технических характеристиках экскаваторов и в задании на их проектирование нередко 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  $\Pi_{\text{т}}^{\text{НОМ}}$  и  $A^{\text{НОМ}}$ , т. е.

$$v_{\text{п}}^{\text{НОМ}} = \Pi_{\text{т}}^{\text{НОМ}} / A^{\text{НОМ}}. \quad (2.32)$$

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, диаметр барабанов – 0,2...0,3 м.

Для расчета сил, действующих на элементы рабочего органа, определяются параметры стружки грунта в соответствии с рис. 2.7.

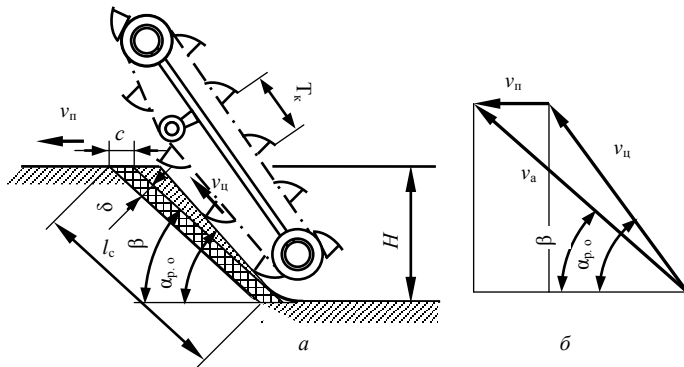


Рис. 2.7. Схема к определению основных кинематических соотношений ЭТЦ

**Подача на ковш**  $c$  есть расстояние, которое проходит экскаватор за время перемещения цепи на величину шага ковшей.

**Толщиной стружки**  $\delta$  является толщина слоя грунта, срезаемого каждым режущим элементом, измеряемая в направлении, перпендикулярном забою.

**Шириной стружки**  $b_c$  является ширина слоя грунта, срезаемого каждым копающим элементом, в данном случае ковшом.

**Длина стружки**  $l_c$  показана на рис. 2.7, а.

Перечисленные параметры рассчитываются по следующим формулам:

$$c = v_n T_k / v_{ц} = v_n / z_p; \quad (2.33)$$

$$\delta = c \sin \beta; \quad (2.34)$$

$$b_c = b_T / n_p; \quad (2.35)$$

$$l_c = H / \sin \beta, \quad (2.36)$$

где  $\beta$  – угол наклона забоя (вектора абсолютной скорости копающего элемента) к дневной поверхности;

$b_T$  – ширина траншеи;

$n_p$  – число рядов ковшей (линий резания);

$H$  – глубина траншеи.

Согласно обозначениям рис. 2.7, б угол  $\beta$  определяется по формуле

$$\beta = \arctg [(v_{ц} \sin \alpha_{p.o.}) / (v_{ц} \cos \alpha_{p.o.} + v_n)]. \quad (2.37)$$

### 2.3. Расчет параметров скребковых рабочих органов

Значение  $\alpha_{p.o}$  принимается равным  $45...75^\circ$ , 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  $\delta$  (рис. 2.8). При  $b_T \leq 0,2$  м число линий резания  $n_p$  принимается равным 1, 2 или 3. При большей ширине – до 7.

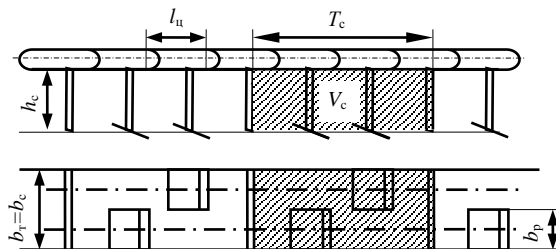


Рис. 2.8. Схема скребкового рабочего органа

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

Кроме того, высота транспортирующего скребка должна обеспечивать заданную техническую производительность  $P_T$ . По выносной или транспортирующей способности  $P_T$  определяется по формуле

$$P_T = V_c z_c \Delta_p k_n / k_p, \quad (2.38)$$

где  $V_c$  – объем межскребкового пространства,  $m^3$ ;

$z_c$  – частота ссыпок,  $c^{-1}$ ;

$\Delta_p$  – коэффициент раструски, учитывающий просыпание транспортируемого грунта;

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

Значение  $\Delta_p$  зависит от скорости цепи. Скоростям цепи 1,0; 1,5; 2,0 м/с соответствуют значения  $\Delta_p$ , равные 0,92; 0,85; 0,75 [8].

Для траншеи прямоугольного сечения

$$V_c = b_c h_c T_c. \quad (2.39)$$

Тогда

$$h_c = \Pi_r k_p / (b_c v_{ц} k_{ц} \Delta_p). \quad (2.40)$$

**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.

Скорость цепи при пониженной передаче  $v_{ц}^{\min} = (0,6...0,7)v_{ц}$ .

Значение  $T_c$  находится обычно в пределах 0,20...0,76 м и принимается по соотношению

$$T_c = (1,5...3)h_c. \quad (2.41)$$

При этом для обеспечения условия непересыпания грунта через верхнюю кромку скребка должно выполняться условие

$$T_c \leq h_c / \sin(\alpha_{p.o} - \varphi_r). \quad (2.42)$$

Величина  $T_c$  должна быть согласована с шагом цепи.

**Шаг цепи** у экскаваторов ЭТЦ-165А, ЭТЦ-1609 и ЭТЦ-1614 100 мм, ЭТЦ-252А – 190 мм, ЭТЦ-206 и ЭТЦ-208В – 203 мм. Экскаваторы ЭТЦ-165А, ЭТЦ-1609 и ЭТЦ-1614 имеют шаг скребков 400 мм, ЭТЦ-252А – 760 мм, ЭТЦ-206 и ЭТЦ-208В – 203 мм.

**Число зубьев** или граней ведущей звездочки обычно равно восьми. У экскаваторов типа ЭТЦ-165 звездочка имеет одиннадцать зубьев.

**Частота сыпков**  $z_c$  рассчитывается по формуле

$$z_c = v_{ц} / T_c. \quad (2.43)$$

Ширина режущего скребка  $b_p$  определяется по формуле

$$b_p = b_r / z_p, \quad (2.44)$$

где  $z_p$  – число режущих скребков в комплекте.

При разделенной схеме работы **высота транспортирующих скребков**  $h_c$  должна быть меньше высоты  $h_p$  режущих (рис. 2.9). Это необходимо для того, чтобы исключить внедрение транспортирующего скребка в плотный грунт забоя.

Таким образом,

$$h_p = h_c + \Delta h. \quad (2.45)$$

Для режущего скребка, наиболее удаленного от транспортирующего в пределах одного комплекта, значение  $\Delta h$  определится по формуле

Тогда

$$\Delta h = l \operatorname{tg} (\alpha_{p. o} - \beta). \quad (2.46)$$

$$h_p = h_c + l \operatorname{tg} (\alpha_{p. o} - \beta). \quad (2.47)$$

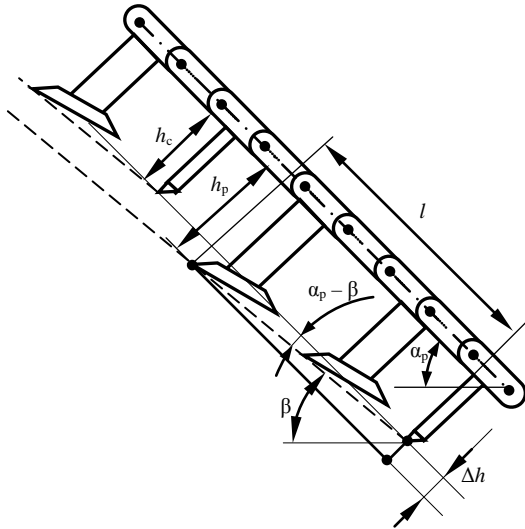


Рис. 2.9. Схема к определению высоты режущего скребка

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

Для траншеекопателей, имеющих рабочий орган с совмещенной схемой работы,  $h_p$  не рассчитывается.

**Диапазон рабочих скоростей** определяется так же, как и для многоковшовых экскаваторов.

Параметры стружки определяются так же, как и для многоковшового ЭТЦ.

## 2.4. Расчет параметров шнека

Поднятый на поверхность грунт обычно сыпается 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. 2.10).

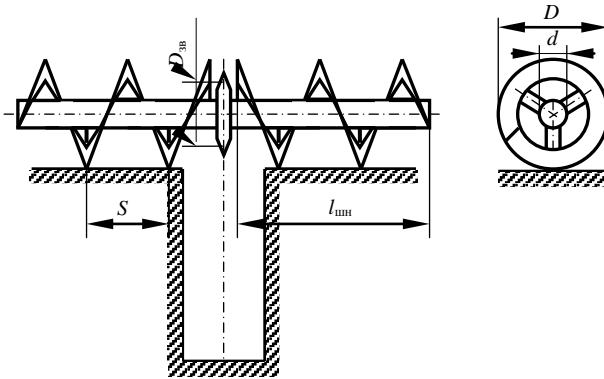


Рис. 2.10. Обозначение размеров шнека

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

$$\Pi_T^{\text{шн}} = \pi(D^2 - d^2)Sn_{\text{шн}}k_n / 2, \quad (2.48)$$

где  $D$  – диаметр шнека (рис. 2.10), м;

$d$  – диаметр вала шнека, м;

$S$  – шаг винтовой линии, м;

$n_{\text{шн}}$  – частота вращения шнека,  $\text{с}^{-1}$ ;

$k_n$  – коэффициент заполнения 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 (2.49) после подстановки в ее левую часть значения  $\Pi_T^{\text{max}}$  (в  $\text{м}^3/\text{с}$ ), т. е.

$$n_{\text{шн}} \geq 2 \Pi_T^{\text{max}} / [\pi(D^2 - d^2)Sk_n]. \quad (2.49)$$

Длина рабочей части шнека  $l_{\text{шн}}$  принимается с учетом расстояния, на которое необходимо отодвинуть грунт от бровки канала. На основании рис. 2.10 можно рекомендовать следующую зависимость:

$$l_{\text{шн}} = H \text{tg } \varphi_{\text{обр}} + b_T / 2, \quad (2.50)$$

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

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

$$D_{зв} = v_{ц} / \pi n_{шн}, \quad (2.51)$$

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

## 2.5. Выбор параметров цепного скребкового конвейера для отодвигания извлеченного грунта

При использовании для отодвигания грунта поперечного скребкового цепного конвейера (экскаватор типа ЭТЦ-208) ширину скребка  $b_c$  можно принять равной 0,35 м, скорость цепи – 1,7...2,0 м/с.

Расчетная схема конвейера представлена на рис. 2.11. Расстояние от дневной поверхности грунта до скребка  $h_d$  составляет 0,2...0,3 м.

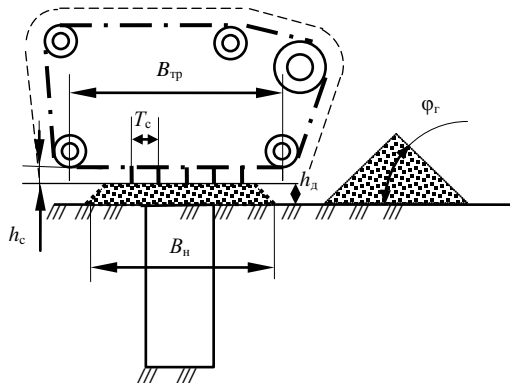


Рис. 2.11. Расчетная схема к выбору основных параметров цепного скребкового конвейера для отодвигания извлеченного грунта

Расчет технической производительности скребкового цепного конвейера  $\Pi_T^к$  выполняется по формуле

$$\Pi_T^к = b_c h_c v_c k_n / k_p. \quad (2.52)$$



Перемещаясь с рабочей скоростью  $v_n$ , траншеекопатель роет траншею с производительностью  $\Pi_T = v_n H b_T$ . Перед рабочим органом образуется насыпь из извлеченного на дневную поверхность грунта. При угле естественного откоса в  $45^\circ$  площадь поперечного сечения  $A_n$  насыпи с использованием размера  $B_n$  – ширина насыпи по низу – будет рассчитываться по формуле

$$A_n = (B_n^2 \sin \varphi_T) / 4. \quad (2.53)$$

Отсюда

$$B_n = \sqrt{4b_T H k_p / \sin \varphi_T}. \quad (2.54)$$

При компоновке конвейера следует соблюдать следующее условие:  $B_{тр} \geq B_n - 2h_d$ , но  $B_{тр}$  принимать не более ширины колеи базового трактора.

При  $\varphi_T = 45^\circ$  площадь насыпи, остающейся позади скребкового конвейера, можно рассчитать следующим образом:  $(B_n - h_d)h_d$ . На основании данного выражения и формулы (2.53) получим формулу для расчета потребной производительности конвейера:

$$\Pi_T^k = v_n [0,25 B_n^2 \sin \varphi_T - (B_n - h_d)h_d]. \quad (2.55)$$

Производительность  $\Pi_T^k$  должна быть не меньше, чем производительность, рассчитываемая по формуле (2.55). Отсюда получим

$$h_c \geq v_n [0,25 B_n^2 \sin \varphi_T - (B_n - h_d)h_d] k_p / (b_c v_c k_n). \quad (2.56)$$

При использовании формулы (2.56) значение коэффициента наполнения межскребкового пространства  $k_n$  ориентировочно можно принимать из диапазона 0,3...0,5.

После расчета минимального значения высоты скребка  $h_c$  принимается шаг скребков  $T_c = (2...3)h_c$ . Принятое значение должно быть кратным шагу цепи.

## 2.6. Расчет основных параметров трубоукладчиков

Расчет основных параметров [14] выполняют, исходя из того, что они зависят от размеров поперечного сечения траншеи, уровня грунтовых вод или требуемой отметки его понижения, вида и влажности грунта, его структуры и фильтрующей способности, проектного уклона дрены.

Глубина траншеи является главным параметром машины и указывается в задании на проектирование. Ширина траншеи зависит от диа-

метра дренажных труб, наличия обсыпки или защитных материалов, водопримной способности дрены, толщины боковых стенок трубоукладчика и его конструкции и др.

Упрощенная расчетная схема трубоукладчика к выбору его основных параметров представлена на рис. 2.12.

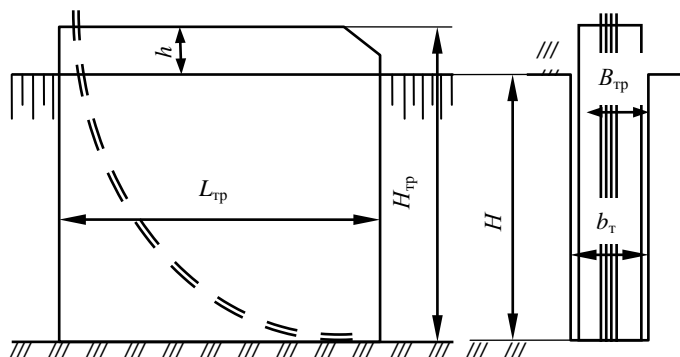


Рис. 2.12. Расчетная схема к выбору основных параметров трубоукладчика

Высота  $H_{тр}$  трубоукладчика рассчитывается по следующей формуле:

$$H_{тр} = H + h, \quad (2.57)$$

где  $H$  – максимальная глубина траншеи;

$h$  – необходимый запас высоты трубоукладчика. Для зоны осушения принимается равным 60...100 мм, для зоны орошения из условия размещения верхнего раструба под загрузку фильтрующим материалом – 400...800 мм.

Длина трубоукладчика  $L_{тр}$  устанавливается компоновочно, исходя из возможности размещения спускного лотка, рулонов с защитной лентой, определенного запаса фильтрующей обсыпки, места для оператора в зимней одежде и т. п.

Ориентировочно для зоны осушения  $L_{тр} = 2...3$  м, для зоны орошения  $L_{тр} = 3...4$  м.

Ширина трубоукладчика  $B_{тр}$  с целью снижения давления грунта на стенки принимается меньше ширины траншеи на 20...30 мм, а при проектировании экскаватора для работы в обрушающихся грунтах – на 50...60 мм. Кроме того, у экскаваторов-дреноукладчиков для зоны орошения трубоукладчики могут сужаться к задней части с уклоном 0,05.

Объем фильтрующего гравийно-песчаного материала  $V_{ф.м}$  (в  $\text{м}^3$ ) определяется по формуле

$$V_{ф.м} = l_p [h_{сл} b_T - \pi(d_T / 2)^2], \quad (2.58)$$

где  $l_p$  – расчетная длина распределения в траншее объема  $V_{ф.м}$ , м;

$h_{сл}$  – заданная толщина фильтрующего слоя, м;

$d_T$  – внешний диаметр дренажной трубы с фильтрующим материалом, м.

Для плавного спуска гончарных дренажных труб при укладке их на дно траншеи под действием собственного веса внутри трубоукладчика предусмотрен спускной лоток, состоящий из верхнего прямолинейного и нижнего криволинейного участков. На рис. 2.13, а они схематически показаны как отрезок  $AB$  и дуга  $BC$ .

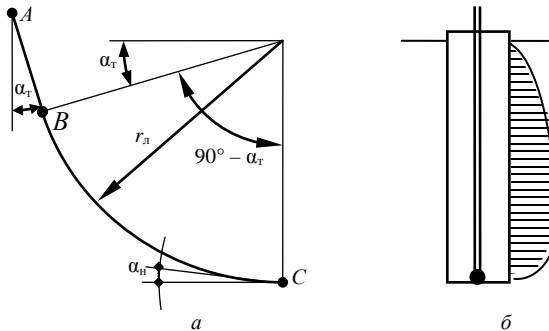


Рис. 2.13. Расчетная схема к выбору основных параметров трубоукладчика (а) и вид эпюры давления грунта на стенки трубоукладчика (б)

Для исключения самоторможения трубок в криволинейной части лотка необходимо, чтобы радиус этой части лотка  $r_d$  находился в пределах 0,6...0,9 м. Угол наклона прямолинейной части лотка  $\alpha_T$  трубоукладчика принимается равным 15...25°.

Для трубоукладчиков экскаваторов для зоны орошения рекомендуется принимать  $\alpha_T = 15^\circ$ ;  $r_d = (1,5...1,6)H$ .

При глубине траншеи более двух метров криволинейную часть лотка выполняют по циклоиде, плавно сопрягающейся с вертикальной верхней и горизонтальной нижней частями лотка. Параметр циклоиды  $a_{ц} = 0,3...0,5$  м; высота циклоидальной части  $h_{ц} = \pi a_{ц}$ . Касательная к нижней части циклоиды с горизонталью составляют угол  $\alpha_{ц} = 15^\circ$ .

В неустойчивых грунтах на стенки трубоукладчика со стороны грунта обычно оказывается давление. Вид типичной эпюры давления в вертикальной плоскости показан на рис. 2.13, б. Давление по длине трубоукладчика практически равномерно.

У машин, работающих в оплывающих и обрушающихся грунтах, рабочая скорость передвижения существенно влияет на тяговые сопротивления трубоукладчика. С увеличением скорости уменьшается давление обрушающегося грунта на стенки трубоукладчика, так как грунт не успевает полностью его зажать. Поэтому желательно увеличивать скорость передвижения до пределов, допускаемых выносной способностью землеройного рабочего органа и мощностью двигателя дреноукладчика.

## 2.7. Определение мощности на привод рабочего органа ЭТЦ

Мощность на привод активного рабочего органа  $P_{p.o}$  можно определить по следующему уравнению:

$$P_{p.o} = (P_k + P_n + P_{оч} + P_{тр}) / \eta_{p.o} + P_{от}, \quad (2.59)$$

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;

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

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

$\eta_{p.o}$  – КПД рабочего органа. Для многоковшовых ЭТЦ принимается равным 0,7...0,8, для скребковых – 0,6...0,7;

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

Расчет мощности на копание (в кВт) выполняется по формуле

$$P_k = k_1 \Pi_T, \quad (2.60)$$

где  $k_1$  – удельное сопротивление грунта копанию, кПа;

$\Pi_T$  – техническая производительность экскаватора, м<sup>3</sup>/с.

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 разра-

батываемого грунта (прил. 2). С учетом того, что рабочие органы мелиоративных экскаваторов осуществляют разработку грунта в условиях блокированного резания и нередко при больших углах резания, принятое значение  $k_1$  необходимо принимать близким к верхнему значению из указанных в данной таблице значений. Можно рекомендовать для грунтов первой категории принимать  $k_1$  равным 150 кПа, второй – 250, третьей – 370, четвертой – 550 кПа.

С уменьшением толщины стружки растет удельное сопротивление копанью. 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 [14]

$$k_1 = (110...120)C_{уд} / \delta^e, \quad (2.61)$$

где  $C_{уд}$  – показатель стандартного динамического плотномера (число ударов);

$\delta$  – толщина стружки, см;

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

Связь между категорией грунта и показателем динамического плотномера  $C_{уд}$  отражена в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Деление грунта на категории по трудности разработки в зависимости от числа ударов ударника динамического плотномера

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

Значение  $\delta$  в формуле (2.61) должно приниматься с учетом конструкции рабочего органа. Например, у ковшей зубья устанавливаются со смещением, поэтому, пользуясь формулой (2.24), вместо  $T_k$  необходимо подставлять расстояние между зубьями или резцами, находящимися в одной линии резания.

Мощность на подъем грунта, т. е. на увеличение его потенциальной энергии, рассчитывается по формуле

$$P_n = \Pi_t \rho g H_n, \quad (2.62)$$

где  $\rho$  – плотность грунта в естественном состоянии, т/м<sup>3</sup>. Может быть принята по прил. 1;

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

$H_n$  – расчетная высота подъема грунта, м.

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.

$$H_{\text{п}} = h_3 + h_0. \quad (2.63)$$

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. Значение  $h_0$  может быть установлено по компоновочному чертежу экскаватора.

Для скребковых ЭТЦ можно принимать

$$h_0 = T_c \sin \alpha_{\text{р.о}}. \quad (2.64)$$

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

$$P_{\text{оч}} = F_{\text{оч}} v_{\text{ц}}, \quad (2.65)$$

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

Значение  $F_{\text{оч}}$  определяется по формуле

$$F_{\text{оч}} = f_{\text{оч}}(2h_k + b_k), \quad (2.66)$$

где  $f_{\text{оч}}$  – удельное сопротивление сдвиганию грунта очистителем, кН/м.

Для грунтов средней липкости  $f_{\text{оч}} = 2...4$  кН/м, для очень липких грунтов  $f_{\text{оч}} = 4...6$  кН/м.

Мощность  $P_{\text{тр}}$  определяется следующим образом:

$$P_{\text{тр}} = (f_2 \Pi_{\text{т}} \rho g H \text{ctg } \beta) / 2. \quad (2.67)$$

У многоковшовых ЭТЦ грунт из ковшей попадает на ленточный транспортер. Ориентировочно для коротких горизонтальных транспортеров потребную мощность можно принимать по производительности по следующей зависимости:

$$P_{\text{от}} = K \Pi_{\text{т}}, \quad (2.68)$$

где  $K$  – коэффициент пропорциональности, кВт · с/м<sup>3</sup>.

Расчеты показывают, что для ленточных транспортеров можно принимать  $K = 100...200$  кВт · с/м<sup>3</sup>, для скребковых –  $200...300$  кВт · с/м<sup>3</sup>.

При условии отодвигания грунта в отвал шнеком расчет  $P_{\text{от}}$  производится по формуле

$$P_{\text{от}} = \Pi_{\text{т}} \rho g l_{\text{шн}} C_0, \quad (2.69)$$

где  $C_0 = 4...5$ .

У экскаватора ЭТЦ-208 для привода скребкового конвейера применяется аксиально-плунжерный гидромотор 210.20.11.21, обеспечива-

ющий с большим запасом работу конвейера на всех режимах и в любых грунтовых условиях.

## 2.8. 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 копанию  $k_1$  есть отношение силы  $F_k$ , необходимой для отделения стружки грунта от забоя, к площади поперечного сечения стружки. Расчет  $F_k$  выполняется следующим образом:

$$F_k = k_1 \delta b_c. \quad (2.70)$$

Кроме  $F_k$  на копающий элемент действует сила  $F_n$ , стремящаяся вытолкнуть этот элемент из грунта. Она определяется по зависимости

$$F_n = \varepsilon F_k, \quad (2.71)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент соотношения между  $F_k$  и  $F_n$ . Для многоковшовых ЭТЦ  $\varepsilon = 0,15 \dots 0,45$ , для скребковых  $\varepsilon = 0,6 \dots 0,9$  [14].

На копающие элементы действуют силы, препятствующие копанию грунта, силы трения, силы тяжести грунта, силы инерции. Общую касательную силу  $F_\tau$ , действующую на копающий или копающе-транспортирующий элемент, определяют по формуле

$$F_\tau = (P_k + P_n + P_{тр}) / (v_n n_k), \quad (2.72)$$

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

На основании рис. 2.7, а

$$n_k = (H + 1) / (T_k \sin \beta). \quad (2.73)$$

Расчетное значение  $n_k$  до целой величины не округляется.

Нормальная сила  $F_n$  определяется аналогично  $F_n$ , вычисляемой по формуле (2.71).

При разделенной схеме работы на копающий элемент скребкового рабочего органа действует сила  $F_\tau^k$ :

$$F_\tau^k = P_k / (v_n n_k), \quad (2.74)$$

на транспортирующий элемент действует сила  $F_\tau^t$ :

$$F_\tau^t = (P_n + P_{тр}) / (v_n n_c), \quad (2.75)$$

где  $n_c$  – число транспортирующих скребков, находящихся в контакте с забоем, которое определяется по формуле

$$n_c = (L_c + 1) / T_c. \quad (2.76)$$

Значение  $n_c$  до целых величин не округляется.

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

$$F_{ц} = P_{p.o} / v_{ц}. \quad (2.77)$$

Для многоковшовых экскаваторов

$$F_{ц} = (P_k + P_{п} + P_{оч}) / (v_{ц} \eta_{p.o}). \quad (2.78)$$

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

Расчет  $F_{ц}$  может также вестись по максимальному усилию, возникающему в цепи при полном заклинивании цепи в траншее или при упоре копающих или транспортирующих элементов в непреодолимое препятствие. При этом следует учитывать то, что в трансмиссии привода обычно устанавливается предохранительная муфта.

В случае использования в приводе гидромотора расчетное усилие в цепи следует определять также для условия остановки цепи в траншее, но с учетом того, что в гидросистеме привода должен иметься клапан, ограничивающий давление в данном участке гидросистемы. Для этого давления следует определить по характеристике гидромотора его момент и принять запас в 20...30 %.

Для тяговых и статических расчетов определяют суммарное значение  $F_{\tau}^{сум}$  и  $F_n^{сум}$ . Точкой их приложения считается середина глубины траншеи (рис. 2.14). Расчет  $F_{\tau}^{сум}$  и  $F_n^{сум}$  выполняется по формулам:

$$F_{\tau}^{сум} = (P_k + P_{п} + P_{тр}) / v_{ц}; \quad (2.79)$$

$$F_n^{сум} = \varepsilon F_{\tau}^{сум}. \quad (2.80)$$

При наличии у траншеекопателя устройства для подчистки дна учитывается сила  $F_d$ :

$$F_d = K_3 k_1 b_{те} e_d, \quad (2.81)$$

где  $e_d$  – толщина слоя, снимаемого с дна траншеи.

Значение  $e_d$  можно принимать в пределах 0,025...0,035 м, тогда  $k_1$  следует определять для толстой стружки по формуле (2.61) с учетом табл. 2.1.



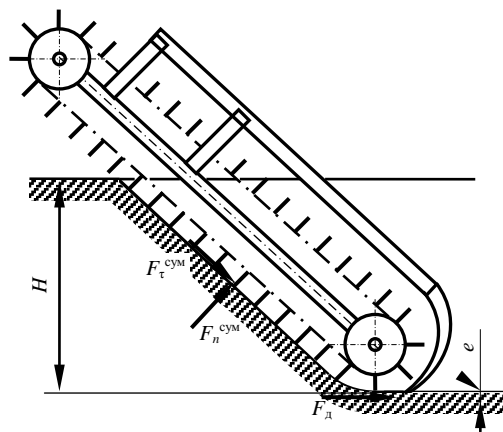


Рис. 2.14. Схема к определению сил, действующих на скреповый рабочий орган

Ориентировочный расчет испытываемого трубоукладчиком сопротивления  $F_T$  производится по зависимости

$$F_T = (0,8...0,9)(F_T^{сум} \cos \beta + F_n^{сум} \sin \beta). \quad (2.82)$$

Сила  $F_{тр}$  (рис. 2.15) является суммой сил, возникающих при трении стенок трубоукладчика о грунт стенок траншеи, при налипании грунта на стенки трубоукладчика, при трении дна последнего о дно траншеи, при подчистке дна и формировании на нем желобка для трубки. Эту силу приблизительно можно считать направленной против хода экскаватора-дреноукладчика параллельно дну траншеи на высоте около  $H/3$  от ее дна.

При работе на варианте «А», т. е. при регулировании глубины траншеи от базы, примерная схема сил, действующих на трубоукладчик, представлена на рис. 2.15.

При расчете, 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 трубоукладчик своим дном опирается о дно траншеи, под трубоукладчиком возникает вертикальная реакция грунта и сила трения дна трубоукладчика о дно траншеи. Методика расчета реакции и силы изложена ниже.

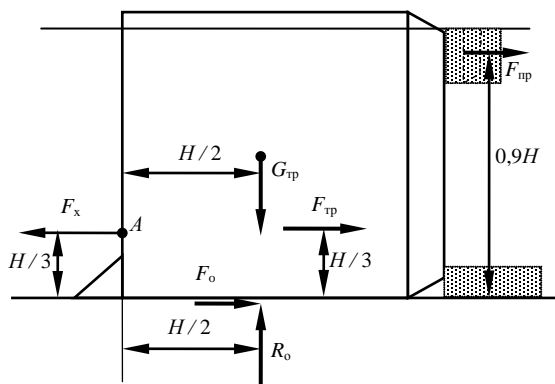


Рис. 2.15. Схема сил, действующих на трубокладчик при работе на варианте «А»

Если для присыпания уложенной трубы используют растительный слой, срезаемый со стенок или бровки траншеи присыпателем, то при тяговом расчете необходимо учесть основную составляющую сопротивления присыпателю, т. е. горизонтальную составляющую  $F_{пр}$ . Ее можно рассчитать (в кН) по формуле

$$F_{пр} = k_1 b_T h_{сл} - \pi d_v^2 / 4, \quad (2.83)$$

где  $k_1$  – удельное сопротивление копанию задерненного грунта,  $k_1 = 50 \dots 100$  кПа;

$b_T$  – ширина траншеи, м;

$h_{сл}$  – толщина слоя грунта присыпки в траншее, м;

$d_v$  – внешний диаметр дренажной трубы с фильтрующим материалом, м.

Координата приложения  $F_{пр}$  может иметь и другое значение в зависимости от конструкции присыпателя.

Значение, полученное по формуле (2.83), включает в себя все сопротивления, действующие на присыпатель, в том числе на нож и трос присыпателя.

Силы, действующие на дренажную трубокладочную машину в рабочем положении, определяются следующим образом.

Для траншейных и узкотраншейных дреноукладчиков сила тяжести трубокладчика  $G_{тр}$  определяется (в кН) по следующей формуле:

$$G_{тр} = G_{к.т} + (0,45 \dots 0,55) G_{ф} + G_{д.т}, \quad (2.84)$$

где  $G_{к.т}$ ,  $G_{ф}$ ,  $G_{д.т}$  – соответственно сила тяжести конструкции самого трубоукладчика, фильтрующего материала в бункере, дренажных труб на спускном лотке.

В зависимости от конструкции дренаукладчика некоторые составляющие могут отсутствовать. Сила тяжести трубоукладчика обычно составляет для узкотраншейных экскаваторов 3,5...4 кН, для экскаваторов-дренаукладчиков для зоны осушения 4...5 кН, а для зоны орошения 5...6 кН.

При работе в неустойчивых грунтах на трубоукладчик действует сила трения. Значения коэффициента трения стали о грунт  $f_1$  принимают равным 0,6...0,7 для глины, 0,1...0,5 для болотно-торфяного грунта. В необрушающихся грунтах силами трения пренебрегают, а в налипающих грунтах учитывают дополнительную силу налипания.

При использовании обсыпки для дренажной трубы в процессе укладки и разравнивании фильтрующего слоя возникает сопротивление трению фильтрующего материала о заслонки бункера и внутреннею трению частиц. Горизонтальную составляющую этого сопротивления считают направленной вдоль оси дренажной трубы, а вертикальной составляющей, как правило, пренебрегают. Расчет горизонтальной составляющей  $F_{г.ф}$  ведется по формуле

$$F_{г.ф} = k_{ф}A_{ф}, \quad (2.85)$$

где  $k_{ф}$  – удельное сопротивление укладке фильтрующего материала, кПа,  $k_{ф} = 32...36$  кПа;

$A_{ф}$  – площадь поперечного сечения уложенного фильтрующего слоя, м<sup>2</sup>.



тяжести грунта, находящегося в ковше, равна центробежной силе в момент достижения ковшом наивысшего положения, называется **критической скоростью**  $v_{кр}$ .

Тогда, исключив массу грунта, можно записать:

$$g = v_{кр}^2 / R \quad (3.2)$$

или

$$v_{кр} = \sqrt{gD / 2} = 2,22\sqrt{D}. \quad (3.3)$$

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

$$v_p = (0,3...0,5)v_{кр}. \quad (3.4)$$

Меньшие значения принимаются для грунтов, склонных к налипанию.

При необходимости использования в расчетах значения угловой скорости из формулы (3.3) получим следующее выражение:

$$\omega_{кр} = \sqrt{2g/D}. \quad (3.5)$$

**Размеры ковшей** в основном определяются шириной траншеи  $b_T$  или для каналокопателя 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

$$b_K = 0,9b_T. \quad (3.6)$$

**Высота ковша**

$$h_K = (0,4...0,6)b_K. \quad (3.7)$$

**Радиус днища ковша**

$$r_K = (1,8...2,0)h_K. \quad (3.8)$$

При необходимости уменьшения длины или вместимости ковша  $r_K$  может быть уменьшена до  $h_K$ .

**Длину ковша**  $l_K$  находят из  $\Delta ABC$  (см. рис. 3.1). На основании теоремы косинусов записывают для  $\Delta ABC$ :

$$\cos A = (b^2 + c^2 - a^2) / 2bc, \quad (3.9)$$

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

Тогда с учетом того, что

$$\angle A = \arccos A, \quad (3.10)$$

из  $\triangle ABD$

$$l_k = (R - h_k) \sin A. \quad (3.11)$$

Вместе с тем  $l_k$  можно приблизительно найти графически по масштабному рисунку.

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

$$V_k = k_\phi b_k l_k h_k, \quad (3.12)$$

где  $k_\phi$  – коэффициент формы, учитывающий то, что ковш не является правильным параллелепипедом. Принимается  $k_\phi = 0,8 \dots 0,9$  [1].

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

$$\Pi_T = V_k z_p k_n / k_p, \quad (3.13)$$

где  $k_n$  – коэффициент наполнения. Для того чтобы грунт в ковшах не переуплотнялся и легко высыпался из них, целесообразно принимать  $k_n$  меньше единицы, в пределах  $0,80 \dots 0,85$  [1];

$k_p$  – коэффициент разрыхления грунта. Его можно принять по прил. 1. Из формулы (3.13) получают

$$z_p = \Pi_T k_p / V_k k_n. \quad (3.14)$$

При известном  $z_p$  рассчитывают шаг ковшей:

$$T_k = v_p / z_p. \quad (3.15)$$

**Число ковшей**

$$z_k = \pi D / T_k. \quad (3.16)$$

Результат, полученный по формуле (3.16), округляется до ближайшего целого числа, уточняется шаг ковшей ( $T_k = \pi D / z_k$ ) и затем определяется уточненное значение  $v_p$ , соответствующее уточненному и 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 на угле контакта  $\phi_k$  ротора с забоем находилось одновременно не менее двух ковшей, т. е. угол контакта должен быть не

менее двух угловых шагов  $\beta_z$  ковшей, что записывается следующим неравенством:

$$\varphi_k \geq 2\beta_z. \quad (3.17)$$

$$\varphi_k = \varphi_0 + 90, \quad (3.18)$$

где

$$\varphi_0 = \arcsin [(H - D / 2) / (D / 2)]. \quad (3.19)$$

Отсюда

$$\beta_z \leq \varphi_k / 2. \quad (3.20)$$

Поскольку

$$\beta_z = 2\pi / z_k = 360 / z_k, \quad (3.21)$$

то

$$z_k \geq 2\pi / \varphi_k \text{ или } z_k \geq 360 / \varphi_k. \quad (3.22)$$

Если условие (3.22) 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  $\varphi_k = 90^\circ$  число ковшей 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. 3.2) определяют, исходя из того, что грунт, высыпавшийся из ковшей 1, должен попадать на ленту транспортера 4. Причем транспортер стремится расположить внутри ротора 3, но как можно выше, так как высота расположения транспортера влияет на величину заглубления ротора, что позволяет снизить материалоемкость проектируемого экскаватора.

Для определения месторасположения транспортера необходимо построить траекторию полета высыпавшегося из ковшей грунта и установить соответствующим образом транспортер. При этом следует учесть разницу в траекториях полета частиц грунта, находящихся в разных частях ковша. Иногда в роторах устанавливается лоток 5, направляющий грунт на ленту транспортера.

Выгрузка грунта из ковшей начинается с момента достижения ковшом края запорного сектора 2, препятствующего преждевременному опорожнению ковшей. Положение верхнего края сектора определяется углом начала разгрузки  $\alpha_n$ . Принимается  $\alpha_n = 30...35^\circ$ . Большее значение  $\alpha_n$  соответствует большим величинам  $v_p$  и более связным грунтам. Угол наклона лотка  $\alpha_l$  должен быть таким, чтобы обеспечивалось скольжение грунта вниз по лотку, т. е. он определяется

коэффициентом (углом) трения грунта о сталь. Из этих соображений угол наклона лотка принимается не более  $40^\circ$ . Для шнекороторных экскаваторов обычно  $\alpha_{\text{ш}} + \alpha_{\text{л}} = 60 \dots 70^\circ$ .

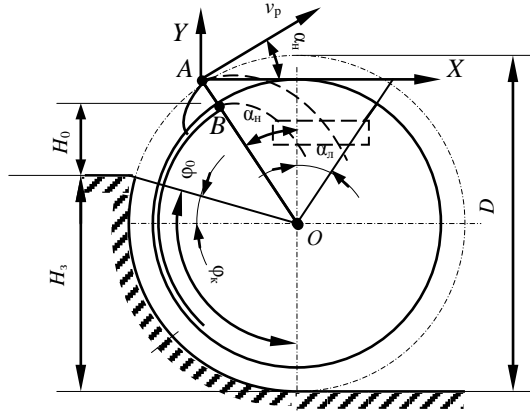


Рис. 3.2. Схема к определению месторасположения транспортера

Траектория тела, брошенного под углом к горизонту, описывается уравнением

$$Y = X \operatorname{tg} \alpha_{\text{ш}} - gX^2 / 2 v_p^2 \cos^2 \alpha_{\text{ш}}. \quad (3.23)$$

Подставляя в уравнение (3.23) различные значения  $X$  (от нуля с шагом  $0,2 \dots 0,4$  м), строят траекторию полета грунта с началом в точке  $A$ . Затем строят траекторию с началом в точке  $B$  с предварительным пересчетом значения  $v_p$ , соответствующего меньшему радиусу, и подстановкой полученного значения  $v_p$  в уравнение (3.23).

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

$$B_{\text{л}} \geq \sqrt{\Pi_{\text{т}} k_p / (0,0416 v_{\text{л}} c_y)}, \quad (3.24)$$

при желобчатой ленте – по формуле



$$B_{л} \geq \sqrt{\Pi_{т} k_{р} / (0,0833 v_{л} c_{у})}, \quad (3.25)$$

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

$c_{у}$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера (табл. 3.1).

Таблица 3.1. Значения коэффициента  $c_{у}$ .

Угол наклона транспортера, град	3	4	8	12	16	20	22	26
Значение $c_{у}$	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.

Остальные параметры рабочего органа и параметры транспортера рассчитываются обычными методами.

При отваливании грунта на две стороны, т. е. при установке двух транспортеров, в формулах (3.24) и (3.25) производительность делится на два.

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

$$v_{п}^{\text{ном}} = \Pi_{т} / A, \quad (3.26)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения траншеи (канала).

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

$$v_{п}^{\text{max}} = \Pi_{т}^{\text{max}} / A_{\text{min}}. \quad (3.27)$$

Аналогично

$$v_{п}^{\text{min}} = \Pi_{т}^{\text{min}} / A_{\text{max}}. \quad (3.28)$$

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

Подача на ковш  $c$  определяется по формуле

$$c = v_{п} / z_{р} = v_{п} T_{к} / v_{р}. \quad (3.29)$$

**Толщина стружки** является величиной переменной и измеряется по радиальному направлению. Текущее значение толщины стружки  $\delta$ , приближенно можно определить по формуле

$$\delta_i \approx c \sin \varphi_i, \quad (3.30)$$

где  $\varphi_i$  – 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*  $\varphi_k$ , и определяется по формуле

$$\delta_{\text{ср}} = c \sin (\varphi_k / 2). \quad (3.31)$$

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

### 3.2. Расчет основных параметров шнекового откосообразователя

Основными параметрами шнекового откосообразователя (рис. 3.3) являются: угол подъема винтовой поверхности шнека  $\alpha_{\text{п}}$ , максимальный диаметр шнека  $D_{\text{ш}}$ , частота вращения шнека  $n_{\text{ш}}$ , длина режущей части шнека  $l_p$ .

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  $\alpha_{\text{п}}$ , или применением конусного шнека с постоянным  $\alpha_{\text{п}}$ . Величина *угла подъема* обусловлена углом трения стали о грунт и находится в пределах 15...20°.

*Максимальный диаметр шнека* принимается по рекомендации:

$$D_{\text{ш}} = (0,48 \dots 0,58)H, \quad (3.32)$$

где  $H$  – максимальная расчетная глубина канала.

Шнеки срезают и транспортируют вниз грунт с обоих откосов канала. При этом площадь поперечного сечения  $A_{\text{ш}}$  этого грунта определяется как сумма площадей двух прямоугольных треугольников по формуле

$$A_{\text{ш}} = H^2 \text{ctg } \lambda = H^2 m, \quad (3.33)$$

где  $\lambda$  – угол наклона откоса канала к горизонту;

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

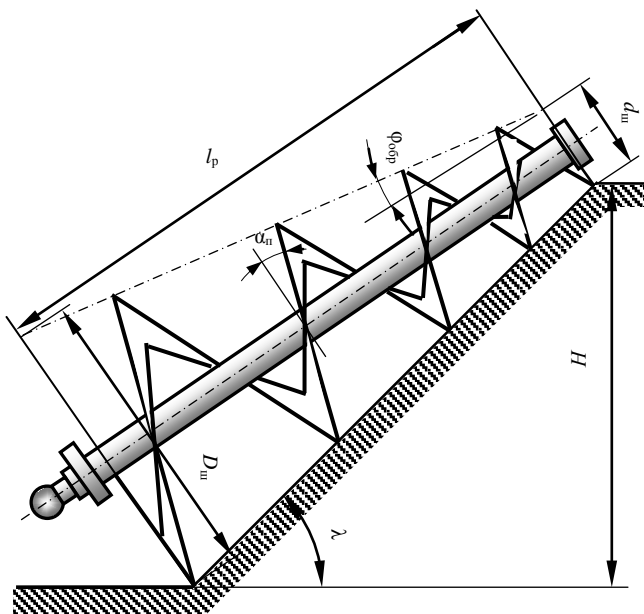


Рис. 3.3. Основные размеры шнекового откосообразователя

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

$$\Pi_{ш} = A_{ш} v_{ш} = H^2 v_{ш} \text{ctg } \lambda. \quad (3.34)$$

Данная производительность должна быть не большей, чем транспортирующая способность шнека, которая является максимальной при максимальном диаметре шнека.

Для определения **технической производительности**  $\Pi_{ш}^T$  по **транспортирующей способности** (в  $\text{м}^3/\text{с}$ ) с учетом разрыхления грунта, степени заполнения пространства шнека и того, что шнеков два, получим:

$$\Pi_{ш}^T = (\pi^2 D_{ш}^3 n_{ш} k_n \text{tg } \alpha_{ш}) / 2k_p, \quad (3.35)$$

где  $k_n$  – коэффициент заполнения шнека, учитывающий кроме объема грунта в шнеке еще и объем, занимаемый валом шнека и другими его частями. Принимается  $k_n = 0,2 \dots 0,4$  [1].

Приравняв правые части уравнений (3.34) и (3.35) и решив полу-

ченное выражение относительно  $n_{ш}$ , получим выражение для определения **необходимой частоты вращения шнека**:

$$n_{ш} \geq (2H^2 v_p k_p \operatorname{ctg} \lambda) / (\pi^2 D_{ш}^3 k_{п} \operatorname{tg} \alpha_{п}). \quad (3.36)$$

Здесь  $H$  и  $D$  подставляются в метрах, а  $v_p$  – в метрах в секунду.

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

**Минимальный диаметр шнека  $d_{ш}$**  должен быть таким, чтобы скорость резания  $v_d$ , соответствующая этому диаметру, не превосходила критической при принятом  $n_{ш}$ . В противном случае грунт будет перебрасываться на откос канала за откосообразователем.

Тогда

$$d_{ш} \geq (g \cos \lambda) / (2\pi^2 n_{ш}^2). \quad (3.37)$$

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

$$d_{ш} \geq 0,35 / n_{ш}^2. \quad (3.38)$$

Если условие (3.37) 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**, контактирующей с откосом, можно предварительно определить по формуле

$$l_p = L_{от} \cos \varphi_{обр}, \quad (3.39)$$

где  $L_{от}$  – длина откоса;

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

$$L_{от} = H / \sin \lambda; \quad (3.40)$$

$$\varphi_{обр} = \arcsin [0,5(D_{ш} - d_{ш}) / (L_{от} - 0,5D_{ш} \operatorname{tg} \lambda)]. \quad (3.41)$$

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

### 3.3. 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 параболического 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

$$y = ax^2 - H. \quad (3.42)$$

В этом случае схему к расчету площади поперечного сечения канала можно изобразить в следующем виде (рис. 3.4).

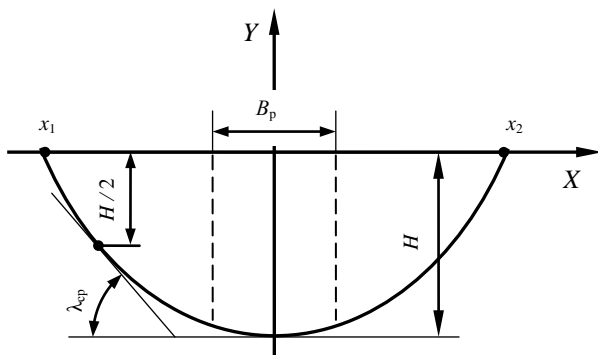


Рис. 3.4. Схема к расчету параметров канала параболического профиля

Расчет площади поперечного сечения  $A_k$  производится с использованием определенного интеграла. Тогда согласно рис. 3.4 расчет следует выполнять по следующей формуле:

$$A_k = 4H(\sqrt{H/a}) / 3. \quad (3.43)$$

При определении  $\Pi_{ш}$  (см. формулу (3.34)) значение  $A_{ш}$  можно считать в соответствии с рис. 3.4 по формуле

$$A_{ш} = A_k - HB_p, \quad (3.44)$$

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 расчета необходимой частоты вращения шнека будет иметь вид

$$n_{ш} = 2(A_k - HB_p)k_p v_n / (\pi^2 D_{ш}^3 k_n \text{tg } \alpha_n). \quad (3.45)$$

При определении значения  $d_{ш}$  по формуле (3.37) используется величина угла наклона  $\lambda$  откоса к горизонту. У каналов параболического сечения  $\lambda$  не является постоянной величиной. В данном случае можно воспользоваться средним значением  $\lambda$ , т. е. значением  $\lambda_{ср}$ , равным углу наклона к горизонту касательной к параболе в точке, соответствующей половине глубины канала. Для этого можно воспользоваться производной уравнения параболы (3.42).

В этом случае

$$\lambda_{ср} = \text{arctg}(2ax), \quad (3.46)$$

где  $x$  – значение аргумента, соответствующее половине глубины канала.

Приняв  $y = -H/2$ , можно записать:

$$-H/2 = ax^2 - H. \quad (3.47)$$

Отсюда

$$x = \sqrt{H/2a}, \quad (3.48)$$

тогда

$$\lambda_{ср} = \text{arctg} \sqrt{2aH}. \quad (3.49)$$

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

### 3.4. Расчет мощности на привод рабочего органа

Мощность на привод рабочего органа  $P_{p,о}^{лв}$ , приведенную к валу двигателя, можно определить по уравнению

$$P_{p.o}^{дв} = P_p / (\eta_p \eta_{п.р}) + P_{ш} / (\eta_{ш} \eta_{п.ш}) + P_{тр} / \eta_{п.т}, \quad (3.50)$$

где  $P_p$ ,  $P_{ш}$ ,  $P_{тр}$  – соответственно мощность на привод ротора, шнеков, транспортера (для траншекопателя  $P_{ш} = 0$ );

$\eta_p$ ,  $\eta_{п.р}$ ,  $\eta_{ш}$ ,  $\eta_{п.ш}$ ,  $\eta_{п.т}$  – соответственно КПД ротора, привода ротора, шнеков, привода шнеков, привода транспортеров. Обычно рекомендуется принимать  $\eta_p = 0,85$  [1],  $\eta_{ш} = 0,80 \dots 0,85$ . Остальные значения КПД определяются на основании анализа конструкции привода и трансмиссии.

Мощность на привод ротора определяется следующим образом:

$$P_p = P_k + P_q + P_{раз} + P_{п}, \quad (3.51)$$

где  $P_k$  – мощность на копание грунта ковшами;

$P_q$  – мощность на черпание рыхлого грунта, подаваемого к ковшам шнеками (для траншекопателей  $P_q = 0$ );

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

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

Расчет  $P_k$  выполняется по следующей формуле:

$$P_k = k_1 \Pi_p^r, \quad (3.52)$$

где  $k_1$  – удельное сопротивление грунта копанию. Определяется так же, как и в формуле (2.61) или принимается по прил. 2;

$\Pi_p^r$  – техническая производительность ротора.

$$\Pi_p^r = v_n B_p H. \quad (3.53)$$

Расчет  $P_q$  выполняется следующим образом:

$$P_q = k_c k_1 \Pi_{ш}^r, \quad (3.54)$$

где  $k_c$  – коэффициент, учитывающий снижение удельного сопротивления копанию рыхлого грунта, поступающего к ковшам от шнеков. Его значение зависит от категории грунта и принимается по прил. 2;

$\Pi_{ш}^r$  – техническая производительность шнеков.

$$\Pi_{ш}^r = \Pi_{т} - \Pi_p^r. \quad (3.55)$$

Расчет  $P_{раз}$  выполняется по формуле

$$P_{\text{раз}} = \Pi_{\text{т}} \rho v_{\text{р}}^2 / 2, \quad (3.56)$$

где  $\rho$  – плотность грунта в естественном состоянии (прил. 2).

Расчет  $P_{\text{п}}$  выполняется следующим образом:

$$P_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{п}}, \quad (3.57)$$

где  $H_{\text{п}}$  – высота подъема грунта к месту разгрузки.

Высота подъема грунта складывается из высоты  $H_3$  подъема грунта в забое до дневной поверхности и высоты  $H_0$  подъема от дневной поверхности до места выгрузки (см. рис. 3.2). Как для траншекопателя, так и для каналокопателя принимается  $H_3 = 0,5H$ . При этом учитывается, что шнекороторные экскаваторы разрабатывают канал, центр тяжести сечения которого находится к дневной поверхности на расстоянии меньшем, чем  $0,5H$ , но вследствие перемещения грунта шнеками вниз это расстояние увеличивается и значение  $H_3$  принимается равным  $0,5H$ .

Значение  $H_0$  можно определить графически по выполненному в масштабе рис. 3.2 или, как следует из этого рисунка, по формуле

$$H_0 = (0,5D - h_{\text{к}}) (\cos \alpha_{\text{н}} - \sin \varphi_0). \quad (3.58)$$

Мощность  $P_{\text{ш}}$  на привод шнеков упрощенно можно представить состоящей из мощности  $P_{\text{к. ш}}$  на копание грунта шнеками и мощности  $P_{\text{тр. ш}}$  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. 3.5.

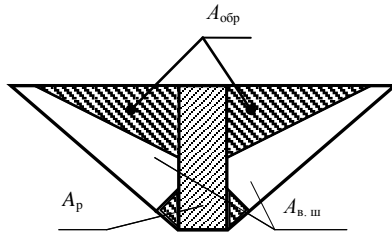


Рис. 3.5. Схема к расчету мощности на привод рабочего органа шнекороторного каналокопателя

Шнеки вырезают (копают) часть сечения канала площадью  $A_{\text{в. ш}}$ , измельчают обрушающийся на них грунт площадью  $A_{\text{обр}}$  и преодоле-



вают силы трения на транспортирование всего грунта вниз к ковшам. В связи с этим расчет  $P_{ш}$  можно выполнить по формуле

$$P_{ш} = P_{к. ш} + P_{тр. ш} + P_{из}, \quad (3.59)$$

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

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

$$P_{к. ш} = k_1 \Pi_{т} A_{в. ш} / A_{к}, \quad (3.60)$$

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

Определение площади, вырезаемой шнеками, выполняется по формуле

$$A_{в. ш} = A_{к} - A_{р} - A_{обр}, \quad (3.61)$$

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

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 (3.61) с подстановкой значения  $A_{к}$ , рассчитанного по формуле (3.43), и значения  $A_{р}$ , рассчитанного как произведение глубины канала и принятой ширины ковшей по зубьям (ширины ротора).

Мощность  $P_{тр. ш}$  рассчитывается по формуле

$$P_{тр. ш} = \Pi_{ш} \rho g (f_2 \cos \lambda - \sin \lambda) \pi D_{ш} \operatorname{tg} \alpha_{п}, \quad (3.62)$$

где  $f_2$  – коэффициент трения грунта о грунт.

При достаточно большом значении  $\lambda$  значение  $P_{тр. ш}$  может быть отрицательным. Это говорит о том, что рыхлый грунт сползает вниз под действием силы тяжести, тогда  $P_{тр. ш}$  принимается равной нулю.

$$P_{из} = k_c k_1 \Pi_{т} A_{обр} / A_{к}. \quad (3.63)$$

Расчет мощности на привод транспортеров производится по известным методикам. Упрощенно мощность (в кВт) можно рассчитать по методике ВНИИЗеммаш по следующей формуле:

$$P_{тр} = c_1 (\Pi_{т} \rho H + \Pi_{т} \rho g L c_2 + c_3 L v_{л}) / (3,6 \cdot 10^3), \quad (3.64)$$

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

$P_T$  – техническая производительность транспортера, принимаемая равной технической производительности экскаватора,  $m^3/ч$ ;

$\rho$  – плотность транспортируемого грунта,  $t/m^3$ ;

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

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

$v_d$  – скорость ленты, равная  $3 \dots 5$  м/с.

Значение  $c_1$  принимается в зависимости от расстояния между осями концевых барабанов конвейера по табл. 3.2.

Таблица 3.2. 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 равным 0,04 при роликах на подшипниках качения и 0,06 на подшипниках скольжения, значения  $c_3$  принимаются по табл. 3.3.

Таблица 3.3. 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

### 3.5. 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  $F_\tau$  и нормальной  $F_n$  составляющих, причем

$$F_n = \varepsilon F_\tau, \quad (3.65)$$

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

Величина касательной силы определяется по зависимости

$$F_\tau = k_1 A_{стр}, \quad (3.66)$$

где  $A_{стр}$  – площадь стружки в радиальном сечении.

$$A_{стр} = B\delta,$$

где  $B$  – ширина стружки, равная  $B_k$ .

Поскольку толщина стружки – величина переменная и зависит от угловой координаты ковша  $\varphi_i$ , то в общем виде

$$F_{\tau i} = k_1 B c \sin \varphi_i. \quad (3.67)$$

Тогда на рис. 3.6

$$F_{\tau 1} = k_1 B c \sin \beta_z; \quad (3.68)$$

$$F_{\tau 2} = k_1 B c \sin 2\beta_z; \quad (3.69)$$

$$F_{\tau 3} = k_1 B c \sin 3\beta_z; \quad (3.70)$$

$$F_{\tau 4} = k_1 B c \sin 4\beta_z. \quad (3.71)$$

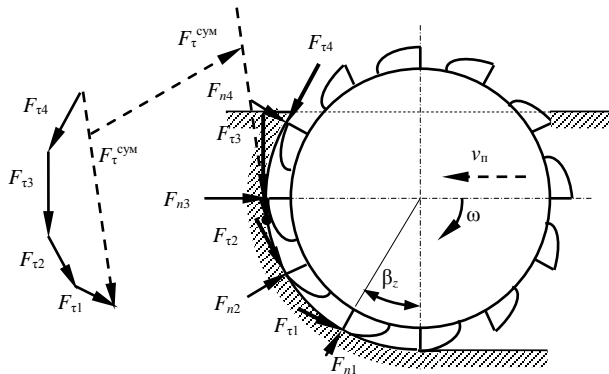


Рис. 3.6. Схема к определению сил, действующих на ротор

Расчитанные силы в соответствующем выбранном масштабе прикладываются к соответствующему ковшу и ориентируются по касательной к дуге окружности в точке касания забоя ковшом.

Определение результирующей касательной силы  $F_{\tau}^{сум}$  производится геометрическим сложением сил. Для этого выбирается нужный масштаб (один сантиметр длины стрелки соответствует принятой величине силы в килоньютонах). Затем, начиная с силы с наибольшим номером (на данной схеме это  $F_{\tau 4}$ ), на свободном месте рисунка парал-

тельно соответствующей этой силе стрелке вычерчивают стрелку такой же длины. К острому концу данной стрелки геометрически прибавляют следующую ( $F_{\tau 3}$ ), для чего проводят стрелку длиной, равной длине стрелки  $F_{\tau 3}$ , параллельную ей, и т. д. до силы  $F_{\tau 1}$ . Суммарную, или результирующую, силу  $F_{\tau}^{\text{сум}}$  получают, соединив прямой начало стрелки силы  $F_{\tau 4}$  и конец стрелки силы  $F_{\tau 1}$ . Измерив длину стрелки  $F_{\tau}^{\text{сум}}$ , получают значение результирующей силы.

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  $F_{ni}$ .

Определенные таким образом силы не учитывают силу тяжести грунта и силу инерции, препятствующую разгону грунта. С учетом этих сил суммарную силу  $F_{\Sigma}$  можно определить по формуле

$$F_{\Sigma} = (P_{\kappa} + P_{\text{p}} + P_{\text{n}}) / v_{\text{p}}. \quad (3.72)$$

Точкой приложения силы  $F_{\Sigma}$  и ее направлением принимаются значения  $F_{\tau}^{\text{сум}}$ . Таким же образом прикладывают и нормальную составляющую  $F_{\Sigma}$ , рассчитываемую, как и  $F_{ni}$ .

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  $A_{\text{n.г}}$  при условии, что часть шнека входит внутрь ротора, можно приближенно определить по формуле

$$A_{\text{n.г}} = (0,25 \dots 0,7) (D_{\text{шн}}^2 \text{tg } \lambda). \quad (3.73)$$

Расчетная форма поперечного сечения снимаемого грунта площадью  $A_{\tau}$  показана на рис. 3.7.

При необходимости расчета сил, необходимых на перемещение пассивной части рабочего оборудования  $F_{\text{п.ч}}$ , можно воспользоваться следующей формулой:

$$F_{\text{п.ч}} = k_1 A_{\tau}. \quad (3.74)$$

Для данного случая значение  $k_1$  можно принять по прил. 2.

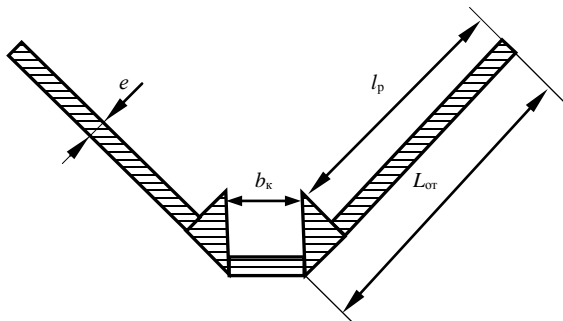


Рис. 3.7. Схема сечения грунта, снимаемого пассивными элементами

Расчет  $A_r$  выполняется по формуле

$$A_r = A_{н.г} + 2el_p + B_p. \quad (3.75)$$

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

$$F_{\text{ч}} = P_{\text{ч}} / v_p. \quad (3.76)$$

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

Кроме того, на шнеки действуют силы, препятствующие копанью, измельчению и транспортированию грунта. Последней величиной при обычных значениях угла наклона откосов к горизонту можно пренебречь. Тогда при условии использования прерывистых шнеков или ленточных шнеков, ленты которых оснащены режущими элементами, упрощенно можно считать, что на оба шнека действует сила, которую приблизительно можно рассчитать по формуле

$$F_{\text{шн}} = (P_{\text{к.шн}} + P_{\text{изм}}) / [\pi n_{\text{ш}} \cdot 0,5(D_{\text{ш}} + d_{\text{ш}})]. \quad (3.77)$$

В формулу (3.77) значения мощностей подставляются в киловаттах,  $n_{\text{ш}}$  – в секундах в минус первой степени,  $D_{\text{ш}}$  и  $d_{\text{ш}}$  – в метрах. Эти силы касательны к шнекам, приложены примерно на середине рабочей части шнеков и перпендикулярны к их валам. Для приведения этих сил к вертикальной плоскости полученное значение следует умножить на  $\cos \lambda$  (рис. 3.8, а).

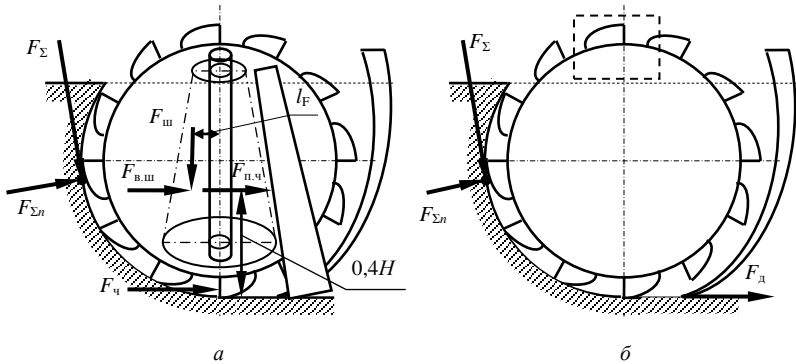


Рис. 3.8. Схема сил, действующих на рабочий орган: *а* – шнекороторного экскаватора-каналокопателя; *б* – многоковшового роторного экскаватора-траншеекопателя

На шнеки также действует сила, препятствующая внедрению шнеков в грунт  $F_{в.ш}$ . Ее можно рассчитать по формуле

$$F_{в.ш} = \varepsilon P_{к.шн} / [\pi n_{ш} \cdot 0,5(D_{ш} + d_{ш})], \quad (3.78)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент соотношения между касательной и нормальной составляющими сил, препятствующих копанью грунта,  $\varepsilon = 0,2 \dots 0,5$ .

При наличии у экскаватора-траншеекопателя устройства, подчищающего дно, расчет возникающего сопротивления  $F_{д}$  (рис. 3.8, *б*) выполняется по формуле (2.81).

Значение  $l_F$  (см. рис. 3.8, *а*) можно найти по формуле

$$l_F = 0,25(D_{ш} + d_{ш}). \quad (3.79)$$

## 4. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДВУХРОТОРНЫХ, ДВУХФРЕЗЕРНЫХ И ПЛУЖНО-ФРЕЗЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ-КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ

### 4.1. Расчет основных параметров двухфрезерных экскаваторов-каналокопателей

*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.

*Необходимую дальность разбрасывания грунта*  $l_{от}$  фрезами (рис. 4.1) определяют по формуле

$$l_{от} = (b_d + H \operatorname{ctg} \lambda) H k_p / 2h_{от}, \quad (4.1)$$

где  $k_p$  – коэффициент разрыхления;

$h_{от}$  – толщина разбрасываемого слоя, м. Принимается равной 0,1...0,2 м.

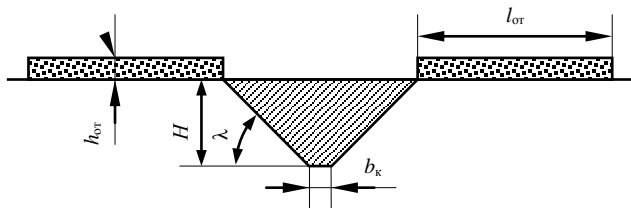


Рис. 4.1. Схема к определению дальности разбрасывания разработанного фрезами грунта

*Окружную скорость фрез*  $v_{окр}$  (в м/с) определяют по соотношению

$$v_{окр} = (1,3...1,5)l_{от}. \quad (4.2)$$

При инерционной разгрузке окружные скорости фрез должны находиться в пределах 8...13 м/с [14]. 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, для чистого среза растительности и древесины необходимы окружные скорости порядка 10...12 м/с. Разбрасывание на расстояние 5...10 м по крайним частицам, достаточное для размещения грунта, вынутого из канала при максимальной высоте слоя раз-

брасываемого грунта, допускающего вспашку плугами без предварительного разравнивания, а также чистый срез растительности и перерезание корневой системы должна обеспечить определенная окружная скорость фрез. При  $v_{\text{окр}} = 7...8$  м/с для минеральных грунтов влажностью до 22...25 % и влажного торфа  $l_{\text{от}} = 5...6$  м; при  $v_{\text{окр}} = 13$  м/с  $l_{\text{от}} = 10...12$  м, а для сухого торфа она на 30...40 % меньше.

Увеличение окружной скорости выше указанных пределов нежелательно, так как при  $v_{\text{окр}} > 9...10$  м/с резко возрастает расход мощности и интенсивность изнашивания ножей, растут динамические нагрузки и усилие резания. При возрастании  $v_{\text{окр}}$  до 13...15 м/с  $l_{\text{от}}$  увеличивается пропорционально  $v_{\text{окр}}$ , а затем медленнее из-за возрастающего сопротивления воздуха. Для сильно заросших каналов и при фрезеровании сухого торфа следует принимать верхние пределы окружной скорости, а для минеральных грунтов – нижние.

**Диаметр фрезы  $D_{\text{фр}}$**  по концам ножей должен быть таким, чтобы обеспечить необходимый угол разгрузки  $\theta$ . **Угол разгрузки** выбирается с таким расчетом, чтобы грунт, выбрасываемый лопаткой, не попал обратно в канал. Это условие выполняется при  $\theta = 50...65^\circ$  (рис. 4.2), когда наружная кромка лопатки подходит к бровке, и перестает выталкиваться в верхней точке.

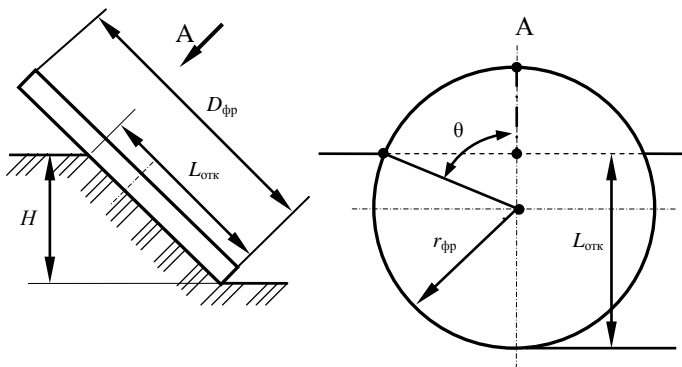


Рис. 4.2. Схема к определению диаметра фрезы

Необходимый диаметр фрезы определим на основании рис. 4.2:

$$r_{\text{фр}} = L_{\text{отк}} / (1 + \cos \theta), \quad (4.3)$$

где  $L_{\text{отк}}$  – длина откоса.



$$L_{от} = H / \sin \lambda. \quad (4.4)$$

Тогда формулу (4.3) можно привести к следующему виду:

$$r_{фр} = H / [(1 + \cos \theta) \sin \lambda]. \quad (4.5)$$

Очевидно, что  $D_{фр} = 2r_{фр}$ .

**Шаг ножей**  $T_n$  определяется по формуле

$$T_n = \pi D_{фр} / z_n, \quad (4.6)$$

где  $z_n$  – число ножей.

**Число ножей** принимается таким, чтобы обеспечить подачу на нож, для минеральных грунтов, равную 4...8 мм, для торфяных – 6...10 мм [14].

**Подача на нож** рассчитывается по формуле

$$c = v_n T_n / v_{окр} = \pi D_{фр} \Pi_T / (v_{окр} A_k z_n), \quad (4.7)$$

где  $\Pi_T$  – техническая производительность каналокопателя, м<sup>3</sup>/с;

$A_k$  – площадь поперечного сечения отрываемого канала, м<sup>2</sup>.

Тогда требуемое число ножей определяют из выражения

$$z_n = \pi D_{фр} \Pi_T / (v_{окр} A_k c). \quad (4.8)$$

Число ножей  $z_n$  принимается равным 6...12. Если при расчетах получится  $5 \leq z_n < 6$ , то необходимо принять  $z_n = 6$ , 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

$$b_{фр} = D_{фр} / (15...20). \quad (4.9)$$

Принятое значение  $b_{фр}$  должно удовлетворять **условию размещения фрез на дне канала** (рис. 4.3). Фрезы не будут соприкасаться, если выполняется условие

$$b_{фр} \leq b_d / (2 \sin \lambda). \quad (4.10)$$

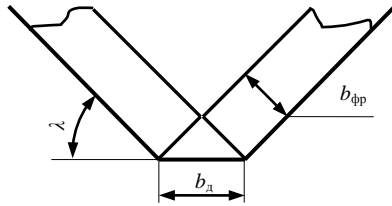


Рис. 4.3. Схема размещения фрезы на дне канала

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 (рис. 4.4).

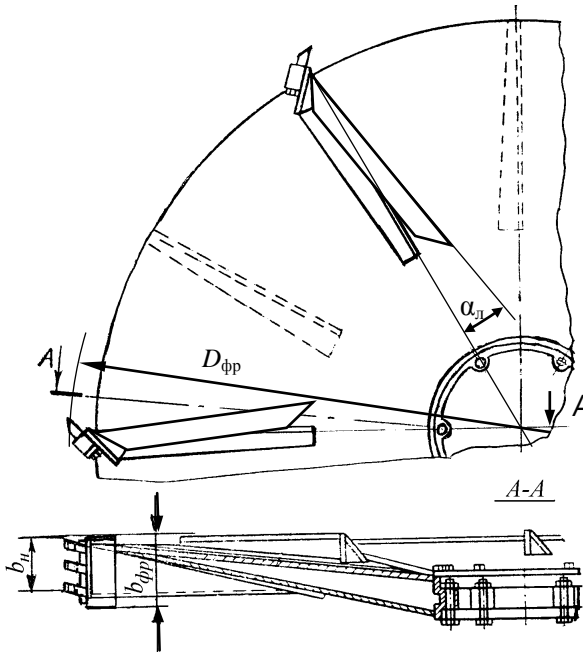


Рис. 4.4. Конструкция фрезы с гребенчатыми ножами

Гребенчатая конструкция ножей обеспечивает лучшее перерезание захороненной древесины, однако в этом случае расчетной величиной

ширины ножей является не ширина отдельного резца, а величина  $b_n$ . Резцы последующего ножа отклонены в противоположную сторону и срезают грунт в промежутке следов предыдущего ножа, что вдвое увеличивает подачу на нож.

**Геометрия режущей части ножа** показана на рис. 4.5. Ножи фрез для работы в переувлажненных грунтах, где практически отсутствует скалывание, рекомендуется принимать с прямоугольной режущей кромкой.

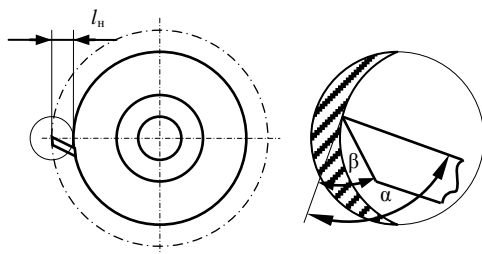


Рис. 4.5. Геометрия режущей части ножа

Оптимальный угол  $\alpha$  резания ножа (рис. 4.5), прорезающего узкие щели в переувлажненных грунтах, составляет  $55...65^\circ$  [14], задний угол  $\beta$  равен  $15...25^\circ$ . 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 равной  $0,1...0,2$  м или  $l_n \approx 0,05D_{фр}$ .

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

Принимают величину угла отклонения лопатки  $\alpha_d$  от радиального направления равной  $20...30^\circ$  для плужно-фрезерных рабочих органов, у которых окружная скорость относительно невелика, и фрезерных с большим диаметром фрезы, предназначенных для рытья каналов глубиной свыше 1,5 м, в других случаях  $\alpha_d = 0...20^\circ$ .

Ширина лопаток  $b_{л}$  (рис. 4.6) принимается меньше общей ширины ножей и рассчитывается по формуле

$$b_{л} = b_{н} - 0,02. \quad (4.11)$$

Если ножи установлены в два ряда в шахматном порядке, то в формулу (4.11) необходимо вместо  $b_{н}$  подставлять удвоенное значение.

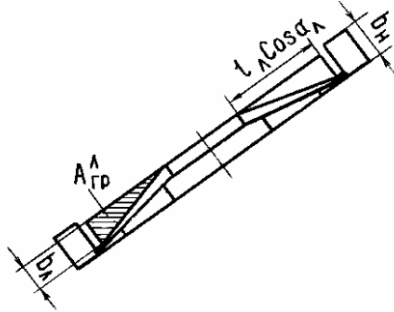


Рис. 4.6. Площадь поперечного сечения грунта, находящегося между лопатками фрезы

При известной ширине лопаток  $b_{л}$  их длину  $l_{л}$  определяют из условия обеспечения заданной производительности по выносной способности, т. е. при известных параметрах лопатки  $b_{л}$  и  $\alpha_{л}$ , числе лопаток  $z_{л}$ , угловой скорости фрезы  $\omega$  должен быть обеспечен выброс разрыхленного грунта, поступающего на лопатки. При этом лопатки должны обеспечивать производительность  $\Pi_{л}$ , которая определяется по формуле

$$\Pi_{л} = \Pi_{т} - \Pi_{н}, \quad (4.12)$$

где  $\Pi_{н}$  – техническая производительность, обеспечиваемая ножами одной фрезы,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Производительность лопаток по выносной способности (в  $\text{м}^3/\text{с}$ ) можно определить следующим образом:

$$\Pi_{л} = b_{л} l_{л} \cos \alpha_{л} \omega [r_{л} - (l_{л} \cos \alpha_{л}) / 3] k_{н} / k_{р}. \quad (4.13)$$

Преобразуя данное выражение, получим

$$(l_{л}^2 b_{л} \cos^2 \alpha_{л} \omega k_{н} / 3 k_{р}) - (l_{л} b_{л} r_{л} \cos \alpha_{л} \omega k_{н} / k_{р}) + \Pi_{л} = 0. \quad (4.14)$$

Решив полученное квадратное уравнение, определим значение  $l_{л}$ . В данном уравнении  $\Pi_{л}$  можно найти из выражения

$$\Pi_{л} = \Pi_{т} - A_{н} v_{п} = \Pi_{т} - 2H b_{н} v_{п} / \sin \lambda, \quad (4.15)$$

где  $A_n$  – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемого ножами,  $m^2$ .

Значение  $k_n = 0,1 \dots 0,2$ . Скорость рабочего передвижения  $v_n$  (в м/с) рассчитывается, как и для других каналокопателей.

#### 4.2. 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. Дно в этом случае формируется пассивным зачистным лемехом.

Уравнение, описывающее параболу, имеет тот же вид, что и уравнение (3.42).

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

Определение площади канала параболического сечения может быть выполнено по формуле (3.43).

Для расчета диаметра и ширины фрезы перейдем к следующей схеме (рис. 4.7).

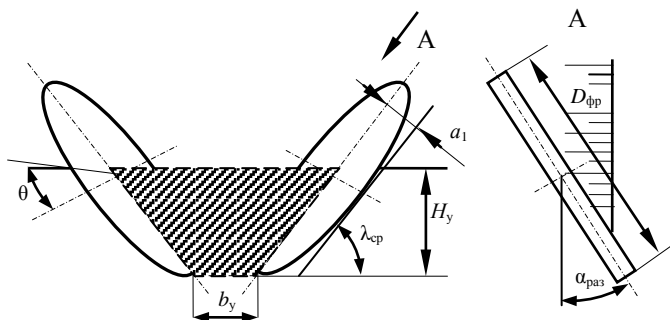


Рис. 4.7. Расчетная схема разработки параболического канала

Здесь в сечение параболического канала глубиной  $H$  вписано сечение условного трапециевидального канала глубиной  $H_y$  с шириной по дну  $b_y$  и с углом наклона откоса к горизонту  $\lambda_{ср}$ . Величину глубины условного канала можно ориентировочно принять по зависимости  $H_y = 0,8H$ , а ширины по дну – по зависимости  $b_y = 0,25H$ .

У каналов параболического сечения угол наклона откоса к горизонту  $\lambda$  не является величиной постоянной. В данном случае  $\lambda_{\text{ср}}$  равно углу наклона к горизонту касательной к параболе в точке, соответствующей половине глубины канала  $H$ . Для расчета значения этого угла можно воспользоваться уравнением (3.49).

Необходимую **дальность разбрасывания грунта** фрезами можно определить по ранее обоснованной формуле

$$l_{\text{от}} = A_k k_p / 2h_{\text{от}}. \quad (4.16)$$

**Окружную скорость фрез** определяют по соотношению (4.2).

**Диаметр или радиус фрезы** по концам ножей рассчитывается по уравнению (4.3), в котором  $L_{\text{от}} = H_y / \sin \lambda_{\text{ср}}$ .

Остальные параметры рассчитываются, как и для каналокопателя, прокладывающего трапециевидный канал, с учетом разницы в значении площади условного трапециевидного и параболического каналов.

Принятое значение  $b_{\text{фр}}$  должно удовлетворять условию (4.10), в котором учитывается  $b_d$ . Для расчета  $b_d$  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  $14^\circ$ . Этот угол можно найти из условия обеспечения величины  $a_1$ , которая, согласно рис. 4.7, определяется по формуле

$$a_1 = D_{\text{фр}}(\sin \alpha_{\text{раз}}) / 2. \quad (4.17)$$

Отсюда

$$\alpha_{\text{раз}} = \arcsin(2a_1 / D_{\text{фр}}). \quad (4.18)$$

Значение  $a_1$  можно рассчитать следующим образом:

$$a_1 = (b_1 - b_2)\cos \lambda_{\text{ср}}, \quad (4.19)$$

где  $b_1$  и  $b_2$  – свободные члены уравнений прямых 1 и 2 (см. рис. 4.7).

Расчет  $b_1$  можно выполнить по формуле

$$b_1 = H_y + b_y / (2\text{tg } \lambda_{\text{ср}}), \quad (4.20)$$

а расчет  $b_2$  – по формуле

$$b_2 = H / 2 + (H / 2a)^{1/2} / \text{tg } \lambda_{\text{ср}}. \quad (4.21)$$

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

### 4.3. Расчет основных параметров экскаваторов-каналокопателей с копирующей фрезой

Направление вращения фрезы принимается прямым.

Диаметр копирующей фрезы (в м) по концам ножей (рис. 4.8) определяется по формуле

$$D_{\text{фр}} = (2 \dots 2,2)H / \sin \lambda. \quad (4.22)$$

Профиль поперечного сечения фрезы принимают в соответствии с заданным поперечным сечением канала.

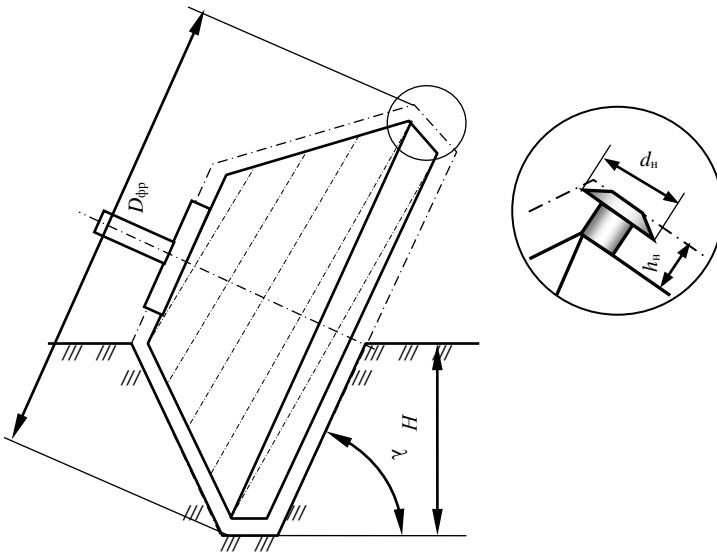


Рис. 4.8. Схема копирующей фрезы

Такие фрезы обычно снабжаются чашечными ножами. Число ножей  $z_n$  фрезы предварительно принимается равным 36...48, диаметр ножа  $d_n$  равен 0,08...0,1 м, угол резания ножей  $\alpha_p - 30 \dots 55^\circ$ , высота ножей  $h_n - (0,4 \dots 0,45)d_n$  или около 5С. Более подробно проектирование чашечного ножа рассмотрено в разделе, в котором описывается проектирование машин для глубокого фрезерования земель.

Ножи устанавливают по спирали. Принятое число ножей и порядок их размещения должны обеспечивать перекрытие захватываемых

полос на 3...5 см и подачу на нож не более 3 см. Обычно общее число чашечных ножей  $z_n$  составляет 80...120.

Для обеспечения требуемой дальности отбрасывания, как правило составляющей 10...12 м, расчет окружной скорости (в м/с) ведут по зависимости  $v_{\text{окр}} = (1,5...2,5)l_{\text{от}}$ .

Для фрез данного типа окружная скорость назначается в пределах 17...27 м/с.

Подача на нож (в м) рассчитывается по формуле

$$C = v_n \pi D_{\text{фр}} / (v_{\text{окр}} z_{n1}), \quad (4.23)$$

где  $v_n$  – скорость рабочего передвижения каналокопателя, м/с;

$D_{\text{фр}}$  – принятый диаметр фрезы, м;

$z_{n1}$  – число ножей в одной плоскости резания, располагаемой перпендикулярно валу фрезы.

Средняя толщина стружки зависит не только от угла, на котором производится ее измерение или расчет, но и от места на фрезе, в котором это измерение производится. Для дальнейших расчетов будем считать расчетным значением средней толщины стружки величину, рассчитанную по формуле

$$\delta_{\text{cp}} = C \sin(\varphi_k / 2). \quad (4.24)$$

Расчет угла контакта  $\varphi_k$  выполняют по формуле (3.18) с подстановкой в нее вместо  $D$  принятого значения  $D_{\text{фр}}$ .

#### 4.4. Расчет основных параметров двухроторных экскаваторов-каналокопателей

Важнейшим параметром двухроторных каналокопателей является **диаметр ротора**, который определяется из условия размещения под ротором кавальера грунта без осыпания его в канал (рис. 4.9):

$$D_p = (H_k + h_k + h_1) / \sin \lambda, \quad (4.25)$$

где  $H_k$  – глубина отрываемого канала;

$h_k$  – 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:

$$A_{\text{кав}} = A_k k_p / 2 = H_k (b_k + H_k \text{ctg} \lambda) k_p / 2. \quad (4.26)$$



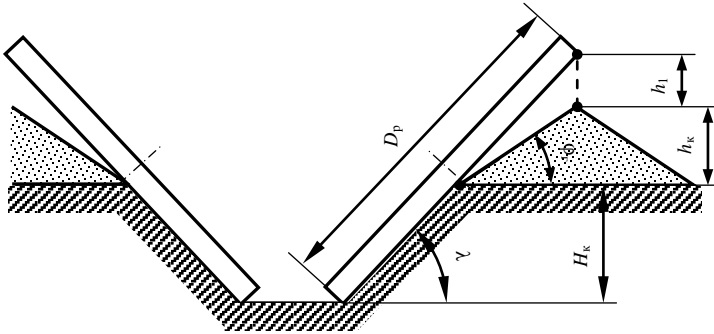


Рис. 4.9. Схема к определению диаметра ротора

С другой стороны,

$$A_{\text{кав}} = h_k^2 / \text{tg } \varphi_r, \quad (4.27)$$

отсюда

$$h_k = \sqrt{A_{\text{кав}} \text{tg } \varphi_r}, \quad (4.28)$$

где  $\varphi_r$  – угол естественного откоса грунта (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Угол естественного откоса грунта  $\varphi_r$

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

$$h_1 = [h_k \sin (\lambda - \varphi_r)] / (\sin \varphi_r \cos \lambda). \quad (4.29)$$

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

Диаметр ротора для двухроторных каналокопателей находится обычно в пределах

$$D_p = (3...4)H_k, \quad (4.30)$$

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

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

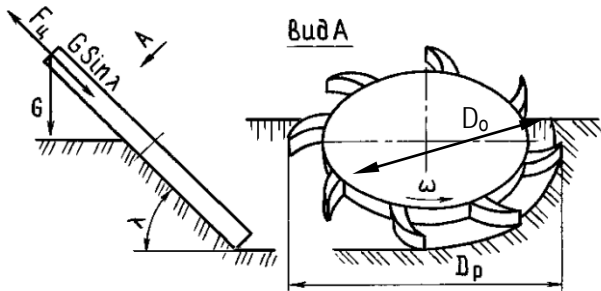


Рис. 4.10. Схема к определению критической окружной скорости ротора

С учетом того, что  $r_p = D_p / 2$ , для расчета критической окружной скорости ротора можно пользоваться следующей формулой:

$$v_{кр} = \sqrt{0,5D_p g \sin \lambda} = 2,21 \sqrt{D_p g \sin \lambda}. \quad (4.31)$$

**Окружную скорость** принимают больше критической и рассчитывают по зависимости

$$v_{окр} = (1,1...1,25)v_{кр}. \quad (4.32)$$

При  $\lambda = 45^\circ$ , после подстановки числовых значений и замены  $r_p$  на  $D_p$ , формула (4.32), составленная с учетом формулы (4.31), приобретает вид

$$v_{окр} = (2,05...2,33)\sqrt{D_p}. \quad (4.33)$$

У существующих конструкций роторных каналокопателей окружная скорость находится в пределах (3...4) м/с [1].

**Диаметр ротора без ножей** (диаметр обечайки ротора) определяется по зависимости

$$D_o = (2,0...2,2)H. \quad (4.34)$$

**Высота ножей-ковшей** определяется по формуле

$$h_n = (D_p - D_o) / 2. \quad (4.35)$$

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

**Ширину ножей-ковшей**  $b_n$  определяют, исходя из формулы расчета производительности по выносной способности.

Для двухроторного каналокопателя

$$\Pi_T = (D_p^2 - D_o^2) b_n \omega k_n / 4k_p. \quad (4.36)$$

Значение  $k_n$  принимается равным 0,52...0,55 [1],  $k_p$  можно принять по прил. 1. Отсюда

$$b_n = 4\Pi_T k_p / [(D_p^2 - D_o^2) \omega k_n]. \quad (4.37)$$

Полученное значение  $b_n$  должно быть принято не менее 80 мм и проверено по условию несприкосновения ножей-ковшей на дне канала с использованием формулы (4.10).

Диапазон скоростей передвижения рассчитывается, как и для прочих экскаваторов-каналокопателей.

#### **4.5. Определение мощности на привод рабочих органов двухроторных и двухфрезерных экскаваторов-каналокопателей**

В общем виде мощность на привод рабочего органа каналокопателя определяется по следующему выражению:

$$P_{p.o} = (P_k^H + P_k^Л + P_p + P_{под} + P_{тр}) / \eta_{p.o}. \quad (4.38)$$

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

$\eta_{p.o}$  – КПД рабочего органа, учитывающий потери мощности на разрушение грунта торцами лопаток, трение грунта о лопатки, рыхление грунта рушителями, вентиляцию воздуха и др. Для расчетов принимается  $\eta_{p.o} = 0,7...0,8$  [14].

Мощность на копание грунта ножами определяется по выражению (для двухфрезерных каналокопателей)

$$P_k^H = 2k_1 \Pi_H = k_1 \Pi_T A_H / A_k = 2k_1 b_n l_{от} v_n, \quad (4.39)$$

где  $k_1$  – удельное сопротивление грунта копанию;

$A_n$  – площадь канала, вырезаемая ножами.

Расчет площади канала параболического сечения изложен в подразделе 4.2.

Так как толщина срезаемой стружки является величиной переменной (рис. 4.11), для определения  $k_1$  необходимо определить среднюю толщину стружки:

$$\delta_{cp} = c \sin (\varphi_k / 2); \quad (4.40)$$

$$c = v_n T_n / v_{окр}; \quad (4.41)$$

$$\varphi_k = 90 + \varphi_0; \quad (4.42)$$

$$\varphi_0 = \arcsin [(l_{от} - r_{фр}) / r_{фр}]. \quad (4.43)$$

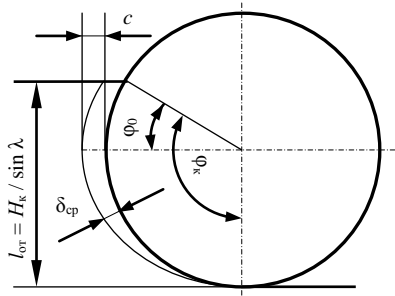


Рис. 4.11. Схема к определению средней толщины стружки

При толщине стружки  $\delta_{cp} \geq 3$  см, например для двухроторных каналокопателей, удельное сопротивление грунта копанию принимается по прил. 2. 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 [14]

$$k_1 = k \delta_{cp}^{-e} k_\alpha k_b k_\varphi k_\Gamma, \quad (4.44)$$

где  $k$  – коэффициент сопротивления копанию стружки толщиной 1 см;

$\delta_{cp}$  – фактическая средняя толщина стружки, см;

$e$  – показатель степени, принимаемый для минеральных грунтов равным 0,4, для торфяных – 0,33;

$k_\alpha$ ,  $k_b$ ,  $k_\varphi$ ,  $k_\Gamma$  – соответственно коэффициенты, зависящие от угла резания  $\alpha$ , ширины ножа  $b_n$ , угла контакта  $\varphi_k$ , числа ударов плотномером  $C_{уд}$  (табл. 4.2).

Таблица 4.2. Значения коэффициентов для определения  $k_1$

$C_{уд}$	$k_1$ , кПа	$k_r$	$\alpha$ , град	$k_\alpha$	$b_{нз}$ , см	$k_b$	$\varphi_k$	$k_\varphi$
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	1,00	56	1,10	13,5	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	1,90	90	2,60	–	–	–	–
16	590	–	–	–	–	–	–	–

Для упрощенных расчетов можно принимать для минеральных грунтов  $k_1$  равным 480 кПа, для торфяных – 350 кПа. При наличии в грунте погребенной 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

$$P_k^H = P_k^P + P_k^B, \quad (4.45)$$

где  $P_k^P$  – мощность на копание режущей кромкой ножа;

$P_k^B$  – мощность на копание боковой кромкой ножа.

Расчет этих мощностей ведется по следующим формулам:

$$P_k^P = k_1 \Pi_T A_n / A_k; \quad (4.46)$$

$$P_k^B = k_c k_1 \Pi_T (A_k - A_n) / A_k, \quad (4.47)$$

где  $k_c$  – коэффициент, учитывающий снижение  $k_1$  за счет того, что боковые кромки ножа разрабатывают обрушивающийся грунт.

Рекомендуется принимать  $k_c = 0,5$  [14].

Мощность на копание лопатками определяется только для двухфрезерных каналокопателей.

$$P_k^Л = k_c k_1 \Pi_T (A_k - A_n) / A_k. \quad (4.48)$$

Здесь принимается  $k_c = 0,4...0,5$ .

Мощность на разгон грунта  $P_p$  определяется по аналогии с роторным траншеекопателем:

$$P_p = \Pi_{тp} v_{окр1}^2 / 2, \quad (4.49)$$

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 определяется по формуле

$$P_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{п}}, \quad (4.50)$$

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

Мощность на трение определяется по формуле

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{тр1}} + P_{\text{тр2}} + P_{\text{тр3}} + P_{\text{тр4}}, \quad (4.51)$$

где  $P_{\text{тр1}}$ ,  $P_{\text{тр2}}$ ,  $P_{\text{тр3}}$ ,  $P_{\text{тр4}}$  – соответственно мощность 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 тяжести в несколько десятков раз меньше, и при расчетах ею можно пренебречь. Кроме того, следует учитывать, что грунт к забою прижимается как ножами, так и лопатками. Поэтому мощность на трение о забой грунта определяется следующим образом:

$$P_{\text{тр1}} = f_2 \Pi_{\text{т}} \rho v_{\text{окр}}^2 / 2. \quad (4.52)$$

Для двухроторных каналокопателей  $P_{\text{тр1}} = 0$ , 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:

$$P_{\text{тр2}} = f_2 \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{к}} (\cos \lambda) / (2 \sin \lambda) = f_2 \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{к}} / 2 \operatorname{ctg} \lambda. \quad (4.53)$$

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

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

Мощность на трение грунта о верхнюю поверхность ротора  $P_{\text{тр4}}$  определяют только для двухроторных каналокопателей по эмпирической зависимости [1]

$$P_{\text{тр4}} = 0,105f_1 r_p^4 \omega \sin 2\lambda, \quad (4.54)$$

где  $r_p$  – радиус ротора по режущим кромкам, м.

#### 4.6. Определение суммарных реакций, действующих на рабочие органы двухфрезерных и двухроторных экскаваторов-каналокопателей

На рабочий орган каналокопателей данного типа действуют: силы сопротивления копанию грунта ножами; силы сопротивления копанию боковыми кромками лопаток; силы трения перемещаемого грунта о поверхность забоя, поверхность откоса и 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  $F_\tau$ , действующая со стороны грунта на роторы и фрезы и лежащая в плоскости вращения, определяется по формуле

$$F_\tau = (P_K^H + P_K^N + P_p + P_{\text{под}} + P_{\text{тр}}) / v_{\text{окр}}. \quad (4.55)$$

Нормальная составляющая вычисляется по зависимости

$$F_n = \varepsilon F_\tau, \quad (4.56)$$

где  $\varepsilon = 0,4 \dots 0,8$ .

Точка приложения реакций  $F_\tau$  и  $F_n$  находится на высоте  $H_k / 3$  от дневной поверхности, что примерно соответствует углу  $0,7\varphi_k$  (рис. 4.12).

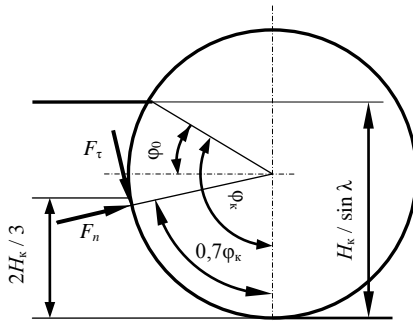


Рис. 4.12. Схема к определению точки приложения реакции грунта

При выполнении тяговых и статических расчетов силы и реакции должны быть спроектированы на вертикальную и горизонтальную оси.

Дно канала окончательно формируется зачистным отвалом. Для расчетов принимается, что отвал срезает толстую стружку треугольного сечения (рис. 4.13).

Горизонтальная реакция  $R_o^r$  определяется по формуле

$$R_o^r = (0,35 \dots 0,80) k_1 b_d^2 / 2 \operatorname{ctg} \lambda. \quad (4.57)$$

Здесь  $k_1$  следует принимать по прил. 2.

Вертикальная реакция  $R_o^B$  определяется по формуле

$$R_o^B = R_o^r \operatorname{ctg} \psi_o, \quad (4.58)$$

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

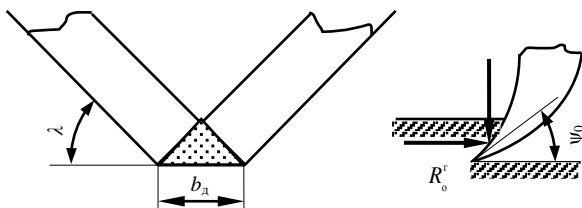


Рис. 4.13. Схема к определению реакций, действующих на зачистной отвал

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

$$F_r = F_r^{\text{кфн}} A / A_{\text{кфн}}, \quad (4.59)$$

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

$A_{\text{кфн}}$  – площадь поперечного сечения канала, отрываемого каналокопателем КФН-1200,  $A_{\text{кфн}} = 1,74$  м<sup>2</sup>;

$A$  – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемого проектируемым каналокопателем.

Вертикальная составляющая, действующая на двухотвальным клин, рассчитывается по формуле



$$F_{\text{в}} = F_{\text{в}}^{\text{кфн}} A / A_{\text{кфн}}, \quad (4.60)$$

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

#### 4.7. Расчет основных параметров фрезы плужно-фрезерного экскаватора-каналокопателя

*Диаметр фрезы*  $D_{\text{ф}}$  определяют из условия обеспечения начала выброса грунта в направлении, перпендикулярном оси отрываемого канала [1], что способствует увеличению дальности выброса грунта:

$$D_{\text{ф}} \geq 2H_{\text{к}} \sqrt{1+m^2}, \quad (4.61)$$

где  $H_{\text{к}}$  – глубина отрываемого канала;  
 $m$  – коэффициент заложения откосов  
или

$$D_{\text{ф}} \approx 2l_{\text{от}}, \quad (4.62)$$

где  $l_{\text{от}}$  – длина откоса.

Значения  $D_{\text{ф}}$  у существующих каналокопателей можно найти по зависимости

$$D_{\text{ф}} = (1,5H_{\text{к}} + 0,8)m. \quad (4.63)$$

Расчет  $D_{\text{ф}}$  следует выполнить по всем трем формулам, приняв округленное значение согласно обзору существующих конструкций.

На рис. 4.14 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:

$$D_{\text{ф1}} = D_{\text{ф}} - 2b_{\text{н}}m. \quad (4.64)$$

Для каналокопателей, у которых резание осуществляется в одну линию, определяют только  $D_{\text{ф}}$ .

Из условия обеспечения требуемой ширины канала по дну *ширина фрезы*  $b_{\text{ф}}$  определяется по формулам

$$b_{\text{ф}} = b_{\text{д}} \sin \lambda \quad (4.65)$$

и

$$b_{\text{ф}} = b_{\text{н}}. \quad (4.66)$$

При двух линиях резания  $b_{\text{н}} = b_{\text{ф}} / 2$ . На основании замеров параметров фрез существующих каналокопателей получены следующие зависимости для определения остальных размеров фрез.

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

**Окружная скорость** фрезы принимается не менее двух критических, т. е.

$$v_{окр} \geq 2v_{кр}, \quad (4.67)$$

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

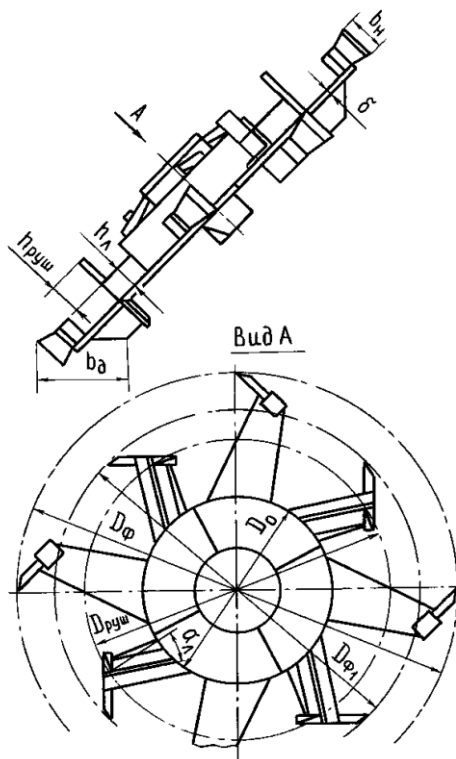


Рис. 4.14. Фреза плужно-фрезерного каналопателя

**Критическая скорость** определяется по формуле

$$v_{кр} = 2,21 \sqrt{(D_{\phi} \sin \lambda)}. \quad (4.68)$$

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 [1].

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

Техническая производительность фрезы по выносной способности определяется по формуле

$$П_{т} = b_{\phi}(D_{\phi}^2 - D_o^2)\omega k_n / 8k_p, \quad (4.69)$$

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

Размеры плуга определяются исходя из конструктивных соображений.

Диапазон скоростей передвижения рассчитывается так же, как и для других экскаваторов-каналокопателей. Расчетное значение минимальной глубины канала следует принять 0,6 от номинальной.

#### **4.8. Расчет баланса мощности плужно-фрезерного экскаватора-каналокопателя и сил, действующих на рабочий орган**

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

$$P_{дв} = P_{фр}^{дв} + P_{пер}^{дв} + P_{доп}^{дв}. \quad (4.70)$$

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

$$P_{фр}^{дв} = (P_k^H + P_k^J + P_p + P_n + P_{тр}) / (\eta_{\phi}\eta_{тр}), \quad (4.71)$$

где  $\eta_{\phi}$  – КПД фрезы и ее привода,  $\eta_{\phi} \approx 0,7...0,8$ .

Мощность на копание грунта ножами определяется по формуле

$$P_k^n = k_1 \Pi_T (A_{руш} + A_{ф}) / A_k, \quad (4.72)$$

где  $A_{руш}$  – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемого рушителями (рис. 4.15);

$A_{ф}$  – площадь поперечного сечения канала, разрабатываемого фрезой.

$$A_{ф} = b_{ф} l_{от}. \quad (4.73)$$

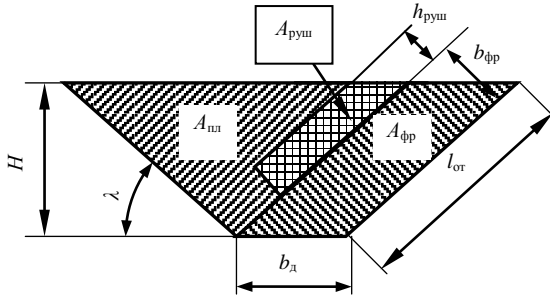


Рис. 4.15. Схема разработки поперечного сечения канала плужно-фрезерным каналокопателем

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

Мощность на разработку грунта лопатками определяется по формуле

$$P_k^n = \Delta k_1 \Pi_T A_{пл} / A_k, \quad (4.74)$$

где  $\Delta$  – коэффициент, учитывающий, что лопатками разрабатывается разрыхленный грунт,  $\Delta = 0,3...0,4$  [1];

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

$$A_{пл} = A_k - A_{руш} - A_{ф}. \quad (4.75)$$

Мощность на разгон грунта рассчитывается по выражению

$$P_p = \Pi_{тp} v_{окр}^2 / 2. \quad (4.76)$$

Мощность на подъем грунта находится по зависимости

$$P_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{п}}, \quad (4.77)$$

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

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

$$P_{\text{тр1}} = \Pi_{\text{т}} \rho f_2 v_{\text{окр}}^2 / 2. \quad (4.78)$$

Мощность на трение грунта о поверхность откоса определяется по формуле

$$P_{\text{тр2}} = \Pi_{\text{т}} \rho g f_2 \pi r_{\phi} (\cos \lambda) / 2, \quad (4.79)$$

где  $r_{\phi}$  – радиус фрезы.

Мощность на трение грунта о лопатки учитывается КПД фрезы.

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

На фрезу действуют касательная  $F_{\tau}$  и нормальная  $F_n$  составляющие сопротивления грунта копанию:

$$F_{\tau} = P_{\text{фр}} / v_{\text{окр}}; \quad (4.80)$$

$$F_n = \varepsilon F_{\tau}. \quad (4.81)$$

Касательная и нормальная составляющие сопротивлений грунта копанию расположены в плоскости, параллельной откосу, и приложены к нолам фрезы на середине глубины канала.

На плуг действует сила, которая направлена под углом к горизонту и направлению движения. Однако основной составляющей этой силы является горизонтальная  $F_{\text{пл}}$ , препятствующая перемещению плужного рабочего органа вдоль оси канала. Эту силу можно определить по формуле

$$F_{\text{пл}} = k_c k_1 A_{\text{пл}}, \quad (4.82)$$

где  $k_c$  – коэффициент, учитывающий снижение  $k_1$  благодаря деблокированному копанию,  $k_c = 0,5$  [1]. Здесь в связи с тем, что плуг отваливает толстую стружку,  $k_1$  принимается по прил. 2.

#### 4.9. Особенности расчета мощности на осуществление рабочего процесса и расчета сопротивлений для копирующей фрезы

У рабочего органа с копирующей фрезой по аналогии с двухфрезерным каналокопателем необходимо рассчитывать мощность на копание грунта  $P_{\text{к}}$ , на разгон грунта  $P_{\text{р}}$ , на подъем грунта  $P_{\text{п}}$ , на трение о

забой  $P_{\text{тр}}$ .

Расчет  $P_k$  ведется по формуле

$$P_k = k_1 \Pi_r, \quad (4.83)$$

где  $k_1$  – коэффициент удельного сопротивления копанию грунта, рассчитываемый по формуле (4.44) или принимаемый по рекомендациям, относящимся к двухфрезерным каналокопателям.

Мощности на разгон и подъем грунта рассчитываются соответственно по формулам (4.49) и (4.50). Мощность на трение о забой грунта можно рассчитать по формуле (4.52).

В соответствии с рассчитанными значениями мощностей рассчитываются и сопротивления, действующие на фрезу с учетом ее конструктивных особенностей, например, наличие опоры, зачистного устройства и пр.

## 5. РАСЧЕТ ДРЕНАЖНО-КРТОВЫХ МАШИН И БЕСТРАНШЕЙНЫХ ДРЕНОУКЛАДЧИКОВ

### 5.1. Выбор геометрических параметров ножа и дренера

Типичная наиболее простая конструктивная схема рабочего органа *дренажно-кротовой машины* показана на рис. 5.1.

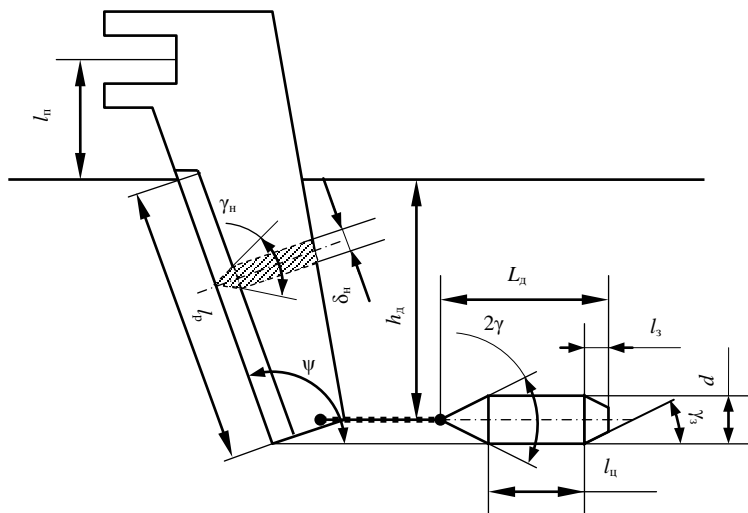


Рис. 5.1. Расчетная схема дренажно-кротового рабочего органа

Глубина закладки дрен  $h$  указывается в задании на проектирование и определяется проектировщиками мелиоративной системы в зависимости от их назначения, уровня грунтовых вод, грунтовых и других условий. Как правило, в торфяных грунтах  $h \geq 60...70$  см; при предварительном осушении  $h = 30...50$  см.

Обычно устойчивый ход дренера обеспечивается при  $h = 3,5d$ , где  $d$  – диаметр дренера.

Оптимальный угол  $\gamma$  заострения дренера, при котором тяговое сопротивление минимально, составляет  $37^\circ$ ,  $40...45^\circ$ ,  $25...27^\circ$  и  $45...52^\circ$  соответственно для торфа, для деревянного дренера, для минерального грунта и клинообразного дренера, для минерального грунта и конусообразного дренера.

Длину цилиндрической части дренажа для торфяных грунтов определяют следующим образом:  $l_d = (1,5...2)d$ . Для минеральных грунтов длина цилиндрической части дренажа  $l_d$  составляет 100...150 мм и до 200 мм при  $d = 50...100$  мм.

Задний усеченный конус, сглаживающий напряжения, имеет угол 20...25° при длине 25...50 мм.

**Угол  $\varphi$  наклона режущей кромки ножа** принимается для торфяных грунтов равным 50...80°, для минеральных – 95...110° [14].

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

Скорость движения дренажа существенно влияет на качество кровных дрен и формирование остаточных деформаций в грунте. В торфяных грунтах она составляет 0,6...1 м/с, в минеральных может быть увеличена на 25...30 %.

## 5.2. Определение сил, действующих на рабочее оборудование, и особенности выбора базовой машины

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 дренажа.

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

$$F_T = 0,01c_1h^n, \quad (5.1)$$

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

$h$  – глубина резания, см.

Таблица 5.1. 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

$$F_T = 0,01C_{yd}h^{1,35}(1 + 0,1\delta)(1,5 - \varphi / 90^\circ)k_B, \quad (5.2)$$



где  $\delta$  – толщина ножа, см;

$k_\beta$  – коэффициент, зависящий от угла заострения ножа  $\beta$ . Значения  $k_\beta$  принимаются по табл. 5.2.

Таблица 5.2. Значения коэффициентов  $k_\beta$  в зависимости от угла заострения ножа

$\beta$	180°	120°	90°	60°	45°
$k_\beta$	1,00	0,96	0,90	0,83	0,81

Вертикальная составляющая  $F_v$  определяется по уравнению

$$F_v = F_r \operatorname{tg}(90^\circ - \varphi). \quad (5.3)$$

Сопротивление перемещению дренара (в кН) в торфяных грунтах определяется по зависимости

$$F_d = k_c \pi d^2 / 4 + k_d \pi d l_d, \quad (5.4)$$

где  $k_c$  – удельное сопротивление смещению торфяного грунта дренаром, кПа,  $k_c = 70 \dots 90$  кПа;

$d$  – диаметр дренара, м;

$k_d$  – удельное сопротивление налипанию грунта, кПа,  $k_d = 2 \dots 2,5$  кПа;

$l_d$  – длина цилиндрической части дренара, м.

Для минеральных грунтов второй категории

$$F_r = 0,0121 C_{уд} k_\gamma d^{2,42} k_{ц} k_\gamma, \quad (5.5)$$

где  $k_\gamma$  – коэффициент, зависящий от угла заострения  $\gamma$  дренара. Значения коэффициента  $k_\gamma$  приведены в табл. 5.3;

$d$  – диаметр дренара, см;

$k_{ц}$  – коэффициент, учитывающий трение грунта по цилиндрической части дренара.

Таблица 5.3. Значения коэффициента  $k_\gamma$  в зависимости от угла заострения дренара

$\gamma$	10°	20°	25°	30°	40°	50°	60°	90°
$k_\gamma$	1,61	1,10	1,00	1,02	1,08	1,12	1,20	1,20

Значение  $k_{ц}$  вычисляется по выражению

$$k_{ц} = 1 + l_d x_d, \quad (5.6)$$

где  $l_d$  – длина цилиндрической части дренара, м;

$x_d$  – коэффициент, зависящий от диаметра дренажа. Для  $d = 50$  мм  $x_d = 0,277$ , для  $d = 100$  мм  $x_d = 0,1$ , для  $d = 130$  мм  $x_d = 0$ .

Промежуточные значения коэффициентов  $k_B$ ,  $k_V$  и  $x_d$  определяются интерполяцией.

Суммарное сопротивление движению дренажа зависит от многих факторов и направлено под углом  $\alpha_d$  к горизонту, поэтому усилие  $F_d$  можно разложить на горизонтальную  $F_{дг}$  и вертикальную  $F_{дв}$  составляющие.

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

Параметры **бестраншейных дреноукладчиков** (рис. 5.2) 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  $\beta$  устанавливается в 45...60°, а угол  $\phi$  наклона режущей кромки для дреноукладчиков типа МД-12 – около 20°. Угол наклона лобовой части  $\phi_d$  клиновидной носовины, поднимающей грунт вверх, принимается равным 40...60°, а сама лобовая часть выполняется плоской без заострения. Более подробно выбор параметров бестраншейных дреноукладчиков и их спускных лотков изложен в учебном издании [14].

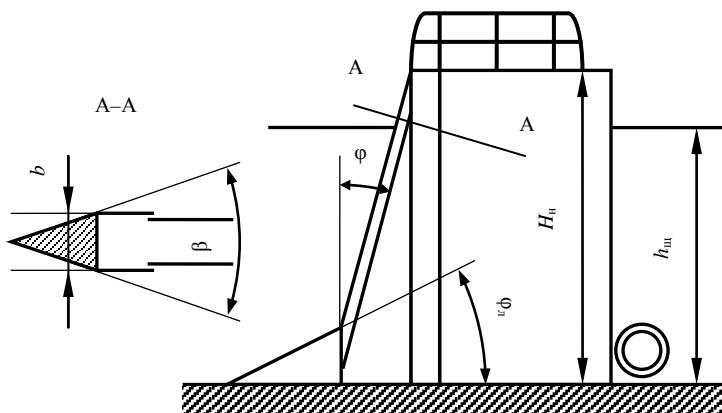


Рис. 5.2. Схема рабочего органа бестраншейного дреноукладчика

В **бестраншейных машинах со ступенчатым ножевым рабочим органом** для зон орошения (рис. 5.3) принимается высота ножа  $h_n$  рав-

ной заданной максимальной глубине щели  $h_{щ}$  плюс дополнительная высота над исходным уровнем грунта, необходимая для размещения раструба для фильтрующей обсыпки. При этом  $h_{об} = 0,6...0,8$  м.

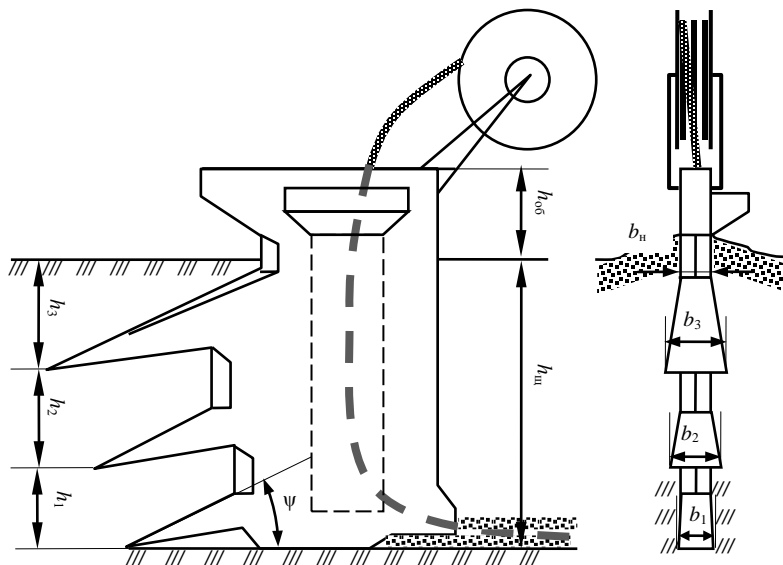


Рис. 5.3. Схема рабочего органа бестраншейного дреноукладчика со ступенчатым ножом

Угол заострения передней вертикальной режущей кромки принимается равным  $45...60^\circ$ , для подъема грунта и частичного его рыхления плоскости носовин ставятся под углом к горизонтали в  $30...36^\circ$ .

Ширина бесступенчатой части ножа по всей высоте  $b_n$  назначается на  $4...6$  см больше, чем максимальный диаметр укладываемой дренажной трубы.

Высота расположения режущих кромок носовин при оптимальных углах резания зависит от грунтовых условий. При этом

$$h_1 = h_{щ} - (h_2 + h_3); \quad h_2 = 0,8...2,0 \text{ м}; \quad h_2 + h_3 = c_{пр} b_3,$$

где  $h_1, h_2, h_3$  – соответственно высоты расположения режущих кромок носовин согласно расчетной схеме, м;

$h_{щ}$  – расчетная глубина щели, м. Для зоны орошения  $h_{щ} = 3,0...3,5$  м;

$c_{пр}$  – коэффициент, зависящий от категории грунта, установленной по динамическому плотномеру. Для грунтов первой, второй и третьей категорий  $c_{пр}$  соответственно равен 3; 3,5...4; 4,5...5;  
 $b_3$  – ширина верхней носовины, м,  $b_3 = 0,4...0,5$  м.

Соотношения для всех носовин равны:

$$b_3 / h_3 = 1...2; b_2 / h_2 = b_1 / h_1 = 0,8...1,0.$$

Для бестраншейных дреноукладчиков, работающих в зоне осушения, горизонтальную составляющую  $F_r^c$  суммарного усилия резания, (в кН), на минеральных грунтах вычисляют по формуле Н. А. Зеленина:

$$F_r^c = 0,01 C_{уд} h_{щ}^{1,35} (1 + 0,1b) \left(1 - \frac{90 - \varphi_{л}}{180}\right) k_{\beta}, \quad (5.7)$$

где  $C_{уд}$  – число ударов ударника динамического плотномера;

$h_{щ}$  – глубина щели, см;

$b$  – толщина ножа, см;

$\varphi_{л}$  – угол резания, град;

$k_{\beta}$  – коэффициент, учитывающий влияние угла заострения ножа  $\beta$ .

При  $\beta = 15...50^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 180^\circ$   $k_{\beta}$  соответственно равен 0,81; 0,83; 0,91; 0,95; 1,00.

На болотно-торфяных грунтах для машин, предназначенных для работы в зоне осушения, горизонтальную составляющую (в кН) вычисляют по формуле М. Е. Маценуро:

$$F_r^c = 0,01 a h_{щ}^n, \quad (5.8)$$

где  $a$  и  $n$  – опытные коэффициенты, зависящие от ширины ножа  $b$ .

Для  $b = 0,65; 2,5; 5$  и  $10$  см соответственно  $a = 20,6; 21,9; 27,8; 31,8$ ;  $n = 0,77; 0,81; 0,82; 0,86$ .

С учетом влияния рабочей скорости  $v_n$  (в км/ч), по опытным данным, горизонтальная составляющая (в кН) равна:

$$F_r^c = (31,02 v_n^{0,275} + 12,2b) h_{щ}^{0,59}. \quad (5.9)$$

Вертикальная составляющая  $F_b^c$  суммарного усилия резания определяется следующим образом:

$$\text{при } \varphi_{л} > 90^\circ \quad F_b^c = F_r^c \operatorname{tg}(\psi_n - 90^\circ);$$

$$\text{при } \varphi_{л} > 90^\circ \quad F_b^c = F_r^c \operatorname{ctg} \psi_n,$$

где  $\varphi_{\text{л}}$  – угол резания, град.

В налипающих грунтах на боковые поверхности ножа действует сила налипания  $F_{\text{нал}}$  (в кН), определяемая по формуле

$$F_{\text{нал}} = 0,002f_{\text{н}}A_{\text{б}}, \quad (5.10)$$

где  $f_{\text{н}}$  – удельное сопротивление налипанию, кПа;  $f_{\text{н}} = 7...9; 5...7; 2...2,5$  кПа соответственно для влажных глин, суглинков и болотно-торфяных грунтов;

$A_{\text{б}}$  – площадь боковой поверхности ножа, погруженной в грунт,  $\text{м}^2$ .

Сила  $F_{\text{нал}}$  направлена против хода дренаукладчика и приложена в точке положения центра тяжести боковой поверхности ножа, контактирующей с грунтом.

Данная составляющая сопротивления может быть устранена путем уменьшения ширины ножа к задней его части.

Для ступенчатых ножей горизонтальная составляющая усилия резания вычисляется для каждой ступени отдельно при средней ширине резания  $b_{\text{ср}}$  и соответствующих для каждой зоны глубине щели  $h_i$ , угле резания  $\psi_i$  и угле заострения  $\beta_i$ .

Суммарное горизонтальное сопротивление ножа (в кН) определяется по формуле

$$R_{\text{нт}} = R_1 + R_2 + R_3 + R_{\text{н}}, \quad (5.11)$$

где  $R_1, R_2, R_3$  – горизонтальные усилия в каждой зоне, кН;

$R_{\text{н}}$  – горизонтальное усилие верхнего вертикального ножа, кН.

Вертикальная составляющая усилия  $R_{\text{нв}}$  определяется, как для ножей с прямой режущей кромкой.

Размеры и отдельные параметры ступеней рабочего органа определяют из следующих условий:

$$A_i \geq A_{i+1}; \quad b_i \geq h_{i+1}, \quad (5.12)$$

где  $A_i$  – площадь проекции носовины  $i$ -й ступени на вертикаль,

$$A_i = 2a_1e_i + a_2e_i;$$

$A_{i+1}$  – площадь проекции лобовой поверхности  $(i+1)$ -й ступени на вертикаль,  $A_{i+1} = b_1a_{1i} + a_2e_i + b(h_i - a_{1i})$ ;

$h_i$  – высота ступени;

$e_i, a_{1i}, a_{2i}$  – параметры носовины (уширителя) ножа.

Здесь  $e_i = (b_{1i} - b) / 2$ ;  $a_{1i} = 2e_i$ ;  $a_{2i} = (0,5h_i - a_{1i})$ .

При отсутствии зоны уплотнения можно принимать  $h_i = h_{\text{кр}i}$ . Здесь  $h_{\text{кр}i}$  – критическая глубина резания  $i$ -й ступени. Ее расчет можно выполнить по формулам

$$h_{kpi} = h_{сдi} + h_{перi}; \quad h_{kpi} = k_3 b_{срi}, \quad (5.13)$$

где  $h_{сдi}$ ,  $h_{перi}$  – соответственно глубины зон сдвига и переходной зоны в  $i$ -й ступени;

$k_3$  – эмпирический коэффициент, зависящий от сопротивляемости грунта разрушению. Для грунтов первой категории  $k_3 = 4,0$ ; для второй  $k_3 = 4,05 \dots 4,25$ ; для третьей  $k_3 = 4,3 \dots 4,5$ ;

$b_{срi}$  – средняя с учетом уширений ширина ступени ножа,  $b_{срi} = A_i / h_i$ .

Суммарные реакции, действующие на ступенчатый нож, находят как сумму реакций всех ступеней.

## 6. РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ РАСЧИСТКИ ЗЕМЕЛЬ ОТ ДРЕВЕСНО-КУСТАРНИКОВОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТИ

### 6.1. Выбор основных параметров рабочих органов кусторезов

Для двухотвального кустореза основными параметрами являются: ширина захвата  $b_1$  (рис. 6.1, *a*), угол захвата  $\alpha$ , угол наклона верхних щитов  $\beta$ , угол заострения ножей  $\gamma$ , толщина ножей  $\delta_n$ , ширина выступающей части ножа  $b_n$ .

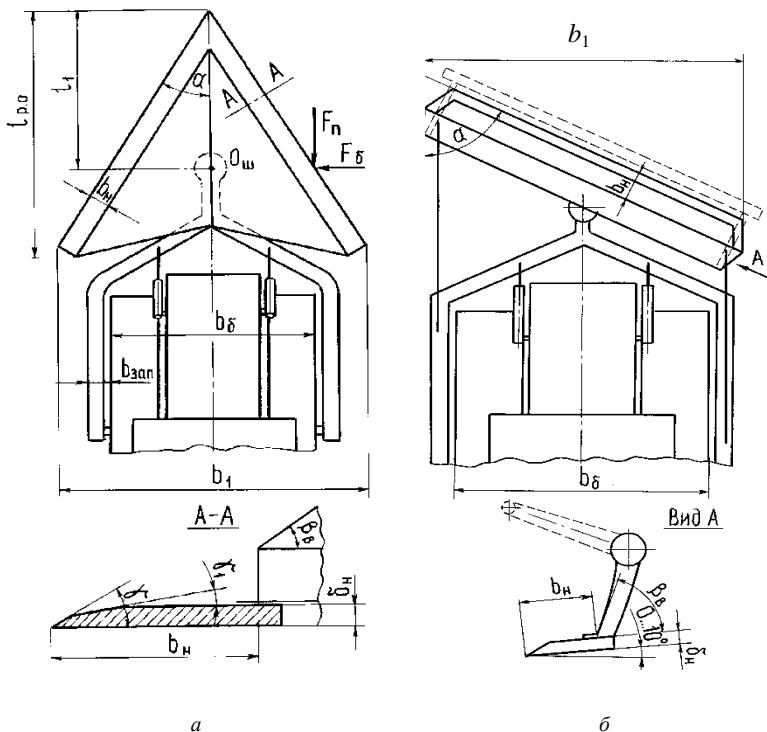


Рис. 6.1. Расчетные схемы кусторезов: *a* – двухотвального; *б* – одноотвального

Снижение угла захвата  $\alpha$  ведет к уменьшению силы  $F_n$  сопротивления перемещению рабочего органа и улучшению условий срезания растительности, но при этом возрастает боковая сила  $F_\delta$ , стремящаяся

развернуть машину при работе одной стороной кустореза, и увеличивается длина рабочего органа. Поэтому принимается  $\alpha = 26...32^\circ$  [14]. Под этим же углом располагают боковые вертикальные щиты отвала.

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

*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 более  $\frac{2}{3}$  длины рабочего органа, т. е. должно выполняться условие

$$2l_{p.o} / 3 \geq l_1 \geq 0,43, \quad (6.1)$$

или иначе значение  $l_1$  можно рассчитать по уравнению

$$l_1 = (0,43...0,67)l_{p.o}. \quad (6.2)$$

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

$$b_1 = P_{дв} / (21...30), \quad (6.3)$$

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

Решив уравнение (6.3) относительно  $P_{дв}$ , по полученной мощности двигателя можно произвести предварительный подбор базовой машины, если она не указана в задании на проектирование.

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

$$b_1 \geq 1,05b_6 + 2b_n \cos \alpha + 2b_{зап}, \quad (6.4)$$

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



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

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

Для одноотвального кустореза значение  $P_{\text{дв}}$  рассчитывается так же, как и для двухотвального, но с учетом ухудшения условий резания принимается его максимальное значение. Условие прохода по срезаемой полосе с учетом компоновки (см. рис. 6.1, б) записывается следующим образом:

$$b_1 \geq 1,05b_0 + b_n / \text{tg } \alpha + 2b_{\text{зап}}, \quad (6.5)$$

где  $b_{\text{зап}}$  – расстояние от края гусеницы до внешнего контура толкающей рамы,  $b_{\text{зап}} = 0,25 \dots 0,35$  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**  $F_{\text{п}}$ , действующая на отвал двухотвального кустореза, рассчитывается по уравнению

$$F_{\text{п}} = k_c b_1, \quad (6.6)$$

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

Для тяжелого участка с закустаренностью 90...95 тыс. стволов на 1 га  $k_c = 7 \dots 9,4$ , для легкого участка с закустаренностью 23...24 тыс. стволов на 1 га  $k_c = 4 \dots 4,35$ . Промежуточные значения получают интерполяцией. Для одноотвальных кусторезов ориентировочно можно принять максимальные из указанных значений  $k_c$ . Значение **боковой силы**  $F_6$  находят по уравнению

$$F_6 = F_{\text{п}} / \text{tg } (\alpha + \varphi_t), \quad (6.7)$$

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

## **6.2. Выбор основных параметров корчевателей, кустарниковых граблей и роторных корчевателей. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование, и подбор базовой машины**

Для **корчевателей и кустарниковых граблей**, навешиваемых сзади, основными параметрами являются: максимальная ширина захвата  $b_m$ , максимальная глубина рыхления (заглубления)  $h_p$ , число зубьев  $z_k$ , расстояние между зубьями  $b_0$ , длина зуба  $l_3$ . Корчеватель, предна-

значенный для корчевания мелких пней и перемещения выкорчеванной массы волоком, в данном издании назван корчевателем-собирателем. В отличие от корчевателя, предназначенного в основном для корчевания крупных пней поодиночке и выкорчевывания крупных камней, корчеватель-собиратель имеет более часто устанавливаемые зубья (клыки), которые имеют форму изогнутого по дуге клина.

**Число зубьев**  $z_k$  корчевателя обычно составляет 3...6 шт., корчевателя-собирателя – 6...12 шт. Большие цифры относятся к большей ширине захвата. Расстояние между зубьями  $b_0$  не должно быть больше среднего диаметра пней. Длина зуба (в мм) определяется по зависимости  $l_3 \geq h_p + (50...60)$  [8].

Для кустарниковых граблей с передней навеской (рис. 6.2) основными параметрами являются: максимальная ширина захвата  $b_m$ , число зубьев  $z_r$ , длина зуба  $l_3$ , ширина зуба  $b_3$ , геометрические параметры зубьев.

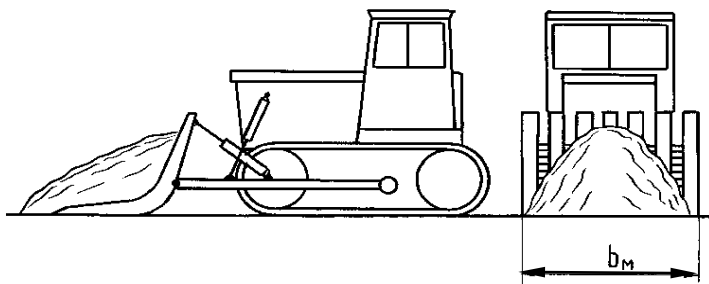


Рис. 6.2. Схема кустарниковых граблей

**Длина зуба**  $l_3$  (рис. 6.3) принимается в пределах  $l_3 = 0,5...1,2$  м и уточняется при тяговом расчете исходя из необходимости размещения на зубьях определенного объема растительной массы. **Число зубьев**  $z_r = 8...12$ . **Ширину зубьев**  $b_3$  выбирают из условия их предельного заглубления и смятия почвы:

$$R_p / z_r = p_r l_3 b_3 h_m, \quad (6.8)$$

где  $R_p$  – суммарная вертикальная реакция при полной загрузке рабочего органа, кН;

$p_r$  – коэффициент удельного сопротивления смятию. Для торфяных грунтов  $p_r = 40...50$  кН/м<sup>3</sup>;

$h_m$  – предварительное заглубление зуба в почву,  $h_m \leq 0,07$  м.

Суммарная вертикальная реакция  $R_p$  определяется по зависимости

$$R_p = G'_{p.o} + G'_k + G'_p,$$

где  $G'_{p.o}$ ,  $G'_k$ ,  $G'_p$  – соответственно силы тяжести рабочего органа, древесной сгребаемой массы и части силы тяжести толкающей рамы, приходящейся на рабочий орган.

Из уравнения (6.8) получим:

$$b_3 \geq R_p / (z_{\Gamma} p_{\Gamma} l_3 h_M). \quad (6.9)$$

Клин впереди зуба служит для поднятия срезанной массы на зуб и предотвращения наползания зуба на срезанный кустарник. По опытным данным [14], геометрические параметры зубьев определяют соответствующими углами и размерами:  $\gamma_1 = 4 \dots 6^\circ$ , во избежание сгруживания почвы;  $\psi_{\Gamma} = 30 \dots 35$ ;  $\alpha_{\Gamma} = 35 \dots 40^\circ$ ;  $l_{\Gamma} = 20 \dots 25$ ;  $l'_{\Gamma} = 15 \dots 20$ ;  $l''_{\Gamma} = 20 \dots 25$  мм.

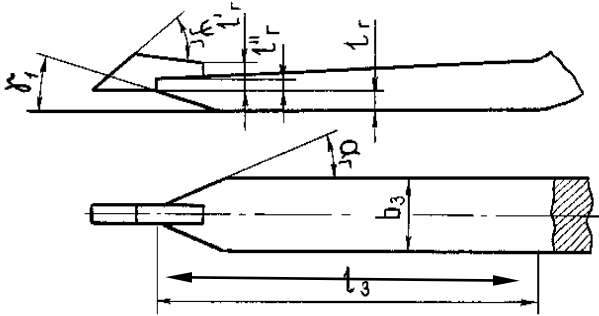


Рис. 6.3. Геометрические параметры зубьев кустарниковых граблей

**Предварительный подбор базовой машины** производится по мощности двигателя, которую можно определить по уравнению

$$P_{дв} = k_M b_M, \quad (6.10)$$

где  $k_M$  – коэффициент удельной мощности (необходимой мощности двигателя, отнесенной к ширине захвата), кВт/м. Для корчевателей принимается  $k_M = 33,3 \dots 100$ , для корчевателей-собираателей  $k_M = 22,2 \dots 28,6$ , для кустарниковых граблей с передней навеской  $k_M = 15,4 \dots 22,2$  кВт/м.

**Для обеспечения свободного прохода трактора по расчищаемой полосе** для кустарниковых граблей и корчевателей-собираателей должно выполняться условие

$$b_m \geq B + b_{\text{зап}}, \quad (6.11)$$

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,  $b_{\text{зап}} = 0,2 \dots 0,3$  м.

**Силы, действующие на зубья рабочего органа корчевателя и корчевателя-собирателя**, обычно представляют в виде горизонтальной  $R_{o,г}$  и вертикальной  $R_{o,в}$  реакций (рис. 6.4). Расчет горизонтальной составляющей выполняется по формуле

$$R_{o,г} = z_{\text{п}} F_{\text{кор}}, \quad (6.12)$$

где  $z_{\text{п}}$  – число одновременно корчюемых пней;

$F_{\text{кор}}$  – суммарная горизонтальная составляющая усилия корчевания пней (табл. 6.1). Для торфяников табличные значения умножаются на  $0,3 \dots 0,5$ , для суглинков – на  $1,5 \dots 2,0$ .

Число одновременно корчюемых пней для корчевателя обычно принимается 1, для корчевателя-собирателя рассчитывается по формуле

$$z_{\text{п}} = 0,01 b_m (z_1)^{1/2}, \quad (6.13)$$

где  $z_1$  – пнистость, т. е. число пней на площади в 1 га.

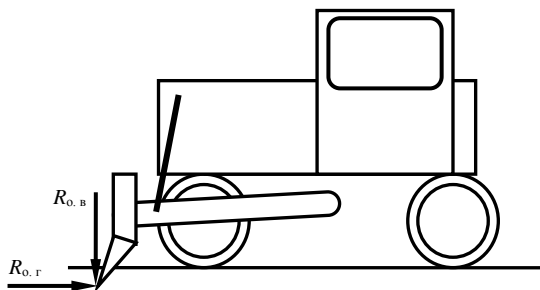


Рис. 6.4. Схема сил, действующих на рабочий орган корчевателя и корчевателя-собирателя с передней навеской при корчевании пней

Рассчитанное значение  $z_{\text{п}}$  до целых не округляется. Величина  $R_{o,в}$  принимается в зависимости от  $R_{o,г}$  по соотношению

$$R_{o,в} = k_R R_{o,г}, \quad (6.14)$$

где  $k_R$  – коэффициент соотношения между реакциями,  $k_R$  принимается равным  $1,1 \dots 1,5$  для минеральных и  $1,1 \dots 1,3$  для торфяных грунтов.

Таблица 6.1. Среднемаксимальные значения усилия корчевания  $F_{кор}$  пней горизонтальной силой для супесчаных грунтов, кН

Порода дерева	Усилия корчевания для пней диаметром $d_{п}$ , мм								
	100	150	200	250	300	350	400	450	500,0
Береза	19,6	24,5	53,9	73,5	93,1	123,0	157,0	201,0	206,0
Пихта	16,2	24,2	39,2	68,6	88,2	103,0	147,0	177,0	–
Осина	17,6	24,5	49,0	63,7	73,5	93,1	103,0	147,0	157,0

Усилие рыхления грунта корчующими зубьями определяется по уравнению

$$F_p = k_{рых} b_m h_p \lambda_p, \quad (6.15)$$

где  $k_{рых}$  – коэффициент сопротивления рыхлению грунта, кПа,  $k_{рых} = 39 \dots 49$  кПа 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;

$\lambda_p$  – коэффициент неполноты рыхления за счет расстояния между зубьями,  $\lambda_p = 0,4 \dots 0,75$ .

Сила сопротивления волочащейся массы определяется по формуле

$$F_v = G_v f_v = b_m l_m h_m \rho_m f_v g, \quad (6.16)$$

где  $G_v$  – 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;

$\rho_m$  – плотность волочащейся массы,  $\rho_m = 0,15 \dots 0,40$  т/м<sup>3</sup>;

$f_v$  – коэффициент сопротивления волочению массы,  $f_v = 0,9 \dots 1,2$ .

Рабочее перемещение кустарниковых граблей с передней навеской (рис. 6.5) производится при плавающем положении цилиндров рабочего оборудования, поэтому о грунт трется волочащаяся масса и зубья рабочего органа. В связи с этим сила  $F_{пр}$ , препятствующая перемещению рабочего органа, определяется по уравнению

$$F_{пр} = F_{p.o} + F_{п}, \quad (6.17)$$

где  $F_{p.o}$ ,  $F_{п}$  – тяговые сопротивления перемещению рабочего органа со срезанной массой и перемещению волочащейся массы перед рабочим органом соответственно.

Расчет  $F_{p.o}$  выполняется, как расчет силы трения, по формуле

$$F_{p.o} = R_{p.o} f_{тр} = F_{тр}, \quad (6.18)$$

где  $R_{p.o}$  – вертикальная составляющая суммарной реакции на рабочий орган со стороны грунта;

$F_{тр}$  – сила трения зубьев и срезанной массы о грунт.

Составляющая  $R_{р.о}$  определяется из уравнения равновесия рабочего органа и рамы относительно упругого шарнира  $O$  (рис. 6.5):

$$R_{р.о} = [G_{р.о}(l_4 + l_6) + G_p l_4 + G_M(l_2 + l_6 + l_4) + F_n(h_o - h_{п})] / (l_1 + l_2 + l_6 + l_4 - f_{пр}h_o), \quad (6.19)$$

где  $G_{р.о}$ ,  $G_p$ ,  $G_M$  – сила тяжести рабочего органа, толкающей рамы и срезанной массы над зубьями соответственно;

$h_o$  и  $h_{п}$  – высота упругого шарнира и центра тяжести волочащейся перед рабочим органом массы соответственно;

$f_{пр}$  – приведенный коэффициент трения зубьев и собранной массы о поверхность почвы.

$$G_M = b_M l_3 h_M k_n \rho_M g, \quad (6.20)$$

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,  $k_n = 0,85 \dots 0,95$ ;

$\rho_M$  – плотность массы на граблях,  $\rho_M = 0,15 \dots 0,40$  т/м<sup>3</sup>.

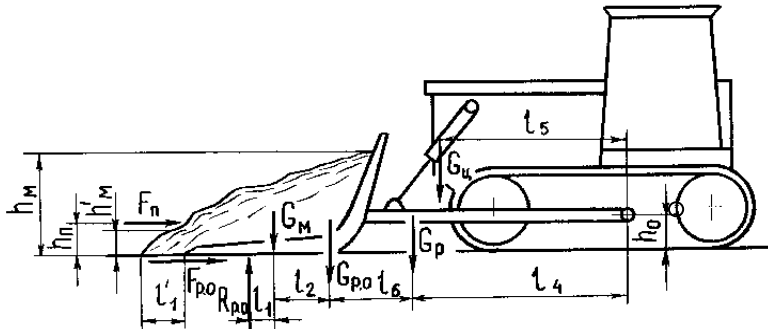


Рис. 6.5. Схема к тяговому расчету кустарниковых граблей

Значение приведенного коэффициента трения определяется по формуле

$$f_{пр} = (f_1 + f_2) / 2, \quad (6.21)$$

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. 6.5

$$F_{\Pi} = G_M f_B = b_M l_1' h_M' \eta_M \rho_M g, \quad (6.22)$$

где  $G_M$  – сила тяжести массы растительности, перемещаемой 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;  
 $\eta_M$  – 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.

Кустарниковые грабли с рабочим органом, навешенным сзади, рассчитываются аналогично.

При расчете **роторных корчевателей** принимают *глубину корчевания*  $h_p$  до 0,4 м. При использовании в качестве базового трактора тягового класса 6...10 *диаметр корчующего ротора* выбирают для торфяных почв по соотношению  $d_p = (3,2 \dots 3,5)h_p$ , а *ширину захвата*  $b_s$  принимают в диапазоне 2,5...3 м.

**Число корчующих роторов** принимается равным 9...15 в зависимости от ширины захвата и диаметра корчующих пней. На каждом роторе, как правило, три зуба-клыка.

Расстояние (шаг) между роторами зависит от размера корчующих пней. С учетом разветвления корневой системы оно составляет 0,25...0,45 м.

Следует отметить, что существуют рабочие органы роторных корчевателей, у которых на валу между корчующими роторами установлены дополнительные трехзубые диски, диаметр которых меньше диаметра корчующих роторов.

**Направление вращения роторов** прямое.

За корчующим ротором, схема которого представлена на рис. 6.6, *а*, стоит съемный (рис. 6.6, *б*), а за ним – транспортирующие (рис. 6.6, *в*). Роторы представляют собой валы, на которых закреплены диски, имеющие на виде сбоку форму правильного треугольника на съемном роторе и квадрата на последующих. Каждый последующий треугольный диск повернут на  $60^\circ$  по отношению к предыдущему, а каждый квадратный – на  $45^\circ$ .

Количество съемных роторов в два раза больше, чем корчующих, а количество транспортирующих равно количеству корчующих.

**Диаметр диска съемного ротора**  $d_{pc}$  определяется по зависимости  $d_{pc} = (0,75...0,8)d_p$ , транспортирующих первой группы  $d_{т1}$  – по зависимости  $d_{т1} = (0,4...0,45)d_p$ ; транспортирующих второй группы  $d_{т2}$  – по зависимости  $d_{т2} = (0,3...0,32)d_p$ ; транспортирующих третьей группы  $d_{т3}$  – по зависимости  $d_{т3} = (0,22...0,25)d_p$ .

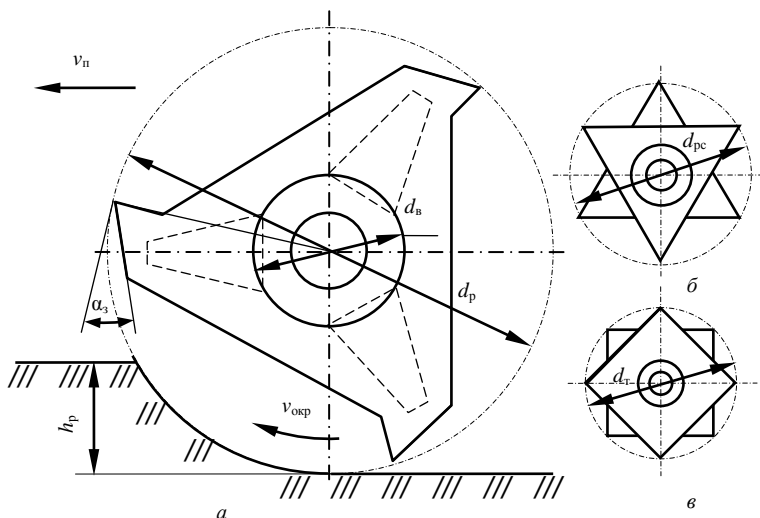


Рис. 6.6. Схема роторов: а – корчующего; б – съемного; в – транспортирующего

Задний угол  $\alpha_3$  во избежание трения тыльной части клыка ротора о забой принимают равным  $15...25^\circ$ . Диаметр вала предварительно принимают по зависимости  $d_b = (0,16...0,20)d_p$  с проверкой на отсутствие трения вала ротора о поверхность почвы и о забой и с проверкой прочности. Вали роторов изготавливают из стандартной толстостенной трубы с предварительно принимаемой толщиной стенки  $(0,07...0,10)d_b$ .

Толщина корпуса ротора  $45...55$  мм. Корчущая часть оснащается наконечником шириной, в два раза большей толщины корпуса ротора.

**Окружную скорость**  $v_{окр}$  корчущего ротора принимают равной  $1...1,5$  м/с, при этом частота вращения ротора  $n_p$  (в  $c^{-1}$ ) будет определяться по формуле

$$n_p = v_{окр} / (\pi d_p). \quad (6.23)$$

**Поступательная рабочая скорость**  $v_n$  в зависимости от категории грунта и пнистости составляет  $100...2500$  м/ч ( $0,028...0,69$  м/с). Чем



выше пнистость и категория грунта, тем ниже назначается скорость рабочего передвижения.

Если задана или рассчитана номинальная техническая производительность корчевателя в кубических метрах в секунду, то номинальную рабочую скорость в метрах в секунду следует рассчитать по формуле

$$v_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} / (h_{\text{р}} b_3). \quad (6.24)$$

При этом следует выполнить проверку на выполнение условия отсутствия трения вала ротора о поверхность почвы:

$$(d_{\text{р}} - d_{\text{в}}) / 2 \geq h_{\text{р}}. \quad (6.25)$$

Выполнение проверки на выполнение условия отсутствия трения вала ротора о поверхность забоя выполняется для наиболее легких условий работы, для которых проектируется машина:

$$(d_{\text{р}} - d_{\text{в}}) / 2 \geq C_{\text{к}}, \quad (6.26)$$

где  $C_{\text{к}}$  – подача на клык корчующего ротора, м, рассчитываемая по формуле

$$C_{\text{к}} = v_{\text{п}} / (n_{\text{р}} z_{\text{к}}). \quad (6.27)$$

Здесь  $v_{\text{п}}$  – скорость рабочего передвижения корчевателя, м/с;  
 $z_{\text{к}}$  – число клыков на роторе.

У машин для сплошного удаления растительности с корчующим ротором при пнистости 3 % в торфяниках суммарное *среднее окружное усилие на роторе*, включающее сопротивление копанию, корчеванию, разгону грунта с пнями, трению и подъему составляет 33...39 кН. Это значение может быть использовано при расчете мощности на привод рабочего органа и при тяговых и статических расчетах.

### 6.3. Расчет машин для глубокого фрезерования земель

Фрезерование земель делят на поверхностное (до 10...15 см) и глубокое (до 40 см). В обоих случаях выполняется фрезерование земель с измельчением дерна, кочек и древесной кустарниковой растительности. Машины для глубокого фрезерования могут работать и после кусторезов, измельчая оставшиеся после срезки кустарника и мелколесья пни.

Для глубокого фрезерования обычно используются машины, у которых фреза представляет собой цилиндр с горизонтальной осью вращения, к которому жестко крепятся чашечные ножи. Существуют так-

же болотные или кустарниково-болотные фрезы, у которых фрезерный барабан представляет собой комплект насаженных на вал дисков с прикрепленными к ним Г-образными ножами.

Характерной мелиоративной машиной является машина для глубокого фрезерования земель, рабочим органом которой является барабанная фреза с горизонтальной осью вращения, расположенной поперек рабочего передвижения машины, оснащенная чашечными ножами. К основным параметрам машин для глубокого фрезерования земель относятся: конструктивная ширина захвата  $B_3$ , техническая производительность  $\Pi_t$ , глубина фрезерования  $h_{фр}$ , скорость вращения фрезы, или окружная скорость  $v_{окр}$ , диаметр фрезы по концам ножей  $D_{фр}$ , диаметр барабана (вала) фрезы  $D_б$ , скорость рабочего передвижения  $v_n$ , геометрические параметры режущих элементов и некоторые другие.

Расчетная схема фрезы приведена на рис. 6.7.

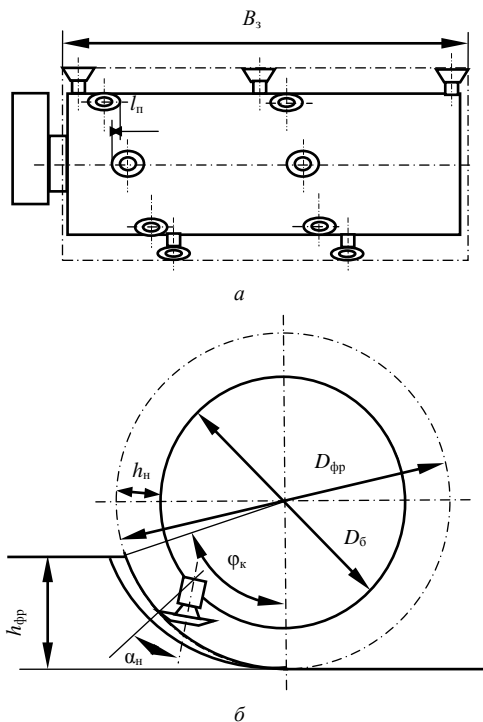


Рис. 6.7. Расчетная схема фрезы: а – вид сзади; б – вид сбоку

По технологическим требованиям [14] диаметр кусков измельченной древесины должен быть не более 0,1 м, длина их – не более 0,2 м, а частицы почвы – 0,001...0,01 м. Такие размеры кусков обеспечиваются для чашечных ножей при  $v_{\text{окр}} = 11...15$  м/с для ольхи и березы; 18...20 м/с для ивы. Для незакустаренных участков без древесины  $v_{\text{окр}} = 8...10$  м/с. У машины МТП-44А она составляет 9,23 м/с.

Число рядов ножей  $N_n$  определяют, исходя из ширины захвата  $B_3$ , с учетом перекрытия рядов  $l_n$  на 30...50 мм (см. рис. 6.7):

$$N_n = B_3 / (d_n - l_n), \quad (6.28)$$

где  $d_n$  – диаметр ножа по режущей кромке (рис. 6.8).

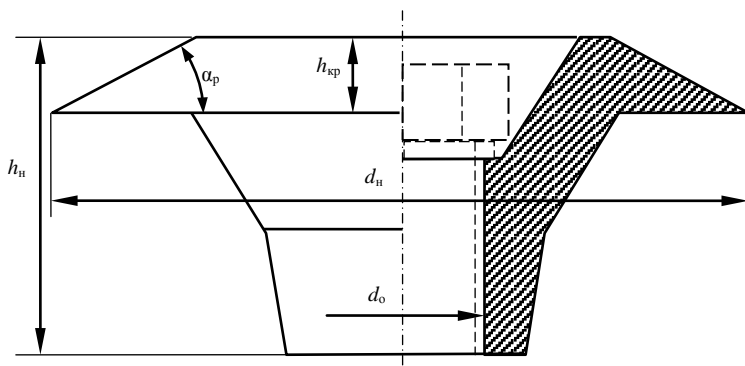


Рис. 6.8. Схема чашечного ножа

Диаметр ножа по режущей кромке принимается равным 90...100 мм.

Число ножей в ряду  $z_p$  для машин рассматриваемой конструкции составляет 3 или 4.

Общее количество ножей на фрезе

$$z_n = N_n z_p. \quad (6.29)$$

Для того чтобы корпус фрезы не терся по фрезеруемому грунту, высота ножа  $h_n$  должна быть большей, чем подача на нож  $c$  при максимальной скорости рабочего передвижения, и принимается  $h_n \approx 5c$  при условии, что  $c$  рассчитано для номинальных режимов работы.

Подача на нож рассчитывается по формуле

$$c = v_n \pi D_{\text{фр}} / (v_{\text{окр}} z_n), \quad (6.30)$$

где  $z_n$  – число ножей в одном ряду.

При заданной или рассчитанной технической производительности  $\Pi_T$  в кубических метрах в секунду скорость рабочего передвижения  $v_n$  в метрах в секунду рассчитывается по формуле

$$v_n = \Pi_T / A_{гр}, \quad (6.31)$$

где  $\Pi_T$  – техническая производительность,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$A_{гр}$  – площадь поперечного сечения фрезеруемого грунта,  $\text{м}^2$ .

Площадь поперечного сечения фрезеруемого грунта определяется по формуле

$$A_{гр} = B_3 h_{фр}, \quad (6.32)$$

где  $B_3$  – ширина захвата фрезы, м;

$h_{фр}$  – толщина разбрасываемого слоя (глубина фрезерования), м.

Если производительность задана в гектарах в час, расчет  $v_n$  в метрах в секунду выполняется по формуле

$$v_n = 2,78 \Pi_T / B_3. \quad (6.33)$$

При расчете необходимой высоты ножа значение  $\Pi_T$  принимается для наиболее благоприятных условий, при которых будет обеспечена наибольшая скорость рабочего передвижения.

Толщина режущей кромки ножа  $h_{кр}$  обычно составляет 10 мм. Остальные размеры ножа назначаются конструктивно.

Нож крепится к гнезду соосно расположенным болтом. Резьба болта и диаметр его стержня определяются прочностным расчетом, но обычно это метрическая резьба М18 или М20, поэтому диаметр отверстия  $d_0$  должен быть таким, чтобы болт свободно проходил сквозь отверстие. Угол заострения режущей кромки  $\alpha_p$  назначают равным  $25 \dots 35^\circ$ .

Тогда угол наклона оси гнезда  $\alpha_n$  (см. рис. 6.7, б) для уменьшения трения тыльной поверхности режущей кромки о забой должен быть не менее  $\alpha_p$ , т. е. должно выполняться условие  $\alpha_p \leq \alpha_n$ .

Диаметр обечайки (барабана) фрезы  $D_6$  определяется по формуле

$$D_6 = D_{фр} - 2h_n. \quad (6.34)$$

Так как толщина срезаемой стружки является величиной переменной, для определения  $k_1$  необходимо определить среднюю толщину стружки

$$\delta_{ср} = c \sin(\varphi_k / 2); \quad (6.35)$$

$$\varphi_k = 90 - \varphi_0; \quad (6.36)$$

$$\varphi_0 = \arcsin [(D_{фр} / 2 - h_{фр}) / (D_{фр} / 2)]. \quad (6.37)$$

В общем виде мощность на привод фрезерного рабочего органа определяется следующим выражением (а из него можно выразить производительность):

$$P_{p.o} = (P_k + P_p + P_{под} + P_{тр}) / \eta_{p.o}, \quad (6.38)$$

где  $P_k$ ,  $P_p$ ,  $P_{под}$ ,  $P_{тр}$  – соответственно мощность затрачиваемая на копание грунта ножами, на разгон грунта, на подъем грунта и на трение;

$\eta_{p.o}$  – КПД рабочего органа, учитывающий потери мощности на трение грунта о барабан, на вентиляцию воздуха и др. Для расчетов обычно принимается  $\eta_{p.o} = 0,7...0,75$ .

Расчет мощности на копание выполняется по формуле

$$P_k = k_1 \Pi_T, \quad (6.39)$$

где  $k_1$  – коэффициент удельного сопротивления грунта копанию, кПа.

Для рабочих органов машин для глубокого фрезерования земель значение  $k_1$  можно рассчитать так же, как и для фрезерных экскаваторов-каналокопателей.

При наличии в грунте погребенной древесины, что для данной машины неизбежно, значения  $k_1$  следует увеличить в 1,5...2 раза. Причем при фрезеровании застарелых земель или площадей, на которых было предварительно срезано мелколесье и кустарники, увеличение  $k_1$  следует брать ближе к верхнему значению.

Мощность на разгон грунта вычисляется по формуле (4.76), мощностью на подъем грунта с учетом малой расчетной высоты подъема можно пренебречь.

Мощность на преодоление силы трения грунта о забой можно определить по следующей рекомендации для чашечных ножей:

$$P_{тр} = k_{пр} P_k, \quad (6.40)$$

где  $k_{пр}$  – коэффициент пропорциональности. Для значений  $v_{окр} = 8...10$ ;  $12...15$ ;  $18...20$  м/с  $k_{пр} = 0,07...0,08$ ;  $0,14...0,15$ ;  $0,20...0,22$  соответственно.

На рабочий орган данного типа действуют: касательная сила сопротивления фрезерованию грунта ножами  $F_t$ ; нормальная сила сопротивления фрезерованию грунта ножами  $F_n$ ; сила тяжести рабочего оборудования  $G_{p.o}$ ; реакция со стороны грунта на опорный каток  $R_o$ ; сила сопротивления качению опорного катка  $R_{гор}$ ; силы, действующие на отбойную плиту – вертикальная и горизонтальная, а также реакции в соединительном устройстве тягача.

Касательная  $F_t$  определяется по формуле

$$F_t = (P_k + P_p + P_{тр}) / \nu_{окр}. \quad (6.41)$$

Нормальная составляющая вычисляется по зависимости

$$F_n = \varepsilon F_t, \quad (6.42)$$

где  $\varepsilon = 0,25 \dots 0,35$ .

Силы  $F_t$  и  $F_n$  направлены соответственно по касательной и радиально и в соответствии с формой сечения стружки (криволинейный треугольник) приложены на высоте  $1/3$  от поверхности фрезеруемого слоя почвы.

При выполнении тяговых и статических расчетов принимают коэффициент сопротивления качению катка по разработанной фрезой почве равным 0,3.

Расчет сил, действующих на отбойную плиту, рассмотрен в тяговых расчетах.

## 7. РАСЧЕТ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН

### 7.1. Назначение дождевальных машин и их классификация

Основным *назначением дождевания* является получение гарантированных урожаев сельскохозяйственных культур независимо от складывающихся погодных условий за счет управления водным и связанным с ним воздушным, тепловым, солевым, микробиологическим и питательным режимами в почве.

В соответствии с действующими строительными нормами и правилами [16] для полива дождеванием необходимо применять следующую дождевальную технику:

- широкозахватные многоопорные дождевальные машины с фронтальным перемещением, работающие в движении, с водозабором из открытой и закрытой оросительной сети;

- дождевальные машины кругового действия, работающие в движении, с водозабором из закрытой оросительной сети или непосредственно из скважин;

- дождевальные машины позиционного действия с фронтальным перемещением и водозабором из закрытой оросительной сети;

- дальнеструйные дождевальные машины позиционного действия с водозабором из закрытой или открытой оросительной сети;

- дождевальные машины с фронтальным перемещением и водозабором из открытой оросительной сети;

- шлейфы позиционного действия с водозабором из закрытой оросительной сети;

- полосовые шланговые дождеватели, работающие в движении, с водозабором из закрытой оросительной сети;

- средне- и дальнеструйные дождевальные аппараты с водозабором из закрытой оросительной сети на стационарных системах и в комплектах ирригационного оборудования.

Дождевальные машины, в отличие от установок, снабжены средствами для механизированного перемещения.

Дождевальные агрегаты, в отличие от установок и машин, содержат все элементы дождевальной системы, которые навешиваются на трактор и работают в движении, забирая воду из открытой оросительной сети.

Классификация дождевальной техники во многом зависит от типа дождевальных систем, установок или машин.

*Дождевальные системы, комплекты (шлейфы) и установки* главным образом делятся на стационарные, полустационарные, передвижные, переносные.

## **7.2. 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, м: «Днепр» – 2,1; «Фрегат» – 2,2; «Кубань» – 2,7; «Таврия» – 2,7; «Фрегат» на пневматических шинах – 2,34 [7]. Высококлиренсные машины, предназначенные для орошения садов, имеют высоту расположения водопроводящего трубопровода, равную 3,2 м.

Тип колес принимается в описании принятой конструкции на основании анализа существующих машин. Пневматические шины у машины «Кубань» имеют наружный диаметр 1370 мм и ширину протектора 530 мм. Стальные колеса по внешнему диаметру обода без почвозацепов имеют размер, мм: «Фрегат» – 1100, «Днепр» – 1300, «Коломенка» – 1100 мм.

Ширина обода без почвозацепов в машине «Фрегат» составляет 180 мм, «Коломенка» – 356, «Днепр» – 176,5 мм. Высота почвозацепов 40 мм. Длина почвозацепов, мм: «Фрегат» – 200, «Днепр» – 210. 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 Baueg указаны на габаритном чертеже (рис. 7.1) и приведены в миллиметрах в табл. 7.1. Здесь же приведены размеры шин. Тележка с дождевальным аппаратом показана находящейся в транспортном положении.

Таблица 7.1. Геометрические параметры шлангового дождевателя фирмы Baueg

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



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.

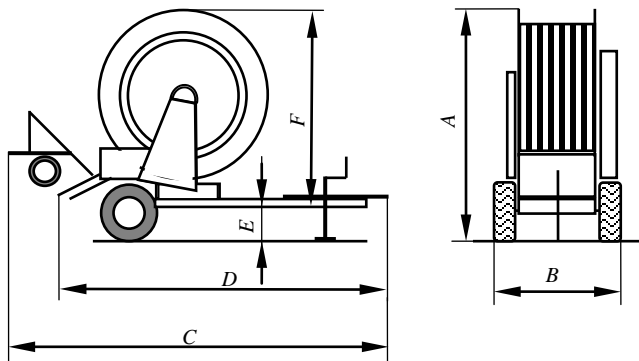


Рис. 7.1. Габаритный чертеж шлангового дождевателя

Диаметр капель зависит от относительного напора  $\varepsilon_H$ , определяемого по формуле

$$\varepsilon_H = H_o / d_o, \quad (7.1)$$

где  $H_o$  – напор перед соплом дождевального аппарата, м;  
 $d_o$  – диаметр выходного сечения сопла, м.

Величину  $\varepsilon_H$  для струйных аппаратов ориентировочно можно принять, руководствуясь данными табл. 7.2, из которых видно, что допустимые величины  $\varepsilon_H$  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  $\varepsilon_H$ :

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.

Таблица 7.2. Распад струи на капли в зависимости от относительного напора

Характеристика дождя	Относительный напор $\varepsilon_H$	
	Дальнеструйные дождеватели на тракторах	Дождевательные аппараты на трубопроводах
Крупные капли, непригодные для орошения	500	900...1500
Капли средней крупности, пригодные для орошения трав	700	1500...1600
Более мелкие капли, пригодные для орошения взрослых сельскохозяйственных культур	850	1700...1800
Мелкие капли, пригодные для орошения всех культур	1000	2000...2200
Очень мелкие капли, пригодные для орошения рассады и цветов	Не применяются	2400...2600

Важным параметром аппарата (машины) является средняя интенсивность дождя. Она измеряется слоем осадков в миллиметрах, выпавших на орошаемую с одной позиции площадь за одну минуту (единица измерения – миллиметр в минуту). Средняя интенсивность дождя  $\rho_m$ , образуемого машиной, обычно большая, чем средняя интенсивность дождя одного аппарата  $\rho_o$ , так как обычно существует перекрытие дождем площадей, орошаемых соседними аппаратами. Перекрытие необходимо для повышения равномерности распределения воды по орошаемой площади. Например, при установке дождевательных аппаратов на дождевательных системах по квадрату расстояние между ними для исключения не охваченных дождем площадей должно быть меньше двух радиусов действия настолько, чтобы круги имели общую точку касания. Это условие будет выполнено, если  $OA / OB = \sqrt{2} = 1,41$ . Данное значение и соответствует минимальной величине коэффициента перекрытия  $k_n$ , который для стационарных систем принимается равным 1,41...1,56, при расстановке аппаратов по треугольнику  $k_n$  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  $k_n = 1,05...1,1$ .

Средняя интенсивность дождя машины  $\rho_m$  не должна превышать допустимой величины  $\rho_d$ , 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. 7.3).

Таблица 7.3. Допустимая интенсивность дождя, мм/мин

Почвы	Уклон поля					
	0,00...0,05		0,05...0,08		0,08...0,12	
	а	б	а	б	а	б
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

Примечание: а – с растительностью; б – без растительности.

На основании вышеизложенного расчетная средняя интенсивность дождя одного аппарата

$$\rho_o \leq \rho_d / k_{п}. \quad (7.2)$$

Соответственно типу проектируемой машины, с учетом принятой расчетной средней интенсивности, выбирается тип дождевальных аппаратов (веерный или струйный). Веерные насадки имеют высокие значения  $\rho_o$ , поэтому они чаще применяются во фронтальных машинах, поливающих в движении.

Далее в соответствии с разработанной М. А. Жарским методикой [7] по выбранному относительному напору  $\varepsilon_H$  (см. табл. 7.2) определяется относительный радиус действия аппарата  $\varepsilon_R$  (отношение радиуса действия  $R_o$  к диаметру выходного сечения сопла  $d_o$ ):

а) для насадок с конусными дефлекторами

$$\varepsilon_R = \varepsilon_H / (0,43 + 0,014\varepsilon_H); \quad (7.3)$$

б) для струйных аппаратов:

при  $\varepsilon_H < 950$

$$\varepsilon_R = 2\varepsilon_H k_R \varphi^2 \sin 2\Theta; \quad (7.4)$$

при  $\varepsilon_H \geq 950$

$$\varepsilon_R = 2\varepsilon_H k_R \varphi^2 (1 - 2\varepsilon_H \lambda_{в} \sin 2\Theta) \sin 2\Theta, \quad (7.5)$$

где  $k_R$  – коэффициент, учитывающий влияние выпрямителя и вращения ствола на дальность полета струи (принимается равным 0,87...0,95 для дальнеструйных аппаратов с равномерным

- вращением и 0,77...0,82 для дальне- и среднеструйных аппаратов с неравномерным вращением ствола);
- $\varphi$  – коэффициент скорости, равный 0,96...0,99;
- $\lambda_{\text{в}}$  – опытный коэффициент, учитывающий влияние сопротивления воздушной среды полету струи (рис. 7.2);
- $\Theta$  – угол наклона ствола к горизонту (оптимальное значение его в зависимости от  $\varepsilon_H$  можно принять по рис. 7.3).

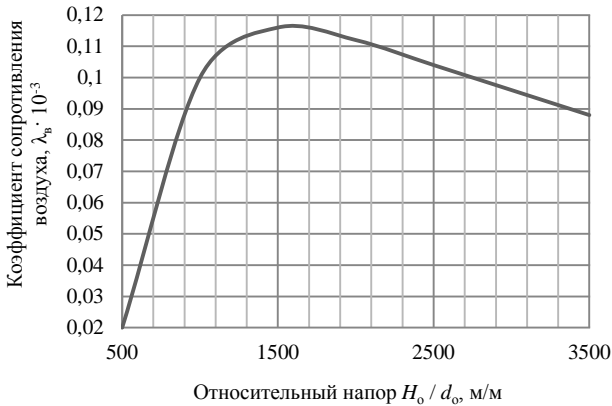


Рис. 7.2. Зависимость коэффициента сопротивления воздуха от относительного напора

Для центробежных насадок относительный радиус действия  $\varepsilon_R$  принимается на 10...12 % больше по сравнению с вычисленными значениями по уравнению (7.1) при одинаковых  $\varepsilon_H$ .

По известным значениям  $\rho_0$  и  $\varepsilon_R$  вычисляем ориентировочно необходимый напор  $H_0$  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.

Тогда получим следующее уравнение:

$$Q_0 = \mu\pi(d_0^2/4)\sqrt{2gH_0} = \rho_0 k_{\beta}\pi R_0^2 / 60 \cdot 10^3, \quad (7.6)$$

откуда

$$H_0 = k_{\beta}^2 \rho_0^2 \varepsilon_R^4 / 4,5 \cdot 10^8 \mu^2 g, \quad (7.7)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода, который для веерных насадок с дефлектором конусным принимается равным 0,91...0,94, ложкообразным – 0,7...0,8, полусферическим типа «Кубань» – 0,83...0,89, с центробежной веерной насадкой – 0,25; для струйных аппаратов с коническими соплами – 0,93...0,83 при углах конусности  $\alpha = 20...50^\circ$ ;

$k_\beta$  – коэффициент, учитывающий полив по сектору с углом  $\beta$  (при поливе по кругу  $k_\beta = 1,0$ , в иных случаях  $k_\beta = \beta / 360$ ).

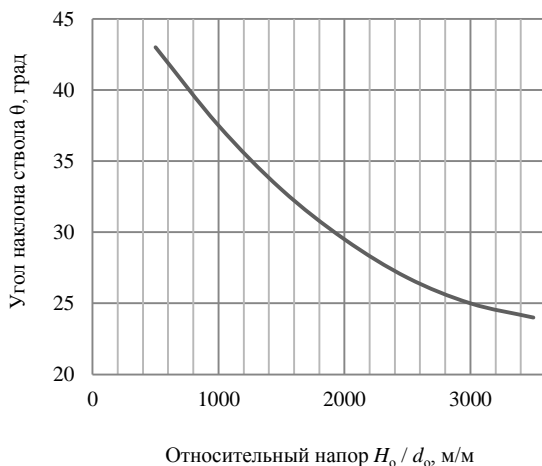


Рис. 7.3. Зависимость оптимального угла наклона ствола от относительного напора

Значение ускорения свободного падения  $g$  подставляется в метрах в секунду в квадрате.

Далее находим диаметр выходного сечения сопла и ориентировочное значение радиуса действия  $R_0$  аппарата или насадки в метрах:

$$d_0 = H_0 / \varepsilon_H; \quad (7.8)$$

$$R_0 = \varepsilon_R d_0. \quad (7.9)$$

Полученные значения  $d_0$ ,  $H_0$ ,  $R_0$  и  $\rho_0$  дают основание подобрать необходимые типоразмеры серийно выпускаемых дождевальных аппаратов и насадок (прил. 4–7) для установки на проектируемую машину или проектировать новые аппараты. (Технические характеристики дальнеструйных дождевальных машин типа ДДН приведены в прил. 8.)

Эти значения величин получены из условия обеспечения требуемой интенсивности дождя, поэтому расчетные значения для серийного или проектируемого аппарата могут отличаться от полученных с использованием формул (7.8) и (7.9). Они уточняются последующими расчетами.

Если аппарат многосопловый (обычно применяется 2 или 3 сопла), то в формулу (7.6) следует вводить вместо  $d_o$  приведенный диаметр сопла

$$d_{\text{пр}} = \sqrt{\sum d_{oi}^2}. \quad (7.10)$$

Поэтому вышеизложенная задача решается приблизительно. В таком случае после выбора серийного или назначения параметров проектируемого аппарата радиус действия его уточняется с помощью формул (7.3) или (7.4) по параметрам основного сопла.

Расход аппарата рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_o = \mu\pi(d_{\text{пр}}^2 / 4) \sqrt{2gH_o} = 3,48\mu d_{\text{пр}}^2 \sqrt{H_o}. \quad (7.11)$$

По формуле (7.11) 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 агротехническими требованиями) средний диаметр капель (в мм), который для конца струи равен:

$$d_{\text{к. ср}} = 47\nu / v_o + 0,007d_o, \quad (7.12)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости (для воды можно принять 1,1 мм<sup>2</sup>/с);

$v_o$  – средняя скорость потока в выходном сечении основного сопла, м/с.

В формулу (7.12)  $d_o$  подставляется в миллиметрах.

Среднюю скорость потока рассчитывают, разделив расход через сопло на площадь поперечного сечения сопла.

Количество дождевых аппаратов  $z_a$  ориентировочно можно определить по формуле

$$z_a = k_{\text{п}} A_{\text{м}} / k_{\beta} \pi R_o^2. \quad (7.13)$$

При этом величина  $A_{\text{м}}$  для позиционной фронтальной машины будет определяться по зависимости

$$A_{\text{м}} = a_{\text{г}} L, \quad (7.14)$$

где  $a_{\text{г}}$  – расстояние между гидрантами;

$L$  – ширина захвата.

Для широкозахватных машин, поливающих в движении, при работе аппаратов по кругу или сектору соответственно

$$A_m \approx 2R_{\text{оср}}L, \quad (7.15)$$

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 сопл и расходов) и расстояний между ними с целью получения приблизительно одинаковой средней интенсивности дождя по всей площади.

Ориентировочный расход машины

$$Q_m = z_a Q_{\text{оср}}. \quad (7.16)$$

где  $Q_{\text{оср}}$  – осредненный расход дождевальных аппаратов.

Радиус действия  $R$ , соответствующий принятым значениям  $H_o$  и  $d_o$ , можно рассчитывать следующим образом. Для насадки с конусным дефлектором, имеющим угол при вершине  $120^\circ$ ,

$$R = H_o / (0,43 + 1,4H_o / d_o). \quad (7.17)$$

Для струйных аппаратов при отсутствии их вращения  $R$  (в м) можно определить по формуле Пикалова, которая справедлива при угле наклона ствола  $\theta = 32^\circ$  и  $H_o / d_o > 1000$ :

$$R = 0,42H_o + d_o. \quad (7.18)$$

Можно также воспользоваться формулой Марквардте:

$$R = 2H_o \sin 2\theta / [1 + (4\lambda H_o / d_o) \sin \theta], \quad (7.19)$$

где  $\lambda = 1 - 1 / (e^{H_o / 1,6d_o})$ .

Здесь  $e$  – основание натурального логарифма.

При  $H_o / d_o = 800 \dots 4000$  можно воспользоваться формулой Лебедева [9]:

$$R = H_o / (0,4 + 0,25H_o / d_o). \quad (7.20)$$

При наличии в стволе выпрямителя вместо 0,4 в знаменатель подставляется 0,5. Вращение ствола со скоростью  $0,1 \dots 1 \text{ мин}^{-1}$  снижает дальность полета на  $5 \dots 15 \%$ .

В формулы (7.17–7.20) значения  $H_o$  подставляются в метрах,  $d_o$  – в миллиметрах.

По рассчитанным значениям расхода и радиуса определяется интенсивность дождя и сравнивается с допустимой.

Для импульсных дождевальных аппаратов дальность полета дождевальной струи определяется по зависимости

$$R_{\text{н}} = \eta_{\text{н}} R, \quad (7.21)$$

где  $\eta_{\text{н}}$  – безразмерный коэффициент, учитывающий импульсный выброс дождевальной струи и зависящий от характера ее дробления.

Данный коэффициент определяется по следующим формулам: для дефлекторной насадки

$$\eta_{\text{н}} = 1 - 0,544 / e^{0,2144 \cdot 10^{-2} H_0}; \quad (7.22)$$

для струйных импульсных дождевальных аппаратов

$$\eta_{\text{н}} = 1 - 0,382 / (H_0 \cdot 10^{-3})^{0,343}. \quad (7.23)$$

Для щелевой насадки (рис. 7.4, а) расход воды можно определить по формуле

$$Q_0 = (\mu h \phi d / 2) \sqrt{2gH_0}, \quad (7.24)$$

где  $h$  – высота щели, мм;

$\phi$  – центральный угол щели, рад.

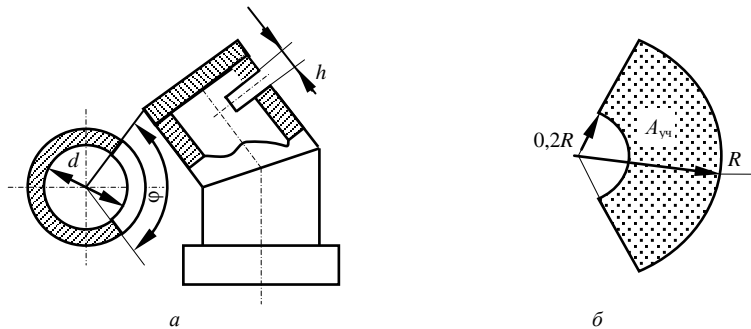


Рис. 7.4. Геометрические параметры щелевой насадки (а) и форма орошаемого участка (б)

Радиус действия, соответствующий принятым значениям  $H_0$  в метрах и  $h$  в миллиметрах, рассчитывается при угле наклона плоскости щели, близком к  $30^\circ$ , по эмпирической формуле

$$R = H_0 / (1,15 + 0,03H_0 / h). \quad (7.25)$$

Значение высоты щели принимается  $0,1 \dots 0,2$  от длины щели.



Щелевая насадка орошает площадь, форма которой показана на рис. 7.4, б.

Расстояние между аппаратами или насадками кругового действия при их установке по квадрату или в один ряд принимается равным  $1,42R$ , а при установке по треугольнику –  $1,74R$  с учетом  $k_{п}$ .

При проектировании шланговых дождевателей рассчитанные параметры можно сопоставлять с данными существующих машин, которые приведены в прил. 9.

После выбора типа аппарата и 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 равным  $28...32^\circ$  [11], внутренний диаметр ствола  $D = 3,33d_0$ , где  $d_0$  – диаметр основного сопла. Величину  $D$  необходимо согласовать со стандартными размерами труб. Остальные параметры показаны на рис. 7.5.

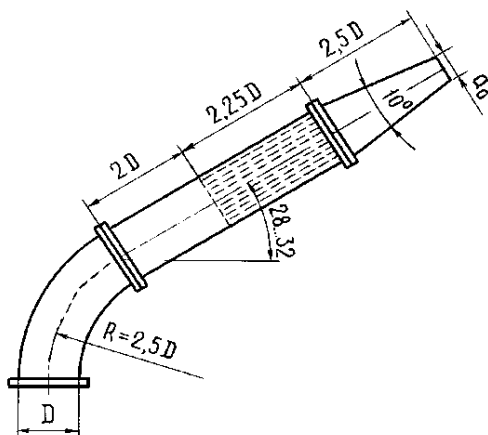


Рис. 7.5. Геометрические параметры струйного аппарата

Для выравнивания распределения дождя по орошаемой площади может предусматриваться второе сопло меньшего диаметра. Соотношение между диаметрами большего и меньшего дополнительного сопла находится в пределах  $2,5...3$ .

Конструктивная схема насадки с дефлектором показана на рис. 7.6.

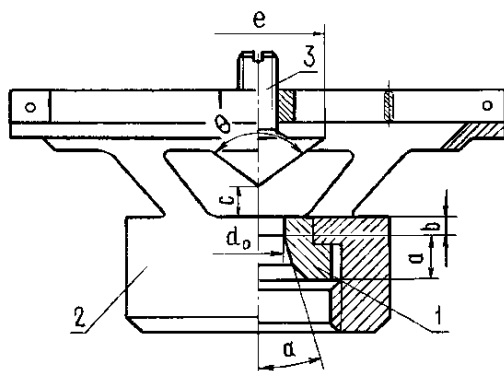


Рис. 7.6. Насадка с конусным дефлектором

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. 7.6. При этом угол  $\alpha$  принимается равным  $30^\circ$ . Остальные параметры принимаются в зависимости от ранее рассчитанного значения диаметра отверстия сопла. Желательно выдерживать следующие рекомендации:  $a \leq d_0$ ;  $b \leq d_0$ ;  $c > d_0 / 2$ ;  $e = 2d_0$ . Значение  $\theta$  принимается близким к  $120^\circ$ . Тогда

$$R = H_0 / (0,30 + 0,0008H_0 / d_0). \quad (7.26)$$

Дефлекторная секторная насадка с ложкообразным отражателем, применяемая в качестве концевой на двухконсольных дождевальных агрегатах при орошении приусадебных участков, при декоративном садоводстве, имеет цилиндрическое сопло и  $H_0 / d_0 = 600 \dots 2600$ .

Секторная насадка машины «Кубань-М» показана на рис. 7.7, а. После расчета размеров отверстия насадки остальные размеры принимаются по рис. 7.7, а и табл. 7.4.

Таблица 7.4. Размеры насадок машины «Кубань»

Тип	Размер, мм		
	$D$	$C$	$B$
ДН-5,5	5,5	9,25	6,25
ДН-6,0	6,0	9,00	6,00
ДН-6,5	6,5	8,75	5,75
ДН-7,0	7,0	8,50	5,50
ДН-7,5	7,5	8,25	5,25

Ориентировочные размеры центробежной насадки (рис. 7.7, б) можно определить по следующим рекомендациям:  $d_n = d_0 + (1...3)$ , мм;  $a \approx d_0$ ;  $b \approx 2d_0$ ;  $e = (1,15...1,20)d_0$ ;  $\theta = 120^\circ$ .

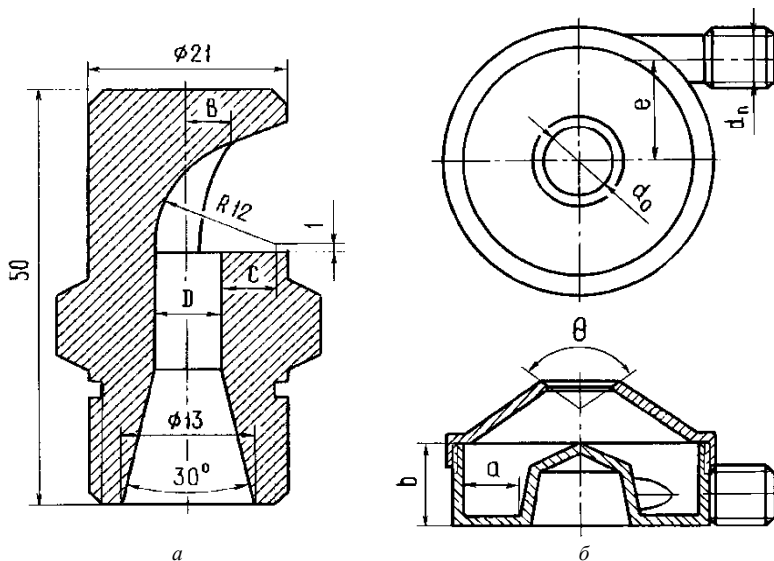


Рис. 7.7. Дождевальные насадки машины «Кубань-М»: а – секторная; б – центробежная

При установке дождевальных насадок или аппаратов на машины необходимо сохранить равенство расходов воды при переменном напоре по длине. Выравнивание расходов осуществляется путем применения сменных сопел разного диаметра.

### 7.3. Гидравлические расчеты

Методика расчета зависит от типа машины. Одной из наиболее простых в расчете является дождевальная машина с боковой подачей воды, работающая позиционно, например машина типа «Волжанка». Схема работы такой машины модели ДКШ-64-800 показана на рис. 7.8.

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.

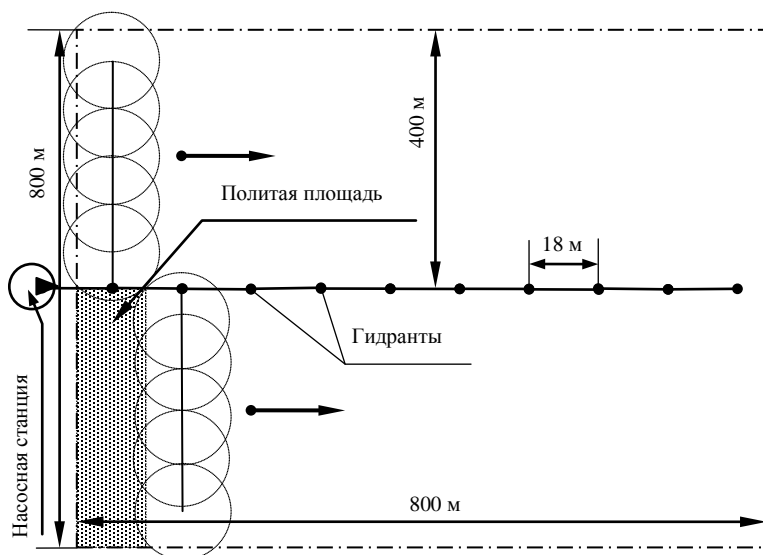


Рис. 7.8. Схема работы машины «Волжанка» модели ДКШ-64-800

Без учета уклона и возможных местных сопротивлений потери напора  $h_1$  на участке от гидранта до первого дождевального аппарата будут определяться по формуле

$$h_1 = l(Q_m - Q_1)^2 / K^2, \quad (7.27)$$

где  $l$  – длина трубопровода от гидранта до первого аппарата, м;

$Q_m$  – общий расход машины, л/с;

$Q_1$  – расход одного аппарата, л/с;

$K$  – модуль расхода (расходная характеристика трубопровода), л/с.

Приблизненно значение модуля расхода можно найти по табл. 7.5.

Таблица 7.5. Значения модуля расхода для стальных новых труб [23]

Внутренний диаметр трубы, мм	50	75	100	125	150	200	250	300
Модуль расхода $K$ , л/с	10,2	29,7	63,7	115,0	186,0	398,0	716,0	1160,0

Зная расход машины и задав среднюю скорость потока в пределах 2,5...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 через аппараты или насадки. На  $i$ -м участке, заключенном между соседними аппаратами, потери напора рассчитываются следующим образом:

$$h_i = l_i(Q_m - iQ_1)^2 / K_i^2, \quad (7.28)$$

где  $l_i$  – длина  $i$ -го участка;

$i$  – номер рассматриваемого участка;

$K_i$  – модуль расхода на  $i$ -м участке.

Диаметр трубопровода обычно принимают постоянным. Для обеспечения постоянства интенсивности дождя нередко 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 имеется, 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 (7.6), но близким к данным прил. 4–9. Расходы аппаратов суммируются, что позволяет получить общий расход машины. Сумма напоров перед последним концевым аппаратом и потерь напоров на участках определяет общий напор на входе в машину. По напору и расходу подбирается насосная станция, для чего можно воспользо-

ваться прил. 13. 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 дождевальных 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

$$v_B = 2Q_M / \pi D_T^2, \quad (7.29)$$

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:

$$v_l = 2Q_M(L-l) / \pi D_l^2 L, \quad (7.30)$$

где  $D_l$  – диаметр трубопровода в рассматриваемом сечении.

Считая, что  $v_B = v_l$ , приравняем правые части соответствующих уравнений и, проведя необходимые преобразования, получим

$$D_l = D_o \sqrt{(L-l_o) / L}. \quad (7.31)$$

Для увеличения ширины захвата по концам консолей обычно устанавливаются концевые дождевальные насадки. Тогда величину  $Q_M$  можно представить следующим образом:

$$Q_M = 2(Q_H + q_{к.н}), \quad (7.32)$$

где  $Q_H$  – общий расход через основные насадки консоли;

$q_{к.н}$  – расход через концевую насадку.

Для этого случая аналогично можно получить

$$D_l = D_o \sqrt{[q_{к.н} + Q_H(L-l) / L] / (q_{к.н} + Q_H)}. \quad (7.33)$$

Проектирование трубопровода может производиться исходя из обеспечения постоянства гидравлического уклона. В этом случае

$$v_l = v_o \sqrt{D_l / D_o}. \quad (7.34)$$

Тогда при отсутствии концевых насадок

$$D_l = D_b[(L - l) / L]^{0,4}. \quad (7.35)$$

Если имеются концевые насадки,

$$D_l = D_o\{[q_{к.н} + Q_m(L - l) / l] / (q_{к.н} + Q_n)\}^{0,4}. \quad (7.36)$$

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 [15]. 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  $\rho_m$ , как для позиционной машины. Однако, в отличие от последней, площадь  $A_m$ , одновременно орошаемую всеми аппаратами (рис. 7.9), можно считать мгновенной. Расчет ведется с конца трубопровода последовательно к его началу по точкам подключения соседних дождевальных аппаратов.

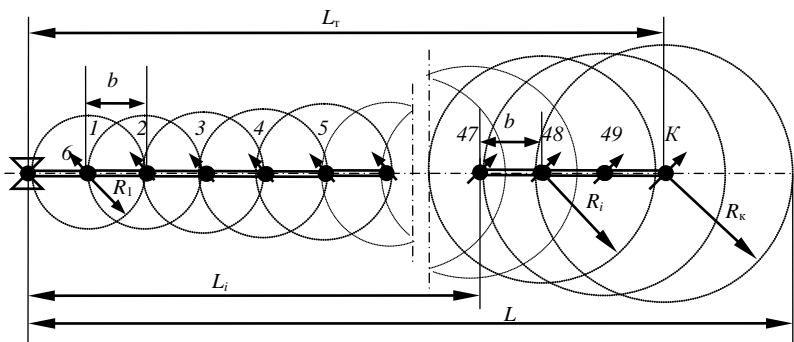


Рис. 7.9. Схема к гидравлическому расчету многоопорной дождевальной машины кругового действия

Параметры конечного аппарата определяются при минимально возможном напоре по соображениям, изложенным выше. Далее по указанной в задании ширине захвата определяются длина трубопровода и расстояние между аппаратами. При расстановке аппаратов в один ряд

$$L_T = L - R_K, b = L_T / z_a. \quad (7.37)$$

На основании расчетной схемы, представленной на рис. 7.9, мгновенную площадь, орошаемую машиной, можно рассчитать по формуле

$$A_M = (R_1 + R_K)L_T + 0,5\pi(R_1^2 + R_K^2), \quad (7.38)$$

где  $R_1$  – радиус действия первого аппарата (по аналогии с машиной «Фрегат» равный  $0,44R_K$ ).

При условии, что средняя интенсивность дождя всех аппаратов одинакова,

$$\rho_M = 60 \cdot 10^3 Q_M / A_M, \rho_o = \rho / k_n; \quad (7.39)$$

расстояние от неподвижной опоры до каждого  $i$ -го аппарата

$$L_i = bi; \quad (7.40)$$

радиус действия  $i$ -го аппарата

$$R_i = R_1 + (R_K - R_1)L_i / L_T; \quad (7.41)$$

площадь, захватываемая каждым  $i$ -м аппаратом,



$$A_i = \pi R_i^2 / 4; \quad (7.42)$$

расход  $i$ -го аппарата

$$Q_i = \rho_0 A_i / 60 \cdot 10^3. \quad (7.43)$$

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:

$$v_T = 4(Q_{i+1} + Q_{i+2} + \dots + Q_z + Q_k) / (\pi d_T^2), \quad (7.44)$$

где  $Q_k$  – расход конечного аппарата.

По полученной скорости  $v_T$  определяется критерий Рейнольдса:

$$Re = v_T d_T / \nu. \quad (7.45)$$

Так как даже при малой скорости (например, перед последним аппаратом) режим движения потока в трубопроводе обычно турбулентный, то для определения гидравлического коэффициента трения  $\lambda$  целесообразно применять универсальную формулу А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11(68 / Re + \Delta_s / d_T)^{0,25}, \quad (7.46)$$

где  $\Delta_s$  – абсолютная эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы (в расчетах ее можно принять равной 0,2 мм для стальных, 0,05 мм для алюминиевых и полиэтиленовых труб).

Потери напора по длине на участке трубопровода между точками подключения соседних аппаратов

$$h_T = \lambda b v_T^2 / (2gd_T). \quad (7.47)$$

Если аппараты установлены на открытках 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

$$h_M = \xi v_2^2 / 2g, \quad (7.48)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, в зависимости от вида сопротивления находится по справочным данным [23];

$v_2$  – скорость потока в сечении трубы за местным сопротивлением.

Напор перед  $i$ -м аппаратом

$$H_{0i} = H_{i+1} + \Sigma h_T + \Sigma h_M, \quad (7.49)$$

где  $H_{i+1}$  – напор в точке присоединения к основному трубопроводу следующего аппарата;

$\Sigma h_T, \Sigma h_M$  – 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  $i$ -го дождевального аппарата, можно уточнить диаметр его сопла по формуле

$$d_{oi} = \sqrt{4Q_i / \pi \mu \sqrt{2gH_{oi}}} . \quad (7.50)$$

Все основные результаты расчетов целесообразно внести в заготовленную 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

$$Q_M = \Sigma Q_i. \quad (7.51)$$

Напор на входе машины (на гидранте)

$$H_r = H_1 + \Sigma h, \quad (7.52)$$

где  $H_1$  – напор в точке присоединения первого дождевального аппарата к основному трубопроводу;

$\Sigma h$  – сумма гидравлических сопротивлений на участке трубопровода между гидрантом и этой точкой.

При проектировании машин для работы на неровных участках следует учесть возможный геодезический перепад высот, который принимают в расчетах равным 0,9...4,0 м.

Гидравлические расчеты широкозахватных фронтальных машин обычно выполняют, исходя из того, что при одинаковых расстояниях между дождевальными аппаратами и примерно одинаковых расходах их 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 (7.43) и (7.49) расход и напор.

При расчете полосовых шланговых дождевателей следует исходить из того, что шланговые дождеватели имеют сходный принцип дей-

ствия и порядок работы. Они, как правило, орошают поля, на которых имеется полоса (дорога) для перемещения дождевателя (рис. 7.10).

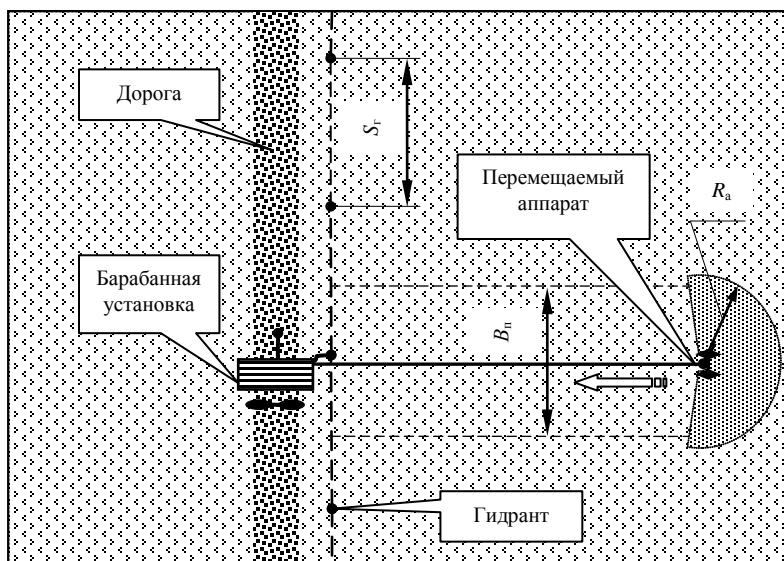


Рис. 7.10. Схема участка, орошаемого шланговым дождевателем

Вдоль этой полосы устраивается закрытый трубопровод с выведенными на поверхность гидрантами. Расстояние между гидрантами  $S_r$  принимается равным ширине орошаемой дождевателем полосы  $B_n$  с учетом необходимого перекрытия. Ширина орошаемой полосы, как правило, равна примерно 1,6 радиуса действия  $R_a$  перемещаемого дождевательного аппарата. По дороге шланговый дождеватель перемещается трактором, а малые дождеватели – вручную от гидранта к гидранту. Рядом с гидрантом дождеватель останавливается, и затем в зависимости от конструкции разворачивают или дождеватель, или барабан со шлангом таким образом, чтобы ось вращения барабана расположилась перпендикулярно к орошаемой полосе. После этого перемещаемый дождевательный аппарат опять же вручную или трактором отводится на всю длину орошаемой полосы с учетом радиуса действия дождевательного аппарата. В процессе установки перемещаемого аппарата шланг, подводящий к нему воду, разматывается. Шланг укладывается между гребнями или вдоль рядков растительности. Расстояние между опор-

ными полозьями или колесами перемещаемого аппарата обычно регулируемое и устанавливается в соответствии с величиной междурадий растительности.

#### 7.4. Расчет сопротивлений передвижению

Наиболее сложно рассчитываются сопротивления передвижению для многоопорных машин, совершающих полив в движении. Сопротивление  $F$  передвижению одного опорно-ходового устройства можно рассчитать по следующему уравнению:

$$F = F_f + F_{\delta} + F_i + F_{\text{мн}} + F_{\text{в}} + F_{\text{ну}}, \quad (7.53)$$

где  $F_f$ ,  $F_{\delta}$ ,  $F_i$ ,  $F_{\text{мн}}$ ,  $F_{\text{в}}$ ,  $F_{\text{ну}}$  – соответственно сопротивления качению, буксованию, преодолению уклона, преодолению микронеровностей, силы ветра, неучтенные.

Сопротивление качению определяется по зависимости

$$F_f = fG, \quad (7.54)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению колеса, принимаемый равным 0,1...0,4 или по прил. 2;

$G$  – нагрузка на колесо или тележку.

Упрощенно можно принять

$$G = (G_{\text{м}} + G_{\text{в}}) / n_{\text{оп}}, \quad (7.55)$$

где  $G_{\text{м}}$  – сила тяжести машины, кН;

$G_{\text{в}}$  – сила тяжести воды в машине, кН (для позиционных машин считается, что в начале движения трубопроводы заполнены водой на 25 %);

$n_{\text{оп}}$  – число опорно-ходовых устройств в машине.

Сопротивление буксованию

$$F_{\delta} = Gf\delta, \quad (7.56)$$

где  $\delta$  – коэффициент буксования,  $\delta = 0,02...0,05$ .

Сопротивление преодолению уклона

$$F_i = Gi, \quad (7.57)$$

где  $i$  – уклон местности в направлении движения машины. Принимается для машины «Кубань» равным 0,05, «Коломенка» – 0,15, «Фрегат» – 0,1, «Таврия» – 0,05, для машин «Днепр», «Волжанка» и шланговых дождевателей – 0,08.

Сопротивление от микронеровностей

$$F_{\text{мн}} = 0,5fG. \quad (7.58)$$

Сопротивление от силы ветра

$$F_{\text{в}} = v_{\text{в}}^2 \rho k_{\text{пар}} \sum_{i=1}^n c_i D_i l_i / 2, \quad (7.59)$$

где  $v_{\text{в}}$  – расчетная скорость ветра, м/с,  $v_{\text{в}} = 4 \dots 8$  м/с;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;

$k_{\text{пар}}$  – 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

$$F \leq \varphi_{\text{сц}} G, \quad (7.60)$$

где  $\varphi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления колес с грунтом.

Для шланговых дождевателей значение  $F$  для одного работающего дождевального аппарата можно определить по уравнению

$$F = F_f + F_{\text{ш}} + F_i + F_{\text{мн}} + F_{\text{ну}}, \quad (7.61)$$

где  $F_{\text{ш}}$  – сила сопротивления перемещению шланга с водой.

Расчет сопротивления  $F_f$  качению тележки дождевального аппарата можно выполнить по формуле

$$F_f = f_0 G. \quad (7.62)$$

Значение коэффициента сопротивления качению тележки  $f_0$  приведено в табл. 7.6, а величина  $G$  для дождевального аппарата с тележкой составляет 540 Н для дождевателя ДШ-10.

Таблица 7.6. Значения коэффициентов  $f_0$  и  $f_{\text{ш}}$  [20]

Коэффициент	Пашня		Стерня	
	мокрая	сухая	мокрая	сухая
$f_0$	0,375	0,182	0,30	0,37
$f_{\text{ш}}$	0,440	0,460	0,45	0,52

Величину  $F_{\text{ш}}$  рекомендуется определять следующим образом [20]:

$$F_{\text{ш}} = f_{\text{ш}} G_{\text{ш}} l_{\text{ш}}, \quad (7.63)$$

где  $f_{\text{ш}}$  – коэффициент трения материала шланга о поверхность поля.

Значения  $f_{\text{ш}}$  для полиэтиленового шланга даны в табл. 7.6;

$G_{\text{ш}}$  – сила тяжести одного метра шланга, заполненного водой.

Для ДШ-10, имеющего полиэтиленовый шланг наружным диаметром 75 мм,  $G_{\text{ш}} = 42,2 \text{ Н}$  [20];

$l_{\text{ш}}$  – длина шланга.

При необходимости определения силы тяжести  $G_{\text{х}}$  одного метра шланга, заполненного водой, для дождевателя, имеющего шланг наружным диаметром  $d_{\text{х}}$ , можно из соотношения квадратов диаметров получить формулу

$$G_{\text{х}} = G_{\text{ш}} d_{\text{х}}^2 / 75^2. \quad (7.64)$$

### 7.5. Технологические показатели дождевания

Оросительная и поливная нормы обычно указываются в задании на проектирование или определяются по указанным в задании условиям работы машины и измеряются или задаются в кубических метрах на гектар ( $\text{м}^3/\text{га}$ ) или в миллиметрах слоя воды ( $1 \text{ мм} = 10 \text{ м}^3/\text{га}$ ).

При проектировании машин возникает потребность в оценке создаваемого ею слоя дождя. Его значение определяется по формуле

$$h = 0,1 V_{\text{в}} / A_{\text{о}}, \quad (7.65)$$

где  $V_{\text{в}}$  – объем воды, выдаваемый машиной за один полив,  $\text{м}^3$ ;

$A_{\text{о}}$  – площадь, которую машина охватывает дождем с одной позиции или за один технологический проход, га.

Отсюда

$$\rho_{\text{ср}} = 60 Q_{\text{м}} / A_{\text{о}}, \quad (7.66)$$

где  $Q_{\text{м}}$  – расход машины, л/с;

$A_{\text{о}}$  – площадь, которую машина охватывает дождем с одной позиции или за один технологический проход,  $\text{м}^2$ .

Для разных машин  $A_{\text{о}}$  рассчитывается в зависимости от формы охватываемой дождем площади и организации процесса орошения следующим образом:

для дальнеструйных машин кругового действия

$$A_{\text{о}} = \pi R^2; \quad (7.67)$$

для дальнеструйных машин кругового действия, орошающих по сектору,

$$A_o = \pi R^2 \alpha / 360; \quad (7.68)$$

для широкозахватных машин кругового действия типа «Фрегат», орошающих в движении, в соответствии со схемой, приведенной на рис. 7.11, ориентировочно

$$A_o = L_m R_k + \pi R_k^2 / 2; \quad (7.69)$$

для широкозахватных фронтальных машин позиционного действия и дождевальных систем, а также широкозахватных фронтальных машин, орошающих в движении,

$$A_o = B_3 b, \quad (7.70)$$

где  $R$  – радиус действия машины, м;

$\alpha$  – центральный угол орошаемого сектора, град;

$L_m$  – длина машины, м;

$R_k$  – радиус действия концевой дождевальной аппаратуры, м;

$B_3$  – ширина захвата машины или системы, м;

$b$  – ширина охватываемой дождем полосы, измеренная в направлении движения машины, или расстояние между гидрантами для позиционных машин и систем, м.

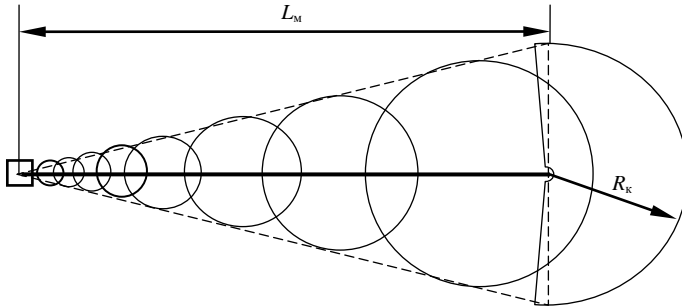


Рис. 7.11. Схема к расчету площади, охваченной дождем дождевальной машины типа «Фрегат»

При орошении, как правило, требуется обеспечить на орошаемой площади необходимый слой дождя или поливную норму. Если известны основные технические параметры машины, то, как следует из определения интенсивности дождя,

$$h_{тр} = \rho_{ср} t_{в}, \quad (7.71)$$

где  $h_{тр}$  – требуемое значение слоя дождя, мм;

$t_{в}$  – время воздействия дождя на орошаемую точку, мин.

Отсюда

$$t_{\text{в}} = h_{\text{тр}} / \rho_{\text{ср}}. \quad (7.72)$$

Для дождевальных систем и машин позиционного действия уравнение (7.72) может быть использовано для расчета времени нахождения машины на позиции  $t_{\text{поз}}$ , т. е. времени непрерывной работы машины, за которое она выдаст требуемый слой дождя или поливную норму. Для этого случая  $t_{\text{в}} = t_{\text{поз}}$ .

Для машин, орошающих в движении, время воздействия дождя на каждую точку орошаемого участка, попавшую в зону, охваченную дождем (на рис. 7.12 это, например, точка  $A$ ), можно определить по формуле

$$t_{\text{в}} = b / v_{\text{п}}, \quad (7.73)$$

где  $v_{\text{п}}$  – средняя скорость рабочего перемещения машины, м/мин.

Отсюда

$$v_{\text{п}} = \rho_{\text{ср}} b / h_{\text{тр}} \quad (7.74)$$

или

$$v_{\text{п}} = 60 Q_{\text{м}} / (B_{\text{з}} h_{\text{тр}}). \quad (7.75)$$

Для шлангового дождевателя с одним перемещаемым дальнеструйным аппаратом, орошающим по сектору, расчет  $v_{\text{п}}$  можно выполнять по формуле

$$v_{\text{п}} = 30 Q_{\text{м}} / (R_{\text{а}} h_{\text{тр}}). \quad (7.76)$$

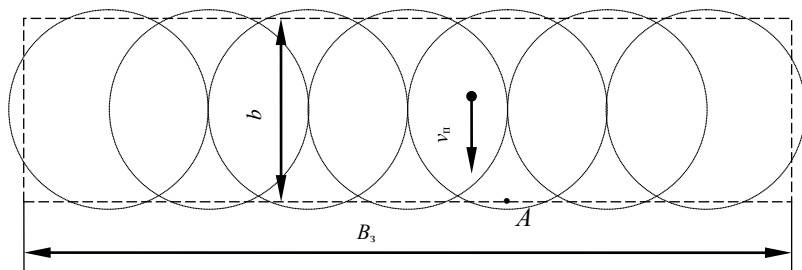


Рис. 7.12. Схема к расчету скорости передвижения для фронтальной дождевальной машины, орошающей в движении

Для дождевальной машины типа «Фрегат» на расстоянии  $L_{\text{м}}$  от центра машины

$$v_{\text{п}} = 30 Q_{\text{м}} / (R_{\text{к}} h_{\text{тр}}). \quad (7.77)$$



Для данной машины обычно задается и контролируется время полного оборота  $t_{об}$  в минутах. Оно с учетом уравнения (7.77) может быть определено по формуле

$$t_{об} = 2\pi L_M / v_{п}. \quad (7.78)$$

Расчет технической производительности  $\Pi_T$  (в га/ч) для машин позиционного действия выполняется следующим образом:

$$\Pi_T = A_o / (60 \cdot 10^4 t_{поз}). \quad (7.79)$$

Эксплуатационная производительность должна учитывать потери времени, необходимые на подключение машины к гидранту, ее отключение, перебазировку с позиции на позицию, техническое обслуживание, естественные надобности оператора и т. п. Кроме того, следует учитывать потери воды на испарение.

Расчет технической производительности (в га/ч) для машин, орошающих в движении, выполняется по следующему уравнению:

$$\Pi_T = B_3 v_{п} / (60 \cdot 10^4 k_{п}), \quad (7.80)$$

где  $k_{п}$  – коэффициент перекрытия орошаемой полосы.

При расчете эксплуатационной производительности необходимо учитывать технологические, технические, организационные и другие неизбежные потери времени, а также потери воды на испарение.

## 7.6. Расчет мощностей на передвижение и на привод насоса

Мощность  $P_{п}^{лб}$  на передвижение, приведенная к двигателю, рассчитывается по формуле

$$P_{п}^{лб} = n_{оп} F v_{п} / \eta, \quad (7.81)$$

где  $v_{п}$  – скорость передвижения, м/с. Для многоопорных машин позиционного действия принимается равной 5...10 м/мин, для «Кубани» – 2,09, для «Волжанки» – 9, для энергетической установки «Коломенки» – 15,2...17,5, а для 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;

$\eta$  – КПД, 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  $v_n$  должна быть согласована с рассчитанными ранее скоростями.

Мощность на привод насоса

$$P_n = P_{\text{пол}} / \eta_n, \quad (7.82)$$

где  $P_{\text{пол}}$  – полезная мощность насоса;

$\eta_n$  – КПД насоса.

$$P_{\text{пол}} = Q_m g \rho H_n, \quad (7.83)$$

где  $H_n$  – напор, создаваемый насосом.

$$H_n = (1,1 \dots 1,15) H_r, \quad (7.84)$$

где  $H_r$  – напор у гидранта подключения машины.

При использовании давления вместо напора для расчета  $P_{\text{пол}}$  следует пользоваться формулой

$$P_{\text{пол}} = p_n Q_m, \quad (7.85)$$

где  $p_n$  – давление, создаваемое насосом, кПа.

Расчет КПД выполняется по зависимости

$$\eta_n = \eta_o \eta_r \eta_m, \quad (7.86)$$

где  $\eta_o$ ,  $\eta_r$ ,  $\eta_m$  – соответственно КПД объемный, учитывающий утечки и перетекания воды; гидравлический, учитывающий потери напора в насосе; механический. Для большинства центробежных насосов  $\eta_o = 0,90 \dots 0,95$ ,  $\eta_r = 0,85 \dots 0,90$ ,  $\eta_m = 0,90 \dots 0,95$ .

В случае большого расстояния от насоса до гидранта подключения машины могут иметь место значительные потери по длине трубопровода, которые необходимо учесть в расчетах.

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  $m_{p.o}$  без воды можно ориентировочно рассчитать по зависимости

$$m_{p.o} = k_m l_{ш} d_x, \quad (7.87)$$

где  $k_m$  – коэффициент пропорциональности для расчета массы. Для достаточно широко применяющихся машин фирмы Вагер он находится в пределах 66...92 при среднем значении 73,3.

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

$$m_b = \pi d_{ш}^2 \rho_b l_{ш} / 4, \quad (7.88)$$

где  $d_{ш}$  – внутренний диаметр шланга;

$\rho_b$  – плотность воды.

Величину  $d_{ш}$  при принятом  $d_x$  ориентировочно можно определить по зависимости

$$d_{ш} = d_x - 2\delta_{ст}, \quad (7.89)$$

где  $\delta_{ст}$  – толщина стенки шланга.

В соответствии с ГОСТ 18599–2001 [26] у полиэтиленовых водопроводных шлангов, помимо прочих важнейших параметров, регламентируются номинальный наружный диаметр и номинальная толщина стенки. Номинальной толщиной стенки является условное обозначение размера, соответствующее минимальной допустимой толщине стенки трубы, рассчитываемой по приведенной в ГОСТе [26] формуле и округляемой в большую сторону до 0,1 мм. Для принятых нами обозначений формула имеет следующий вид:

$$\delta_{ст} = d_x / (2S + 1), \quad (7.90)$$

где  $d_x$  – номинальный наружный диаметр трубы, мм;

$S$  – серия трубы.

Серия трубы – нормированное значение, определяемое по формуле

$$S = \sigma / MOP, \quad (7.91)$$

где  $\sigma$  – допускаемое напряжение в стенке трубы, МПа;

$MOP$  – максимальное рабочее давление, МПа.

Расчет  $\sigma$  выполняется по формуле

$$\sigma = MRS / C_3, \quad (7.92)$$

где  $MRS$  – минимальная длительная прочность, Мпа;

$C_3$  – коэффициент запаса прочности.

Минимальная длительная прочность – напряжение, определяющее свойства материала, применяемого для изготовления труб, полученное путем экстраполяции на срок службы 50 лет при температуре 20 °С.

Коэффициент запаса прочности  $C_3$  для материала водопроводных труб равен 1,25.

Стандартное размерное отношение  $SDR$  есть отношение номинального наружного диаметра трубы  $d_x$  к номинальной толщине стенки  $\delta_{ст}$ . Соотношение между  $SDR$  и  $S$  определяют по следующей формуле:

$$SDR = 2S + 1. \quad (7.93)$$

Наиболее вероятно применение труб из полиэтилена марки ПЭ 80. Плотность полиэтилена марки ПЭ 80 равна  $930 \text{ кг/м}^3$ , предел текучести при растяжении – не менее 16,7 МПа (прил. 14).

Толщину стенки полиэтиленового шланга можно ориентировочно рассчитать по зависимости

$$\delta_{ст} = k_{ст}d_x, \quad (7.94)$$

где  $k_{ст}$  – коэффициент пропорциональности для расчета толщины стенки шланга,  $k_{ст} = 0,06 \dots 0,09$ . Меньшие значения коэффициента принимаются для шлангов меньшего диаметра. Однако по технологическим соображениям возможности сваривания труб минимальная толщина стенки принимается равной 2 мм.

В прил. 14 приведена выдержка из ГОСТ 18599–2001 с диапазоном труб, которые могут быть использованы при проектировании шланговых дождевателей и дренажно-промывочных машин. При необходимости дополнительных сведений следует обратиться к указанному ГОСТу [26].

Мощность на перекачивание с учетом буксования определяется по следующей формуле:

$$P_f + P_б = G_m f_0 v_m (\delta + 1) / \eta_{пер}, \quad (7.95)$$

где  $G_m$  – вес машины, приходящийся на одну опору, кН (без воды – для позиционно работающих машин, с водой – для машин, работающих в движении);

$f_0$  – коэффициент сопротивления перекачиванию;

$v_m$  – скорость движения машины, м/с;

$\delta$  – коэффициент буксования;

$\eta_{пер}$  – КПД передачи.

Вес в килоньютонах, приходящийся на опору машины, определяют по формуле

$$G_m = G_T + G_{тр} + G_B + G_{пер} + G_{под}, \quad (7.96)$$

где  $G_T$  – вес металлоконструкций тележки;

$G_{\text{тр}}$  – вес трубопровода длиной, равной расстоянию между опорами;  
 $G_{\text{в}}$  – вес воды в трубопроводе (принимается равным 25 % общего веса воды в трубопроводе для позиционно работающих машин на момент начала их движения и 100 % – для машин, работающих в движении);  
 $G_{\text{пер}}$  и  $G_{\text{под}}$  – соответственно вес трансмиссии и подвески, приходящийся на одну тележку. Эти значения можно установить в процессе рабочего проектирования дождевальная машины.

Дополнительная мощность, зависящая от способа передвижения машины, расходуется в основном на преодоление сопротивлений, вызванных перекосом колес из-за нарушения прямолинейности трубопровода, и достигает 20 % и более общей мощности, затрачиваемой двигателем на передвижение машины.

### 7.7. Расчет деталей на прочность

В данном подразделе рассматриваются расчеты, относящиеся непосредственно к дождевальным машинам.

Характерными элементами дождевальных машин являются фермы и трубопроводы. Трубопроводы рассчитываются на изгиб, скручивание, разрыв.

Расчеты следует вести с учетом особенностей работы машин, принимая при этом соответствующие расчетные ситуации, в которых могут произойти разрушение или недопустимая деформация машины.

При расчете давления внутри трубы необходимо кроме статического учитывать и давление  $p_{\Gamma}$  от гидроудара, возникающее при подаче воды в машину. Оно определяется по уравнению [9]

$$p_{\Gamma} = v_0 v_{\text{уд}} \rho_{\text{в}}, \quad (7.97)$$

где  $v_0$  – скорость течения воды в трубопроводе до удара;

$v_{\text{уд}}$  – скорость распространения ударной волны;

$\rho_{\text{в}}$  – плотность воды. Значение плотности для расчетов можно принимать равным  $1000 \text{ кг/м}^3$ .

Скорость течения воды в  $i$ -м сечении

$$v_i = 4Q_i / \pi D_i^2, \quad (7.98)$$

где  $Q_i$  – расход воды в рассматриваемом сечении;

$D_i$  – внутренний диаметр трубы в рассматриваемом сечении.

Скорость ударной волны

$$v_{уд} = 1425[1 + E_B D_i / (E_M \delta_{ст})]^{-0,5}, \quad (7.99)$$

где  $E_B$  – модуль упругости воды;

$E_M$  – модуль упругости материала трубы;

$\delta_{ст}$  – толщина стенки трубы.

Изотермический модуль упругости воды при температуре 5...15 °С и давлении 0,5...1,0 МПа находится в пределах 1930...2000. Модуль упругости для возможных материалов труб имеет следующие значения: сталь Ст3 – 1,5...2 МПа, чугун серый – 1,0...1,3, латунь – 0,8...1,5, дюралюминий – 0,70...0,71, текстолит – 0,06...0,10, стеклопластик – 0,2, капрон – 0,02...0,03, бетон – 0,14...0,40 · 10<sup>5</sup> МПа.

Напряжение  $\sigma_p$  в стенке трубы можно рассчитать по уравнению

$$\sigma_p = (p_i + p_r) D_i / 2\delta_{ст}, \quad (7.100)$$

где  $p_i$  – статическое давление в рассматриваемом сечении.

Полученное значение  $\sigma_p$  сопоставляется с допустимым для принятого материала труб.

На дождевальные машины (кроме дальнеструйных) в общем случае действуют различные виды нагрузок, к которым относятся:

постоянные нагрузки – вес конструкции и предварительное напряжение элементов;

полезные временные нагрузки – вес и давление воды в водопроводящих элементах ферм;

ветровые нагрузки или давление ветра;

динамические нагрузки, возникающие при перемещениях машин при дождевании и смене позиции при транспортном перемещении.

При этом рекомендуется применять при расчете следующие три сочетания нагрузок:

1) нагрузки, сопротивление которым является целевым назначением конструкции: постоянные, полезные временные, ветровые при скорости ветра до 10 м/с и динамические при движении агрегата на рабочих скоростях;

2) дополнительные сочетания нагрузок при передвижении: постоянные, ветровые при скорости ветра свыше 10 и до 15 м/с и коэффициенте сочетания нагрузок, равном 0,9, и динамические нагрузки при транспортных скоростях;

3) особые сочетания нагрузок при зимнем хранении: постоянные и ветровые нагрузки при расчетной скорости ветра 25 м/с и коэффициенте сочетания нагрузок, равном 0,8.

Прочностным расчетам в первую очередь подлежат те конструктивные элементы машин, которые имеют водопроводящий трубопровод. В качестве несущего элемента трубопровод может быть представлен как многоопорная неразрезная балка (трубопровод машины типа «Волжанка»), балки на упругом основании (трубопроводы дождевальных шлейфов), двухконсольные жесткие пространственные фермы (двухконсольный дождевальная агрегат типа ДДА-100МА), жесткие пространственные многоопорные фермы (машины «Кубань-ЛК» и «Кубань-Л»), вантовые многоопорные пространственные фермы (машины «Фрегат» и «Днепр»).

Большая часть несущих конструкций дождевальных машин выполнена из труб, прутков, уголков и тросов. Их масса и соответственно сила тяжести определяются по соответствующим ГОСТам. Кроме того, необходимо учитывать наличие дополнительных конструктивных элементов (косынки, фланцы, крепежные детали).

Их можно учесть коэффициентом, значение которого находится в пределах 1,1...1,4.

Масса воды в водопроводящих трубопроводах определяется по формуле

$$m_1 = \rho_v L \pi d_{\text{вн}}^2 / 4, \quad (7.101)$$

где  $\rho_v$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_v = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;

$L$  – длина трубопровода, м;

$d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр трубопровода, м.

Ветровое давление на элементы конструкции определяется следующим образом:

$$F_v = C_x l d v_v^2 \rho k_v / 2, \quad (7.102)$$

где  $C_x$  – коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса  $Re$  потока, обтекающего стержень, определяется по данным табл. 7.7;

$l$  и  $d$  – длина и диаметр стержня, м;

$v_v$  – скорость ветра, м/с;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho = 1,15 \dots 1,25$  кг/м<sup>3</sup>;

$k_v$  – аэродинамический коэффициент,  $k_v = 2$ .

Таблица 7.7. Значения  $C_x$  для круглых стержней

Величина	Скорость ветра, м/с					
	10		15		25	
$Re / 10$	1,5	1,5...1,7	1,5	1,5...2,6	1,5	1,5...4,0
$d, \text{ м}$	6...217	217...250	6...145	145...200	6...8,5	8,5...250
$C_x$	1,2	1,2...1,1	1,2	1,2...0,9	1,2	1,20...0,45

Динамические нагрузки в расчетах учитываются введением коэффициента  $k_{дин} = 1,1 \dots 1,4$ , на который умножают рассчитанные статические вертикальные нагрузки.

Наиболее простым является расчет дождевальных шлейфов, на которые в рабочем состоянии действуют силы тяжести трубопровода и воды в нем, а также давление воды. Силы тяжести трубопровода и воды действуют как равномерно распределенная нагрузка. Кроме того, следует учитывать вес дождевальных аппаратов и воды в них в местах установки как сосредоточенную силу. Схема нагрузок для такого положения представлена на рис. 7.13, а. Расчет шлейфа в данном случае производится, как расчет бесконечной балки на упругом основании.

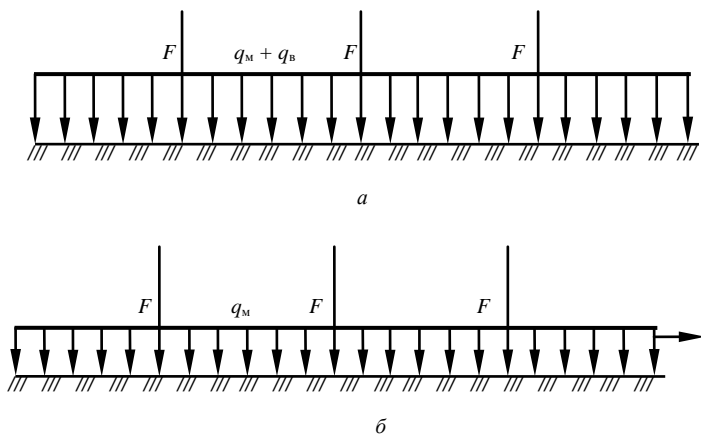


Рис. 7.13. Схема нагрузок для расчета дождевального шлейфа: а – рабочее положение; б – транспортное положение

При транспортном положении следует учитывать собственный вес трубопровода и аппаратов и продольное усилие в трубопроводе, возникающее при перемещении и учитывающее сопротивление трению между почвой и трубопроводом (рис. 7.13, б).

В транспортном положении на трубопровод действуют вес трубопровода, ветровая нагрузка и крутящий момент  $M_{кр}$ , возникающий от кручения трубопровода при перемещении. Кроме того, следует иметь в виду, что после перекрытия гидранта трубопровод может быть на 25 % заполнен водой. Крутящий момент следует рассчитывать с учетом мак-



симального момента двигателя ходовой тележки и механических потерь в приводе хода, зависящих от конструкции трансмиссии привода.

В четвертой расчетной ситуации, т. е. при зимнем хранении, на трубопровод действуют вес трубопровода и ветровая нагрузка, соответствующая повышенным скоростям ветра.

Для колесных трубопроводов типа «Волжанка» расчет целесообразно выполнять для следующих ситуаций:

- 1) подача воды в машину (в крыло) после ее присоединения к гидранту;
- 2) осуществление машиной дождевания, т. е. машина находится в рабочем положении;
- 3) перемещение крыла к следующему гидранту в момент трогания машины с места;
- 4) хранение машины без ее полной разборки.

Первая расчетная ситуация – это расчет на возможное разрушающее напряжение от гидроудара. Методика расчета рассмотрена выше.

Для второго расчетного положения следует учитывать нагрузки от статического давления воды в трубопроводе и изгибающие нагрузки от распределенных сил тяжести воды в трубопроводе и самого трубопровода. Кроме того, в горизонтальной плоскости на трубопровод действует ветровая нагрузка  $q_{вет}$ . Ее можно рассчитать, используя формулу (7.102). Расчетная схема вертикальных нагрузок для рабочего положения представлена на рис. 7.14.

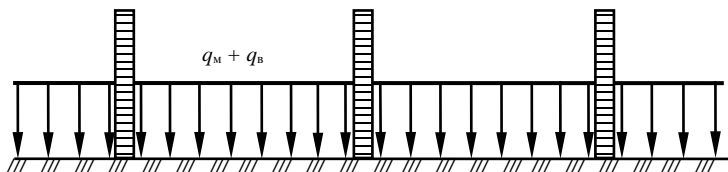


Рис. 7.14. Схема нагрузок для расчета дождевальной машины типа «Волжанка» в рабочем положении

При расчете подобных машин в качестве стандартной расчетной схемы принимается многоопорная неразрезная балка. Фрагмент участка машины, на котором роль неподвижной опоры играет ходовая тележка, представлен на рис. 7.15. Нагрузка  $q_{вет}$  на схеме не показана, так как она действует в горизонтальной плоскости, но при расчете изгибающих моментов и соответствующих напряжений (в данном случае напряжений изгиба) она должна учитываться.

Обычно основной трубопровод «Волжанки», являющийся также валом при перемещении машины с позиции на позицию, охвачен полумуфтами колес машины. Полумуфты не должны проворачиваться на основном трубопроводе, поэтому крепление колес к трубопроводу следует рассчитывать, как клеммовое соединение.

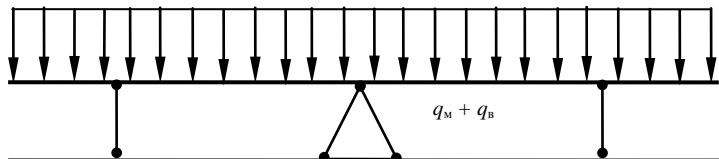


Рис. 7.15. Расчетная схема для дождевальной машины типа «Волжанка» в рабочем положении

Расчет ферм двухконсольных дождевальных агрегатов производится, как расчет пространственных статически неопределимых конструкций. При этом в рабочем положении на ферму действует вес ее материала и находящейся в трубопроводе воды, ветровая нагрузка и динамические нагрузки.

В транспортном положении на ферму действуют те же нагрузки, кроме веса воды.

При хранении на ферму действуют вес ее материала и ветровая нагрузка.

Прочностный расчет машин типа «Фрегат» выполняется, как расчет вантовых конструкций, с учетом пространственной решетки. Здесь следует учесть конструктивные особенности машины, т. е. наличие подвижных блоков, растяжек, троса механизма защиты и пр.

Рассматриваются два расчетных положения – рабочее, т. е. машина производит орошение, и хранение машины на объекте орошения без ее полной разборки.

В рабочем положении учитываются нагрузки от распределенного веса металла и воды, ветровая и динамические нагрузки.

При расчете для ситуации хранения считается, что на ферму действует вес металла и ветровая нагрузка. Принимается повышенная скорость ветра.

Расчет ферм машин типа «Кубань» производят, как расчет пространственных статически неопределимых конструкций на разрезных опорах. Сочетания нагрузок аналогичны фермам двухконсольных дождевальных агрегатов типа ДДА-100МА.

Особенностью расчета нагрузок для многоопорных широкозахватных машин, орошающих в движении, является старт-стопный режим движения, приводящий к возникновению знакопеременных сил инерции, действующих в горизонтальной плоскости.

Для машин кругового действия с гидроприводом хода вследствие низкой скорости движения и небольших величин ускорений силами инерции можно пренебречь.

### 7.8. Расчет оценочных показателей

Для технико-экономической оценки машины и разработки рекомендаций по ее эксплуатации необходимо определить основные параметры, если они не были рассчитаны в процессе проектирования.

Для предварительного определения размеров капель  $d_k$  (в мм) в факеле струи можно использовать формулу Б. М. Лебедева [9]:

$$d_k = \left( \frac{r_c^{\lg H}}{3} + 0,0016R_i^2 \right)^{\frac{\lg H + 0,4}{r_c} - 1}, \quad (7.103)$$

где  $r_c$  – радиус отверстия сопла, см;

$H$  – напор воды на выходе из сопла дождевального аппарата, м;

$R_i$  – расстояние от оси вращения ствола аппарата до искомого удаления, м.

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**  $m_{\text{доп}}$  (в м<sup>3</sup>/га) можно определить ориентировочно по эмпирической формуле

$$m_{\text{доп}} = p / \sqrt{\rho e^{0,5d_k}}, \quad (7.104)$$

где  $p$  – показатель свободного впитывания воды в почву, мм;

$\rho$  – средняя или мгновенная интенсивность дождя, мм/мин;

$e$  – основание натурального логарифма;

$d_k$  – средний диаметр капель, мм.

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.

При невозможности выдачи поливной нормы за один проход определяется необходимое число проходов  $n$ . Производительность  $P$  дождевальных машин есть отношение площади, на которую выдана расчетная поливная норма, к времени полива данной площади. За расчетную поливную сезонную норму обычно принимают  $600 \text{ м}^3/\text{га}$ .

Эксплуатационная производительность  $P_3$  учитывает потери времени:

$$P_3 = PK_T K_{CM} K_0, \quad (7.105)$$

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,  $K_{CM} = 0,7 \dots 0,9$ ;

$K_0$  – коэффициент, учитывающий потери времени на устранение отказов насосной станции и оросительной сети, простои из-за неблагоприятных погодных условий, по организационным причинам,  $K_0 = 0,85 \dots 0,95$ .

Коэффициент  $K_{CM}$ , учитывающий использование времени смены, зависит в основном от поливной нормы. Для позиционных широкозахватных колесных дождевателей типа ДКШ-64 и ДКГ-80 он может быть принят по табл. 7.8.

Таблица 7.8. Значения коэффициента учета времени смены в зависимости от поливной нормы [17]

$m, \text{ м}^3/\text{га}$	200	300	400	500	600	800
$K_{CM}$	0,70	0,76	0,81	0,84	0,86	0,88

Оценку сезонного использования дождевальной техники производят по следующим параметрам:

по сезонной нагрузке, т. е. площади в гектарах, на которой машина может обеспечить заданный режим орошения, в том числе и в критический (пиковый) период водопотребления;

по сезонной выработке – площади в гектарах, которую машина может обслужить за сезон с соблюдением необходимого режима орошения сельскохозяйственных культур;

по сезонной загрузке – числу часов сменного времени, отработанному машиной за вегетационный период на поливе обслуживаемой площади.

Расчетную сезонную нагрузку  $A_c$  в гектарах на дождевальную машину или сезонную площадь обслуживания определяют по формуле

$$A_c = Qk_{\text{сут}}\beta_n\tau / q = 86,4Qk_{\text{сут}}\beta_n / e, \quad (7.106)$$

где  $k_{\text{сут}}$  – коэффициент использования времени суток;

$\beta_n$  – коэффициент, учитывающий затраты оросительной воды на испарение в процессе полива;

$\tau$  – коэффициент, характеризующий возможные потери рабочего времени по организационным и метеорологическим причинам, а также из-за отказов работы на насосных станциях, в оросительной сети, ее арматуре, сооружениях, т. е. зависящий от надежности системы,  $\tau = 0,85 \dots 0,95$ ;

$q$  – удельная потребность в оросительной воде (гидромодуль) в критический (пиковый) период водопотребления, л/(с·га). Изменяется по природным зонам, культурам и годам от 0,3 до 1 л/(с·га);

$e$  – средний суточный дефицит водопотребления ведущей культуры севооборота за две смежные декады с максимальным дефицитом водного баланса в вегетационный период расчетного года обеспеченности, м<sup>3</sup>/га.

Коэффициент  $\beta_n$  изменяется по природным зонам от 1,05 до 1,30 и определяется по зависимости

$$\beta_n = 1 + 0,01W, \quad (7.107)$$

где  $W$  – затраты воды на испарение, %.

Затраты воды на испарение при дождевании рассчитываются по формуле

$$W = 0,71td_{\text{с.д}}(1 + 0,21v_2) / l_t, \quad (7.108)$$

где  $t$  – средняя температура воздуха в поливной период, °С;

$d_{\text{с.д}}$  – средний дефицит упругости насыщения воздуха, кПа;

$v_2$  – скорость ветра на высоте 2 м от поверхности земли, м/с;

$l_t$  – упругость насыщенного пара, соответствующая температуре  $t$ , кПа.

Гидромодуль

$$q = e / 86,4. \quad (7.109)$$

Коэффициент использования времени суток

$$k_{\text{сут}} = nt_{\text{см}}k_{\text{см}} / 24, \quad (7.110)$$

где  $n$  – число рабочих смен в сутки;

$t_{\text{см}}$  – продолжительность смены, ч;

$k_{\text{см}}$  – коэффициент использования времени смены.

При круглосуточном использовании машины принимают  $k_{\text{сут}} = k_{\text{см}}$ .

Коэффициент  $\tau$ , характеризующий возможные потери рабочего времени по независящим от машины причинам, не вошедшим в баланс времени смены, рассчитывается по формуле

$$\tau = 1 / (1 + t_{\text{нс}} + t_{\text{ос}} + t_{\text{м}} + t_{\text{орг}}), \quad (7.111)$$

где  $t_{\text{нс}}$  – потери времени из-за отказов в работе на насосной станции;

$t_{\text{ос}}$  – потери времени из-за отказов в работе оросительной сети, в ее арматуре, сооружениях;

$t_{\text{м}}$  – потери времени в связи с метеорологическими условиями (в основном при превышении допустимой скорости ветра);

$t_{\text{орг}}$  – потери времени по организационно-хозяйственным причинам.

Ориентировочно возможные потери рабочего времени можно принять по табл. 7.9.

Таблица 7.9. Потери рабочего времени [17]

Вид потерь времени	$t_{\text{нс}}$	$t_{\text{ос}}$	$t_{\text{м}}$	$t_{\text{орг}}$
Значения потерь, %	1...2	2...5	4...6	3...5

Сезонную выработку  $C_{\text{в}}$  машины определяют по сезонной нагрузке и числу всех поливов за сезон в соответствии с требуемым режимом орошения по формуле

$$C_{\text{в}} = AN, \quad (7.112)$$

где  $N$  – число поливов за сезон.

Сезонную нагрузку дождевальной машины определяют в часах сменного времени, затраченного на выполнение сезонного объема работы при известной средней выработке машины за час сменного времени при средней за сезон поливной норме и затратах воды на испарение в ходе дождевания.

Важнейшим показателем качества дождя является степень равномерности его распределения на орошаемой площади. Она характеризуется *коэффициентом эффективности орошения* или, по другим источникам, *коэффициентом эффективности полива*. Данный коэффициент рассчитывается как отношение эффективно политой площади ко всей площади, обслуживаемой дождевальной машиной.

*Эффективно политую площадью* считается та площадь, на которой отклонение от требуемого слоя дождя не превышает допустимое

( $\pm 25\%$  для машин с коротко- и среднеструйными аппаратами и  $\pm 30\%$  – с дальнеструйными).

Оценку оптимальности установки машин на орошаемой площади выполняют **по коэффициенту земельного использования**, определяемому как отношение площади, охватываемой дождем в процессе орошения (площадь нетто), ко всей площади объекта орошения (площадь брутто). Коэффициент земельного использования должен быть не менее 0,97.

**Агробиологические требования** заключаются в следующем. Для достижения малоинтенсивного (бесстрессового) процесса орошения *отношение интенсивности водоподдачи к интенсивности водопотребления* должно находиться в пределах 1...50. **Равномерность распределения воды на поле** должна удовлетворять следующим требованиям: коэффициент эффективно политой площади должен быть не менее 0,7; отклонение от среднего слоя выпавшего дождя не должно превышать  $\pm 25\%$  для машин с коротко- и среднеструйными аппаратами и  $\pm 30\%$  – с дальнеструйными. Для сохранения растений от механических повреждений в процессе подготовки и проведения поливов **коэффициент их повреждаемости** должен быть 0,5...2,0 %.

**Экологические требования** состоят в том, что с целью сохранения структуры почвенных агрегатов, жизнедеятельности микроорганизмов в почвообразовательном процессе и повышения плодородия почв **содержание влаги в порах почвы** должно находиться в пределах 70...90 %, в воздухе – 10...30 %, а отклонение от этих интервалов не должно превышать  $\pm 5\%$ .

## 8. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА КАНАЛООЧИСТИТЕЛЕЙ С ЦЕПНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

### 8.1. Кинематические соотношения многоковшовых и скребковых рабочих органов поперечного копания

Схема к пояснению расчета кинематических соотношений приведена на рис. 8.1. Здесь условно изображен фрагмент скребковой цепи, находящейся в контакте с очищаемым откосом.

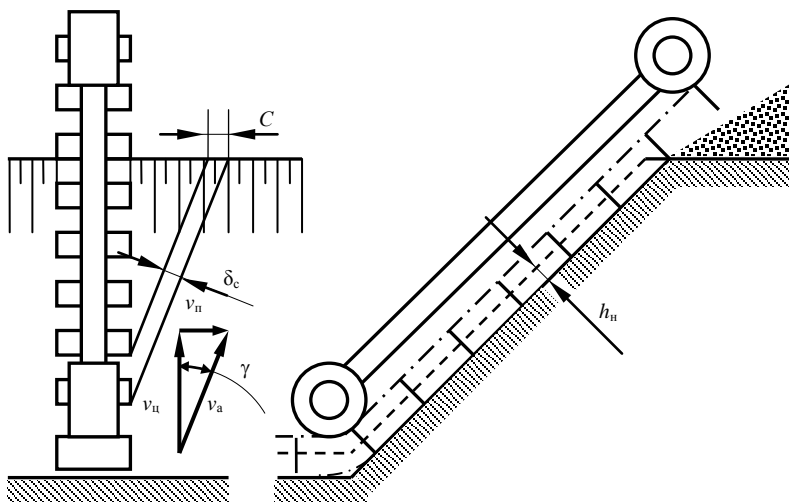


Рис. 8.1. Схема к пояснению расчета кинематических соотношений для цепного скребкового рабочего органа поперечного копания

В процессе работы цепь со скребками движется поперек откоса со скоростью  $v_ц$ , а каналочиститель перемещается вдоль канала со скоростью  $v_n$ , в результате скребки будут иметь абсолютную скорость  $v_a$ . Угол  $\gamma$  отклонения вектора абсолютной скорости от вектора скорости цепи можно определить по формуле

$$\gamma = \arctg (v_n / v_ц). \quad (8.1)$$

При известной технической производительности  $\Pi_T$  машины и заданных параметрах снимаемого за один проход слоя наносов, характеризующихся расчетной толщиной наносов  $h_n$  и длиной снимаемой



стружки  $L_c$ , которая зависит от размеров канала и складывается из длин обрабатываемых элементов периметра канала, величину **скорости рабочего передвижения** рассчитывают по формуле

$$v_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} / h_{\text{п}} L_c. \quad (8.2)$$

**Скорость цепи** кинематически определяется с учетом частоты сыпок  $z_c$  грунта и шага скребков  $T_c$ :

$$v_{\text{ц}} = T_c z_c. \quad (8.3)$$

**Частота сыпок** есть величина, обратная времени перемещения скребка на величину шага. За это время каналоочиститель переместится в направлении рабочего передвижения на величину **подачи на скребок**  $C$ , которую можно рассчитать следующим образом:

$$C = v_{\text{п}} T_c / v_{\text{ц}} = v_{\text{п}} / z_c. \quad (8.4)$$

Полученной подаче на скребок, согласно рис. 8.1, соответствует **толщина стружки**  $\delta_c$ , снимаемой боковой кромкой, являющейся режущей кромкой скребка, которая определяется по формуле

$$\delta_c = C \cos \gamma. \quad (8.5)$$

Тогда **площадь поперечного сечения стружки**  $A_c$ , срезаемой одним скребком, можно определить по формуле

$$A_c = h_{\text{п}} \delta_c, \quad (8.6)$$

а площадь снимаемых наносов  $A_{\text{н}}$  – по формуле

$$A_{\text{н}} = h_{\text{п}} L_c. \quad (8.7)$$

**Форма и размеры стружки** при очистке дна и откоса канала приведены для примера на рис. 8.2.

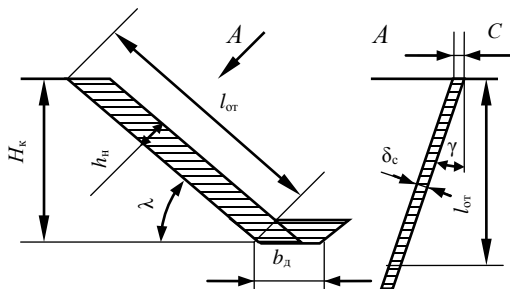


Рис. 8.2. Форма и размеры стружки

## 8.2. Расчет основных параметров цепного скребкового рабочего органа

При расчете параметров рабочего органа рекомендуется принимать **высоту скребка**  $h_c$  в зависимости от расчетной толщины снимаемых наносов по соотношению

$$h_c = (1,10 \dots 1,35)h_n. \quad (8.8)$$

**Шаг скребков** определяется исходя из условия оптимального заполнения межскребкового пространства (рис. 8.3) по формуле

$$T_c = h_c / \operatorname{tg} \lambda = h_c m, \quad (8.9)$$

где  $\lambda$  – угол наклона откоса канала к горизонту;  
 $m$  – коэффициент заложения откоса.

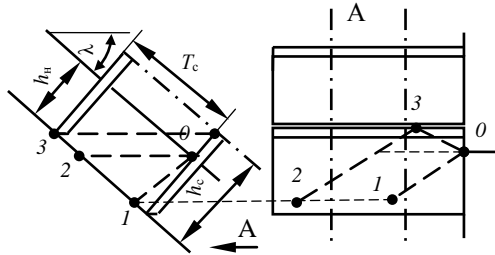


Рис. 8.3. Схема к определению шага скребков

**Ширина скребка**  $b_c$  может быть определена из условия транспортирования грунта без его просыпания. Схема к расчету  $b_c$  приведена на рис. 8.4, на котором изображен вид сзади по горизонтали на скребок, а штриховой прямой – предельное положение грунта перед скребком при максимально заполненном межскребковом пространстве.

Из схемы следует, что для грунта с углом откоса  $\varphi_r$  при принятых  $h_n$  и  $h_c$  уменьшение  $b_c$  приведет к просыпанию грунта слева от скребка.

Тогда согласно принятой схеме условием непросыпания грунта будет следующее:

$$b_c \geq (2h_c - h_n) \cos \lambda / \operatorname{tg} \varphi_r. \quad (8.10)$$

Угол естественного откоса грунта в движении зависит от вида, влажности и состояния грунта. Для торфяных и минеральных грунтов средней влажности можно принимать  $\varphi_r = 25 \dots 35^\circ$ , для остальных – по табл. 8.1.

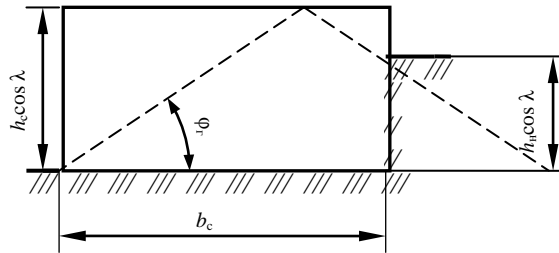


Рис. 8.4. Схема к определению ширины скребка

Таблица 8.1. Угол естественного откоса для различных видов грунтов

Вид грунта	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

Обычно  $b_c = (1,1 \dots 2,5)h_c$ .

**Техническая производительность**  $\Pi_T$  по выносной способности определяется по формуле

$$\Pi_T = V_c z_c k_n / k_p, \quad (8.11)$$

где  $V_c$  – теоретический объем межскребкового пространства, определяемый как произведение величин  $h_c$ ,  $b_c$  и  $T_c$ ;

$k_n$  – коэффициент наполнения межскребкового пространства, равный  $0,2 \dots 0,6$  (большие значения  $k_n$  соответствуют большим значениям  $m$ , превышающим 1,5);

$k_p$  – коэффициент разрыхления грунта (наносов), значение которого можно принять по табл. 8.2.

Если по условиям проектирования  $\Pi_T$  является заданной величиной, то из формулы (8.11) выражается и рассчитывается  $z_c$ , а затем по формуле (8.3) определяется  $v_{ц}$ . Значение  $v_{ц}$  должно находиться в пределах  $2,4 \dots 5,0$  м/с. Меньшие значения соответствуют тяжелым грунтам и

деформированным откосом. При отсутствии данных по производительности она рассчитывается исходя из мощности, реализуемой на приводе рабочего органа.

Таблица 8.2. Основные характеристики грунтов

Показатель	Грунт				
	Болотно-торфяной	Супесь	Суглинок	Глина	Тяжелая глина
Коэффициент разрыхления	1,2...1,3	1,1...1,2	1,14...1,28	1,24...1,30	1,26...1,32
Показатель динамического плотнотмера	1...5	3...12	5...10	14...19	13...24
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	600...1200	1500...1900	1600...1750	1800...1900	1900...2000
Коэффициент трения грунта о грунт	0,9...1,0	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	0,5...0,6	0,6...0,7	0,6...0,7

При проведении расчета  $\Pi_T$  для легких условий работы желательно определять максимальное значение  $\Pi_T^{\max}$ , для тяжелых условий работы – минимальное значение  $\Pi_T^{\min}$  и для расчетных усредненных (номинальных) условий работы –  $\Pi_T^{\text{НОМ}}$ . Соответствующие значения получают подстановкой величин  $k_{\text{ц}}$  и  $k_{\text{р}}$  для принятых расчетных условий работы и значений  $v_{\text{ц}}$ . Для тяжелых условий работы обычно назначают не менее одной пониженной скорости цепи, значение которой получают умножением  $v_{\text{ц}}$  на 0,6...0,7.

После расчета производительностей определяется **диапазон скоростей рабочего передвижения** ( $v_{\text{н}}^{\max} \dots v_{\text{н}}^{\min}$ ) и номинальная скорость  $v_{\text{н}}^{\text{НОМ}}$  по следующим формулам:

$$v_{\text{н}}^{\min} = \Pi_T^{\min} / A_{\text{н}}^{\max}; \quad (8.12)$$

$$v_{\text{н}}^{\text{НОМ}} = \Pi_T^{\text{НОМ}} / A_{\text{н}}^{\text{НОМ}}; \quad (8.13)$$

$$v_{\text{н}}^{\max} = \Pi_T^{\max} / A_{\text{н}}^{\min}. \quad (8.14)$$

Значение  $A_{\text{н}}^{\max}$  рассчитывается для наибольших задаваемых величин  $L_{\text{с}}$  и  $h_{\text{н}}$ . Номинальное значение площади снимаемых наносов обычно соответствует величинам  $L_{\text{с}}$  и  $h_{\text{н}}$ , указываемым в задании на

проектирование, а минимальное значение  $A_n^{\min}$  рассчитывается исходя из ожидаемых при выполнении работы наименьших значений  $L_c$  и  $h_n$ .

**Углы заострения рабочих кромок** назначаются с целью минимизации трения торцовых поверхностей о грунт. Для этого задний угол нижней, не являющейся режущей кромки принимается не менее  $7...8^\circ$ , задний угол  $\gamma_3$  режущих боковых кромок рассчитывается по формуле

$$\gamma_3 = \gamma + (7...8^\circ). \quad (8.15)$$

Значение угла  $\gamma$  рассчитывается по формуле (8.1) для условий, дающих наибольшую его величину.

### 8.3. Расчет параметров многоковшового цепного рабочего органа

Исходными данными при проектировании рабочего органа являются размеры канала, толщина наносов, их характеристика и техническая производительность машины. **Техническая производительность**  $\Pi_T$  по выносной способности определяется по формуле

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

где  $V_k$  – геометрическая вместимость ковша;

$z_p$  – частота разгрузок.

При жестко направляемой цепи, угле наклона рабочего участка цепи к горизонту (угле наклона рабочего органа) больше  $40^\circ$  и при отсутствии налипания значение  $k_n$  можно определить по табл. 8.3.

Таблица 8.3. Значения коэффициента наполнения для многоковшового цепного рабочего органа поперечного копания

Категория грунта	1	2	3	4
Коэффициент наполнения	1,25	1,15	1,05	0,90

Для налипающих грунтов  $k_n$  уменьшается на  $10...25\%$ , для свободно провисающей цепи – на  $5...15\%$ . При  $\lambda$  меньше  $40^\circ$   $k_n$  увеличивается в  $1,5...2$  раза.

Для каналочистителя типа МР-15  $k_n \approx 0,85$ .

Расчет параметров обычно начинают с определения необходимой **вместимости ковша** по формуле

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

Значение  $k_p$  принимается по табл. 8.2,  $z_p$  предварительно назначается в пределах  $0,5...1,5 \text{ с}^{-1}$ . Далее определяется в миллиметрах **шаг цепи**  $t_{ц}$  (рис. 8.5) по формуле

$$t_{ц} = (20 \dots 25) \sqrt[3]{V_{к}}. \quad (8.18)$$

Здесь значения  $V_{к}$  подставляются в литрах. Полученное значение  $t_{ц}$  желательно согласовать со стандартными значениями для цепей.

Конструктивные размеры ковша каналочистителя типа МР-15 показаны на рис. 8.5.

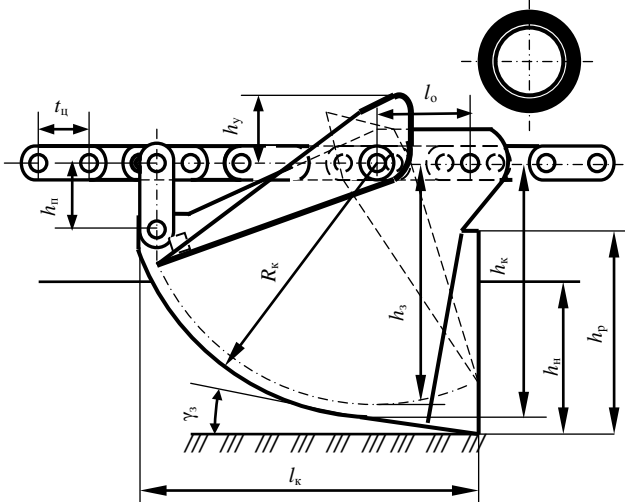


Рис. 8.5. Обозначения параметров многоковшового цепного рабочего органа поперечного копания

Далее определяется **шаг ковшей**  $T_{к}$ , для чего предварительно назначается **скорость цепи** в пределах  $0,5 \dots 1,4$  м/с. Тогда

$$T_{к} = v_{ц} / z_{р}. \quad (8.19)$$

Вместе с тем

$$T_{к} = (300 \dots 400) \sqrt[3]{V_{к}}. \quad (8.20)$$

Расчитанное значение  $T_{к}$  должно быть кратным шагу цепи и подчиняться рекомендации

$$T_{к} = (20 \dots 25) t_{ц}. \quad (8.21)$$

Расчетная **высота ковша**  $h_{к}$  для каналочистителя определяется по соотношению

$$h_{к} = (3,5 \dots 4,5) t_{ц}. \quad (8.22)$$

У каналоочистителей, работающих, как правило, во влажных налипающих грунтах, обеспечивается принудительная выгрузка грунта подвижной заслонкой. В связи с этим радиус днища ковша определяется конструктивно или принимается примерно равным  $h_k$ , а высота заслонки  $h_3$  в миллиметрах задается с учетом обеспечения необходимого зазора между корпусом ковша и заслонкой:

$$h_3 = h_k - (12 \dots 18). \quad (8.23)$$

*Длина ковша*  $l_k$  у каналоочистителя

$$l_k \approx h_k + 0,5t_{ц}. \quad (8.24)$$

Расчетная ширина ковша  $b_k$  принимается

$$b_k = (6,0 \dots 6,5)t_{ц}. \quad (8.25)$$

Боковые стенки во избежание их трения о грунт (рис. 8.6, а) отклоняются под углом  $\gamma$ , рассчитываемым по формуле (8.1). *Ширину задней части ковша*  $b_3$  можно определить следующим образом:

$$b_3 = b_k - 2l_k \operatorname{tg} \gamma. \quad (8.26)$$

Полученное значение  $b_k$  должно быть больше максимального значения подачи на ковш, рассчитываемой по формуле (8.4), при условии, что  $v_{п} = v_{п}^{\max}$ .

*Высота режущей кромки*  $h_p$  (см. рис. 8.5) должна быть больше или равна толщине наносов  $h_n$ .

*Высоту упора* заслонки  $h_y$  можно принять равной  $(0,4 \dots 0,5)h_3$ , длину присоединительных серег  $h_n$  – равной  $(1,5 \dots 1,6)t_{ц}$ , координаты установки оси заслонки  $l_o$  – равными  $(1,8 \dots 1,9)t_{ц}$ .

При использовании ковша с параллельными стенками, показанного на рис. 8.6, б, рассчитывается *ширина ковша по режущей кромке*  $b_k$  по формуле (8.25) и *ширина задней части ковша*  $b_3$  по зависимости

$$b_3 \leq b_k - 2l_1 \operatorname{tg} \gamma, \quad (8.27)$$

где  $l_1$  – минимальное расстояние от режущей кромки до точки возможного соприкосновения стенки ковша с наносами.

Значение  $l_1$  можно определить графически, вычертив контур ковша и отложив на стенке (рис. 8.6) толщину наносов.

Задний угол режущей кромки ковша  $\gamma_3$  следует принимать на  $7 \dots 8^\circ$  больше  $\gamma$  (см. формулу (8.15)).

После расчета размеров ковша можно определить его **местимость** по формуле

$$V_{\kappa} = K_{\phi} l_{\kappa} b_{\kappa} h_{\kappa}, \quad (8.28)$$

где  $K_{\phi}$  – коэффициент формы, учитывающий отклонение действительной формы ковша от формы параллелепипеда, равный 0,8...0,9.

Вместимость ковша с подвижным днищем с учетом того, что при выгрузке оно поворачивается примерно на  $90^{\circ}$  и что форму ковша можно представить как четверть цилиндра, можно рассчитать по формуле

$$V_{\kappa} = \pi R_{\kappa}^2 (b_{\kappa} + b_3) / 8. \quad (8.29)$$

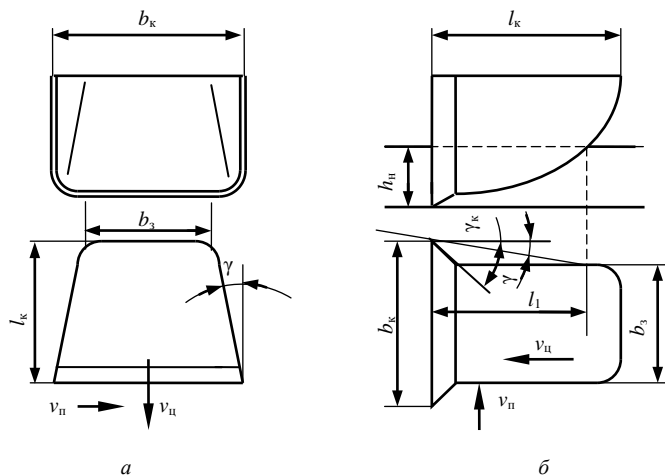


Рис. 8.6. Схема к расчету параметров ковша: *a* – со сходящимися стенками; *б* – с параллельными стенками

После расчета  $V_{\kappa}$  следует, используя формулу (8.17), уточнить  $z_p$ , а по формуле (8.3) рассчитать соответствующее уточненному значению  $z_p$  значение скорости цепи  $v_{ц}$ . Оно должно находиться в указанных выше пределах.



#### 8.4. Расчет мощности на привод каналоочистителей с цепным рабочим органом поперечного копания

*Уравнение баланса мощности* для каналоочистителей с активным рабочим органом записывается в следующем виде:

$$P = P_{p.o}^{ДВ} + P_{пер}^{ДВ} + P_{всп}^{ДВ}, \quad (8.30)$$

где  $P$  – необходимая мощность двигателя;

$P_{p.o}^{ДВ}$ ,  $P_{пер}^{ДВ}$ ,  $P_{всп}^{ДВ}$  – мощности на привод рабочего органа, на передвижение, на привод вспомогательных механизмов и систем, приведенные к валу двигателя.

Расчет  $P_{p.o}^{ДВ}$  выполняется по уравнению

$$P_{p.o}^{ДВ} = (P_k + P_n + P_{оч} + P_{тр}) / \eta_{p.o} \eta_{тр.p} + P_{от} / \eta_{от} \eta_{тр}, \quad (8.31)$$

где  $P_k$ ,  $P_n$ ,  $P_{оч}$ ,  $P_{тр}$ ,  $P_{от}$  – мощности соответственно на копание грунта, на подъем грунта, на очистку ковшей, на трение грунта о грунт, на отбрасывающее грунт устройство;

$\eta_{p.o}$  – КПД рабочего органа. Для свободно провисающей цепи  $\eta_{p.o} = 0,6 \dots 0,7$ ; для цепи, перемещающейся по направляющим,  $\eta_{p.o} = 0,50 \dots 0,55$ ; для скребковой цепи  $\eta_{p.o} = 0,4 \dots 0,5$ ;

$\eta_{тр.p}$  – КПД трансмиссии привода рабочего органа;

$\eta_{от}$  – КПД отбрасывающего устройства. Для ленточного транспортера и лопастного метателя  $\eta_{от} = 0,80 \dots 0,85$ ;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии привода отбрасывающего устройства.

Принимается в зависимости от типа привода и схемы его трансмиссии.

Значение *мощности на копание грунта*  $P_k$  находится по формуле

$$P_k = k_1 \Pi_T, \quad (8.32)$$

где  $k_1$  – удельное сопротивление копанию грунта, кПа;

$\Pi_T$  – техническая производительность каналоочистителя, м<sup>3</sup>/с.

Для ориентировочных расчетов каналоочистителей ВНИИземмаш рекомендуется принимать  $k_1$  для грунтов первой категории равным 100 кПа, второй – 200, третьей – 300 кПа. Данную рекомендацию можно использовать и для учебных целей.

*Мощность на подъем грунта* рассчитывается по формуле

$$P_n = \Pi_T \rho g H_n, \quad (8.33)$$

где  $\rho$  – плотность грунта,  $\text{т/м}^3$ . Для грунтов первой категории можно принять  $\rho = 1,5$ , второй –  $\rho = 1,7 \text{ т/м}^3$ ;

$H_{\text{п}}$  – *расчетная высота подъема*, которая обычно складывается из двух составляющих: высоты подъема грунта в канале до дневной поверхности  $H_{\text{п.к}}$ , т. е. до бровки канала, и высоты подъема над бровкой канала  $H_0$ .

Для многоковшовых рабочих органов величиной  $H_0$  является расстояние от уровня бровки канала до центра ковша, находящегося в положении, соответствующем началу выгрузки (рис. 8.7).

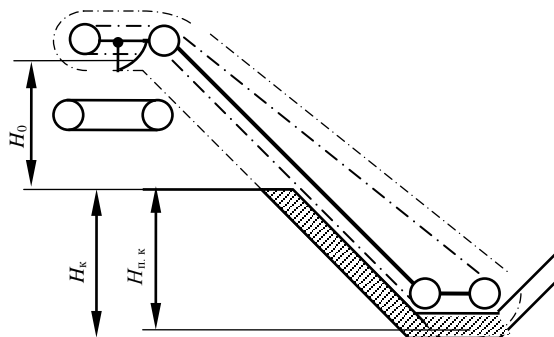


Рис. 8.7. Схема к определению высоты подъема грунта для многоковшовых рабочих органов

Расчет  $H_{\text{п.к}}$  зависит от варианта схемы очистки канала, так как каналоочиститель может перенастраиваться или проектироваться для очистки только дна, только откоса, дна и откоса или для полно-профильной очистки.

При очистке только дна площадь сечения наносов  $A_{\text{н}}$  определяется по формуле

$$A_{\text{н}} = h_{\text{н}} b_{\text{д}}, \quad (8.34)$$

при очистке одного откоса

$$A_{\text{н}} = h_{\text{н}} l_{\text{от}}, \quad (8.35)$$

при очистке откоса и дна

$$A_{\text{н}} = l_{\text{от}} h_{\text{н}} + h_{\text{н}} b_{\text{д}} = h_{\text{н}} (l_{\text{от}} + b_{\text{д}}), \quad (8.36)$$

при очистке обоих откосов и дна

$$A_{\text{н}} = 2l_{\text{от}} h_{\text{н}} + b_{\text{д}} h_{\text{н}} = h_{\text{н}} (2l_{\text{от}} + b_{\text{д}}). \quad (8.37)$$

Высотой подъема грунта до дневной поверхности является высота подъема центра тяжести площади соответствующего сечения, причем при полнопрофильной очистке необходимо учесть то, что грунт, снимаемый с дальнего откоса, сначала опускается на дно и только затем поднимается к бровке. Поэтому для первого варианта

$$P_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} \rho g (H_{\text{к}} + H_{\text{о}}), \quad (8.38)$$

для второго варианта

$$P_{\text{п}} = \Pi_{\text{т}} \rho g (H_{\text{к}} / 2 + H_{\text{о}}), \quad (8.39)$$

для третьего варианта

$$\begin{aligned} P_{\text{п}} &= \Pi_{\text{т}} \rho g (H_{\text{к}} / 2 + H_{\text{о}}) l_{\text{от}} h_{\text{н}} / A_{\text{н}} + \Pi_{\text{т}} \rho g (H_{\text{к}} + H_{\text{о}}) b_{\text{д}} h_{\text{н}} / A_{\text{н}} = \\ &= \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{к}} h_{\text{н}} [(H_{\text{о}} + H_{\text{к}} / 2) l_{\text{от}} + (H_{\text{о}} + H_{\text{к}}) b_{\text{д}}] / A_{\text{н}}, \end{aligned} \quad (8.40)$$

для четвертого варианта

$$\begin{aligned} P_{\text{п}} &= \Pi_{\text{т}} \rho g (H_{\text{к}} / 2) l_{\text{от}} h_{\text{н}} / A_{\text{н}} + \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{к}} (b_{\text{д}} + l_{\text{от}}) h_{\text{н}} / A_{\text{н}} + \Pi_{\text{т}} \rho g H_{\text{о}} = \\ &= \Pi_{\text{т}} \rho g [(H_{\text{к}} / 2) l_{\text{от}} h_{\text{н}} + H_{\text{к}} (b_{\text{д}} + l_{\text{от}}) h_{\text{н}} + H_{\text{о}}]. \end{aligned} \quad (8.41)$$

Для скребковых рабочих органов за высоту  $H_{\text{о}}$  (рис. 8.8) принимают половину высоты кавальера  $H_{\text{кав}}$ , которую можно определить по формуле

$$H_{\text{кав}} = \sqrt{A_{\text{н}} k_{\text{р}} \text{tg} \varphi_{\text{г}}}, \quad (8.42)$$

где  $\varphi_{\text{г}}$  – угол естественного откоса грунта. При  $\varphi_{\text{г}} > \lambda$  в формулу (8.42) вместо  $\varphi_{\text{г}}$  подставляется  $\lambda$ .

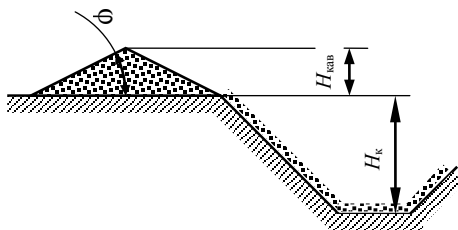


Рис. 8.8. Схема к расчету высоты подъема грунта для скребкового цепного рабочего органа

Компонента  $P_{\text{оч}}$  рассчитывается, если предусмотрена принудительная выгрузка грунта из ковшей. Расчет выполняется по формуле

$$P_{\text{оч}} = (b_{\text{к}} + 2h_{\text{к}}) f_{\text{оч}} v_{\text{ц}} / \eta_{\text{оч}}, \quad (8.43)$$

где  $f_{оч}$  – удельное усилие сдвиганию грунта. Для липких и влажных грунтов  $f_{оч} = 4...6$  кН/м, для грунтов средней липкости  $f_{оч} = 2...4$  кН/м;

$\eta_{оч}$  – КПД очистителя, равный 0,6...0,7.

**Потери мощности на трение грунта по откосу**  $P_{тр}$  рассчитываются только для скребковых рабочих органов.

При очистке одного откоса

$$P_{тр} = \Pi_{т\rho} g f_2 H_k \text{ctg } \lambda / 2, \quad (8.44)$$

где  $f_2$  – коэффициент трения грунта о грунт.

При очистке откоса и дна канала

$$\begin{aligned} P_{тр} &= \Pi_{т\rho} g f_2 b_d^2 h_n / 2A_n + \Pi_{т\rho} g f_2 H_k \text{ctg } \lambda h_n (l_{от} + b_d) / 2A_n = \\ &= \Pi_{т\rho} g f_2 h_n [b_d^2 + H_k \text{ctg } \lambda (l_{от} + b_d)] / 2A_n. \end{aligned} \quad (8.45)$$

При очистке двух откосов и дна с учетом того, что угол наклона откоса к горизонту обычно близок к  $45^\circ$  и в этом случае сила трения грунта о дальний откос уравнивается скатывающей силой, мощность на перемещение грунта вниз по откосу можно принимать равной нулю. Тогда уравнение расчета мощности на трение грунта о грунт будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} P_{тр} &= \Pi_{т\rho} g f_2 (b_d + l_{от}) b_d h_n / 2A_n + \Pi_{т\rho} g f_2 H_k \text{ctg } \lambda h_n l_{от} / 2A_n = \\ &= \Pi_{т\rho} g f_2 h_n [(b_d + l_{от}) b_d + H_k \text{ctg } \lambda l_{от}] / 2A_n. \end{aligned} \quad (8.46)$$

По мощности  $P_{р.о}^{ДВ}$  предварительно определяется **мощность  $P_6$  базовой машины** и подбирается сама базовая машина.

$$P_6 = (1,3...1,5) P_{р.о}^{ДВ}. \quad (8.47)$$

Значение  $P_{всп}^{ДВ}$  (см. формулу (8.30)) рассчитывается по зависимости

$$P_{всп}^{ДВ} = (0,05...0,07) (P_{р.о}^{ДВ} + P_{пер}^{ДВ}). \quad (8.48)$$

Для расчета  $P_{пер}^{ДВ}$  необходимо иметь значения сил, действующих на рабочее оборудование и машину в целом.

## 8.5. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование

**Усилие в ковшовой или скребковой цепи**  $F_{ц}$  определяется по уравнению

$$F_{ц} = (P_k + P_n + P_{оч} + P_{тр}) / v_{ц} \eta_{р. о}. \quad (8.49)$$

При прочностных расчетах это значение умножается на коэффициент динамичности  $K_d = 1,1$ . В случае отсутствия предохранительных устройств в трансмиссии привода рабочего органа расчет цепи и элементов трансмиссии ведется из предположения о том, что при перегрузке рабочего органа вся мощность двигателя, кроме мощности на привод отваливающих и дополнительных устройств, реализуется на цепи.

**Усилие взаимодействия рабочей ветви цепи с грунтом  $F_{ц,р}$**  можно определить по формуле

$$F_{ц,р} = (P_k + P_{тр} + P_n) / v_{ц}. \quad (8.50)$$

Разделив  $F_{ц,р}$  на количество копающих элементов, одновременно находящихся в контакте с откосом, получим **усилие, действующее на каждый скребок или ковш**.

Для выполнения тяговых или статических расчетов необходимо определить составляющие  $F_{ц,р}$  – горизонтальную  $F_{ц,г}$ , направленную против хода каналаочистителя, горизонтальную  $F_г$ , направленную поперек хода, и вертикальную  $F_в$  (рис. 8.9).

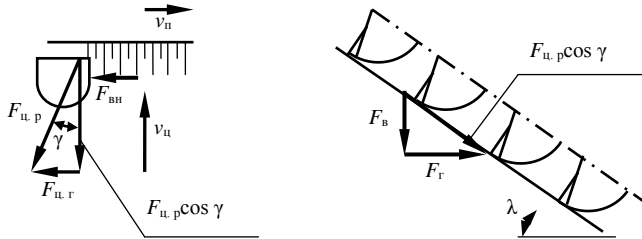


Рис. 8.9. Схема сил, действующих на цепной рабочий орган

Эти составляющие рассчитываются следующим образом:

$$F_{ц,г} = F_{ц,р} \sin \gamma; \quad (8.51)$$

$$F_г = F_{ц,р} \cos \lambda \cos \gamma; \quad (8.52)$$

$$F_в = F_{ц,р} \sin \lambda \cos \gamma. \quad (8.53)$$

При полнопрофильной очистке значения  $F_г$  и  $F_в \approx 0$ .

Против хода каналаочистителя, кроме того, направлена сила  $F_{вн}$ , препятствующая внедрению ковшей или скребков в грунт. Она определяется по формуле

$$F_{\text{вн}} = \varepsilon P_{\text{к}} / v_{\text{ц}}, \quad (8.54)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент соотношения между касательной и нормальной составляющими силы на копание грунта. Для скребков  $\varepsilon = 0,6 \dots 0,9$ , для ковшей  $\varepsilon = 0,15 \dots 0,45$ .

Скребковые каналочистители могут иметь бермоочистители, предназначенные для отодвигания вынуженного из канала грунта от бровки канала. Отвал бермоочистителя устанавливается под углом  $\alpha_0$  к направлению движения каналочистителя ( $\alpha_0 = 45 \dots 50^\circ$ ). **Сопrotивление перемещению бермоочистителя**  $F_6$  по аналогии с подобного рода рабочими элементами можно определить по выражению

$$F_6 = V_{\text{пр}} \rho g (f_2 \sin(\alpha_0 + \varphi_c) + f_1 \cos \alpha_0 - \cos \varphi_c), \quad (8.55)$$

где  $V_{\text{пр}}$  – объем призмы волочения, м<sup>3</sup>;

$\varphi_c$  – угол трения грунта о сталь, град;

$f_1$  – коэффициент трения грунта о сталь.

Расчет  $V_{\text{пр}}$  можно выполнить по формуле

$$V_{\text{пр}} = \Pi_{\text{т}} L_{\text{отв}} / v_{\text{п}}, \quad (8.56)$$

где  $L_{\text{отв}}$  – длина отвала, принимаемая в пределах 1,0...1,5 м.

Вертикальной и боковой составляющими, действующими на отвал, пренебрегают ввиду их малых значений по отношению к  $F_6$ .

После расчета сил, действующих на рабочее оборудование, может выполняться **тяговый расчет**.

В качестве примера рассмотрим расчетную схему к определению тягового суммарного сопротивления для скребкового каналочистителя (рис. 8.10).

Тяговое суммарное сопротивление  $F_c$  каналочистителя с навесным рабочим оборудованием, совершающего очистку канала, рассчитывается по формуле

$$F_c = F_s + G_m \sin \alpha + F_{\text{п}} + F_{\text{т}} + F_6 + F_{\text{вн}}, \quad (8.57)$$

где  $F_s$  – сила сопротивления передвижению ходового устройства базовой машины;

$G_m$  – сила тяжести машины в целом;

$\alpha$  – расчетный продольный уклон местности. Для машин, обслуживающих мелиоративные системы, принимается равным  $5^\circ$ .

При схемах агрегатирования, отличных от навесной, это отражается в методике расчета.

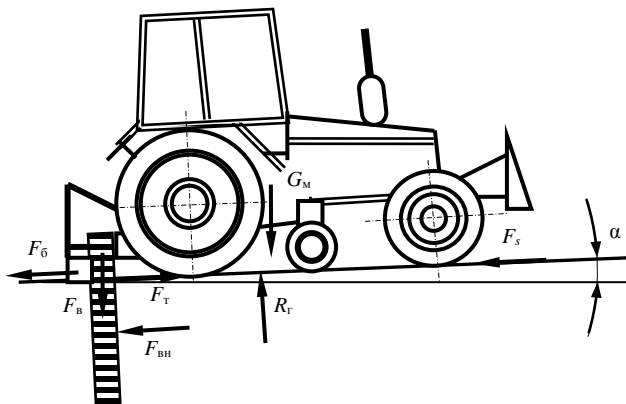


Рис. 8.10. Схема к тяговому расчету для рабочего передвижения скребкового навесного каналочистителя

Расчет  $F_s$  выполняется по формуле

$$F_s = f_0 R_T, \quad (8.58)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления передвижению ходового устройства базовой машины;

$R_T$  – нормальная реакция со стороны грунта на движитель.

Значения  $\varphi_{\text{сц}}$  и  $f_0$  приведены в прил. 2.

Для рассматриваемых машин

$$R_T = G_M \cos \alpha + F_B. \quad (8.59)$$

## 9. РАСЧЕТ КАНАЛООЧИСТИТЕЛЕЙ С РОТАЦИОННЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

### 9.1. Расчет основных параметров фрезерного рабочего органа с осью вращения фрезы, параллельной оси канала

Расчет основных параметров целесообразно начинать с назначения (если не дается в задании на проектирование) *необходимой дальности отбрасывания*  $l_{отб}$  пульпы (рис. 9.1). Обычно она принимается в пределах от 6 до 15 м. После этого рассчитывают *окружную скорость* по зависимости

$$v_{окр} = (1,5 \dots 2,5)l_{отб}. \quad (9.1)$$

Полученное значение скорости должно находиться в диапазоне 10...25 м/с.

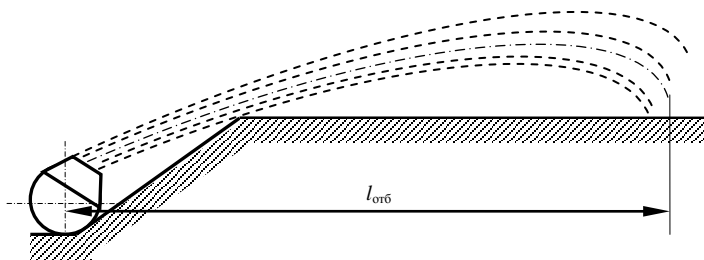


Рис. 9.1. Схема выброса пульпы

Затем следует определить *диаметр  $D$  кожуха фрезы из условия неподрезания дна и откосов* трапециевидального канала. Графически это означает, что при минимальной ширине канала по дну  $b_d$  и заданном максимальном угле наклона откосов  $\lambda$  проектные линии дна и откоса облицованного канала должны являться касательными к окружности диаметром  $D$  (рис. 9.2).

Тогда согласно рис. 9.2, *a*

$$D = b_d / \operatorname{tg}(\lambda / 2). \quad (9.2)$$

Очистку необлицованных каналов целесообразно выполнять с некоторым их переуглублением по сравнению с исходной проектной глубиной. Для этого случая расчетная схема показана на рис. 9.2, *б*.



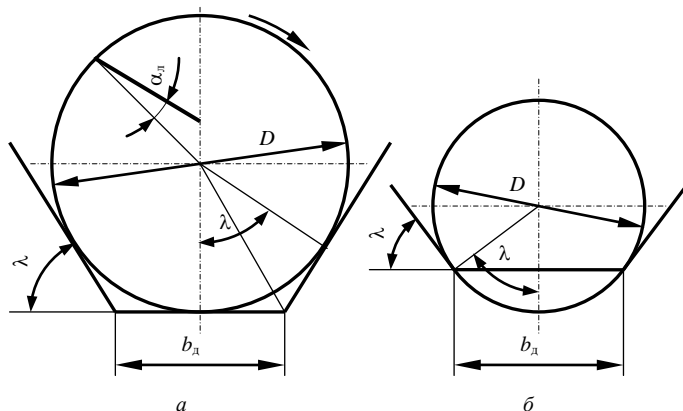


Рис. 9.2. Схема к определению диаметра кожуха фрезы из условия неподрезания откосов канала: а – облицованного; б – необлицованного

Тогда расчет  $D$  следует выполнять по формуле

$$D = b_d / \sin \lambda. \quad (9.3)$$

**Диаметр фрезы** по концам ножей-лопаток  $D_\phi$  можно рассчитать конструктивно:

$$D_\phi = D - 2(C_1 + C_2), \quad (9.4)$$

где  $C_1$  – толщина стенки кожуха фрезы. Ориентировочно ее можно принять равной 4...6 мм или близкой к  $0,007D$ ;

$C_2$  – зазор между внешними концами ножей-лопаток и внутренней поверхностью кожуха. Обычно  $C_2 = 8...12$  мм.

Для навесного рабочего органа, не охватываемого кожухом снизу и не опирающегося им о дно,  $D_\phi$  принимается равным  $D$ , рассчитанному по формуле (9.2) или (9.3).

Определение **номинальной (расчетной) скорости рабочего передвижения** выполняется по формуле

$$v_n = \Pi_T / A_c, \quad (9.5)$$

где  $A_c$  – площадь срезаемых наносов, рассчитываемая, как площадь сегмента.

$$A_c = \alpha_k R^2 / 2 - R(R - h_n) \sin(\alpha_k / 2), \quad (9.6)$$

где  $\alpha_k$  – угол контакта, рад;

$R$  – радиус фрезы по концам ножей или по внешней кромке кожуха;

$h_n$  – толщина срезаемых наносов.

Расчет угла контакта выполняется по формуле

$$\alpha_k = 2 \arccos [(R - h_n) / R]. \quad (9.7)$$

При отсутствии на рабочем органе уширителей, лемехов, открылков или отвалов расчет  $A_c$  выполняется по формуле (9.6), в иных случаях необходимо рассчитать  $A_c$  в соответствии со схемой рабочего органа.

**Число ножей-лопаток** рассчитывается из условия обеспечения необходимой подачи по формуле

$$z_n = \pi D_{\phi} v_n / C v_{\text{окр}}. \quad (9.8)$$

Для расчета  $z_n$  значение  $C$  принимается при удалении торфяных наносов равным 7...15 мм, минеральных – 5...7 мм.

При этом для снижения динамичности нагрузок желательно выполнение условия  $z_n \geq 2\pi / \alpha_k$ . Значение  $z_n$  принимается равным 3...5.

Для уменьшения рассеивания струи и снижения энергоемкости процесса нож-лопатка отклоняется от радиального направления **под углом**  $\alpha_n$ .

Во избежание защемления грунта между кожухом и лопаткой следует выполнять **условие незащемления**:

$$\alpha_n \leq \arctg f_1. \quad (9.9)$$

Рекомендуется принимать  $\alpha_n = 5...15^\circ$ .

**Длина режущей части ножа-лопатки**  $l_n$  должна быть такой, чтобы верхняя кромка режущей части ножа-лопатки не опускалась ниже расчетного уровня наносов при наибольшем погружении ее в грунт.

При  $\alpha_n \leq 20^\circ$  расчет  $l_n$  допускается выполнять упрощенно по формуле

$$l_n \geq h_n / \cos \alpha_n. \quad (9.10)$$

**Ширину ножа-лопатки**  $b_n$  (рис. 9.3) принимают в пределах 150...200 мм. Большие значения принимаются при рабочей скорости передвижения, превышающей 0,2 м/с. Принятое значение согласовывается с условием

$$b_n \geq 2,35\Pi_T + 40, \quad (9.11)$$

где  $\Pi_T$  – техническая производительность фрезы по грунту, м<sup>3</sup>/ч.

Для улучшения транспортирующей способности ножа-лопатки его отгибают вперед на угол  $\alpha_{от} = 50...55^\circ$  на расстоянии  $(0,4...0,5)b_n$  от диска, тогда угол резания  $\alpha_p$  получается равным 35...40°. Задний угол  $\gamma_3$  во избежание трения тыльной поверхности ножа по срезаемому

грунту должен удовлетворять условию  $\gamma_3 > \beta$ . Значение  $\beta$  вычисляется по уравнению

$$\beta = \arctg(v_{\text{п}} / v_{\text{окр1}}) \quad (9.12)$$

с подстановкой значения  $v_{\text{окр1}}$ , рассчитанного по выражению

$$v_{\text{окр1}} = v_{\text{окр}}(R_{\text{ф}} - h_{\text{н}}) / R_{\text{ф}}. \quad (9.13)$$

Рекомендуется принимать  $\gamma_3 = 10 \dots 15^\circ$ ,  $\delta_{\text{к}} = 60 \dots 65^\circ$ .

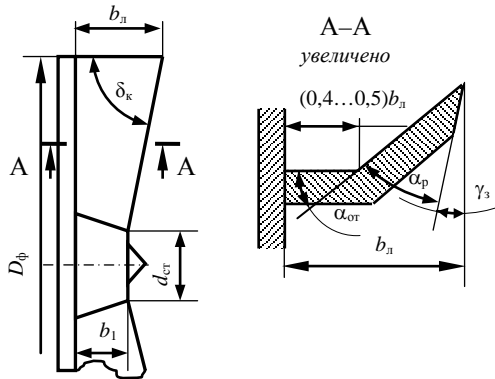


Рис. 9.3. Размеры фрезерного рабочего органа

Величина дуги разгрузочного окна кожуха должна соответствовать углу разгрузки грунта  $\varphi_{\text{р}}$ , который принимается равным  $(0,5 \dots 0,7)\pi$ .

Наклон струи пульпы к горизонту обычно регулируется заслонками или поворотом кожуха.

Толщину диска фрезы предварительно можно принять равной  $8 \dots 10$  мм, толщину ножа-лопатки – на  $1 \dots 2$  мм больше.

Диаметр ступицы  $d_{\text{ст}}$  должен соответствовать условию

$$D - 2h_{\text{н}} > d_{\text{ст}} > 0,2D. \quad (9.14)$$

Остальные размеры принимаются исходя из конструкторских соображений и на основании прочностных расчетов.

## 9.2. Расчет мощности на привод фрезерного рабочего органа

Расчет *мощности*  $P_{\text{р.о}}$  *на привод фрезерного рабочего органа* с осью вращения фрезы, параллельной оси канала, можно выполнить по следующему уравнению:

$$P_{p.o} = (P_k + P_n + P_p + P_{тр}) / \eta_p, \quad (9.15)$$

где  $P_k$ ,  $P_n$ ,  $P_p$ ,  $P_{тр}$  – соответственно мощности на копание наносов, на их подъем к месту выброса из кожуха, на разгон наносов, на преодоление сил трения наносов, перемещаемых внутри рабочего органа;

$\eta_p$  – КПД рабочего органа,  $\eta_p \approx 0,7$ .

Для расчета **мощности на копание**  $P_k$  используется известное выражение:

$$P_k = k_1 \Pi_r. \quad (9.16)$$

По рекомендациям ВНИИЗеммаш, при характеристиках наносов, соответствующих характеристикам грунтов первой, второй и третьей категорий,  $k_1$  принимается равным соответственно 100, 200 и 300 кПа. Для облицованных каналов, занесенных илом, суглинками, песком и травой,  $k_1 = 35 \dots 270$  кПа; или же по рекомендациям, даваемым Э. А. Сухаревым, для наносов каналов  $k_1 = 120 \dots 170$  кПа [25].

Кроме того, можно воспользоваться данными табл. 9.1.

Таблица 9.1. Значения характеристик грунтов

Наименование показателя	Категория грунта		
	первая	вторая	третья
Коэффициент удельного сопротивления грунтов копанию ковшом и шнеком, кПа	110...160	160...270	210...390
Коэффициент удельного сопротивления грунтов копанию плугом и откосником, кПа	40...50	50...100	75...200
Коэффициент удельного сопротивления грунтов копанию зачистным устройством, кПа	5...15	10...20	15...30
Коэффициент соотношения между удельными сопротивлениями копания и черпания	0,8...1,0	0,4...0,5	0,2...0,3

Расчет **мощности на подъем грунта**  $P_n$  выполняется по формуле

$$P_n = \Pi_r \rho g H_n, \quad (9.17)$$

в которой  $H_n$  можно приблизительно определить следующим образом:

$$H_n = (0,75 \dots 0,85) D. \quad (9.18)$$

**Мощность на разгон грунта** вычисляется по формуле

$$P_p = \Pi_r \rho v_{окр1}^2 / 2, \quad (9.19)$$

где  $v_{окр1}$  – окружная скорость, соответствующая центру тяжести вращающегося грунта, принимается равной  $(0,85 \dots 0,90)v_{окр}$ .

При наличии значительного слоя воды над наносами потребная мощность на привод рабочего органа возрастает. Основной составляющей дополнительной потребной мощности будет мощность на разгон воды. Тогда формула для расчета **мощности на разгон воды и грунта** примет следующий вид:

$$P_p = (A_{c\rho} + A_b\rho_b)v_{\text{п}}v_{\text{окр1}}^2 / 2, \quad (9.20)$$

где  $A_b$  – площадь поперечного сечения слоя воды над наносами;  
 $\rho_b$  – плотность воды.

Для определения значения  $A_b$  можно воспользоваться схемой, приведенной на рис. 9.4, *а*.

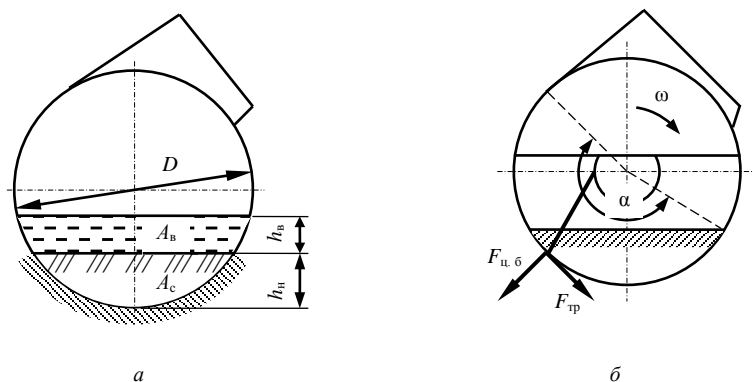


Рис. 9.4. Схема к расчету площади поперечного сечения слоя воды над наносами (*а*) и к определению мощности на трение (*б*)

Кроме того, при наличии значительного слоя воды целесообразно скорректировать формулу (9.17) расчета мощности на подъем. Ее можно записать в следующем виде:

$$P_{\text{п}} = (A_{c\rho} + A_b\rho_b)v_{\text{п}}gH_{\text{п}}. \quad (9.21)$$

Значение  $H_{\text{п}}$  зависит от размеров слоев воды и наносов. Ориентировочно его можно принять по соотношению

$$H_{\text{п}} = (0,6 \dots 0,7)D. \quad (9.22)$$

Расчет значения **мощности на преодоление сил трения** наносов в рабочем органе  $P_{\text{тр}}$  ведется исходя из того, что основными видами работ на преодоление сил трения является работа на перемещение грунта

по ножу-лопатке от центра фрезы к ее периферии и работа на преодоление силы трения наносов о внутреннюю поверхность кожуха.

Расчетная схема к определению составляющей  $P_{тр}$  приведена на рис. 9.4, б. Если из-за относительно небольшой величины пренебречь составляющей силы тяжести, прижимающей грунт к кожуху, то расчет мощности на преодоление сил трения следует вести по следующей формуле:

$$P_{тр} = k_{р.г} k_k \Pi_{тр} v_{окр}^2 \alpha f_1, \quad (9.23)$$

где  $k_{р.г}$  – коэффициент расположения грунта на ноже-лопатке, учитывающий, что центр масс перемещаемого грунта находится от оси вращения на расстоянии, меньшем радиуса, принимаемый равным 0,75...0,85;

$k_k$  – коэффициент, учитывающий концентрацию грунта в кожухе, т. е. то, что на дуге с углом  $\alpha$  работа идет неравномерно с нарастанием от нуля до максимума,  $k_k = 0,3...0,5$ ;

$\alpha$  – угол, соответствующий дуге кожуха, по которой перемещаются наносы. Находится в пределах (1...1,2) $\pi$ .

При необходимости более точное значение  $\alpha$  можно найти по формуле

$$\alpha = \alpha_k / 2 + \pi / 2 + \pi / 4 = 0,5(\alpha_k + 3\pi / 2). \quad (9.24)$$

Значения  $f_1$  рекомендуется принимать равными 0,3 для грунтов первой категории и 0,45 для второй, хотя Э. А. Сухарев [25] приводит значение угла трения наносов о сталь, равное 30...35°, что соответствует величине  $f_1$ , равной 0,58...0,70, которую можно использовать при расчете рабочего органа для очистки каналов без воды.

### 9.3. Расчет шнекороторного рабочего органа с коническим шнеком

Рассматривается шнекороторный рабочий орган с коническим шнеком и соосно установленным с ним лопастным метателем с осью вращения, параллельной оси канала.

**Расчет параметров шнека.** Расчетная схема конического шнека приведена на рис. 9.5.

**Максимальный диаметр шнека  $D$**  определяется из условия неподрезания откосов по формулам (9.2) и (9.3).

**Угол  $\beta_n$  наклона образующей конусной поверхности шнека** к оси шнека для снижения энергоемкости процесса перемещения грунта желательнее принимать больше угла трения грунта о грунт. Практически

он принимается в пределах  $30 \dots 45^\circ$ , иногда до  $75^\circ$ . Причем с увеличением  $D$  следует принимать и увеличенное значение  $\beta_n$ .

**Теоретическая длина шнека**

$$L_T = D / 2 \operatorname{tg} \beta_n. \quad (9.25)$$

**Длина рабочей части  $L_p$  шнека** определяется по зависимости

$$L_p \geq h_n / \operatorname{tg} \beta_n. \quad (9.26)$$

**Число заходов  $z_3$  шнека** обычно принимается 2.

**Угол подъема  $\alpha_n$  винтовой линии шнека** должен быть таким, чтобы при вращении шнека шнековая поверхность скользила по грунту, смещая его к метателю без активного перемешивания. Это требование будет обеспечено при выполнении условия

$$\alpha_n \leq \varphi_T / 2, \quad (9.27)$$

где  $\varphi_T$  – угол трения стали о грунт. Для влажных наносов  $\varphi_T = 30 \dots 35^\circ$ .

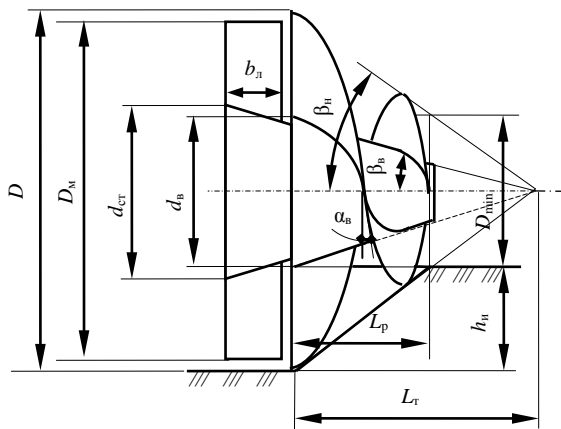


Рис. 9.5. Расчетная схема шнекороторного рабочего органа

При разработке наносов для снижения динамических нагрузок на шнек **необходимо, чтобы винтовая поверхность шнека постоянно находилась в контакте с наносами**. Данное требование будет выполнено при удовлетворении неравенства

$$L_p \geq T_{cp} / z_3, \quad (9.28)$$

где  $T_{cp}$  – средний шаг шнека.

При постоянном  $\alpha_n$  у конического шнека величина шага не постоянна. Для участка длиной  $L_p$  *среднее значение шага* находят по формуле

$$T_{cp} = \pi D_{cp} \operatorname{tg} \alpha_n, \quad (9.29)$$

где  $D_{cp}$  – средний диаметр рабочей части шнека.

Расчет  $D_{cp}$  выполняется по формуле

$$D_{cp} = (D + D_{\min}) / 2, \quad (9.30)$$

где  $D_{\min}$  – минимальный диаметр рабочей части шнека.

Из рис. 9.5 следует, что

$$D_{\min} \approx D - 2h_n. \quad (9.31)$$

Используя приведенные определения, формулу (9.29) можно переписать в следующем виде:

$$T_{cp} = \pi(D - h_n) \operatorname{tg} \alpha_n. \quad (9.32)$$

Однако толщина снимаемых наносов  $h_n$  при очистке каналов может быть меньше указанной на рис. 9.5. В этом случае на длине  $L_p$  будет помещаться меньше чем  $0,5T_{cp}$ , что приведет к невыполнению требования постоянного контактирования винтовой поверхности с наносами. Поэтому для расчета необходимого значения  $T_{cp}$  в формуле (9.32) значение  $h_n$  следует округлить в сторону увеличения.

Формула для расчета значения угла  $\alpha_n$ , обеспечивающего выполнение условия (9.27), имеет вид

$$\alpha_n \leq \arctg [z_3 L_p / (\pi D_{cp})]. \quad (9.33)$$

Полученное значение  $\alpha_n$  является окончательным при условии, что оно не больше рассчитанного по уравнению (9.33).

*Диаметр вала шнека*  $d_b$  у его основания предварительно определяют по соотношению

$$d_b \approx D - 2h_n. \quad (9.34)$$

Окончательно  $d_b$  определяется после прочностных расчетов и компоновки привода шнека и метателя.

*Частота вращения шнека*  $n_{ш}$  вычисляется из соображений обеспечения необходимого соотношения *скорости движения винтовой линии*  $v_b$  и скорости рабочего передвижения каналаочистителя. Значение  $v_b$  рассчитывается по формуле

$$v_b = T_{cp} n_{ш}. \quad (9.35)$$



При равенстве скорости рабочего передвижения и скорости движения винтовой линии ( $v_{п} = v_{в}$ ) шнек ввинчивается в наносы без их перемещения. Для нормальной работы шнек должен сдвигать грунт назад, обеспечивая производительность не менее  $\Pi_{т}$ .

Это требование будет выполняться при условии, что  $v_{в} \geq 2v_{п}$ .

Тогда

$$n_{шн} \geq 2v_{п} / T_{ср}. \quad (9.36)$$

У известных каналоочистителей  $n_{шн}$  составляет  $0,8 \dots 1,0 \text{ с}^{-1}$ .

**Расчет параметров метателя.** Конструкция лопастного метателя сходна с конструкцией описанного выше фрезерного рабочего органа (см. рис. 9.3).

**Диаметр метателя**  $D_{м}$  в метрах (рис. 9.6) принимается на  $2 \dots 4$  см меньше максимального расчетного диаметра шнека, т. е.

$$D_{м} = D - (0,02 \dots 0,04). \quad (9.37)$$

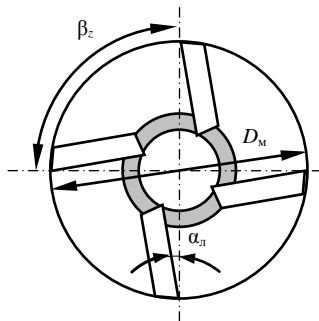


Рис. 9.6. Расчетная схема метателя (вид спереди) шнекороторного рабочего органа

**Дальность отбрасывания**  $l_{отб}$  у шнекороторных каналоочистителей находится в пределах  $5 \dots 25$  м при среднем значении, близком к  $12$  м.

**Окружную скорость** метателя  $v_{о. м}$  можно принять по зависимости

$$v_{о. м} = (1,5 \dots 2,5)l_{отб}. \quad (9.38)$$

У известных каналоочистителей  $v_{о. м} = 14,0 \dots 23,4$  м/с.

**Частота вращения** метателя  $n_{м}$  рассчитывается на основании принятых параметров:

$$n_{м} = v_{о. м} / \pi D_{м}. \quad (9.39)$$

У существующих каналочистителей имеет место следующее соотношение:  $n_m = (9 \dots 10)n_{шш}$ .

**Число лопастей**  $z_{л}$  для снижения динамических нагрузок на метателли принимается таким, чтобы **угловой шаг лопастей**  $\beta_z$  был меньше  $\alpha_{кон}$ . Это условие удовлетворяется при  $z_{л} \geq 2\pi / \alpha_{кон}$ . Обычно  $z_{л} = 3 \dots 5$ .

**Угол отклонения лопасти от радиального направления**  $\alpha_{л}$  принимается равным  $5 \dots 10^\circ$ .

**Длина лопасти**  $l_1$  рассчитывается по формуле (9.10), но ограничивается диаметром ступицы  $d_{ст}$ . Предварительно можно принять  $d_{ст} = d_v$  с последующим уточнением в процессе конструирования привода, расчета подшипников и компоновки ступицы.

**Ширина лопастей**  $b_{л}$  принимается по аналогии с фрезерным рабочим органом, так же, как форма и геометрия лопастей. Это же относится и к конструированию кожуха.

**Построение винтовой поверхности конического шнека.** При проектировании и выполнении чертежей шнека необходимо вычерчивать винтовые линии шнека. Обычно вычерчивается вид сбоку и вид спереди, но для удобства построений с использованием правил начертательной геометрии на рис. 9.7 в его верхней части изображен вид спереди, а в нижней – вид сбоку.

Шнеки могут быть с постоянным углом подъема винтовой линии или с постоянным шагом. Для построения проекций винтовой линии с постоянным шагом удобно воспользоваться методом секущих плоскостей (плоскости вертикально секут конус, проходя через его ось). Каждая последующая плоскость повернута на угол  $\varphi$ . Построение целесообразно начинать с вида спереди, откладывая от окружности по образующим значения  $l_n$ , которые для шнека с постоянным шагом можно определить следующим образом.

На одном шаге  $T$  винтовая линия описывает угол  $2\pi$ . Деление шага на  $n$  отрезков соответствует делению угла  $2\pi$  на  $n$  углов, равных  $\varphi$ . Проекция шага на боковую поверхность конуса –  $T / \cos \beta_n$ , а на основании –  $T \operatorname{tg} \beta_n$ .

Тогда величина уменьшения радиуса  $L_N$  при его повороте от точки  $A$  запишется следующим образом:

$$L_N = N_T T \operatorname{tg} \beta_n / n_{шш}, \quad (9.40)$$

где  $N_T$  – номер точки;

$n_{шш}$  – кратность деления шага и окружности (принятое количество частей, на которое делится окружность).

На рис. 9.7 кратность принята равной 12. Для примера на виде сверху показано положение точки 5 ( $L_5$ ).

Построенную по точкам спираль Архимеда (кривая 1) по законам проекционной связи следует перенести на нижнюю фронтальную проекцию.

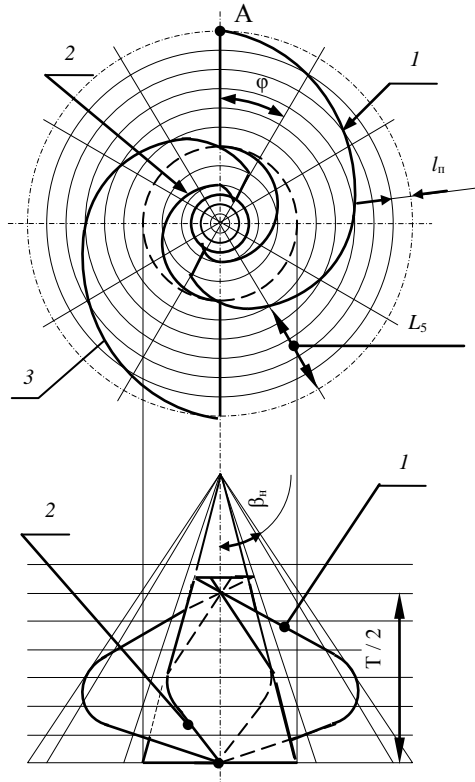


Рис. 9.7. Схема к построению винтовой поверхности конического шнека с постоянным шагом

Аналогично строятся спираль для винтовой линии, проходящей по поверхности вала (кривая 2), и винт второго захода (кривая 3).

Построение шнековых поверхностей для шнека с постоянным углом подъема винтовой поверхности показано на рис. 9.8.

Для удобства построения здесь на верхней проекции показан вид шнека сбоку, а на нижней – вид спереди.

При постоянном  $\alpha_n$  формулу для расчета значения  $L_N$  на виде спереди можно получить, исходя из следующих соображений:

$$L_N = h_N \operatorname{tg} \beta_n, \quad (9.41)$$

где  $h_N$  – расстояние от основания конуса до горизонтальной  $N$ -й секущей плоскости.

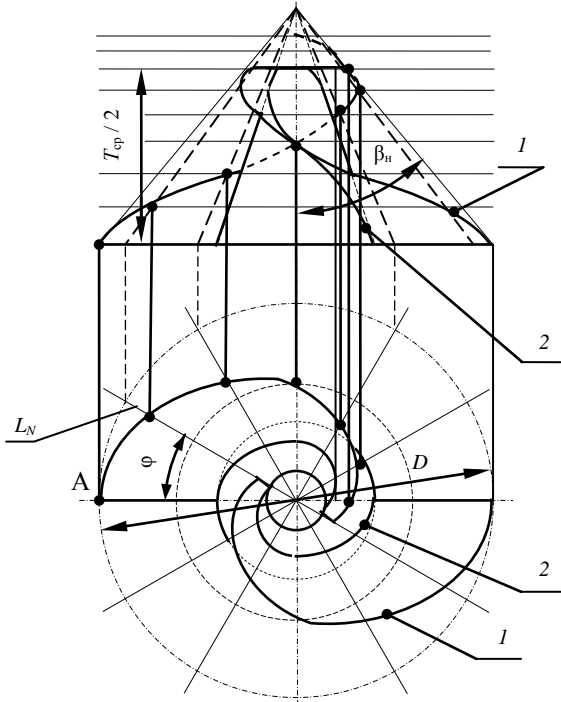


Рис. 9.8. Схема к построению винтовой поверхности конического шнека при постоянном угле ее подъема

Значение  $h_N$  находим по формуле

$$h_N = \pi D \operatorname{tg} \alpha_n \left( \frac{n_r}{N} \right) / \left[ 1 + (2\pi \operatorname{tg} \beta_n \operatorname{tg} \alpha_n) \frac{n_r}{N} \right]. \quad (9.42)$$

С учетом того, что кривая строится на половине дуги окружности, в формулу (9.42) подставляется  $N = 6$ .

Таким же образом строятся линии пересечения шнековой поверхности с валом. При этом в формулу (9.42) вместо  $D$  подставляется  $d_v$ , вместо  $\beta_n$  подставляется  $\beta_v$  – угол наклона образующей конусной поверхности вала шнека. Значение  $\beta_v$  определяется следующим образом:  $\beta_v = \text{arctg} [d_v / (2L_r)]$ .

Значение  $\text{tg } \alpha_{п.в}$  для угла подъема  $\alpha_{п.в}$  винтовой линии пересечения плоскости шнековой поверхности с валом определяется из соотношения  $\text{tg } \alpha_{п.в} = \text{tg } \alpha_{п.в}(D / d_v)$  или по формуле (9.33) с подстановкой в нее вместо среднего диаметра шнека среднего диаметра его вала.

#### 9.4. Расчет мощности на привод шнекороторного рабочего органа

Шнекороторный рабочий орган состоит из двух существенно отличающихся по назначению элементов, поэтому уравнение расчета мощности на его привод запишем в следующем виде:

$$P_{р.о}^{шв} = P_{шн} / \eta_{шн} \eta_{тр.шн} + P_M / \eta_M \eta_{тр.м}, \quad (9.43)$$

где  $P_{шн}$ ,  $P_M$  – соответственно мощности на осуществление рабочего процесса метателем;

$\eta_{шн}$ ,  $\eta_{тр.шн}$ ,  $\eta_M$ ,  $\eta_{тр.м}$  – соответственно КПД шнека, трансмиссии привода шнека, метателя и трансмиссии его привода.

Значение  $\eta_{шн} \approx 0,6$ ,  $\eta_M \approx 0,8$ , а значения  $\eta_{тр.шн}$  и  $\eta_{тр.м}$  зависят от конкретной схемы и исполнения трансмиссии их привода.

Расчет  $P_{шн}$  можно выполнить по уравнению

$$P_{шн} = P_k + P_{р.шн} + P_{тр.шн}. \quad (9.44)$$

Мощность на копание наносов  $P_k$  определяется так же, как и для фрезерного рабочего органа. Скорость, до которой витки шнека разгоняют отделенные от дна наносы, невелика, поэтому значение  $P_{р.шн}$  получается незначительным и его можно учесть КПД шнека.

Процесс трения можно представить как трение отделенных и перемещаемых наносов о забой, образуемый шнеком. При этом на отделенные наносы, находящиеся на наклонном забое, действуют скатывающая сила, сила тяжести и сила трения, которую можно представить как произведение нормальной составляющей силы тяжести на коэффициент трения грунта о грунт, являющийся тангенсом угла трения  $\phi_r$  грунта о

грунт. Но поскольку угол  $\beta_n = 30 \dots 75^\circ$ , что близко к  $\varphi_r$  или больше его, скатывающая сила оказывается близкой к силе трения, поэтому для рабочего органа с коническим шнеком можно принять  $P_{тр} = 0$ .

Расчет  $P_m$  можно выполнить по уравнению

$$P_m = P_{ч} + P_{п} + P_{р} + P_{тр}, \quad (9.45)$$

где  $P_{ч}$  – мощность на черпание (захватывание) наносов, отделенных витками шнека и подаваемых к метателю.

Расчет  $P_{ч}$  можно выполнить следующим образом:

$$P_{ч} = k_c k_1 P_{т}, \quad (9.46)$$

где  $k_c$  – коэффициент, учитывающий снижение  $k_1$  в результате того, что к метателю поступают наносы, взрыхленные шнеком, обычно  $k_c = 0,4 \dots 0,6$ . Большие значения принимаются для более легких грунтов.

Расчет  $P_{р}$ ,  $P_{п}$  и  $P_{тр}$  выполняется так же, как и для фрезерного рабочего органа с осью вращения, параллельной оси канала.

Замеры реальных значений вращающего момента на валу шнека рабочего органа МР-16 показали, что он равен  $2 \dots 2,5$  кН·м. Это соответствует мощности на привод шнека  $12,4 \dots 15,5$  кВт [15].

### **9.5. Расчет сил, действующих на фрезерный и шнекороторный рабочие органы**

Силы тяжести рабочих органов в ньютонах можно определить через их массы, которые ориентировочно можно рассчитать по следующим зависимостям:  $m_{р.о} \approx D$  – для шнекороторного рабочего органа и  $m_{р.о} \approx (0,6 \dots 0,7)D$  – для фрезерного. Здесь  $D$  подставляется в миллиметрах.

При отделении наносов ножами-лопатками со стороны грунта на них действует сила копания  $F_k$  (рис. 9.9), которую можно представить в виде составляющей, препятствующей поступательному передвижению рабочего органа, и составляющей, направленной по касательной, т. е. перпендикулярно к оси вращения. Однако в связи с большой скоростью вращения первая составляющая незначительна и силу  $F_k$  можно считать направленной перпендикулярно к оси вращения. Ее значение определяется по формуле

$$F_k = P_k / v_{окр1}. \quad (9.47)$$

Вектор силы  $F_k$  параллелен поверхности наносов и проходит через центр тяжести сегмента срезаемых наносов, но при тяговых и статических расчетах для упрощения их выполнения можно считать эту силу проходящей горизонтально через нижнюю точку кожуха.

Отделенный грунт разгоняется до окружной скорости. При этом возникает сила инерции, препятствующая разгону  $F_{раз}$ . Значение этой силы рассчитывается по формуле

$$F_{раз} = P_p / v_{окр1}. \quad (9.48)$$

Разгон грунта происходит на дуге, соответствующей углу  $\alpha_k$ , поэтому ориентировочно силу  $F_{раз}$  можно считать проходящей через середину снимаемых наносов параллельно касательной, проведенной в середине  $\alpha_k$ .

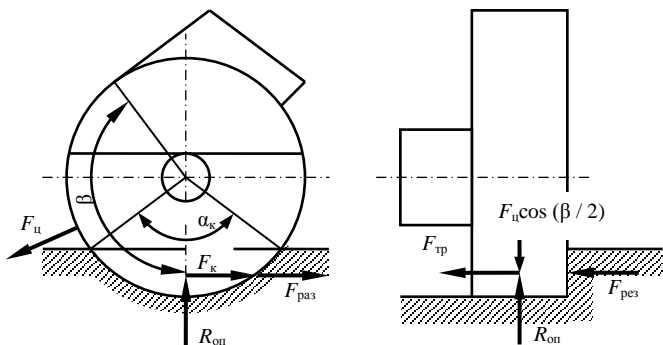


Рис. 9.9. Схема к расчету сил, действующих на фрезерный рабочий орган

На перемещаемый внутри кожуха грунт действует центробежная сила. Перемещение происходит на пути, соответствующем дуге с центральным углом  $\beta$ . Приблизительно по биссектрисе этого угла направлена центробежная сила  $F_{ц}$ , возникающая при перемещении грунта по внутренней поверхности кожуха. Ее величину можно определить следующим образом:

$$F_{ц} = P_{тр} / (f_1 v_{окр1}). \quad (9.49)$$

Рабочий орган при полунавесной схеме агрегатирования обычно опирается днищем кожуха о грунт, срезая своей передней кромкой небольшой слой наносов. Сила  $F_{рез}$ , препятствующая резанию, рассчитывается по формуле

$$F_{\text{рез}} = k_y L_{\text{д}}, \quad (9.50)$$

где  $k_y$  – удельное сопротивление срезанию наносов, равное 7...9 кН/м;  
 $L_{\text{д}}$  – длина дуги срезаемых наносов, определяемая по формуле  
 $L_{\text{д}} = D\alpha_k / 2$ .

Силу трения кожуха  $F_{\text{тр.к}}$  о грунт можно найти, используя значение опорной реакции  $R_{\text{оп}}$ , действующей на днище кожуха, которая определяется с учетом рассчитанных выше сил и сил тяжести рабочего оборудования, приходящихся на опорную поверхность днища.

Тогда

$$F_{\text{тр}} = f_1 R_{\text{оп}}. \quad (9.51)$$

Точкой приложения равнодействующей этой силы можно считать точку  $A$  (рис. 9.10).

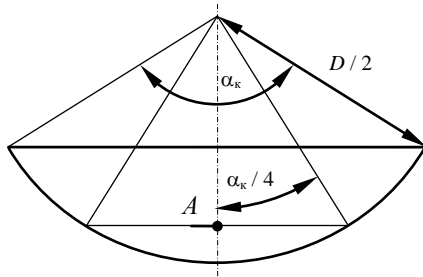


Рис. 9.10. Схема к пояснению определения точки приложения силы, действующей на кожух фрезерного рабочего органа

Аналогично рассчитываются силы, действующие на шнек. При расчете сил, действующих на метатель, следует учитывать то, что у него процесс копания замещен процессом черпания. Типичная схема сил для рабочего органа, опирающегося о дно канала, приведена на рис. 9.11.

В процессе работы шнек, отделяя наносы, ввинчивается в них. При этом создается сила  $F_{\text{зат}}$ , затягивающая шнек, которую рассчитывают по формуле

$$F_{\text{зат}} = k_1 \Pi_T / (v_{\text{в}} - v_{\text{п}}). \quad (9.52)$$

Возникающую при этом на шнеке окружную силу  $F_{\text{шн}}$  упрощенно можно рассчитать следующим образом:

$$F_{\text{шн}} = F_{\text{зат}} \text{tg } \alpha_{\text{п}}. \quad (9.53)$$

Сила  $F_{\text{ч}}$ , препятствующая черпанию грунта и аналогичная силе  $F_{\text{к}}$ , вычисляется по формуле



$$F_{\text{ч}} = P_{\text{ч}} / v_{\text{окр1}} \quad (9.54)$$

Остальные силы, действующие на метатель, определяются так же, как и для фрезерного рабочего органа.

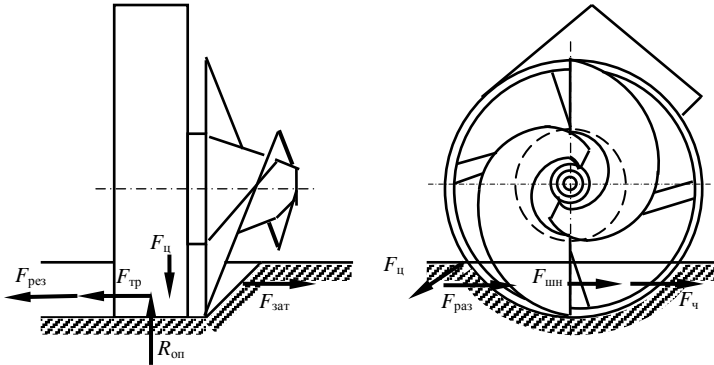


Рис. 9.11. Схема сил, действующих на шнек и козух

Если рабочий орган не опирается козухом о дно, то силы  $R_{\text{оп}}$ ,  $F_{\text{рез}}$  и  $F_{\text{тр}}$  отсутствуют.

При наличии отвалов на рабочем органе следует учесть силы, действующие на них. Основной составляющей этих сил будет сила  $F_{\text{от}}$ , направленная против рабочего передвижения каналаочистителя. Ее значение можно найти по формуле

$$F_{\text{от}} = k_{\text{гр}} A_{\text{от}}, \quad (9.55)$$

где  $k_{\text{гр}}$  – удельное сопротивление копанью грунта открылками, кПа.

Для наносов  $k_{\text{гр}} = 50 \dots 100$  кПа;

$A_{\text{от}}$  – площадь поперечного сечения грунта, срезаемого открылками или отвалами.

### 9.6. Расчет рабочих органов каналаочистителей с цилиндрическим шнеком

**Кинематические соотношения и расчет параметров шнекового рабочего органа с цилиндрическим шнеком.** Цилиндрические шнековые рабочие органы применяются для очистки или профилирования откосов каналов (крутонаклонные шнеки) и сдвигания наносов в сторону на дне каналов (горизонтальные шнеки). К основным параметрам шнекового рабочего органа (рис. 9.12) относятся: длина шнека  $L_{\text{ш}}$ , длина

рабочей части шнека  $L_p$ , наружный диаметр винтовой поверхности шнека, или диаметр шнека  $D_{ш}$ , диаметр вала шнека  $D_в$ , шаг винтовой поверхности шнека  $S$ , окружная скорость на режущей кромке  $v_p$  или частота вращения шнека  $n$ , скорость рабочего передвижения каналаочистителя  $v_{п}$ , производительность по транспортирующей способности  $\Pi_r$ .

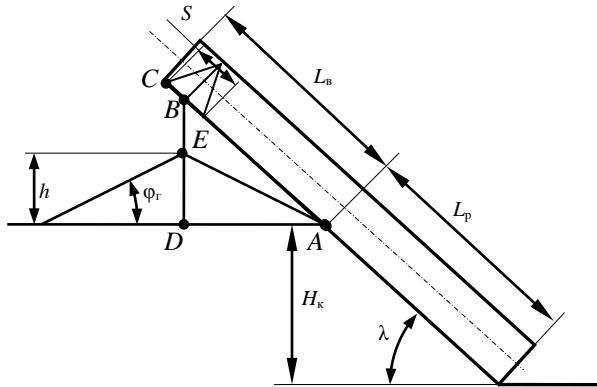


Рис. 9.12. Схема к определению необходимой длины выступающей части шнека

Значение  $L_p$  принимается равным длине откоса очищаемого канала:

$$L_p = H_k / \sin \lambda. \quad (9.56)$$

Для обеспечения выгрузки грунта на необходимом минимальном расстоянии от бровки канала при отсутствии метателя величина  $L_{ш}$  должна быть больше  $L_p$  на  $L_в$ . Величину выступающей части  $L_в$  следует определить из условия размещения извлеченных из канала наносов под шнеком.

**Длина выступающей части** шнека  $AC$  состоит из отрезков  $AB$  и  $BC$ , где  $BC = S / 2$ ,  $AB$  можно найти из треугольника  $ABD$ , у которого отрезок  $h$  определяется по формуле

$$h = \sqrt{A_n k_p \operatorname{tg} \varphi_r}. \quad (9.57)$$

Таким образом, расчет минимального значения  $L_в$  выполняется по следующей формуле:

$$L_в = 0,5S + h / (\cos \lambda \operatorname{tg} \varphi_r). \quad (9.58)$$

Шаг предварительно можно принять на основании результатов обзора конструкций или рассчитать в метрах по зависимости

$$S \approx 3\sqrt{\Pi_T}. \quad (9.59)$$

Остальные геометрические параметры показаны на рис. 9.13.

Расчет **производительности по транспортирующей способности** выполняется по формуле

$$\Pi_T = \pi(D_{\text{ш}}^2 - D_{\text{в}}^2) S n k_{\text{н}} k_{\text{вр}} / (4k_{\text{р}}), \quad (9.60)$$

где  $k_{\text{н}}$  – коэффициент наполнения шнекового пространства, принимаемый равным 0,2...0,4;

$k_{\text{вр}}$  – коэффициент, учитывающий участие транспортируемой массы в частичном вращательном движении. Для крутонаклонных шнеков можно принять  $k_{\text{вр}} = 0,3...0,4$ .

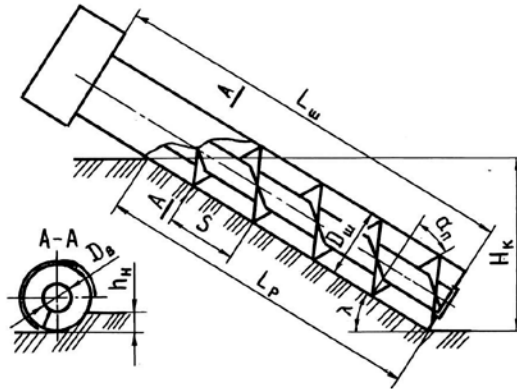


Рис. 9.13. Схема к расчету параметров крутонаклонного шнекового рабочего органа

**Диаметр вала шнека** в метрах предварительно до выполнения прочностного расчета можно принять по одному из соотношений:  $D_{\text{в}} \approx 0,2D_{\text{ш}}$  или  $D_{\text{в}} \approx 0,035 + 0,1D_{\text{ш}}$ .

**Шаг винтовой поверхности** стандартного шнека принимается равным  $0,8D_{\text{ш}}$  для крутонаклонных и вертикальных шнеков или  $D_{\text{ш}}$  – для горизонтальных и пологонаклонных.

**Частоту вращения  $n$**  желательно назначать такой, чтобы обеспечивалась окружная скорость в 4...4,5 м/с, так как при такой скорости имеет место минимальная энергоемкость процесса. Увеличение окружной скорости ведет к ускоренному изнашиванию режущей

кромки. Для горизонтальных шнеков окружная скорость должна быть 1,5...3 м/с.

Тогда частота вращения шнека определится по формуле

$$n = v_p / \pi D_{ш}. \quad (9.61)$$

Используя рекомендации по соотношению между  $D_{ш}$ ,  $D_{в}$ ,  $S$ , из формулы (9.60) получим выражение для предварительного расчета  $D_{ш}$ :

$$D_{ш} \approx \sqrt{6\Pi_{т}k_p / v_p k_n k_{вп}} \quad (9.62)$$

или при подстановке средних значений можно получить следующую зависимость для предварительного ориентировочного расчета  $D_{ш}$ :

$$D_{ш} \approx 3,7 \sqrt{\Pi_{т}}. \quad (9.63)$$

Рассчитанное значение  $D_{ш}$  желательно согласовать с рекомендуемыми стандартными значениями (табл. 9.2), а также принять стандартное значение  $S$  и уточнить значение  $D_{в}$ , приняв его в пределах от 70 до 200 мм. Обычно меньшее значение  $S$  принимается для крутонаклонных шнеков, большее – для горизонтальных. У каналоочистителей обычно  $D_{ш} \geq 300$  мм. При этом должно быть выполнено условие

$$D_{ш} \geq 2h_n + D_{в}. \quad (9.64)$$

Таблица 9.2. Стандартные значения диаметра и шага шнеков, мм

$D_{ш}$	250	320	400	500	650	800
$S$	200, 250	250, 320	320, 400	400, 500	500, 650	650, 800

После принятия уточненных значений необходимо пересчитать  $\Pi_{т}$ . Рассчитанное по формуле (9.60) значение  $\Pi_{т}$  не должно отличаться от заданного более чем на 5 %.

Возможность применения методики расчета крутонаклонных шнеков проверяется сопоставлением принятой частоты вращения шнека и критической частоты  $n_{кр}$ . Если  $n \geq n_{кр}$ , шнек рассчитывается, как крутонаклонный, иначе – как пологонаклонный. Расчет  $n_{кр}$  выполняется по следующей формуле:

$$n_{кр} = 30 \sqrt{2g \operatorname{tg}(\alpha_n + \rho_v) / D_{ш} f_{пp} / \pi}, \quad (9.65)$$

где  $\alpha_n$  – угол подъема винтовой линии;

$\rho_v$  – угол трения грунта о витки шнека;

$f_{пp}$  – приведенный коэффициент трения.

Здесь

$$\alpha_n = \arctg(S / \pi D_{ш}); \quad (9.66)$$

$$f_{\text{пр}} = (f_1 + f_2) / 2. \quad (9.67)$$

В формулу (9.65) введена величина  $f_{\text{пр}}$  с учетом того, что цилиндрическая поверхность, охватывающая шнек, частично образована стальным кожухом, а частично – разрабатываемым грунтом.

По аналогии с крутонаклонным для каналов без воды для горизонтальных и пологонаклонных шнеков

$$D_{\text{ш}} \approx 3,2 \sqrt{\Pi_{\text{T}}}. \quad (9.68)$$

В отличие от крутонаклонных для горизонтальных и пологонаклонных шнеков после расчета параметров необходимо проверить частоту вращения по условию

$$n \leq 1 / D_{\text{ш}}. \quad (9.69)$$

При невыполнении данного условия нужно принять пониженное значение  $v_{\text{р}}$  и пересчитать параметры шнека. Обычно получается значение  $n = 0,5 \dots 1,3 \text{ с}^{-1}$ .

При расчете пологонаклонных шнеков следует учитывать то, что их производительность снижается с увеличением угла наклона шнека к горизонту  $\lambda$ . Это можно учесть, введя в формулу (9.60) множитель  $k_{\gamma}$ , значение которого определяют по табл. 9.3.

Таблица 9.3. Значения  $k_{\gamma}$  в зависимости от угла наклона шнека

$\lambda$ , град	0	5	10	15	20	25	30
$k_{\gamma}$	1,00	0,90	0,80	0,70	0,65	0,60	0,50

Скорость рабочего передвижения рассчитывается по формуле

$$v_{\text{п}} = \Pi_{\text{T}} / L_{\text{р}} h_{\text{ш}}. \quad (9.70)$$

Расчетная толщина снимаемого слоя наносов  $h_{\text{ш}}$  обычно указывается в задании на проектирование или принимается исходя из технологических соображений, но, как правило, ее максимальное значение должно удовлетворять следующему требованию:

$$h_{\text{ш}} \leq (D_{\text{ш}} - D_{\text{в}}) / 2. \quad (9.71)$$

Значение **подачи на оборот**  $C_{\text{об}}$  рассчитывается по формуле

$$C_{\text{об}} = v_{\text{п}} / n. \quad (9.72)$$

Рассчитанное значение  $C_{\text{об}}$  также должно быть не больше  $h_{\text{ш}}$ .

При установке шнека перпендикулярно к направлению движения это необходимо учесть при расчете  $v_{\text{п}}$ .

При необходимости увеличения дальности отбрасывания грунта шнековые рабочие органы комплектуются лопастными метателями.

При боковой подаче грунта в метатель грунт поступает к периферийной части лопастей, имеющей высокую окружную скорость. Это вызывает пульсацию нагрузки на привод, снижается дальность отбрасывания, и повышается энергоемкость, поэтому более предпочтительной является торцевая центральная подача. Лопастные метатели обеспечивают дальность отбрасывания грунта до 20, а иногда и до 40 м.

Схема с основными геометрическими параметрами метателя показана на рис. 9.14.

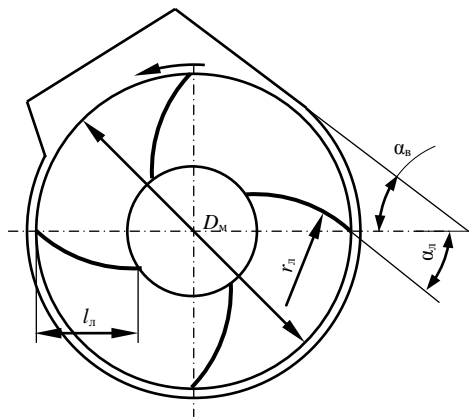


Рис. 9.14. Схема геометрических параметров метателя

Обычно  $D_M \approx 2D_{\text{шн}}$ , частота вращения метателя  $n_M = 5,0 \dots 13,3 \text{ с}^{-1}$ . Угол выброса грунта  $\alpha_v$  для песка и торфа принимается равным  $35 \dots 40^\circ$ , для суглинка –  $40 \dots 45^\circ$ , а при расположении метателя на дне канала для песка и торфа –  $40^\circ$ , для суглинка и ила –  $45 \dots 50^\circ$ .

Оптимальным профилем лопасти является профиль, изогнутый по дуге с выпуклостью, направленной в сторону вращения. Радиус кривизны лопатки  $r_l$  принимается по рекомендации  $r_l = (0,35 \dots 0,40)D_M$ . Лопатка устанавливается так, чтобы угол  $\alpha_l$  между касательной к наружному концу лопатки и диаметральной плоскостью составлял  $25 \dots 30^\circ$ , а при работе на торфяниках – до  $40^\circ$ , что обеспечивает максимальные производительность и компактность струи.

**Число лопаток**  $z_l = 4 \dots 6$ .

**Ширину лопатки**  $b_l$  в миллиметрах ориентировочно при небольшой производительности каналочистителя можно определить по за-

висимости, в которую значение  $\Pi_T$  подставляется в кубических метрах в час:

$$b_d = 25 + 2,25\Pi_T. \quad (9.73)$$

Однако назначать  $b_d$  более 250 мм нежелательно. *Длину лопатки*  $l_d$  при торцовой подаче можно принимать  $l_d \approx (D_m - D_{ш}) / 2$ ; при боковой –  $l_d \approx S / 2$  или  $l_d \approx (0,6 \dots 0,8)D_{ш}$ .

### 9.7. Расчет действующих сил и мощности на привод рабочего органа с цилиндрическим шнеком

Формулу расчета *мощности на привод рабочего органа* можно записать в следующем виде:

$$P_{p.o.} = (P_k + P_n + P_{п.г}) / \eta_{ш}\eta_{оп} + P_m / \eta_m, \quad (9.74)$$

где  $P_k$  – мощность на копание грунта вилками шнека;

$P_n$  – мощность на подъем грунта, т. е. на увеличение потенциальной энергии грунта при его подъеме к метателю или выгрузному окну;

$P_{п.г}$  – мощность на передвижение грунта к метателю или выгрузному окну, включающая в себя мощности на разгон, перемешивание и измельчение, трение о вал, о винтовую поверхность, об откос и о внутреннюю поверхность кожуха;

$\eta_{ш}$  – КПД шнека, равный 0,7...0,8;

$\eta_{оп}$  – КПД, учитывающий потери мощности в подшипниковых опорах шнека, приблизительно равный 0,95;

$P_m$  – мощность на привод метателя;

$\eta_m$  – КПД метателя, приблизительно равный 0,8.

*Мощность на подъем грунта* по аналогии с другими рабочими органами определяется следующим образом:

$$P_n = \Pi_T \rho g H_n. \quad (9.75)$$

Здесь  $H_n$  при очистке откоса вычисляется по формуле

$$H_n = 0,5H_k + (L_b - 0,5S)\sin \lambda. \quad (9.76)$$

Основываясь на известных методиках расчета винтовых конвейеров и учитывая коэффициентом 1/2 то, что поступление транспортируемой массы в шнек происходит на всей длине рабочей части, а также то, что перемещаемый грунт трется не только о стальные поверхности шнека, но и об откос, мощность  $P_{п.г}$  можно рассчитать следующим образом:

$$P_{п.г} = (k_3 \Pi_T \rho g L_{ш} w_0 \cos \lambda) / 2, \quad (9.77)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса, равный 1,2...1,4;

$w_0$  – эмпирический коэффициент сопротивления перемещению груза, приблизительно равный 4.

Расчет  $P_M$  можно выполнить по методике расчета метателя шнекороторного рабочего органа или по следующей, адаптированной к принятым условиям и обозначениям формуле:

$$P_M = \Pi_T \rho g [(v_B^2 - v_{oc}^2) (0,5D_M + r_o) f_1 / (2 \cos \alpha_B)] [\sin \alpha_B + (2\pi n_M)^2 (0,5D_M + r_o) (1 - \sin \varphi_1) / (g \cos \varphi_1)], \quad (9.78)$$

где  $v_B$  – скорость выброса грунта;

$r_o$  – радиус расположения центра зоны метателя, в которую поступает грунт при боковой подаче, м,  $r_o = 0,15; 0,12; 0,10; 0,07$  м соответственно при  $v_{окр} = 15, 20, 25$  и  $32$  м/с;

$\varphi_1$  – угол трения грунта о сталь.

Расчет  $v_B$  выполняют по формуле

$$v_B = v_M \sqrt{[(1 - \sin \varphi_1) / \cos \varphi_1]^2 - 1}, \quad (9.79)$$

где  $v_M$  – окружная скорость метателя.

Для данного случая  $v_{oc}$  определяется по формуле

$$v_{oc} = 4\Pi_T / \pi (D_{шн}^2 - D_B^2). \quad (9.80)$$

В результате взаимодействия режущей кромки винтовой поверхности с грунтом происходит его отделение от массива. При этом возникает сила взаимодействия шнека с грунтом, составляющие которой удобно представить в виде осевой  $R_{oc}$  и окружной  $R_{окр}$  реакций.

Значение  $R_{oc}$  можно рассчитать по формуле

$$R_{oc} = P_K / v_B, \quad (9.81)$$

где  $v_B$  – скорость движения винтовой линии.

$$v_B = nS. \quad (9.82)$$

Реакция  $R_{окр}$  является распределенной нагрузкой, действующей на всей длине режущей части шнека, контактирующей с откосом. Для тяговых и статических расчетов ее допустимо представить в виде сосредоточенной нагрузки, действующей по касательной к шнеку и приложенной к середине его режущей части. Расчетной угловой координатой приложения  $R_{окр}$  принимается половина угла контакта  $\alpha_K$ , что показано на рис. 9.15.



Численное значение  $R_{\text{окр}}$  определяется следующим образом:

$$R_{\text{окр}} = P_{\text{к}} / v_{\text{р}}. \quad (9.83)$$

Вертикальная составляющая этой реакции, лежащая в плоскости, перпендикулярной оси вращения, вычисляется по формуле

$$R_{\text{в}} = R_{\text{окр}} \sin (\alpha_{\text{к}} / 2). \quad (9.84)$$

Аналогично определяется горизонтальная составляющая:

$$R_{\text{гор}} = R_{\text{окр}} \cos (\alpha_{\text{к}} / 2). \quad (9.85)$$

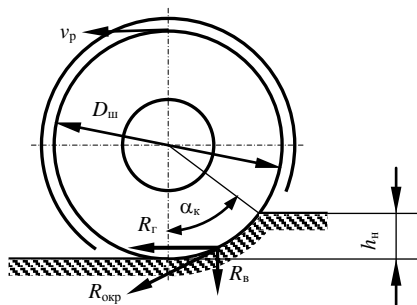


Рис. 9.15. Схема действия окружной реакции и ее составляющие

Из рис. 9.15 следует, что

$$\alpha_{\text{к}} = \arccos (1 - 2h_{\text{ш}} / D_{\text{ш}}). \quad (9.86)$$

На вал шнека действуют распределенная по длине режущей части нагрузка  $R_{\text{окр}}$ , вращающий момент  $T$  и осевая сила  $F_{\text{ос}}$ . Значение момента найдем по формуле

$$T = (P_{\text{к}} + P_{\text{п}} + P_{\text{п.г}}) / (2\pi n_{\text{оп}} \eta_{\text{ш}}). \quad (9.87)$$

Осевую силу можно найти следующим образом:

$$F_{\text{ос}} = R_{\text{ос}} + (P_{\text{п}} + P_{\text{п.г}}) / v_{\text{ос}}. \quad (9.88)$$

Шнековые береговые каналаочистители с крутонаклонным шнеком имеют, как правило, полунавесную схему агрегатирования (нижний конец шнека имеет опору – уплотнительную плиту). Одной из стадий тяговых и статических расчетов является определение реакций  $F_x$ ,  $F_y$  и  $F_z$  в месте условного расчленения базовой машины и рабочего оборудо-

дования. Типичная расчетная схема, которую можно использовать для этой цели, приведена на рис. 9.16.

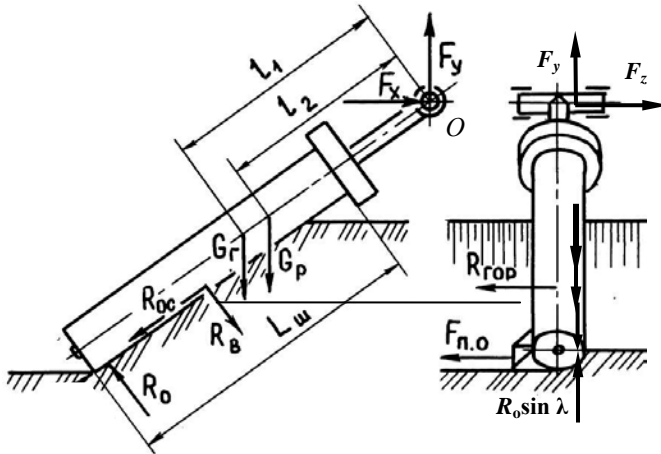


Рис. 9.16. Схема сил, действующих на шнековый рабочий орган

Значения  $F_x$  и  $F_y$  определяют после нахождения реакции под опорой  $R_o$ , которую рассчитывают из условия  $\sum M_o = 0$ . Определение силы, препятствующей перемещению опоры в направлении движения каналоочистителя, выполняется по формуле

$$F_{оп} = f_1 R_o. \quad (9.89)$$

При наличии метателя на рабочее оборудование дополнительно действуют центробежная сила грунта, перемещающегося в кожухе метателя, и сила, необходимая для разгона грунта. Их можно определить по методике расчета сил, действующих на метатель шнекороторного каналоочистителя.

Силу тяжести грунта в шнеке можно определить по формуле

$$G_r = \rho g L_{ш} \pi (D_{шн}^2 - D_b^2) k_n / 8 k_p. \quad (9.90)$$

Значение  $F_z$  определяется из суммы проекций сил на ось, параллельную поверхности передвижения машины.

Силу тяжести рабочего оборудования  $G_{p.o}$  ориентировочно можно принять в пределах 25...30 % от силы тяжести базовой машины, а силу тяжести рабочего органа  $G_p$  – 40...50 % от  $G_{p.o}$ .

## 10. РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ СКАШИВАНИЯ ТРАВЯНОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТИ

### 10.1. Кинематика и расчет параметров сегментно-пальцевых и сегментных режущих аппаратов

Теоретическая расчетная схема сегментно-пальцевого аппарата приведена на рис. 10.1. Здесь  $B_3$  – конструктивная ширина захвата;  $h_n$  – теоретическая высота ножа;  $S_n$  – шаг ножей;  $S_{пн}$  – шаг пальцев;  $S_x$  – величина хода ножей;  $v_n$  – средняя скорость ножей, измеряемая вдоль режущего бруса;  $v_{пн}$  – скорость рабочего передвижения косилки.

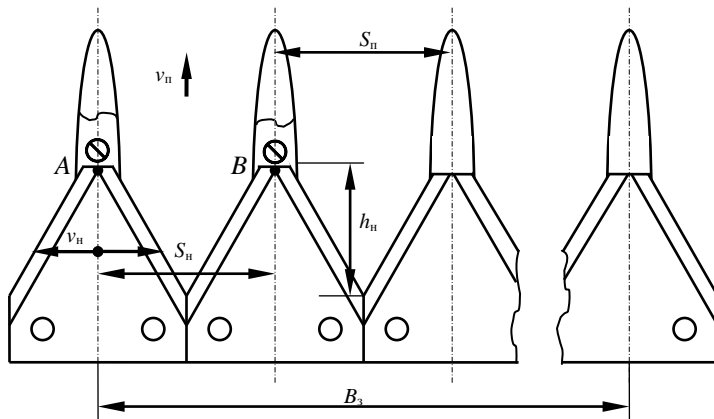


Рис. 10.1. Теоретическая схема сегментно-пальцевого режущего аппарата

По соотношению  $S_n$ ,  $S_{пн}$  и  $S_x$  режущие сегментно-пальцевые аппараты делятся на **аппараты нормального, низкого, среднего резания и аппараты с двойным пробегом (ходом)**. У аппаратов нормального резания  $S_n = S_{пн} = S_x$ , низкого –  $S_n = 2S_{пн} = S_x$ , среднего –  $S_n = \frac{3}{2}S_{пн} = S_x$  или  $S_n = \frac{4}{3}S_{пн} = S_x$ , с двойным пробегом –  $S_x = 2S_{пн} = 2S_n$ . Для каналоокашивающих косилок обычно применяются режущие аппараты нормального резания со стандартными значениями  $S_n = S_{пн} = S_x = 76,2$  или 90 мм.

Основные схемы привода сегментных режущих аппаратов показаны на рис. 10.2.

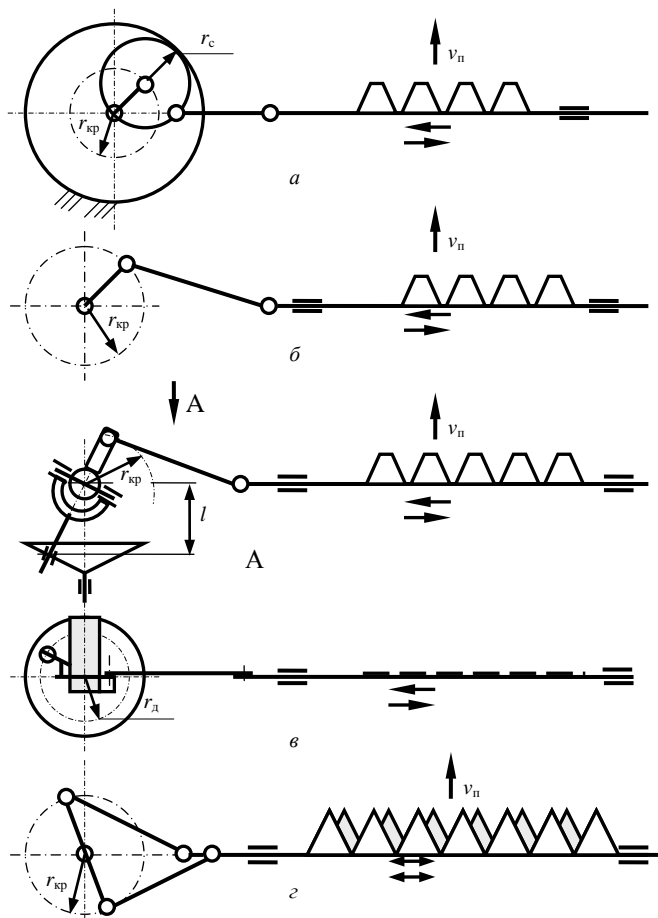


Рис. 10.2. Кинематическая схема сегментных режущих аппаратов: *а* – сегментного с планетарным приводом; *б* – сегментного с кривошипным приводом; *в* – сегментного с вилкой и кривошипом; *г* – сегментного двухзвенного с кривошипным приводом

Приравняв время перемещения косилки к расстоянию  $h_n$  и время перемещения ножа к величине  $2S_x$ , получим **уравнение, кинематически связывающее основные параметры режущего аппарата**, которое используется для расчета параметров косилки:

$$h_n / v_n = 2S_x / v_n. \quad (10.1)$$

Сегменты совершают возвратно-поступательное движение, поэтому их скорость  $v_c$  непостоянна и для схемы привода с кривошипом (см. рис. 10.2, б) изменяется по закону

$$v_c = r_{кр} \sin(\omega t), \quad (10.2)$$

где  $r_{кр}$  – радиус кривошипа привода режущего аппарата;

$\omega$  – угловая скорость кривошипа;

$t$  – время от начала поворота кривошипа.

Тогда **максимальную скорость сегментов**  $v_{max}$  можно определить по формуле

$$v_{max} = r_{кр} \omega. \quad (10.3)$$

Обычно значение  $v_{max}$  находится в пределах 2,5...4 м/с. Меньшие значения соответствуют грубостебельной растительности.

При необходимости **среднюю скорость ножей** можно принять из интервала 1,9...2,6 м/с. Меньшее значение принимается для жесткой растительности, большее – для мягкостебельных трав.

В уравнение (10.1) входит значение средней скорости, которое рассчитывается по формуле

$$v_n = S_x n, \quad (10.4)$$

где  $n$  – частота вращения кривошипа.

**Частоту вращения кривошипа** определяют из формулы расчета его окружной скорости, равной  $v_{max}$ :

$$v_{max} = 2r_{кр} \pi n; \quad (10.5)$$

$$n = v_{max} / (2\pi r_{кр}). \quad (10.6)$$

Впоследствии по частоте кривошипа и потребной мощности выполняется проектирование привода режущего аппарата.

При выполнении расчетов для схемы привода по рис. 10.2, а в формулы (10.2), (10.3), (10.5) и (10.6) вместо  $r_{кр}$  следует подставлять сумму  $r_{кр} + r_c$ .

Для схемы привода, изображенной на рис. 10.2, в, максимальную скорость перемещения сегментов вычисляют по формуле расчета его окружной скорости, равной  $v_{max}$ :

$$v_{max} = 2r_d \pi n_l / r_{кр}. \quad (10.7)$$

Тогда частоту вращения вала привода диска  $\delta$  рассчитывают по формуле

$$n = v_{max} r_{кр} / (2\pi l r_d). \quad (10.8)$$

**Конструктивную ширину захвата** косилки обычно задают, основываясь на ожидаемой ширине откоса обслуживаемого канала. Если при этом задается базовая машина, то, ориентируясь на ее скорость по технической характеристике и принимая ее в диапазоне 1,3...2,3 м/с, можно рассчитать **техническую производительность** по формуле

$$\Pi_T = v_{\Pi} B_3, \quad (10.9)$$

При заданной  $\Pi_T$  и принятой  $B_3$  формула (10.9) может быть использована для определения **скорости рабочего передвижения**  $v_{\Pi}$ .

Для сегментного аппарата с верхним и нижним движущимися ножами (схема привода показана на рис. 10.2, а схема режущего аппарата – на рис. 10.3) скорость их относительного перемещения удваивается, поэтому уравнение (10.1) приобретает следующий вид:

$$h_{\Pi} / v_{\Pi} = S_x / v_{\Pi}. \quad (10.10)$$

Практически это обычно ведет к тому, что сегментные двухножевые аппараты обеспечивают большую производительность и скорость рабочего передвижения косилок с такими аппаратами составляет 3,0...4,3 м/с.

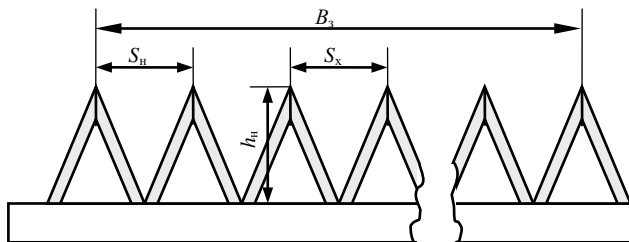


Рис. 10.3. Теоретическая схема сегментного режущего аппарата

При расчете параметров режущих аппаратов кроме кинематических соотношений следует учитывать **условие невыталкивания (защемления) стебля** режущими кромками. Экспериментально установлено, что увеличение угла между смежными режущими кромками сегмента и противорежущей пластины ведет к снижению усилия срезания растительности. Однако при значительном увеличении угла может произойти выскальзывание срезаемого стебля. Угол между режущими кромками называется **углом их раствора**  $\alpha_p$ . Для аппарата с режущими кромками с одинаковыми коэффициентами трения (обе кромки гладкие или обе с насечками) и при условии отсутствия предварительного

пригибания стебля одной из кромок силы  $F_{ст}$  давления кромок на стель равны, тогда равны между собой и силы трения  $F_{тр}$ . Для этого случая силу  $F_{в}$ , выталкивающую стебель из раствора, можно определить следующим образом:

$$F_{в} = 2F_{ст} \sin(\alpha_p / 2). \quad (10.11)$$

Удерживающая сила  $F_{уд}$ , обеспечиваемая силами трения, рассчитывается по формуле

$$F_{уд} = 2F_{тр} \cos(\alpha_p / 2) = 2F_{ст} \operatorname{tg} \varphi_{ст} \cos(\alpha_p / 2), \quad (10.12)$$

где  $\varphi_{ст}$  – угол трения стебля о сталь. Обычно  $\varphi_{ст} \geq 17^\circ$ .

При условии равновесия стебля можно приравнять правые части выражений (10.11) и (10.12), и после некоторых упрощений получим:

$$\sin(\alpha_p / 2) = \operatorname{tg} \varphi_{ст} \cos(\alpha_p / 2). \quad (10.13)$$

Разделив обе части уравнения (10.13) на  $\cos(\alpha_p / 2)$ , легко получить следующее условие невыталкивания стебля:

$$\alpha_p \leq 2\varphi_{ст}. \quad (10.14)$$

Исходя из этого и с учетом того, что  $\alpha_p = \alpha_c + \alpha_n$  (рис. 10.4), принимают для аппаратов с гладкими режущими кромками  $\alpha_c = 28^\circ 40'$  или  $29^\circ$ ,  $\alpha_n = 1,5 \dots 10^\circ$ , для аппаратов с насечкой  $\alpha_c = 21^\circ$ , для мелиоративных косилок  $\alpha_c = 24 \dots 31^\circ$ .

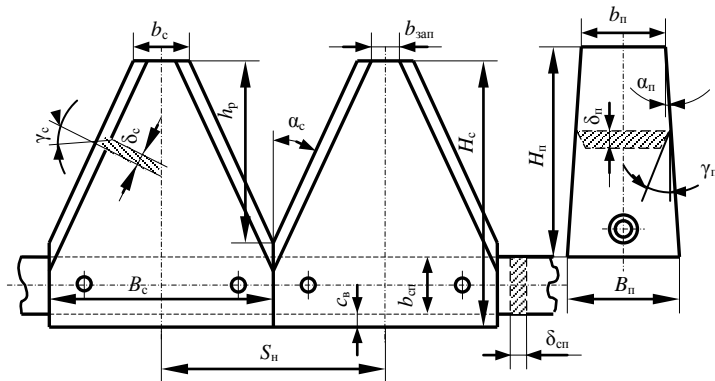


Рис. 10.4. Схема к расчету параметров сегментно-пальцевого режущего аппарата

Угол заострения режущей кромки сегмента  $\gamma_c$ , как правило, равен  $19^\circ$ , иногда  $22^\circ$  или  $23^\circ$ .

Толщина сегмента  $\delta_c$  составляет 2 мм, при срезании грубой растительности – 3 мм, толщина противорежущей пластины  $\delta_n$  равна толщине сегмента или на 1 мм больше.

Ширина основания сегмента  $B_c$  равна шагу. Ширина передней торцевой кромки  $b_c$  у большинства косилок составляет 16 мм.

В передней части сегмента у сегментно-пальцевых аппаратов может оставаться запас  $b_{\text{зап}}$  до 5 мм на заточку ножей.

При проектировании сегмента следует обеспечить условие  $h_n > h_p$ , где  $h_n$  – высота определенная исходя из кинематических требований, а  $h_p$  – высота рабочей части ножа, полученная на основе компоновки с соблюдением рекомендуемых и принимаемых размеров.

Обычно  $h_p$  для обеспечения полного срезания растений принимается в 1,3...1,5 раза больше, чем это требуется по кинематическим соображениям, описываемым уравнениями (10.1) и (10.8). Большим скоростям рабочего передвижения соответствуют большие значения  $h_p$ .

Общая высота сегмента  $H_c$  определяется следующим образом:

$$H_c = h_p + b_{\text{сп}} + 2c_b, \quad (10.15)$$

где  $b_{\text{сп}}$  – ширина спинки, равна 20...25 мм;

$c_b$  – ширина выступающей за спинку части сегмента, приблизительно равная 5 мм.

Обычно общая высота стандартного сегмента шириной 76,2 мм составляет 75 или 80 мм.

Толщина спинки  $\delta_{\text{сп}}$  предварительно может быть принята в пределах 4...6 мм.

Ширина передней части противорежущей пластины  $b_n = 16...22$  мм, что больше или равно  $b_c$ , ширина задней части  $B_n = 24...37$  мм, высота пластины  $H_n$  принимается на 4...5 мм больше  $h_p$ .

Угол заострения режущей кромки противорежущей пластины, установленной на пальце,  $\gamma_n = 45^\circ$  или  $60^\circ$ , иногда  $90^\circ$ , и, как было указано выше,  $\alpha_n = 1,5...10^\circ$ .

Частоту вращения  $n_k$  кривошипа вала привода спинки в секундах в минус первой степени можно определить по формуле (10.5) или по следующей формуле:

$$n_k = v_n / 2S_x. \quad (10.16)$$

Беспальцевые сегментные аппараты рассчитываются таким же образом, но вершина сегмента обычно принимается острой.

Массу рабочего органа косилок (в кг) ориентировочно можно считать по зависимости



$$M_{p.o} = (40 + 10v_{п})B_3. \quad (10.17)$$

Здесь  $v_{п}$  подставляется в метрах в секунду,  $B_3$  – в метрах. Силу тяжести аппарата можно определить, зная его массу.

## 10.2. Расчет основных параметров рабочих органов косилок с роторными режущими аппаратами

**Роторные режущие аппараты.** Режущие аппараты бывают одно-, двух-, трех- и многороторными. Они обычно работают по принципу бесподпорного резания, используя для срезания растения его упругость и инерцию покоя. В связи с этим *скорость резания*, или *окружная скорость*  $v_{окр}$ , должна быть достаточно высокой, превышающей для однороторных косилок 30 м/с, для многороторных – 40, для косилок, предназначенных для срезания мягкостебельной травянистой растительности, она должна составлять 60...95 м/с.

*Скорость передвижения косилки*  $v_{п}$  при заданной производительности  $\Pi_T$  и ширине захвата  $B_3$  определяется по формуле

$$v_{п} = \Pi_T / B_3 \quad (10.18)$$

или предварительно принимается в предпочтительных пределах от 1,4 до 2,5 м/с, а при скашивании низкоурожайной мягкостебельной растительности – до 4 м/с. При срезании растительности под водой окружная скорость должна составлять 0,8...0,9 м/с, для однороторных косилок – 0,8...1,2 м/с.

Для однороторной косилки  $B_3 = D_p$ , где  $D_p$  – диаметр ротора по концам ножей (рис. 10.5). Обычно значение  $D_p = 1,2...1,8$  м.

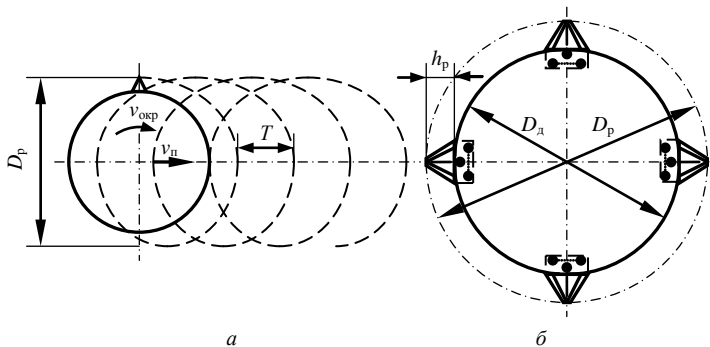


Рис. 10.5. Схема к расчету параметров однороторной косилки:  
а – траектория конца ножа ротора; б – параметры однороторной косилки

**Траекторией конца ножа ротора** (рис. 10.5, а) является трохоида (циклоида).

**Шаг трохоиды** – подача на оборот  $T$ , определяемый по формуле

$$T = v_{\text{п}} / n_{\text{об}}, \quad (10.19)$$

где  $n_{\text{об}}$  – частота вращения ротора.

**Подача на нож**

$$C = T / z_{\text{н}} = \pi D_{\text{р}} v_{\text{п}} / v_{\text{окр}} z_{\text{н}}, \quad (10.20)$$

где  $z_{\text{н}}$  – число ножей.

**Высота режущей части** ножей  $h_{\text{р}}$  (рис. 10.5, б) должна удовлетворять условию  $h_{\text{р}} \geq C$  и принимается примерно равной  $1,25C$ .

Для однороторного рабочего органа обычно применяются жесткие сегментные ножи. При назначении стандартного ножа шириной обычно 90 или иногда 76,2 мм с известной  $h_{\text{р}}$  при угле  $\alpha_{\text{с}} = 24 \dots 31^\circ$  и  $D_{\text{р}} = B_{\text{з}}$  уравнение решается относительно  $z_{\text{н}}$ :

$$z_{\text{н}} \geq \pi \Pi_{\text{Т}} / v_{\text{окр}} h_{\text{р}}. \quad (10.21)$$

**Диаметр диска**  $D_{\text{д}} = D_{\text{р}} - 2h_{\text{р}}$ . Для ручных косилок  $D_{\text{р}} = 0,2 \dots 0,3$  м.

Однороторные косилки производства холдинга «Лидсельмаш» типа Л-502 оснащены четырьмя шарнирными прямоугольными ножами.

Двухроторные косилки (рис. 10.6) обычно приводятся в действие двумя гидромоторами или, иногда, двумя ременными передачами. При этом роторы могут вращаться с неодинаковыми скоростями. В таком случае во избежание столкновения ножей окружности траекторий концов ножей не должны соприкасаться или тем более накладываться друг на друга.

Для предотвращения возможных случаев пропущенных растений из-за появления зон, не охватываемых ножами роторов, полосы, захватываемые роторами, частично перекрывают друг друга. Это достигается отклонением прямой, соединяющей центры роторов, от перпендикуляра к направлению движения под углом  $\theta$ .

Роторы имеют встречное вращение, поэтому отклонение рабочего органа обеспечивает отбрасывание срезанной растительности ближе к берме.

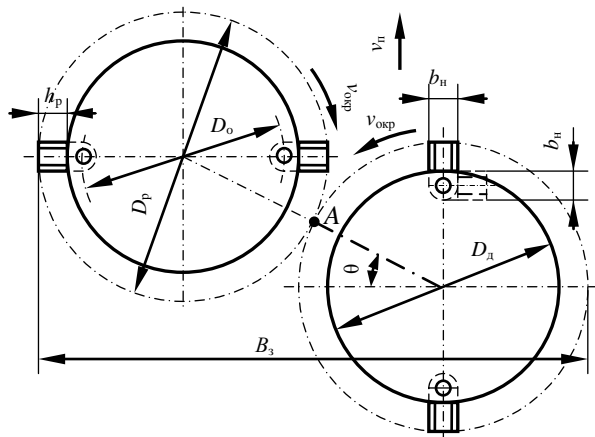


Рис. 10.6. Схема к расчету параметров двухроторной косилки

Для уменьшения массы рабочего органа косилки вместо дисков могут использоваться фланцы с консолями. Схема такого рабочего органа приведена на рис. 10.7. В этом случае диаметр привода  $D_{пр}$  и его фланца  $D_{фл}$  определяются конструктивно, остальные параметры – так же, как и для предыдущей конструктивной схемы.

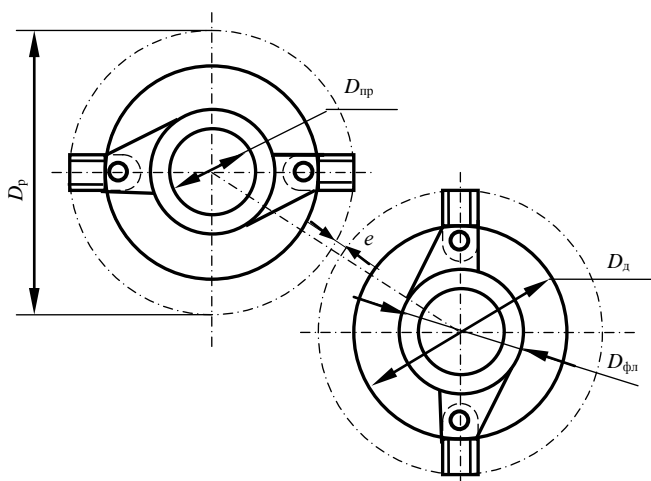


Рис. 10.7. Схема двухроторной косилки с облегченными дисками

**Условие неосприкосновения концов ножей** может быть записано в следующем виде:

$$B_3 \geq D_p + D_p \cos \theta. \quad (10.22)$$

Отсюда

$$D_p \leq B_3 / (1 + \cos \theta). \quad (10.23)$$

**Ширина захвата** может быть указана в задании на проектирование, определена в соответствии с шириной окашиваемого откоса или получена, если задана техническая производительность и принята или обоснована скорость рабочего передвижения, из формулы (10.18). При известной ширине захвата и с учетом того, что значение  $\theta$  находится в пределах  $15 \dots 30^\circ$ , выражение (10.18) можно использовать для получения зависимости **предварительного выбора диаметра ротора** по концам ножей. Для указанного диапазона  $\theta$  она имеет следующий вид:

$$D_p = (0,51 \dots 0,54) B_3. \quad (10.24)$$

Роторы обычно снабжаются двумя шарнирно закрепленными ножками. Подача на нож рассчитывается по формуле (9.72).

Траектория ножей описывает циклоиду, которую упрощенно можно заменить окружностями с центрами, смещенными на  $C$ . Тогда необходимая **величина перекрытия**  $l_n$  роторов приблизительно рассчитывается по формуле

$$l_n = D_p - \sqrt{D_p^2 - C^2}. \quad (10.25)$$

При необходимости из этой формулы можно получить формулу для расчета необходимого **минимального угла**  $\theta$ :

$$\theta = \arccos [(D_p - l_n - e) / (D_p + e)] \quad (10.26)$$

или

$$\theta = \arccos [(B_3 - D_p) / (D_p + e)], \quad (10.27)$$

где  $e$  – минимально допустимое расстояние между траекториями концов ножей, равное  $10 \dots 20$  мм.

Получив выражение для расчета минимальной величины  $\theta$  и приняв  $e$ , можно из формулы (10.27) вывести следующую формулу для уточненного расчета  $D_p$ :

$$D_p = (B_3 - e \cos \theta) / (1 + \cos \theta). \quad (10.28)$$

Здесь значение  $\theta$  должно быть больше или равно значению, рассчитанному по формуле (10.26) или (10.27), но при этом находиться в диапазоне  $15...30^\circ$ .

Рассчитанные и принятые значения  $D_p$ ,  $l_n$  и  $\theta$  должны обеспечивать требуемое значение  $B_3$  и расстояние между траекториями концов ножей, равное  $10...22$  мм.

Ножи двух- и многороторных косилок чаще всего имеют форму, показанную на рис. 10.8.

Обычно общая длина ножа  $L_n$  составляет  $120...145$  мм, ширина ножа  $b_n - 45...65$  мм, длина режущей части  $h_p \geq C$ , диаметр отверстия оси  $d_o - 15...22$  мм, толщина ножа  $\delta_n - 4,5...6,0$  мм. Меньшие значения принимают для многороторных косилок.

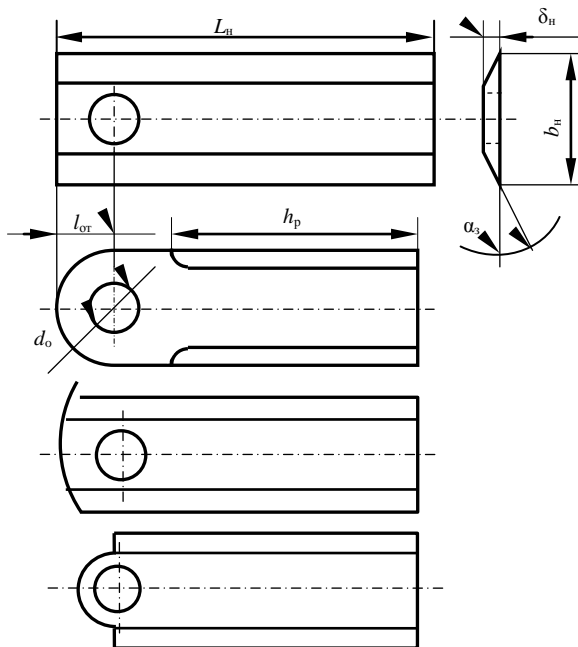


Рис. 10.8. Основные виды ножей роторной косилки

Кинематически длина режущей части должна определяться из условия  $h_p \geq C$ , однако с учетом того, что при взаимодействии со сре-

заемой растительностью нож отклоняется назад от радиального положения, длину режущей части следует принимать по условию  $h_p \geq 1,25C$ .

Угол заострения  $\alpha_3$  ножа принимается равным  $25 \dots 32^\circ$ . Координата центра отверстия  $l_{от}$  оси определяется прочностным расчетом, но предварительно может быть принята равной  $d_o$ .

**Диаметр диска** (корпуса)  $D_d$  (см. рис. 10.7) принимается по формуле

$$D_d \leq D_p - 2h_p. \quad (10.29)$$

При ударе ножа о неперерезаемый стебель нож отклоняется и уходит под корпус, поэтому **диаметр окружности установки осей ножей**  $D_o$  принимается по следующей рекомендации:

$$D_o \leq D_d - b_n. \quad (10.30)$$

Толщина диска или консоли в зоне установки осей ножей принимается равной  $6 \dots 8$  мм.

Двухроторные косилки производства холдинга «Лидсельмаш» типа Л-501 оснащаются четырьмя ножами. Перекрытие роторов обеспечивается наложением их друг на друга при установке дисков на разной высоте. Окружная скорость ножей около 100 м/с.

**Трехроторные косилки** рассчитываются аналогично, но у них  $\theta = 8 \dots 10^\circ$ , и в соответствии с числом роторов меняется формула расчета  $D_p$ :

$$D_p \leq (B_3 - 2e \cos \theta) / (1 + 2 \cos \theta). \quad (10.31)$$

Известны также трехроторные косилки, устанавливаемые перпендикулярно к направлению рабочего передвижения ( $\theta = 0$ ). В этом случае расчет производится так, как и для описанных ниже многороторных косилок.

**Многороторные косилки** имеют режущий аппарат, установленный перпендикулярно к направлению рабочего перемещения. Исходной величиной при проектировании, как правило, является ширина захвата  $B_3$ , предопределяемая размерами окашиваемого откоса или мощностью двигателя трактора. Во втором случае значение  $B_3$  (рис. 10.9) можно определить следующим образом:

$$B_3 \leq P_{p.o} / P_{уд}, \quad (10.32)$$

где  $P_{уд}$  – **удельная мощность**, приходящаяся на единицу ширины захвата, кВт/м,  $P_{уд} = 8 \dots 14$  кВт/м.

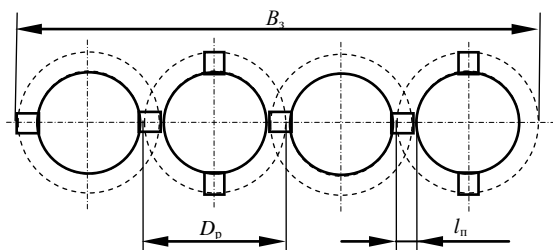


Рис. 10.9. Схема к расчету основных параметров многороторной косилки

Значение  $P_{p.o}$  находят по рекомендации

$$P_{p.o} = P_{дв} / K_3, \quad (10.33)$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса мощности, равный 1,4...1,6.

Далее принимается окружная скорость роторов по концам ножей в пределах 50...85 м/с. Меньшие значения принимаются для более жесткой растительности. **Число роторов**  $N_p$  при боковом приводе можно принять по рекомендации

$$N_p = B_3 / (0,45...0,65). \quad (10.34)$$

Обычно  $N_p$  четное.

**Ширину захвата**, согласно рис. 10.10, определяют следующим образом:

$$B_3 = D_p + (D_p - l_n)(N_p - 1). \quad (10.35)$$

Ориентировочно

$$l_n = (0,15...0,20)D_p. \quad (10.36)$$

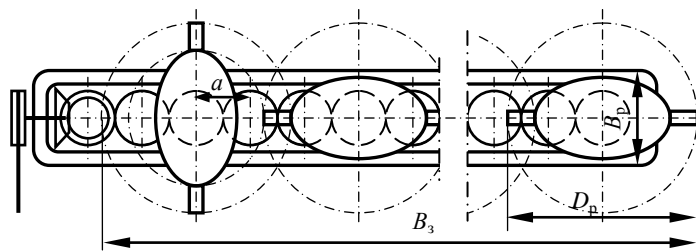


Рис. 10.10. Схема к расчету основных параметров многороторной косилки

У существующих многороторных косилок роторы обычно кинематически связаны зубчатыми колесами, поэтому опасности столкновения ножей нет и требуемое перекрытие обеспечивается за счет некоторого взаимного *перекрытия траекторий концов ножей*. Из формулы (10.35) можно получить с учетом рекомендуемого значения  $l_n$  формулу для предварительного расчета  $D_p$ :

$$D_p = B_3 / [N_p - (0,15 \dots 0,20)(N_p - 1)]. \quad (10.37)$$

Величина перекрытия должна быть такой, чтобы срезание растительности происходило до ее встречи с передним краем корпуса редуктора режущего аппарата. Для расчета  $l_n$  необходимо знать *ширину редуктора*  $B_p$  режущего аппарата. Расчет  $B_p$  выполним путем использования методов проектирования параметров редуктора с цилиндрической прямозубой передачей.

**Прочностный расчет редуктора** следует вести по наиболее нагруженной паре зубчатых колес, которой является первая от привода. Приближенно  $T_p$  рассчитывается по формуле

$$T_p = P_{p.o} / \omega, \quad (10.38)$$

где  $\omega$  – угловая скорость ротора, соответствующая  $v_{окр}$ .

По рекомендациям по проектированию зубчатых передач из условия обеспечения прочности определяем межосевое расстояние  $a_w$ .

При передаточном отношении, равном единице, коэффициенте ширины венца 0,16, прямозубых колесах, седьмом классе точности изготовления колес для подвергнутой требуемой термообработке стали 18ХГТ, 45Х или 20ХН минимально необходимое *межосевое расстояние* передачи (в мм) можно предварительно рассчитать по формуле

$$a_w \approx 35 \sqrt[3]{T_p}. \quad (10.39)$$

В формулу (10.39)  $T_p$  необходимо подставлять в ньютон-метрах.

Значение *модуля*  $t$  предварительно можно принять равным 2,5...4 мм.

Необходимо, чтобы выполнялось условие  $a_w \leq a$ , где  $a$  – межосевое расстояние, определенное по условиям компоновки привода. Величину  $a$ , согласно рис. 10.10, можно предварительно рассчитать по формуле

$$a = (B_3 - D_p) / [3(N_p - 1)]. \quad (10.40)$$



При зубчатых колесах с одинаковыми делительными диаметрами  $d_d$  следует уточнить  $a$  с учетом того, что

$$a = d_d = mz_3. \quad (10.41)$$

Уравнение (10.41) целесообразно решить относительно числа зубьев  $z_3$ . Желательно получить  $a$ , соответствующее стандартному межосевому расстоянию цилиндрической зубчатой передачи.

У косилок типа КРН-2,1  $m = 4$  мм,  $z = 42$ .

Ширину корпуса редуктора  $B_p$  можно найти следующим образом:

$$B_p = d_d + 2(m + e_k + f + b), \quad (10.42)$$

где  $e_k$  – зазор между зубчатым колесом и картером, равный 8...10 мм;

$f$  – толщина стенки картера;

$b$  – ширина пояса картера, равная 25...35 мм.

Величина  $f$  (в мм) определяется по формуле

$$f = 1,12 \sqrt[4]{T_p}. \quad (10.43)$$

Обычно  $f = 3...5$  мм.

Условием несоприкосновения стеблей несрезанных растений и корпуса режущего аппарата является выступание точки пересечения траекторий концов ножей смежных роторов за край корпуса на величину, не меньшую подачи на нож  $C$ .

При этом условии необходимая величина перекрытия определяется по формуле

$$l_n = D_p - \sqrt{D_p^2 - 4(B_p/2 + C)^2}. \quad (10.44)$$

После расчета  $l_n$  следует уточнить  $D_p$  по формуле

$$D_p \geq [B_3 + (N_p - 1)l_n] / N_p. \quad (10.45)$$

Кроме того, при круглых дисках во избежание ударов ножей по дискам должно выполняться следующее условие:  $l_n < 2h_p$ .

Размеры диска и ножей (рис. 10.11) определяются в соответствии с вышеприведенными рекомендациями для расчета параметров двухроторных косилок.

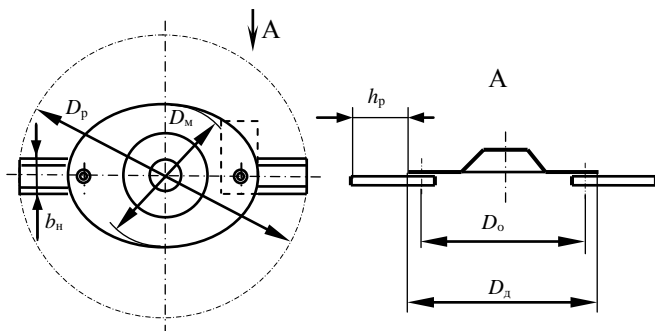


Рис. 10.11. Схема к расчету параметров ротора многороторной косилки

При проектировании эллипсных дисков большая ось эллипса  $D_d$  рассчитывается по формуле (10.29), величина малой оси  $D_m$  должна обеспечивать несоприкосновение конца ножа и диска.

Это условие можно записать следующим образом:

$$D_p - l_n \geq (D_m + D_p) / 2. \quad (10.46)$$

Отсюда

$$D_m \leq D_p - 2l_n. \quad (10.47)$$

Достаточно широкое распространение имеют косилки и режущие аппараты фирм Claas и Krone, у которых роторы вынесены вперед по отношению к редуктору. Расчетная схема данного типа косилок приведена на рис. 10.12. В данном случае рассматривается режущий аппарат, имеющий четыре ротора, вращающихся попарно встречно.

**Ширина захвата, диаметр роторов и величина перекрытия** связаны уравнением (10.35).

Предварительно величину перекрытия можно принять равной  $0,1D_p$ . Тогда из уравнения (10.35) получим следующую формулу:

$$B_3 = D_p + (D_p - 0,1D_p)(N_p - 1) = D_p[1 + 0,9(N_p - 1)]. \quad (10.48)$$

Отсюда следует, что ориентировочно диаметр ротора рассчитывается по зависимости

$$D_p = B_3 / [1 + 0,9(N_p - 1)]. \quad (10.49)$$

Далее по вышеприведенным рекомендациям рассчитываются или принимаются **скорость рабочего передвижения и окружная скорость**, затем по формуле (10.20) вычисляется **подача на нож**. **Число ножей** обычно равно двум.

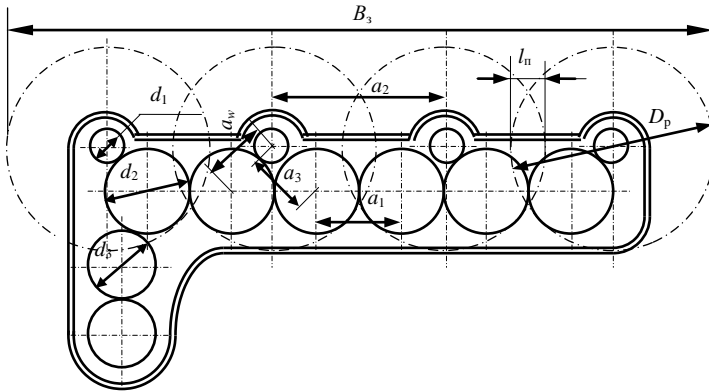


Рис. 10.12. Расчетная схема режущего аппарата роторной косилки фирм Claas и Krone

По формуле (10.44) определяется минимальное значение величины перекрытия. Оно должно быть меньше принятого ранее.

Согласно расчетной схеме

$$B_3 = D_p + a_2(N_p - 1), \quad (10.50)$$

следовательно, **расстояние между центрами валов** роторов  $a_2$  можно определить следующим образом:

$$a_2 = (B_3 - D_p) / (N_p - 1). \quad (10.51)$$

Из расчетной схемы следует, что  $a_2 \approx 2a_1$ , где  $a_1$  есть межосевое расстояние. По определению  $a_1 = d_2$ , тогда предварительно можно принимать

$$a_1 \approx a_2 / 2 \approx d_2. \quad (10.52)$$

Полученное значение межосевого расстояния  $a_1$  должно быть кратным стандартному модулю ( $m = 3 \dots 4$  мм) зубчатой цилиндрической передачи. Если значение  $a_1$  получилось близким к одному из стандартных значений межосевых расстояний, то желательно принять стандартное. После уточнения  $a_1$  корректируется  $a_2$  и уточняется  $l_n$  по формуле

$$l_n = D_p - a_2. \quad (10.53)$$

У косилок фирм Claas и Krone  $m = 3$  мм,  $z_1 = 66$ ,  $z_2 = 21$ . Толщина колес 20 мм. Зубья могут иметь цилиндрический профиль.

Величина передаточного отношения  $u_1$  для первой приводной ступени предварительно может быть принята из стандартных значений 1,0; 1,12; 1,25. При этом значение  $d_3$  должно быть таким, чтобы ножи первого ротора не задевали привод режущего аппарата.

Значение *делительного диаметра*  $d_2$  должно быть равно  $a_1$ . Для определения величины *делительного диаметра*  $d_1$  и соответственно *межосевого расстояния*  $a_w$  необходимо назначить *передаточное отношение*  $u_2$  ступени привода ротора. Оно может быть равным 3...3,5 (в расчетах следует учитывать, что передача ускоряющая).

Определение  $d_1$  производится по формуле

$$d_1 = d_2 / u_2. \quad (10.54)$$

Тогда расчет межосевого расстояния выполняется по формуле

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2. \quad (10.55)$$

Назначенные *числа зубьев* колес  $z_1$  и  $z_2$  должны удовлетворять условию

$$a_w = m(z_1 + z_2) / 2. \quad (10.56)$$

При выборе параметров привода следует добиваться, чтобы зубья неконтактирующих колес не задевали друг друга, т. е. величина  $a_3$  должна удовлетворять условию

$$a_3 \geq 0,5(d_1 + d_2) + 2m. \quad (10.57)$$

После расчета  $a_w$  его необходимо проверить прочностным расчетом по известным методикам. Для минимизации габаритов и массы режущего аппарата следует стремиться к назначению минимальной величины  $a_w$  и толщины редуктора.

При определении  $a_w$  по условиям прочности требуется значение *расчетного момента*. Его можно найти, используя формулу

$$T_p = P_{p. \sigma} \eta / \omega_2, \quad (10.58)$$

где  $\eta$  – КПД первой ступени редуктора режущего аппарата;

$\omega_2$  – угловая скорость промежуточных колес.

Значение  $\omega_2$  рассчитывается по формуле

$$\omega_2 = \omega_1 u_2, \quad (10.59)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость ротора косилки.

В уравнении (10.59) значение передаточного отношения может быть меньше единицы.

*Угловая скорость* ротора определяется по формуле

$$\omega_1 = 2v_{\text{окр}} / D_p. \quad (10.60)$$

**Фактическое передаточное отношение** можно рассчитать следующим образом:

$$u_{\phi} = (d_2 / d_1)(d_3 / d_2). \quad (10.61)$$

Требуемое передаточное отношение зависит от угловой скорости первичного (входного) вала редуктора, которая равна номинальной угловой скорости гидромотора  $\omega_n$  или определяется угловой скоростью вала отбора мощности при приводе от него. **Требуемое передаточное отношение** определяется по формуле

$$u_{\text{тр}} = \omega_1 / \omega_n. \quad (10.62)$$

Если  $u_{\text{тр}}$  отличается от  $u_{\phi}$  более чем на 5 %, то следует изменить  $d_1$  или  $d_3$ .

### 10.3. Расчет мощности на привод роторного режущего аппарата и сил, действующих на него

У режущих аппаратов косилок мощность расходуется на преодоление сил инерции частей аппарата, срезание растительности, разгон растительности, трение о срезанную растительность, трение о грунт, сопротивление воздуха, трение в режущем аппарате.

У относительно легких аппаратов (сегментных, сегментно-пальцевых и многороторных) мощность на их перемещение невелика по причине небольшой массы рабочего оборудования.

Для однороторных косилок **массу рабочего оборудования** без противовесов можно ориентировочно определить по зависимости

$$m_{\text{р.о}} = (330 \dots 390)B_3; \quad (10.63)$$

для двухроторных –

$$m_{\text{р.о}} = (237 \dots 410)B_3; \quad (10.64)$$

для многороторных –

$$m_{\text{р.о}} = (220 \dots 250)B_3. \quad (10.65)$$

**Мощность на привод рабочего органа** приближенно рассчитывается по формуле

$$P_{\text{р.о}} = P_{\text{уд}}B_3, \quad (10.66)$$

где  $P_{\text{уд}}$  – удельная мощность, кВт/м.

Значение удельной мощности  $P_{уд}$  для сегментных и сегментно-пальцевых режущих аппаратов составляет 1,5...3,5 кВт/м, для ротационных – 8,0...14,0 кВт/м.

На основании анализа современных конструкций получены средние арифметические показатели для косилок разных типов, приведенные в табл. 10.1.

Таблица 10.1. Удельные показатели косилок разных типов

Тип	Удельная масса, кг/м	Удельная мощность, кВт/м
Барабанные косилки-измельчители Master Cut	337,1	15,94
Многороторные	232,6	14,80
Косилки CORTO	287,0	14,45
Дорожные многороторные	491,5	23,75
Прицепные трехсекционные косилки-измельчители	479,0	12,00

При тяговом и статическом расчетах косилок с сегментно-пальцевым и сегментным режущим аппаратом внешними силами, возникающими в результате взаимодействия аппарата со срезаемой растительностью, можно пренебречь частично из-за того, что они невелики или взаимно уравновешены, а силы срезания стеблей при их зацеплении между режущими кромками являются внутренними. У многороторных косилок с четным количеством роторов за счет встречного вращения силы резания также уравновешиваются. Поэтому основными учитываемыми силами являются **сила тяжести** и **сила трения** режущего аппарата о грунт, направленная в сторону, противоположную рабочему перемещению, и рассчитываемая по формуле

$$F_{тр} = f_1 G_{р. а} \cos \lambda, \quad (10.67)$$

где  $G_{р. а}$  – сила тяжести режущего аппарата.

Если режущий аппарат связан с рукоятью или стрелой рабочего органа без промежуточного звена, формулу (10.67) следует скорректировать с учетом того, что часть силы тяжести рукояти и стрелы воспринимается опорной поверхностью режущего аппарата, а также сместить место приложения силы трения.

Однороторные косилки с полунавесной схемой агрегатирования опираются на землю на одну или две лыжи (рис. 10.13).

**Окружная сила резания**  $F_{окр}$  действует параллельно откоосу поперек направления рабочего передвижения. Ее направление зависит от

направления вращения ротора и может быть противоположным указанному на рис. 10.13.

Значение силы  $F_{\text{окр}}$  рассчитывается по формуле

$$F_{\text{окр}} = P_{\text{р. о}} / v_{\text{окр}}. \quad (10.68)$$

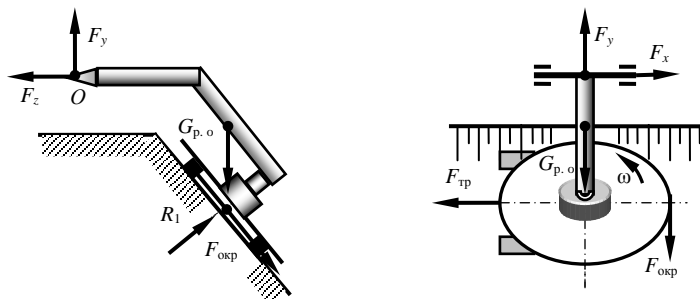


Рис. 10.13. Схема сил, действующих на однороторный рабочий орган

**Сила трения лыжи о грунт** определяется по формуле

$$F_{\text{тр}} = f_1 R_1, \quad (10.69)$$

где  $R_1$  – реакция грунта на лыжу, определяемая обычно из уравнения моментов сил относительно присоединительного шарнира  $O$ .

После расчета перечисленных сил определяются реакции в присоединительном шарнире.

У трехроторного рабочего аппарата обычно окружные силы на двух роторах взаимно уравниваются и учитывается только  $F_{\text{окр}}$ , приложенная к одному ротору. Ее значение можно определить по формуле

$$F_{\text{окр}} = P_{\text{р. о}} / 3v_{\text{окр}}. \quad (10.70)$$

Расчет  $F_{\text{тр}}$  выполняется, как и для многороторной косилки.

#### 10.4. Особенности расчетов косилок-измельчителей

При эксплуатации мелиоративных систем барабанные косилки-измельчители с осью вращения, параллельной окашиваемой поверхности, обычно применяются для скашивания с одновременным измельчением растительности на откосах каналов, дамб, плотин, межхозяйственных дорог и т. п.

Подробная теория рабочего процесса барабанных косилок-измельчителей с осью вращения, параллельной окашиваемой поверхности, приведена в работах профессоров В. Н. Кондратьева [8] и Э. А. Сухарева [25].

Сухарев подразделяет ножи на Г-образные, Т-образные и выполненные в форме лопаток для создания напора потока воздуха. Однако следует отметить, что известны ножи молотковые, полевые крючки, чашечные, Y-образные и др.

Ножи крепятся шарнирно и устанавливаются по спирали с небольшим перекрытием полос, захватываемых каждым ножом. Для такой конструкции на примере косилки с чашечными ножами основные параметры схематически представлены на рис. 10.14.

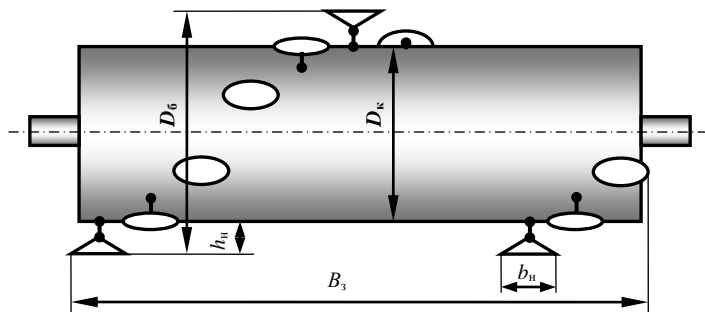


Рис. 10.14. Схема к определению основных параметров барабанной косилки-измельчителя

Здесь  $B_z$  – конструктивная ширина захвата барабана;  $b_n$  – конструктивная ширина рабочей части ножа;  $D_b$  – диаметр барабана по концам ножей;  $D_k$  – диаметр корпуса барабана;  $h_n$  – высота ножа, измеренная в радиальном направлении.

Конструктивную ширину захвата барабана с конструктивной шириной захвата ножей можно согласовать следующим образом:

$$B_z = b_n z_{пл} / k_n, \quad (10.71)$$

где  $z_{пл}$  – число плоскостей резания;

$k_n$  – коэффициент перекрытия зон, захватываемых ножами.

Число ножей на барабане

$$Z_n = z z_{пл} k_n, \quad (10.72)$$

где  $z$  – число ножей в одной плоскости резания, шт.



Обычно число ножей в одной плоскости резания один или два, а коэффициент перекрытия  $k_n$  зон, захватываемых ножами, равен 1,03...1,07.

При математическом описании кинематики перемещающихся в процессе работы ротационных аппаратов вводят показатель кинематического режима работы  $\lambda_p$ . Согласно В. Н. Кондратьеву и с учетом используемых нами обозначений его следует определять по формуле

$$\lambda_p = v_p / v_n. \quad (10.73)$$

Траектория концов ножей представляет собой трохоиду.

Важнейшим показателем работы косилки-измельчителя является длина образующихся в процессе скашивания фрагментов стеблей растений. На основании анализа кинематики косилки Э. А. Сухарев получил уравнение для определения средней длины  $l_{cp}$  образующегося в процессе скашивания фрагмента стебля растения. С учетом принятых нами обозначений оно имеет следующий вид:

$$l_{cp} = Hb / \left( 0,5b + \frac{b}{2\pi} \arccos \frac{R_n - H}{R_n} + \sqrt{2R_n H - H^2} \right), \quad (10.74)$$

где  $H$  – длина срезанного растения (высота растения над срезом), м;

$b$  – подача на оборот ротора (барабана), м;

$R_n$  – радиус барабана, соответствующий радиусу концов ножей и равный  $D_6 / 2$ .

Кроме того,

$$D_6 = l_{cp} z (v_o - v_n) / \pi v_n; \quad (10.75)$$

$$\omega_6 = (v_o - v_n) / \pi D_n, \quad (10.76)$$

где  $\omega_6$  – угловая скорость барабана, рад/с.

Подачу на оборот  $b$  барабана в данном случае удобно определять по формуле

$$b = v_n 2\pi / \omega_6 \quad (10.77)$$

или

$$b = v_n \pi D_6 / v_p. \quad (10.78)$$

Необходимо также ввести определение подачи на нож  $C$ , которое часто используется для анализа работы косилок:

$$C = b / z. \quad (10.79)$$

Значения  $D_6$  для косилок, предназначенных для окашивания каналов, желательнее принимать близкими к 540 мм,  $D_k$  – 260 мм,  $h_n \geq 140$  мм.

При этом следует стремиться конструировать ножи такими, чтобы их центр масс был максимально приближен к лезвию.

При густоте растительности на уровне 2000...2500 шт/м<sup>2</sup> и высоте растений, большей, равной и меньшей  $D_6$ , условия работы считаются соответственно тяжелыми, средними и легкими. Тогда рекомендуемые режимы работы можно представить в виде табл. 10.2.

Таблица 10.2. Рекомендуемые режимы работы барабанной косилки-измельчителя при обработке откосов каналов

Условия работы	Рекомендуемые значения		
	$\lambda_p$	$C$ , мм	$v_n$ , м/с
Тяжелые	555...190	2,1...6,3	0,090...0,263
Средние	115...35	9,5...34,0	0,435...1,450
Легкие	35,0...20,5	34,0...58,8	1,43...2,44
Наличие древесно-кустарниковой растительности с диаметром стеблей до 20...25 мм	1471...113	0,02...0,25	0,34...0,45

При условии обеспечения требуемой степени измельчения растительности и возможности пневматического транспортирования частиц мощность на привод барабана с шириной захвата 1,5 м составляет 7,2...23,5 кВт.

### 10.5. Расчет режуще-измельчающего аппарата косилки для ухода за лугопастбищными угодьями

Практически наиболее часто используются следующие, показанные на рис. 10.15 схемы расстановки роторов: трехроторная (рис. 10.15, а), семироторная (рис. 10.15, б), пятироторная с крайними роторами уменьшенного диаметра (рис. 10.15, в), пятироторная с роторами одинакового диаметра.

Главным параметром косилки является конструктивная ширина захвата  $B_3$ . Во избежание пропуска не срезанной роторами растительности полосы, захватываемые ими, накладываются друг на друга. При этом образуется перекрытие зон резания  $L_3$ . Перекрытие зон резания создается за счет смещения центров вращения и поворота прямой, их соединяющих, на угол  $\vartheta$ . С этими основными параметрами режущего аппарата конструктивная ширина захвата связана следующим образом:

$$B_3 = D_p + (z_p - 1)D_p \cos \vartheta = z_p D_p - (z_p - 1)L_3, \quad (10.80)$$

где  $z_p$  – количество роторов.

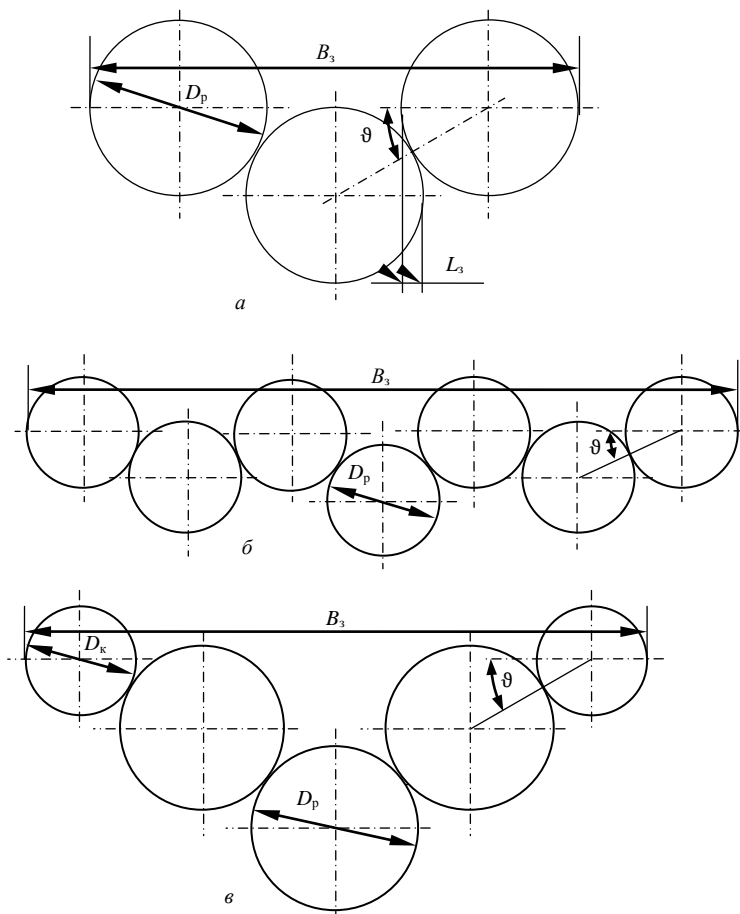


Рис. 10.15. Схемы расстановки роторов и их основные параметры:  
*a* – трехроторная; *б* – семироторная; *в* – пятироторная

Для схемы пятироторного режущего аппарата (рис. 10.16, *в*)

$$B_3 = D_k (1 - \cos \vartheta) + 3D_p \cos \vartheta = 2D_k - 3D_p - 4L_3, \quad (10.81)$$

где  $D_k$  – диаметр крайних роторов по концам ножей.

При одинаковых по диаметру роторах

$$B_3 = D_p (1 - 4 \cos \vartheta) = 5D_p - 4L_3. \quad (10.82)$$

У отечественной косилки КП-6,2 имеется пять роторов одинаковой конструкции и одного диаметра с наложением, т. е. перекрытием, траекторий концов ножей. Ее схема представлена на рис. 10.16.

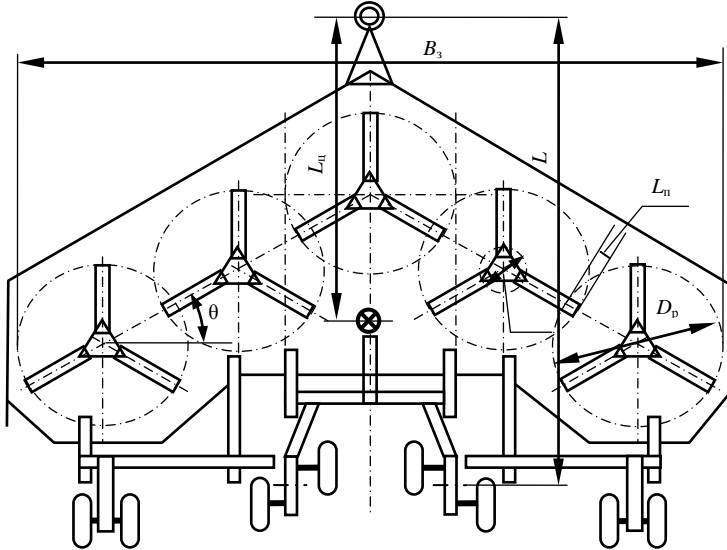


Рис. 10.16. Схема режущего аппарата пятироторной косилки

Для этой схемы

$$B_3 = D_p + (z_p - 1)(D_p - L_{\text{п}})\cos \vartheta, \quad (10.83)$$

где  $L_{\text{п}}$  – величина перекрытия траекторий концов ножей.

С другой стороны,

$$B_3 = z_p D_p - (z_p - 1)L_3. \quad (10.84)$$

Приравняв правые части уравнений (10.83) и (10.84), получим

$$D_p + (z_p - 1)(D_p - L_{\text{п}})\cos \vartheta = z_p D_p - (z_p - 1)L_3. \quad (10.85)$$

Отсюда

$$D_p - L_3 - (D_p - L_{\text{п}})\cos \vartheta = 0. \quad (10.86)$$

Уравнение (10.86) в зависимости от задач проектирования может быть использовано для расчета угла  $\vartheta$ , величины перекрытия зон резания или перекрытия траекторий концов ножей.

Приняв  $B_3$  и  $D_p$ , из уравнения (10.86) получим

$$L_3 = (z_p D_p - B_3) / (z_p - 1). \quad (10.87)$$

Из того же уравнения, приняв  $L_n$ , получим формулу для расчета  $\theta$ :

$$\theta = \arccos [(D_p - L_3) / (D_p - L_n)]. \quad (10.88)$$

При проектировании косилки типа КП-6,2 можно принимать для приведенной схемы косилки (рис. 10.16) и при условии использования типовых ножей (рис. 10.17):  $D_0 \approx (0,25 \dots 0,30)D_p$ ;  $d_0 = 35 \dots 40$  мм;  $l_p \geq 3C$ ;  $r_2 = 550$  мм;  $b = (0,18 \dots 0,20)r_2$ ;  $\delta = 10 \dots 12$  мм;  $\gamma_1 = 35 \dots 40^\circ$ ;  $\gamma_2 = 0 \dots 10^\circ$ .

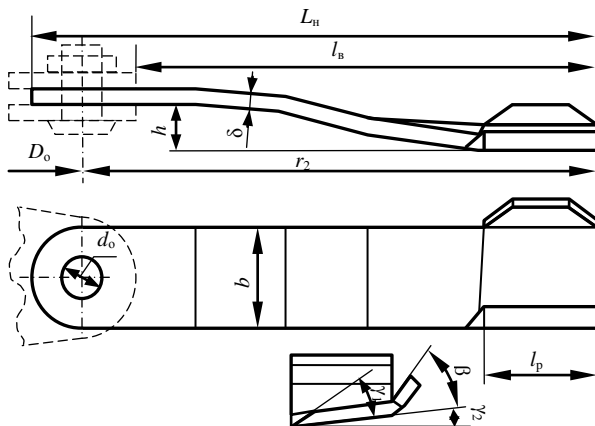


Рис. 10.17. Схема ножа лугопастбищной косилки

Остальные параметры определяются при компоновке ротора.

На основании обзора принимаем  $L$ . Координату центра тяжести косилки  $L_n$  предварительно можно принять равной  $2/3L$ .

Частота вращения роторов  $n$  (в  $\text{мин}^{-1}$ )

$$n = v_{\text{окр}} / (\pi D_p). \quad (10.89)$$

Угловая скорость роторов

$$\omega = \pi n / 30. \quad (10.90)$$

Передаточное отношение трансмиссии привода роторов

$$u = n_{\text{ВОМ}} / n. \quad (10.91)$$

## 11. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДРЕНОПРОМЫВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

### 11.1. Расчет основных параметров реактивной головки и шланга

Расчетная схема к определению основных параметров реактивной головки и шланга дренопромывочной машины приведена на рис. 11.1.

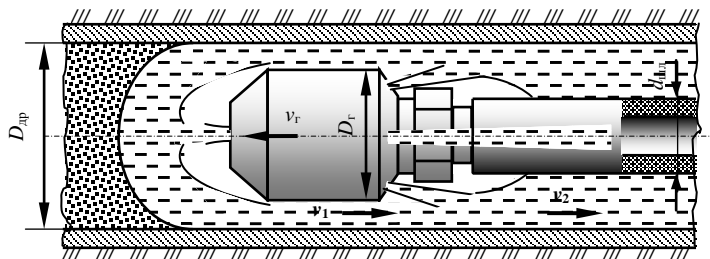


Рис. 11.1. Расчетная схема к определению параметров реактивной головки и шланга

Наиболее тяжелыми условиями для промывки являются такие, когда поперечное сечение дрены полностью заилено и движение воды в дрене отсутствует. В таком случае расход воды через сопла головки  $Q_{\Gamma}$  можно определить из условия обеспечения необходимой скорости течения воды в зазоре между дреной и шлангом по формуле

$$Q_{\Gamma} = \pi (D_{\text{др}}^2 - d_{\text{шл}}^2) v_2 / 4, \quad (11.1)$$

где  $D_{\text{др}}$  – внутренний диаметр дрены;

$d_{\text{шл}}$  – наружный диаметр шланга;

$v_2$  – скорость движения воды в зазоре между дреной и шлангом.

Значение  $D_{\text{др}}$  обычно превышает 30 мм и указывается в задании на проектирование.

Шланги изготавливают из гладких полиэтиленовых или резиновых труб. Ориентировочно наружный диаметр шланга  $d_{\text{шл}}$  (в мм) можно определить по формуле

$$d_{\text{шл}} \approx 10 \sqrt{D_{\text{др}}}. \quad (11.2)$$

В формулу (11.2)  $D_{\text{др}}$  подставляют в сантиметрах.

Размер  $d_{\text{шл}}$  желательно согласовать со стандартным и принять толщину стенки  $\delta_{\text{ст}}$  в миллиметрах, ориентируясь на зависимость

$$\delta_{\text{ст}} \approx \sqrt[3]{d_{\text{шл}}}. \quad (11.3)$$

Полученные значения следует согласовать с данными прил. 11. У известных машин  $d_{\text{шл}}$  находится в пределах 16...40 мм.

Внутренний диаметр шланга  $d_{\text{в}}$  легко получить расчетным путем ( $d_{\text{в}} = d_{\text{шл}} - 2\delta_{\text{ст}}$ ). Здесь используются принятые стандартные значения.

Увеличение  $d_{\text{шл}}$  ведет к уменьшению зазора между дренай и шлангом и соответствующему увеличению скорости течения воды.

Скорость течения  $v_2$  должна быть достаточной для уноса из дренай размытых струями воды отложений без их оседания в дренае, т. е. без повторного ее заиливания. Завышенные скорости  $v_2$  ведут к повышению энергоемкости процесса очистки, поэтому скорость течения воды можно принимать в пределах 0,3...0,8 м/с. Меньшие значения принимаются для коллекторов и дренай большого диаметра.

Формула (11.1) используется для расчета необходимого расхода  $Q_{\text{г}}$  или необходимой подачи насоса  $Q_{\text{н}}$ .

Расход воды через сопла головки составляет 0,8...2,8 л/с при промывке дренай и до 10,5 л/с при промывке коллекторов и дренай большого диаметра дренажных систем зоны орошения.

Расход воды через переднее сопло  $Q_{\text{п}}$  составляет (0,06...0,12) $Q_{\text{г}}$ .

Основные характеристики известных дренайпромывочных машин приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1. Основные характеристики дренайпромывочных машин

Марка машины	Рабочий напор, МПа	Подача насоса, л/мин	Диаметр шланга, мм	Длина промываемой дренай, м	Максимальный диаметр промываемых дренай, мм	Масса без трактора и цистерны, кг
Д-910	2	85	20 и 26	120	200	650
МР-18	2	85	20 и 26	150	200	650
ДП-10	10	120	25	200	500	2400 с цистерной
ПДТ-125	1,8	630	38	125	250	1050
АДПН-250	1		25,4	275	250	
УПД-120	5	120	17	300	250	730
Senior	6	125	27	300	–	660
S-S Engineering Type-Professional	3,5	140	27	300	300 и 600	500
S-S Engineering Type-MD	5	120	–	100	200	250
S-S Engineering Type-MD80	8	164	–	100, 150, 200, 300	250	300

Основным геометрическим параметром дренапромывочной головки является ее наружный диаметр  $D_r$ . Его значение можно определить, исходя из того, что в зоне размывания наносов не должно создаваться избыточное статическое давление, препятствующее поступательному движению головки. Это условие будет выполнено, если скорость потока в щели между головкой и дренажной трубой  $v_1$  не превысит скорость  $v_2$ . При условии полного заиления дрены или ее заполнения отложениями и дренируемой водой, что в качестве расчетной модели дает возможность также рассматривать дренажную трубу как полностью заиленную, значение  $v_1$  рассчитывают следующим образом:

$$v_1 = (Q_{гр} + Q_n) / A_{щ}, \quad (11.4)$$

где  $Q_{гр}$  – производительность дренапромывочной машины по грунту;  
 $A_{щ}$  – площадь поперечного сечения круговой щели между дренажной трубой и головкой.

Значение  $Q_{гр}$  при полностью заиленной дрене можно рассчитать по формуле

$$Q_{гр} = \pi D_{др}^2 v_r / 4, \quad (11.5)$$

где  $v_r$  – рабочая скорость продвижения головки вдоль дрены.

Предварительно  $v_r$  можно принять равной 0,1...0,2 м/с, а при принудительном проталкивании шланга по дрене – до 0,5 м/с.

Площадь  $A_{щ}$  в формуле (11.4) рассчитывается, как площадь кольца:

$$A_{щ} = \pi(D_{др}^2 - D_r^2) / 4. \quad (11.6)$$

Учитывая необходимое соотношение скоростей  $v_1$  и  $v_2$ , а также формулы (11.1)–(11.6), можно записать:

$$4(\pi D_{др}^2 v_r / 4 + Q_n) / \pi(D_{др}^2 - D_r^2) \leq v_2. \quad (11.7)$$

Отсюда

$$D_r \leq \sqrt{D_{др}^2 - 4(Q_{гр} + Q_n) / \pi v_2}, \quad (11.8)$$

Головки, предназначенные для промывки дренажных труб, более 5 % поперечного сечения которых заилено, имеют обычно одно фронтальное отверстие и 2...8 задних. Расчетная схема головки типичной конструкции приведена на рис. 11.2.



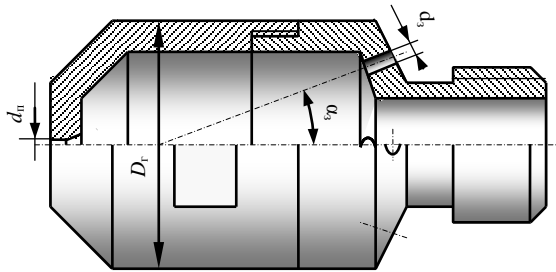


Рис. 11.2. Расчетная схема к определению параметров реактивной головки

Диаметр переднего отверстия  $d_n$  обычно находится в пределах 1,5...3 мм, диаметр задних  $d_z$  зависит от их числа  $n_{от}$ . Для обеспечения минимума энергоемкости процесса промывки при выборе диаметра задних отверстий головки, предназначенной для промывки дрен диаметром менее 10 см, можно воспользоваться данными табл. 11.2, если принято  $d_n \approx 1,5$  мм.

Таблица 11.2. Рекомендуемые диаметры задних отверстий промывочной головки

Число отверстий	Диаметр отверстия, мм
2	2,7...3,7
3	2,2...2,7
6	1,0...1,5

Размер  $d_n$  можно предварительно оценить из условия обеспечения необходимой скорости истечения струй  $v_n$ :

$$d_n = \sqrt{4Q_n / \pi v_n}. \quad (11.9)$$

Головка дренапромывочной машины УПД-120 в качестве возможного варианта принимаемой конструкции показана на рис. 11.3.

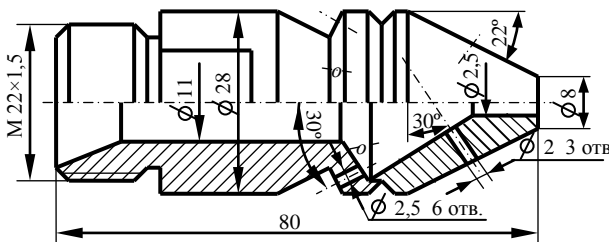


Рис. 11.3. Головка дренапромывочной машины УПД-120

Значение  $v_n$  принимается равным 30...55 м/с. Для переднего отверстия целесообразно принимать скорости истечения ближе к большим значениям. После расчета и принятия значения  $d_n$  можно предварительно, ориентируясь на данные табл. 11.2, принять диаметр задних отверстий  $d_3$ . При этом должно выполняться условие  $d_3 > d_n$ . Далее следует определить необходимую суммарную площадь задних отверстий  $A_3$ , имея в виду, что расход через них  $Q_3 = Q_r - Q_n$ .

Значение  $A_3$  рассчитывают по формуле

$$A_3 = Q_3 / v_n. \quad (11.10)$$

Здесь скорость истечения принимается по вышеприведенной рекомендации, но меньше скорости для переднего отверстия. Имея  $A_3$  и  $d_3$ , можно определить необходимое число задних отверстий  $n_{от}$ .

Окончательно  $n_{от}$  и  $d_3$  определяются после гидравлических расчетов. Диаметр переднего отверстия 6 мм, задних – 7 мм. У дренопромывочной машины УПД-120 диаметр переднего осевого отверстия составляет 2,5 мм, передних наклонных – 2, задних – 2,5 мм. Передние отверстия отклонены от вертикали на 30°, задние – от оси на 30°. Количество передних наклонных отверстий 3 шт., задних – 6 шт.

Угол наклона задних отверстий  $\alpha_n$  к оси головки, по рекомендации А. А. Мащенко [28], принимается равным 12°, хотя может достигать 20° и более. Существуют головки с углом наклона отверстий до 75°, предназначенные для очистки дрен большого диаметра и трубопроводов.

Внутренний диаметр штуцера, соединяющего напорный шланг с головкой, на 4...5 мм меньше внутреннего диаметра шланга.

Если дрена заилена менее чем на 5 %, может использоваться головка без переднего отверстия.

Длина шланга  $L_{шл}$  принимается с учетом ожидаемой длины промываемой дрены и запаса (около 10...15 м), учитывающего расстояние от устья дрены до барабана (катушки) дренопромывочной машины. У существующих дренопромывочных машин  $L_{шл} = 100...300$  м.

## 11.2. Гидравлические расчеты

Известные дренопромывочные машины имеют достаточно разнообразные технические показатели (см. табл. 11.1). Обеспечение работоспособности дренопромывочного оборудования во многом зависит от правильно подобранного насоса, обеспечивающего забор воды и ее подачу по напорному шлангу к реактивной головке.

По мере движения воды к отверстиям реактивной головки давление падает. Уравнение для расчета общих потерь напора  $H_{об}$  на пути от насоса до выхода воды из промывочной головки можно записать в следующем виде:

$$H_{об} = h_k z_k + h_b + H_{шл} + h_{шт}, \quad (11.11)$$

где  $h_k$  – потери напора в колене трубопровода;

$z_k$  – число колен;

$h_b$  – потери напора в вентиле;

$H_{шл}$  – потери напора по длине шланга;

$h_{шт}$  – потери напора в штуцере.

Рекомендуется принимать  $h_k = h_{шт} = 0,3 \dots 0,5$ ,  $h_b = 5$  м.

Расчет  $H_{шл}$  выполняется по формуле

$$H_{шл} = Q_r^2 L_{шл} / K^2, \quad (11.12)$$

где  $K$  – модуль расхода (расходная характеристика шланга). Значение  $K$  можно определить по табл. 11.3.

Таблица 11.3. Значения модулей расхода для круглых труб

$d_{шл}$ , мм	10	15	20	25	30	40	50
$K$ , л/с	0,18	0,53	1,12	2,06	3,26	6,97	12,55

Согласно В. Г. Пескову и др., потери напора по длине шланга можно определить по формуле

$$H_{шл} = 0,0827 \lambda_c Q_r^2 L_{шл} / d_b^5, \quad (11.13)$$

где  $\lambda_c$  – коэффициент сопротивления трению по длине трубопровода, равный 0,0163...0,0170.

В данной формуле  $Q_r$  подставляется в кубических метрах в секунду,  $L_{шл}$  – в метрах,  $d_b$  – в миллиметрах.

Подача и напор насоса должны обеспечивать скорость истечения воды из отверстий, достаточную для размывания отложений. Для эффективного размывания слежавшихся отложений давление в головке должно составлять не менее 0,8 МПа, для низконапорных машин – не менее 0,5 МПа, что обеспечивает необходимую скорость истечения воды и силу воздействия на отложения. Для расчета скорости истечения и уточнения расхода через круглые отверстия можно воспользоваться следующими формулами:

$$Q_n = (\mu_1 \pi d_1^2 / 4) \sqrt{2g(H_n - H_{об})}; \quad (11.14)$$

$$Q_3 = (\mu_2 n_{\text{от}} \pi d_2^2 / 4) \sqrt{2g(H_n - H_{\text{об}})}, \quad (11.15)$$

где  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты расхода для переднего и задних отверстий соответственно. При форме отверстий с коническим входом можно принять  $\mu_1 \approx 0,82$ ,  $\mu_2 \approx 0,79$ ;

$H_n$  – напор, создаваемый насосом, м.

Если в процессе проектирования не был принят насос с известными характеристиками, то на этой стадии, используя формулу (11.14) или (11.15), можно получить выражение для расчета необходимого напора насоса. Например, для переднего отверстия имеем

$$H_n = H_{\text{об}} + 8 Q_n^2 / (g \mu_1^2 \pi^2 d_1^4). \quad (11.16)$$

После расчета  $H_n$  и выполнения при необходимости его согласования с характеристикой насоса по формулам (11.14) и (11.15) уточняются значения  $Q_n$  и  $Q_3$  и определяется  $Q_r$  как их сумма. Затем пересчитываются и определяются значения скоростей истечения.

Скорости истечения через переднее  $v_{н1}$  и заднее  $v_{н2}$  сопла можно рассчитать по следующим формулам:

$$v_{н1} = 4Q_n / \pi d_1^2; \quad (11.17)$$

$$v_{н2} = 4Q_3 / n_{\text{от}} \pi d_2^2. \quad (11.18)$$

Рассчитанные скорости должны быть в пределах 30...55 м/с. При невыполнении этого условия могут быть изменены  $H_n$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  или  $n_{\text{от}}$ . При этом следует обеспечивать соблюдение рекомендаций по значениям требуемых скоростей течения жидкости в дрене.

Расчет реактивной силы  $F_p$ , создаваемой струей жидкости, выполняется для переднего отверстия по формуле

$$F_{p1} = Q_n \rho v_{н1}, \quad (11.19)$$

для заднего –

$$F_{p2} = Q_3 \rho v_{н2} \cos \alpha_n. \quad (11.20)$$

Реактивная сила  $F_n$ , проталкивающая головку в дрене, определяется как разность этих сил, т. е.

$$F_n = F_{p2} - F_{p1}. \quad (11.21)$$

Перемещению шланга препятствует главным образом сила трения движущейся в дрене воды о шланг, если шланг в дрене не изогнут. Данное сопротивление, выраженное в виде потери напора на трение  $H_{\text{тр}}$ , для заполненной дрены можно найти следующим образом:

$$H_{\text{тр}} = (Q_{\text{г}} + Q_{\text{гр}})^2 L_{\text{в}} / (K_2 - K_1)^2, \quad (11.22)$$

где  $L_{\text{в}}$  – длина шланга, введенного в дрена;

$K_1$  – модуль расхода для шланга, принимаемый по табл. 11.3 для диаметра, равного внешнему диаметру шланга;

$K_2$  – модуль расхода для дрены, принимаемый по табл. 11.3 для диаметра, равного внутреннему диаметру дрены.

Условием перемещения шланга вдоль дрены является следующее неравенство:

$$F_{\text{п}} \geq F_{\text{пр}}, \quad (11.23)$$

где  $F_{\text{пр}}$  – сила, препятствующая поступательному перемещению шланга.

Для неподвижной головки ее можно найти по формуле

$$F_{\text{пр}} = P_{\text{пр}} / v_2, \quad (11.24)$$

где  $P_{\text{пр}}$  – мощность, требуемая на преодоление гидравлических сопротивлений, возникающих при продвижении шланга по дрене.

Данную мощность рассчитывают по формуле

$$P_{\text{пр}} = (Q_{\text{г}} + Q_{\text{гр}}) \rho g H_{\text{тр}}. \quad (11.25)$$

При неподвижной головке

$$P_{\text{пр}} = Q_{\text{г}} \rho g H_{\text{тр}}. \quad (11.26)$$

На основании неравенства (11.23) можно получить выражение для расчета предельной длины шланга, который при принятых условиях реактивными силами будет продвинут в дрена:

$$L_{\text{шл}} = F_{\text{п}} (K_2 - K_1)^2 / (\rho g Q_{\text{г}}^3). \quad (11.27)$$

При недостаточном значении  $L_{\text{в}}$  необходимо предусмотреть устройство для принудительного проталкивания шланга или обеспечить проталкивание вручную. Приведенную в данном подразделе теорию можно использовать для определения силы, необходимой для проталкивания дополнительной длины шланга, и соответственно потребной мощности на привод исполнительного механизма.

### 11.3. Расчет основных параметров барабана

Размеры барабана принимаются в зависимости от размеров шланга. При этом следует учесть то, что машина может иметь двухсекционный барабан при оснащении ее шлангами двух размеров, т. е. шланга для промывки дрен и шланга для промывки коллекторов. Барабан обычно

сваривается из труб диаметром 25...30 мм. Величину диаметра барабана  $D_6$  (рис. 11.4) можно принять по соотношению  $D_6 \approx (38...50)d_{шл.}$ . При использовании эластичных резиновых шлангов величина  $D_6$  может быть уменьшена в 1,5...2 раза.

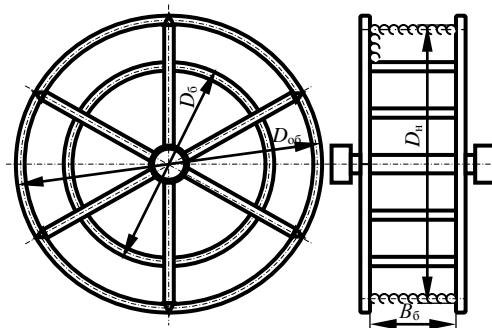


Рис. 11.4. Схема к расчету размеров барабана

Шланг на барабан укладывается в 5...20 слоев. Большое число слоев применяется для тонких труб. Тогда наружный диаметр  $D_n$  уложенной на барабан бухты шланга определяется по формуле

$$D_n = D_6 + (10...40)d_{шл.} \quad (11.28)$$

Диаметр обода  $D_{об}$  можно принять по рекомендации

$$D_{об} \approx D_n + (8...12)d_{шл.} \quad (11.29)$$

При проектировании двухсекционного барабана целесообразно обеспечить равенство для обеих секций диаметров барабана и диаметров обода. Вместимость секции барабана подбирают изменением ширины  $B_6$ , которую можно рассчитать, приравняв длину шланга и вместимость барабана:

$$L_{шл} = [\pi(D_n + D_6) / 2][(D_n - D_6) / d_{шл.}]B_6 / d_{шл.} \quad (11.30)$$

Отсюда

$$B_6 = 2L_{шл} d_{шл.}^2 / [\pi(D_n^2 - D_6^2)k_{р.н.}], \quad (11.31)$$

где  $k_{р.н.}$  – коэффициент равномерности навивки шланга, равный 0,4...0,9. Большие значения следует принимать для более эластичных резиновых шлангов и машин, имеющих устройство для упорядоченного наматывания шланга. Например, машины Senior и УПД-120 имеют челночное устройство, укладывающее шланг на барабан. Для них следует принимать максимальное значение, равное 0,9.

#### 11.4. Расчет мощности на привод водяного насоса

Мощность на привод насоса  $P_n^{дв}$ , приведенную к валу двигателя, если насос приводится в действие от вала отбора мощности трактора, можно рассчитать следующим образом:

$$P_n^{дв} = P_n / \eta_o \eta_m \eta_k \eta_{тр}, \quad (11.32)$$

где  $P_n$  – полезная мощность насоса;

$\eta_o$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_k$ ,  $\eta_{тр}$  – соответственно КПД объемный насоса, механический насоса, карданной передачи между валом отбора мощности и насосом, трансмиссии привода вала отбора мощности и самого вала отбора мощности трактора.

Расчет  $P_n$  выполняется по следующей формуле:

$$P_n = Q_t \rho g H_n. \quad (11.33)$$

Значение  $\eta_o$  для поршневых насосов рекомендуется принимать равным 0,89...0,98,  $\eta_m$  – 0,84...0,86. Ориентировочно можно принимать для машин типичных конструкций  $\eta_k = 0,9$ ,  $\eta_{тр} = 0,85$ .

При наличии механизма для проталкивания шланга необходимо учесть мощность на его привод.

В этом случае дополнительную мощность  $P_{м.п}$  на привод механизма для проталкивания шланга (в Вт) можно рассчитать по формуле

$$P_{м.п} = F_n v_r, \quad (11.34)$$

где  $F_n$  – сила сопротивления проталкиванию шланга с головкой при его максимальной длине, определяемая опытным путем, Н;

$v_r$  – скорость перемещения шланга с головкой, м/с (в данном случае  $v_r \approx 1$  м/с).

Мощность, приведенную к валу двигателя, рассчитываем по формуле

$$P_n^{дв} = P_{м.п} / \eta_{общ}, \quad (11.35)$$

где  $\eta_{общ}$  – общий КПД, учитывающий объемные КПД насоса и гидромотора, механические насоса и гидромотора, цепной передачи, подшипников проталкивающих роликов между валом отбора мощности и насосом, привода насоса и другие потери.

## 12. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ

### 12.1. Задачи тяговых расчетов

Тяговые расчеты мелиоративных машин выполняются для двух расчетных вариантов: рабочего передвижения и транспортного.

**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  $10^\circ$ . 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. Согласно действующему ГОСТу [13] сельскохозяйственные машины делятся на прицепные, навесные и полуприцепные. Однако данная градация недостаточно полна и не отражает особенностей расчетов, обусловленных особенностями схемы агрегатирования. В данном издании по этому признаку мелиоративные машины подразделяются на прицепные, навесные, полунавесные и полуприцепные. Кроме того, могут рассматриваться машины самоходные и монтируемые.

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 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, а 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.

Монтируемое оборудование в процессе работы не касается обрабатываемой поверхности (опрыскиватели, дальнеструйные дождевальные машины, двухконсольные дождевальные агрегаты и т. п.).

## 12.2. 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  $10^\circ$ .

При расчетах машин, предназначенных для работы на мелиорированных землях (обычно это ремонтно-эксплуатационные машины), уклон принимается равным  $5^\circ$ .

Для машины с активным рабочим органом уравнение расчета необходимой мощности  $P_{дв}$  двигателя (уравнение баланса мощности) можно записать следующим образом:

$$P_{дв} = P_{p.o.}^{дв} + P_{п}^{дв} + P_{д}^{дв}, \quad (12.1)$$

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

$$P_{п}^{дв} = F_c v_{п} / \eta_x \eta_6 \eta_{тр}, \quad (12.2)$$

где  $F_c$  – суммарное тяговое сопротивление;

$v_{п}$  – скорость рабочего передвижения машины;

$\eta_x$  – КПД механизмов ходовой части базовой машины. Для гусеничных машин  $\eta_x = 0,7 \dots 0,9$ , для колесных  $\eta_x \approx 0,95$ ;

$\eta_6$  – КПД, учитывающий потери мощности при частичном буксовании. При полной нагрузке можно принимать для гусеничных тракторов  $\eta_6 = 0,95 \dots 0,98$ , для колесных с колесной формулой 4К2  $\eta_6 = 0,81 \dots 0,89$ , с формулой 4К4  $\eta_6 = 0,84 \dots 0,90$ ;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии привода двигателя,  $\eta_{тр} = 0,88 \dots 0,93$ .

$$P_{д}^{дв} = (0,05 \dots 0,07) (P_{p.o.}^{дв} + P_{п}^{дв}). \quad (12.3)$$

Определение значений  $F_c$  зависит от способа агрегатирования рабочего оборудования с базовой машиной, а также от типа рабочего оборудования и будет рассмотрено ниже. Значение  $v_n$  выбирается из технических характеристик машин аналогичных конструкций и назначения или принимается равным  $v_n^{\text{ном}}$ .

Располагая значением  $P_{p.o}^{\text{дв}}$ , предварительно определяют мощность двигателя базовой машины по формуле

$$P_{\text{дв}} = K_{\text{зап}} P_{p.o}^{\text{дв}}, \quad (12.4)$$

где  $K_{\text{зап}}$  – коэффициент запаса мощности двигателя,  $K_{\text{зап}} = 1,2 \dots 1,4$  [14].

Для ремонтно-эксплуатационных машин – до 2.

По  $P_{\text{дв}}$  ориентировочно подбирают базовую машину. Если оказывается, что машины с такими значениями  $P_{\text{дв}}$  не выпускаются, то принимается решение об использовании нескольких машин в сцепке 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

$$P_{\text{дв}} = P_n^{\text{дв}} + P_d^{\text{дв}} = F_c v_n / (\eta_x \eta_6 \eta_{\text{тр}}) + P_d^{\text{дв}}. \quad (12.5)$$

*Если проектируется рабочее оборудование к заданной базовой машине* или производится модернизация мелиоративной машины с активным рабочим органом, то выполнение расчетов может осуществляться по следующему алгоритму:

1) предварительно определяется техническая производительность, выражаемая из формулы расчета баланса мощности, где  $P_d^{\text{дв}}$  принимается  $0,05 \dots 0,07$  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  $\Pi_T$  для разных категорий грунта (в учебных целях дальнейший расчет выполняется с использованием одного, принятого за номинальное значения  $\Pi_T$ );

2) рассчитывается номинальная скорость рабочего передвижения по формуле

$$v_n = \Pi_T / A, \quad (12.6)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения разрабатываемого сооружения, рассчитанная по значениям, указанным в задании на проектирование;

3) если есть возможность принять  $z_p$  или  $z_c$ , то рассчитывается задача на ковш или скребок  $c$  и оценивается толщина стружки  $\delta$  по соотношению  $\delta \approx 0,75c$ , после чего при необходимости уточняется  $k_1$ ;

4) производится уточнение производительности по формуле

$$P_{т. ут} = P_{т} k_1 / k_{1ут}; \quad (12.7)$$

5) если  $P_{т}$  не уточняется, то полученное значение используется для последующих расчетов, которые выполняются далее так же, как и при заданном  $P_{т}$ , 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

$$F_{сц} > F_c \leq k_{реж} F_{ном}; \quad (12.8)$$

$$F_{сц} = \varphi_{сц} R_{г} k_{д}, \quad (12.9)$$

где  $F_{сц}$  – сила тяги по сцеплению;

$k_{реж}$  – коэффициент режима работы. При работе с постоянной нагрузкой  $k_{реж} = 0,8$  для гусеничных машин и  $k_{реж} = 0,87$  для колесных, при кратковременных нагрузках  $k_{реж}$  может достигать 1,25;

$F_{ном}$  – номинальная сила тяги базовой машины на соответствующей скорости;

$\varphi_{сц}$  – коэффициент сцепления движителя с грунтом. Значения  $\varphi_{сц}$  даны в прил. 2 и 3;

$R_{г}$  – нормальная составляющая суммарной реакции грунта на ведущую часть движителя базовой машины;

$k_{д}$  – коэффициент динамичности. Для машин, способных использовать силу инерции машины для преодоления рабочих сопротивлений,  $k_{д} = 1,3 \dots 1,5$ , для прочих  $k_{д} = 1$ .

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 оборудова-

ния и базовой машины ориентировочно эксплуатационную массу базового неперекомпонованного трактора  $m_T$ , машины  $m_3$  и ее рабочего оборудования  $m_{p.o}$  в килограммах можно ориентировочно в учебных целях определить по следующим эмпирическим зависимостям:

для колесного трактора –

$$m_T = 150 + 214F_T^{\text{НОМ}}, \quad (12.10)$$

где  $F_T^{\text{НОМ}}$  – номинальное тяговое усилие трактора, кН;

гусеничного трактора общего назначения –

$$m_T = (0,90 \dots 1,15)(3800 + 40,8P_{\text{дв}} + 0,24 P_{\text{дв}}^2), \quad (12.11)$$

где  $P_{\text{дв}}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;

трелевочного трактора –

$$m_T = (0,90 \dots 1,15)(3000 + 69,4P_{\text{дв}} + 1,31 P_{\text{дв}}^2); \quad (12.12)$$

многоковшового экскаватора ЭТЦ –

$$m_3 = (1,1 \dots 1,4)P_T k_1, \quad (12.13)$$

где  $P_T$  – техническая производительность, измеряемая в данных зависимостях в кубических метрах в час;

$k_1$  – удельное сопротивление грунта копанью, кПа;

$$m_{p.o} = (0,17 \dots 0,28)m_3; \quad (12.14)$$

роторного экскаватора-траншеекопателя –

$$m_3 = (35 \dots 50)P_T, \quad (12.15)$$

$$m_{p.o} = (0,22 \dots 0,37)m_3; \quad (12.16)$$

экскаватора поперечного копания на рельсовом ходу –

$$m_3 = (0,23 \dots 0,28)P_T H k_1, \quad (12.17)$$

где  $H$  – максимальная глубина разрабатываемого или очищаемого канала, м;

экскаватора поперечного копания на гусеничном ходу –

$$m_3 = (0,30 \dots 0,36)P_T H k_1; \quad (12.18)$$

$$m_{p.o} = (0,12 \dots 0,30)m_3; \quad (12.19)$$

шнекороторного каналокопателя –

$$m_3 = (93 \dots 137)P_T; \quad (12.20)$$

двухфрезерного и двухроторного каналокопателя –

$$m_3 = m_1 \Pi_T, \quad (12.21)$$

где  $m_1 = (70 \dots 110)$  кг/м<sup>3</sup>/ч;  
 плужно-фрезерного экскаватора –

$$m_3 = m_1 \Pi_T, \quad (12.22)$$

где  $m_1 = (30 \dots 120)$  кг/м<sup>3</sup>/ч;  
 одноковшового гидравлического гусеничного экскаватора –

$$m_3 = 21300V_K + 1900, \quad (12.23)$$

где  $V_K$  – геометрическая вместимость ковша основного вида рабочего оборудования, м<sup>3</sup>;  
 дренажно-кrotовой машины –

$$m_3 = (24 \dots 31)Hd\Pi_T; \quad (12.24)$$

$$m_{p.o} = (0,05 \dots 0,07)m_3, \quad (12.25)$$

где  $H$  – глубина дрены, м;  
 $d$  – диаметр дренира, мм;  
 $\Pi_T$  – производительность, км/ч;  
 корчевателя –

$$m_3 = (6 \dots 10)b_3, \quad (12.26)$$

где  $b_3$  – ширина захвата, мм;

$$m_{p.o} = (0,1 \dots 0,2)m_3; \quad (12.27)$$

корчевателя-собираателя –

$$m_3 = (4,5 \dots 5,5)b_3; \quad (12.28)$$

$$m_{p.o} = (0,14 \dots 0,24)m_3; \quad (12.29)$$

кустореза –

$$m_3 = (2,9 \dots 4,9)b_3; \quad (12.30)$$

$$m_{p.o} = (0,16 \dots 0,22)m_3; \quad (12.31)$$

гусеничного бульдозера или кавальероразравнивателя –

$$m_3 = (0,77 \dots 1,23)(1300 P_{дв}^{0,5}); \quad (12.32)$$

$$m_{p.o} = (0,70 \dots 1,30)(25,6 P_{дв}). \quad (12.33)$$

Если в результате обзора или по заданию на проектирование известна машина-прототип или близкая по конструкции и назначению машина, то ее масса предварительно может быть определена путем моделирования. Для этого эксплуатационную массу прототипа  $m_{п}$  следует умножить на коэффициент определения массы  $k_m$ , т. е.  $m_3 = k_m m_{п}$ . Значение  $k_m$  можно определить по следующим формулам:

для машин, разрабатывающих каналы, траншеи и т. п., у которых производительность рассчитывается в единицах объема разработанного грунта в единицу времени,

$$k_m = A_3 / A_{\text{пр}}; \quad (12.34)$$

для машин, обрабатывающих площади: косилок, дождевальных машин, планировщиков, фрез и т. п., у которых производительность рассчитывается в единицах площади в единицу времени,

$$k_m = B_3 / B_{3. \text{пр}},$$

где  $A_3$ ,  $A_{\text{пр}}$ ,  $B_3$ ,  $B_{3. \text{пр}}$  – соответственно площадь поперечного сечения разрабатываемого сечения проектируемой машиной в соответствии с заданием, площадь поперечного сечения разрабатываемого сечения прототипом, конструктивная ширина захвата проектируемой машиной в соответствии с заданием, конструктивная ширина захвата прототипом.

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 эмпирическим зависимостям:

$$l_1 = 0,50B_1; l_2 = 0,65B; l_3 = 0,34B; h_1 = 2,18C_{\text{д}}; h_2 = 0,65R_{\text{к}}; h_3 = 0,85R_{\text{к}},$$

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, чем передние;

$B_1$  – 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, чем передние;

$C_{\text{д}}$  – дорожный просвет;

$R_{\text{к}}$  – внешний радиус заднего колеса.

### 12.3. 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. 12.1 для примера дана расчетная схема прицепной фрезерной машины. На схеме приводятся сила тяжести  $G_p$ , 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.

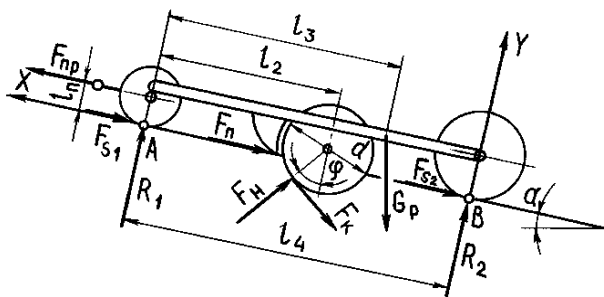


Рис. 12.1. Схема к тяговому расчету прицепной машины

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 или 3. Следует иметь в виду, что опорные колеса могут работать в неодинаковых условиях (задняя опора перемещается по профрезерованной поверхности, а переднее колесо – по кустарнику или пням), поэтому они могут иметь неодинаковые значения  $f_0$ .

Далее берем сумму проекций сил на ось X:

$$F_{пр} = f_0 R_1 + F_n + F_k \cos \varphi + F_n \sin \varphi + G_p \sin \alpha + f_0 R_2. \quad (12.35)$$



В уравнении (12.35) остались три неизвестные:  $F_{\text{пр}}$ ,  $R_1$  и  $R_2$ . Поэтому для определения  $F_{\text{пр}}$  необходимо составить еще два уравнения и решить их совместно с уравнением (12.35) как систему трех уравнений с тремя неизвестными. Для составления двух недостающих уравнений можно взять уравнение  $\Sigma M_A = 0$  и  $\Sigma M_B = 0$ . Полученная система решается относительно  $F_{\text{пр}}$ , которая направлена обычно параллельно поверхности грунта.

Сила воздействия прицепного агрегата на базовую машину равняется силе  $F_{\text{пр}}$ , но направлена противоположно ей. Поэтому при дальнейшем выполнении тягового расчета рассматривается только базовая машина с приложенной к прицепному устройству силой  $F_{\text{пр}}$ . Расчетная схема приведена на рис. 12.2.

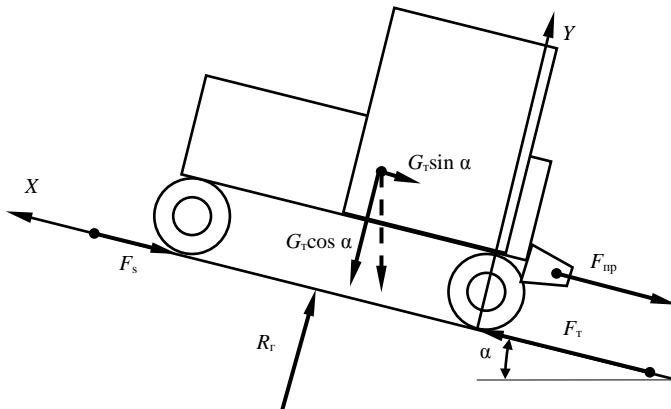


Рис. 12.2. Схема сил, действующих на тягач с прицепным рабочим оборудованием

Из  $\Sigma Y = 0$  получаем следующее уравнение:

$$R_r = G_T \cos \alpha, \quad (12.36)$$

где  $R_r$  – суммарная нормальная к поверхности перемещения составляющая реакции грунта на движитель, которую в дальнейшем для краткости будем называть реакцией грунта;

$G_T$  – сила тяжести базовой машины;

$\alpha$  – 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 передвиже-

нию. Эта сила численно равна силе  $F_c$ , входящей в уравнения (12.2) и (12.5).

$$F_T = F_c = F_{np} + G_T \sin \alpha + F_s. \quad (12.37)$$

В уравнении (12.37)  $F_s$  определяется по формуле

$$F_s = R_{\psi} f_0 = G_T \cos \alpha f_0. \quad (12.38)$$

Сила тяжести  $G_T$  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 неперекomпонованного трактора  $m_T$ , машины  $m_3$  и ее рабочего оборудования  $m_{p.o}$  в килограммах можно определить по эмпирическим зависимостям (12.11)–(12.34).

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 направленной 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.** При выполнении тягового расчета и определении при этом суммарного тягового сопротивления для машин, имеющих полунавесную или полуприцепную схему агрегатирования, вычерчивается схема рабочего оборудования, на которой обозначаются силы тяжести  $G_{p.o}$  частей оборудования, силы взаимодействия грунта с рабочим органом  $F_n^{сум}$ ,  $F_T^{сум}$ ,  $F_{np}$ , нормальная реакция грунта на поверхность опорного устройства  $R_o$ , сила сопротивления передвижению опорного устройства по поверхности грунта  $F_o$  и другие силы, если они рассчитывались в процессе проектирования. Это могут быть 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, действующие на шнеки, силы сопротивления перемещению пассивной части рабочего

оборудования и др. Направление и местоприложение этих сил показано на рис. 12.3.

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. 12.3.

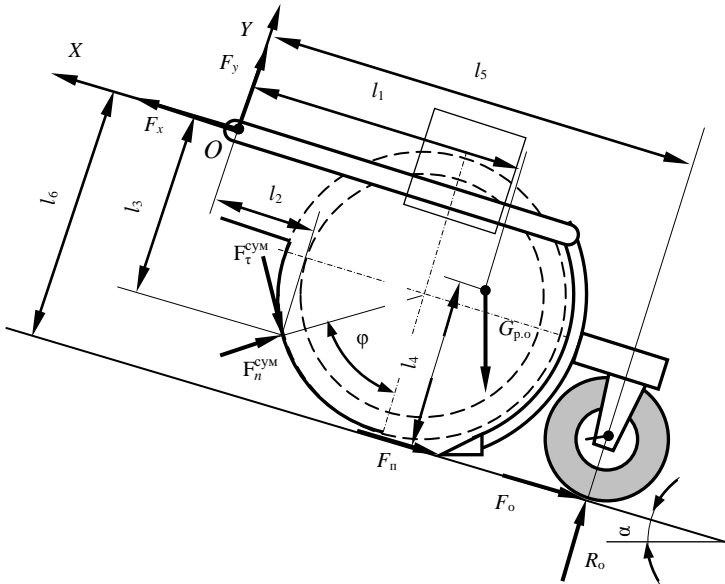


Рис. 12.3. Схема к определению реакций в шарнире сцепки машины с полунавесным или полуприцепным рабочим органом

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

$$R_0 l_5 + F_o l_6 + F_n^{\text{cym}} \cos \phi l_2 + F_n^{\text{cym}} \sin \phi l_3 + F_n l_6 + F_\tau^{\text{cym}} \cos \phi l_3 + G_{p.o} \sin \alpha (l_6 - l_4) - G_{p.o} \cos \alpha l_1 - F_\tau^{\text{cym}} \sin \phi l_2 = 0. \quad (12.39)$$

Учитывая, что  $F_o = R_o f_o$ , получаем уравнение для расчета  $R_o$ :

$$R_o = [G_{p.o} \cos \alpha l_1 + F_{\tau}^{cym} \sin \phi l_2 - F_n^{cym} \cos \phi l_2 - F_n^{cym} \sin \phi l_3 - F_{II} l_6 - F_{\tau}^{cym} \cos \phi l_3 - G_{p.o} \sin \alpha (l_6 - l_4)] / (l_5 + f_o l_6). \quad (12.40)$$

Рассчитав  $R_o$ , находим и  $F_o$ . Спроектировав все силы на ось  $X$ , получим

$$F_x = G_{p.o} \sin \alpha + F_o + F_{II} + F_n^{cym} \sin \phi + F_{\tau}^{cym} \cos \phi. \quad (12.41)$$

Аналогично находим

$$F_y = F_{\tau}^{cym} \sin \phi + G_{p.o} \cos \alpha - R_o - F_n^{cym} \cos \phi. \quad (12.42)$$

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. 12.4), где  $G_{\tau}$  – силы тяжести машины,  $R_{\tau}$  – нормальная реакция грунта на движитель,  $F_s$  – сила сопротивления передвижению,  $F_{\tau}$  – 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.

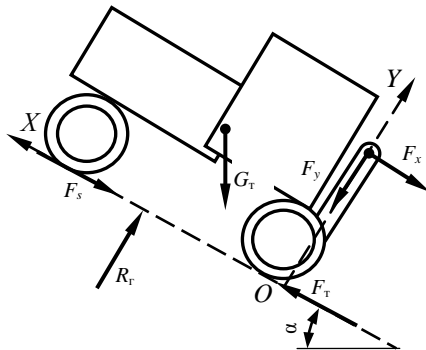


Рис. 12.4. Схема к тяговому расчету машин с полунавесным рабочим оборудованием

Проектируя все силы, действующие на базовую машину, на ось  $Y$  и решая это уравнение относительно  $R_r$ , получим следующее уравнение:

$$R_r = G_r \cos \alpha + F_y. \quad (12.43)$$

Проектируя силы на ось  $X$ , получим

$$F_T - F_x - G_r \sin \alpha - F_s = 0. \quad (12.44)$$

Учитывая, что  $F_s = f_0 R_r = f_0(G_r \cos \alpha + F_y)$ , и решая уравнение (12.44) относительно  $F_T$ , получим

$$F_T = F_x + f_0(G_r \cos \alpha + F_y) + G_r \sin \alpha. \quad (12.45)$$

Подставив численные значения в уравнение (12.45), получим значение  $F_T$ , которое равно  $F_c$ .

Для двухотвального кустореза производится расчет при плавающем положении гидроцилиндров рабочего органа. Сначала рассматривается отдельно рабочее оборудование (рис. 12.5, а). Определяются реакция  $R_o$  со стороны грунта на рабочее оборудование и реакция  $R_{ш}$  в шаровом шарнире:

$$R_o = F_r \operatorname{tg} \alpha_{т.р} + G_k + 0,5(G_p + G_{ц}), \quad (12.46)$$

где  $F_r$  – суммарная горизонтальная сила, действующая на рабочий орган со стороны срезанного кустарника;

$\alpha_{т.р}$  – угол наклона толкающей рамы;

$G_k, G_p, G_{ц}$  – сила тяжести рабочего органа кустореза, толкающей рамы и гидроцилиндров соответственно.

$$R_{ш} = F_r / \cos \alpha_{т.р}. \quad (12.47)$$

Значение  $\alpha_{т.р}$  можно найти по уравнению

$$\alpha_{т.р} = \arcsin [(h_y - h_{ш}) / l_p], \quad (12.48)$$

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. 12.5, 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.

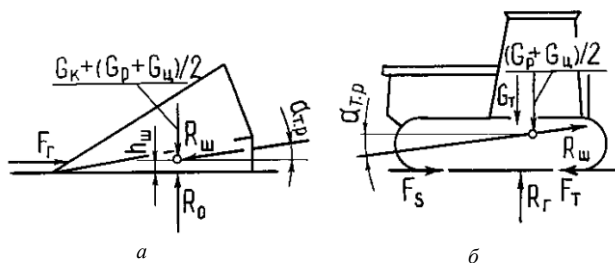


Рис. 12.5. Схема к тяговому расчету двухотвального кустореза:  
*a* – рабочее оборудование; *б* – базовый трактор

Одноотвальный кусторез обычно рассматривается как машина с навесным оборудованием.

Существуют машины, требующие специфического подхода при выполнении их тяговых расчетов. К таким машинам следует отнести полуприцепную машину для глубокого фрезерования типа МТП-44. Особенностью такой машины является наличие отбойной плиты, выполняющей несколько функций в процессе работы и воспринимающей вертикальную  $R_v$  и горизонтальную  $R_{гор}$  реакции со стороны грунта. Их значения непостоянны и зависят от ряда факторов, что затрудняет расчет значений реакций. Но учитывая то, что отбойная плита в процессе перемещения играет роль скользящей опоры, и приняв, что максимальные значения реакций будут иметь место при условии  $F_y = 0$ , на базовый трактор будет действовать только  $F_x$ . Значение  $F_x$  найдем, используя расчетную схему, представленную на рис. 12.6.

Здесь угол  $\varphi$  находится по формуле

$$\varphi = \arccos [(D_{фр} - 2h) / D_{фр}], \quad (12.49)$$

где  $h$  – расчетная высота приложения сил, принимаемая как  $2/3$  глубины фрезерования.

Используя данную расчетную схему и учитывая, что  $F_o = f_o R_o$ ,  $R_{гор} = f_1 R_v$ , составляем уравнения моментов  $\Sigma M_A = 0$  и  $\Sigma M_B = 0$  из суммы проекций сил на ось  $X$ . Из последнего уравнения выражаем и находим  $F_x$ . Дальнейшие расчеты выполняются, как изложено выше.

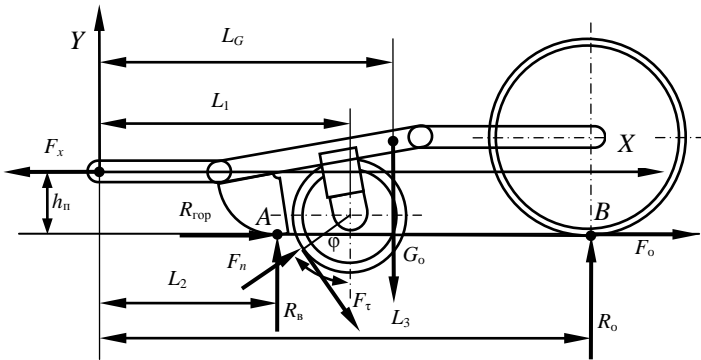


Рис. 12.6. Схема к определению суммарного тягового сопротивления машины с полуприцепным рабочим оборудованием для глубокого фрезерования земель

Если предусмотрена работа с перемещением базовой машины по поверхности, требующей сгибания кустарника и мелколесья поперечной балкой, то следует принимать повышенные значения  $f_0$  и учесть дополнительное сопротивление для балки  $F_{\text{бал}}$ , которое при условии, что балка пригибает растительность на ширине, равной ширине трактора по гусеницам, рассчитывается по формуле

$$F_{\text{бал}} = k_{\text{пр}}(b_6 + b_{\text{T}}), \quad (12.50)$$

где  $k_{\text{пр}}$  – коэффициент удельного сопротивления пригибанию древесно-кустарниковой растительности, принимаемый равным 900...1000 Н/м;

$b_6$  – ширина колеи базовой машины, м;

$b_{\text{T}}$  – ширина гусеницы базовой машины, м.

**Последовательность определения суммарного тягового сопротивления при навесной схеме агрегатирования.** Вычерчивается схема машины (рис. 12.7) с навесным оборудованием, находящимся в рабочем положении. На схеме указываются силы  $F_{\text{к}}$ ,  $F_{\text{н}}$ ,  $F_{\text{п}}$ , действующие на рабочее оборудование, силы тяжести  $G_{\text{T}}$  базовой машины и рабочего оборудования  $G_{\text{р}}$ , сила сопротивления передвижению базовой машины  $F_{\text{с}}$ , необходимая сила тяги  $F_{\text{T}}$ , нормальная реакция грунта на движитель  $R_{\text{T}}$ , необходимые углы  $\alpha$  и  $\beta$ .

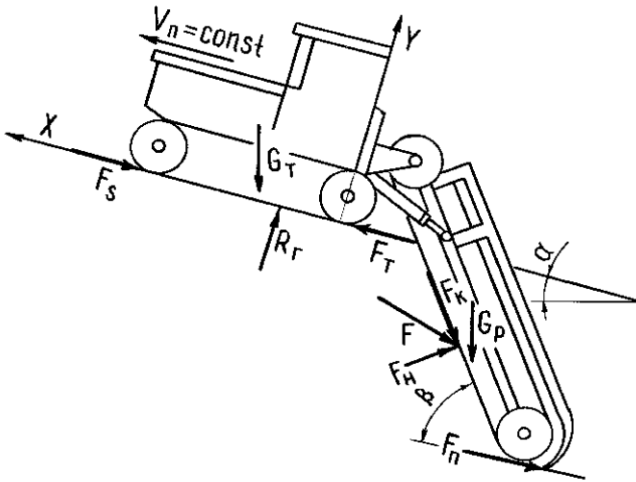


Рис. 12.7. Схема к определению суммарного тягового сопротивления машины с навесным рабочим оборудованием

Проектируя все силы на ось  $Y$  и решая полученное уравнение относительно  $R_T$ , получим выражение для определения  $R_T$ . Для приведенной схемы это выражение имеет следующий вид:

$$R_T = G_T \cos \alpha + G_P \cos \alpha + F_k \sin \beta - F_n \cos \beta. \quad (12.51)$$

Берется сумма проекций всех сил на ось  $X$ :

$$-F_s - G_T \sin \alpha - G_P \sin \alpha + F_T - F_n - F_n \sin \beta - F_k \cos \beta = 0. \quad (12.52)$$

Здесь  $F_s = R_T f_0$  ( $R_T$  определяется по уравнению (12.43), а  $f_0$  – по прил. 2). Тогда из уравнения (12.52) можно определить значение  $F_T$ , которое численно равно искомой  $F_C$ :

$$F_T = f_0 [(G_T + G_P) \cos \alpha + F_k \cos \beta - F_n \sin \beta] + (G_T + G_P) \sin \alpha + F_n + F_n \cos \beta + F_k \sin \beta. \quad (12.53)$$

#### 12.4. 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  $f_0$ .



Для мелиоративной машины с навесным рабочим оборудованием расчетная схема изображена на рис. 12.8. На схеме показаны силы, учитываемые при расчете. Для этого случая

$$R_T = G_T + G_p; \quad (12.54)$$

$$F_T = F_s = f_0 R_T = f_0 (G_T + G_p); \quad (12.55)$$

$$v_{\max} = (P_{\text{дв}} - P_{\text{доп}}^{\text{дв}}) \eta_{\text{тр}} \eta_x / F_T, \quad (12.56)$$

где  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии, передающей мощность от вала двигателя тягача до движителя;

$\eta_x$  – КПД ходового устройства (движителя).

Здесь принимается  $f_0$  по прил. 2 или 3. 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 (12.56), 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.

Отличие при рассмотрении машин с полуприцепным рабочим оборудованием состоит в особенности определения  $F_T$ . На рис. 12.9, а показан вариант схемы машины с полуприцепным рабочим оборудованием. Следует иметь в виду, что положение присоединительного шарнира (точка  $O$ ) зависит от конструкции машины.

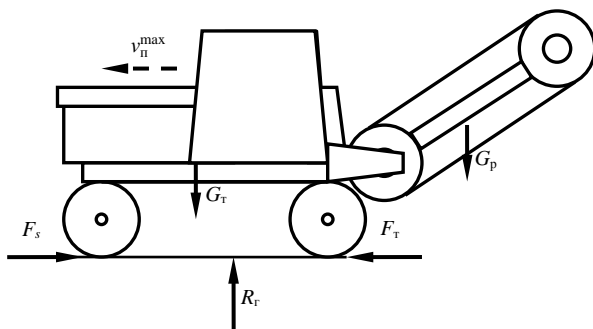


Рис. 12.8. Схема сил, действующих на машину при транспортном передвижении по горизонтальному участку пути

Для определения  $F_T$  необходимо условно отсоединить рабочее оборудование от базовой машины и изобразить расчетную схему, анало-

гичную приведенной на рис. 12.9, б. На ней следует указать действующие силы ( $G_p$ ,  $R_o$ ,  $F_0$ ), их плечи ( $L_G$ ,  $L_o$ ,  $h_o$ ) относительно шарнира  $O$ , указать и рассчитать реакции в присоединительном шарнире  $F_x$  и  $F_y$ .

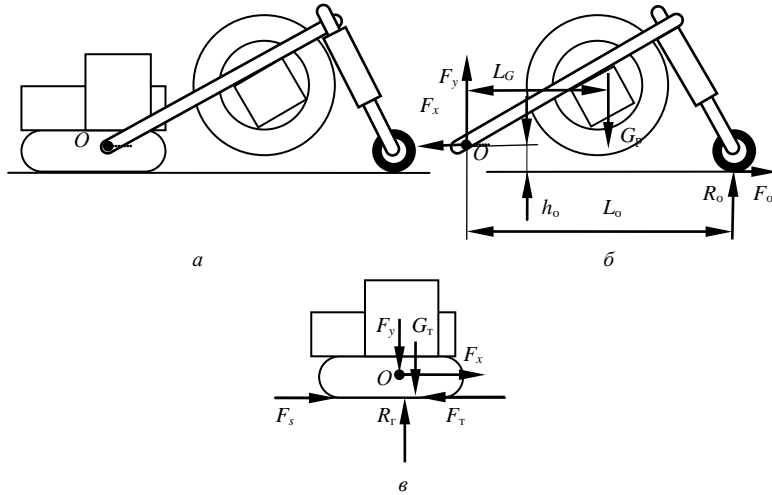


Рис. 12.9. Схема к тяговому расчету при транспортном передвижении по горизонтальному участку пути машины с полуприцепным рабочим оборудованием: а – общая схема машины; б – схема отсоединенного рабочего оборудования; в – схема базового тягача

Для рассматриваемой схемы из условия  $\Sigma M_O = 0$  получим

$$R_o = G_p L_G / (L_o + f_0' h_o). \quad (12.57)$$

Тогда

$$F_o = f_0' R_o. \quad (12.58)$$

Из суммы проекций на оси  $OX$  и  $OY$  получим

$$F_x = F_o; F_y = R_o - G_p. \quad (12.59)$$

Определив  $F_x$  и  $F_y$ , переносим их на тягач в точку  $O$ , изменив их направление на противоположное (рис. 12.9, в).

Из схемы, представленной на рис. 12.9, в, получим

$$R_r = F_y + G_p; F_s = f_0 R_r; F_t = F_s + F_x. \quad (12.60)$$

После определения  $F_t$  находим  $v_{\max}$  по формуле (12.56).

Расчет  $F_t$  для прицепных машин ведется по уравнениям, которые

составляются из тех же соображений и в той же последовательности, что и уравнение (12.37), с учетом того, что  $\alpha = 0$ , а рабочий орган выглублен и переведен в транспортное положение, или по методике полуприцепной 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

$$v_T \leq v_{\max}. \quad (12.61)$$

Если условие (12.61) 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  $\alpha$ , который может преодолеть проектируемая машина на первой транспортной передаче  $v_T$  при принятых дорожных условиях, т. е. при известных  $f_0$  и  $\varphi_{\text{сц}}$ . Для пояснения методики расчета мелиоративной машины с навесным рабочим оборудованием используем рис. 12.10.

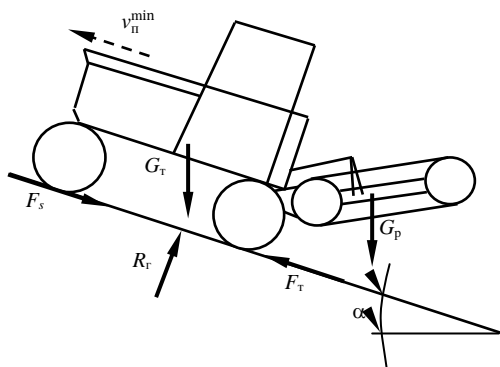


Рис. 12.10. Схема к определению максимального угла подъема

Из рис. 12.10 следует, что

$$R_r = (G_r + G_p) \cos \alpha. \quad (12.62)$$

Сопротивление передвижению

$$F_s = R_f f_0 = f_0(G_T + G_P) \cos \alpha. \quad (12.63)$$

Проектируя силы на ось  $X$ , получим уравнение для выражения  $F_T$ :

$$\begin{aligned} F_T &= (G_T + G_P) \sin \alpha + f_0(G_T + G_P) \cos \alpha = \\ &= (G_T + G_P)(\sin \alpha + f_0 \cos \alpha). \end{aligned} \quad (12.64)$$

В уравнении (12.64) две неизвестные –  $F_T$  и  $\alpha$ . Для того чтобы машина преодолела подъем с углом  $\alpha$  на скорости  $v_T$ , двигатель должен иметь мощность  $P_{дв}$ , позволяющую получить на движителе силу тяги  $F_T$ , т. е.

$$F_T = (P_{дв} - P_{доп}^{дв}) \eta_{гр} \eta_x \eta_{\sigma} / v_T. \quad (12.65)$$

Приравняв правые части уравнений (12.64) и (12.65), получим уравнение, решив которое относительно  $\alpha$ , определим искомый максимальный угол подъема из условия полной загрузки двигателя:

$$(G_T + G_P)(\sin \alpha + f_0 \cos \alpha) = (P_{дв} - P_{доп}^{дв}) \eta_{гр} \eta_x \eta_{\sigma} / v_T. \quad (12.66)$$

Приведем уравнение (12.66) к следующему виду:

$$\sin \alpha = -f_0 \cos \alpha + (P_{дв} - P_{доп}^{дв}) \eta_{гр} \eta_x \eta_{\sigma} / [v_T(G_T + G_P)]. \quad (12.67)$$

Заменив  $\sin \alpha$  на  $\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}$ , обозначив последний член уравнения (12.67) через  $A$  и возведя обе части уравнения в квадрат, получим

$$1 - \cos^2 \alpha = f_0^2 \cos^2 \alpha - 2A f_0 \cos \alpha + A^2. \quad (12.68)$$

Приведем подобные:

$$(1 + f_0^2) \cos^2 \alpha - 2A f_0 \cos \alpha + (A^2 - 1) = 0. \quad (12.69)$$

Уравнение (12.69) представляет собой квадратное уравнение вида  $ax^2 + bx + c = 0$ , где аргументом является  $\cos \alpha$ . Решение квадратного уравнения (12.69) по известной формуле

$$x = (-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}) / 2a \quad (12.70)$$

дает два корня –  $x_1$  и  $x_2$ . Для определения  $\alpha$  решается уравнение вида

$$\alpha = \arccos x. \quad (12.71)$$

За действительное решение принимается меньшее из двух положительных значений  $\alpha$ . Отрицательный дискриминант уравнения (12.70)

означает, что значения угла превышают  $90^\circ$ , т. е. мощности двигателя больше, чем необходимо, чтобы с принятой скоростью двигаться вверх по вертикальной поверхности.

Угол  $\alpha$ , 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:

$$F_T^{сч} = R_T \varphi_{сч} = (G_T + G_p) \varphi_{сч} \cos \alpha. \quad (12.72)$$

Тогда, приравняв правые части уравнений (12.64) и (12.72), получим выражение для определения максимального угла подъема по условиям сцепления движителя с грунтом:

$$\alpha = \arctg (\varphi_{сч} - f_0). \quad (12.73)$$

После решения уравнения (12.73) сопоставляются значения  $\alpha$ , полученные при решении уравнений (12.71) и (12.73). Искомым углом  $\alpha$  является меньшее из двух полученных значений.

**Определение  $\alpha$  для машин с полунавесной схемой агрегатирования** производится так же, как и при навесной схеме агрегатирования, с использованием уравнений (12.65) и (12.73).

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. 12.3, то  $F_k = F_n = F_{п} = 0$ . Кроме того, следует иметь в виду, что при переводе рабочего оборудования в транспортное положение значения плеч сил обычно меняют свое значение. Например, для рис. 12.3 легко получить следующие уравнения:

$$R_0 = G_p [l_1 \cos \alpha - (l_6 - l_4) \sin \alpha] / (l_5 + f_0 l_6); \quad (12.74)$$

$$F_0 = f_0 R; \quad (12.75)$$

$$F_x = G_p \sin \alpha + F_0; \quad (12.76)$$

$$F_y = G_p \cos \alpha - R_0. \quad (12.77)$$

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  $F_x$  и  $F_y$  должно быть противоположно тому, которое получилось при рассмотрении рабочего оборудования отдельно от базовой машины.

Уравнение для расчета  $R_T$  в этом случае имеет вид

$$R_T = G_T \cos \alpha + F_y, \quad (12.78)$$

для расчета  $F_T$  –

$$F_T = G_T \sin \alpha + f_0(G_T \cos \alpha + F_y) + F_x. \quad (12.79)$$

Дальнейшая методика определения  $\alpha$  не отличается от методики для навесных машин, но при расчете  $F_T^{\text{сн}}$  определение  $R_T$  выполняется по уравнению (12.72).

**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

$$R_o = G_p \cos \alpha; \quad (12.80)$$

$$F_o = f_0' R = f_0' G_p \cos \alpha; \quad (12.81)$$

$$F_{\text{пр}} = G_p \sin \alpha + F_o = G_p (\sin \alpha + f_0' \cos \alpha). \quad (12.82)$$

Приложив силу  $F_{\text{пр}}$  к тягачу, получим уравнение для выражения  $F_T$ :

$$F_T = G_T (\sin \alpha + f_0 \cos \alpha) + G_p (\sin \alpha + f_0' \cos \alpha). \quad (12.83)$$

В уравнениях (12.81)–(12.83)  $f_0'$  – коэффициент сопротивления передвижению опорного устройства прицепного оборудования. Дальнейшая методика определения  $\alpha$  не отличается от методики для навесных машин.

Если базовая машина движется по заросшей поверхности, сгибая кустарник и деревья, то прибавляется сопротивление, вычисляемое по формуле (12.50).

## 13. СТАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

### 13.1. 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 для гусеничных машин характером распределения давлений по длине опорной поверхности гусениц.

Машину рассматривают 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 выполняют 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

$$k_y = M_v / M_{\text{опр}}, \quad (13.1)$$

где  $M_v$  – 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  $k_y \geq 1,25 \dots 1,5$  [14]. 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  $k_y^h$ , который определяется по формуле

$$k_y^h = M_y / M_{\text{п}}, \quad (13.2)$$

где  $M_y$  – момент сил, удерживающих машину от поворота;

$M_{\text{п}}$  – момент сил, стремящихся повернуть машину, или сумма моментов внешних сил, действующих на машину.

Для того чтобы машина не отклонялась под действием внешних сил от заданного направления, необходимо соблюдение условия  $k_y^h \geq 2$ .

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:

$$p_{\text{ср}} = R_{\text{г}} / A_{\text{оп}}, \quad (13.3)$$

где  $A_{\text{оп}}$  – площадь опорной поверхности движителя, на которую действует реакция  $R_{\text{г}}$ .

Поскольку давления по опорной поверхности распределены неравномерно, то проходимость машины оценивается также максимальным давлением  $p_{\text{max}}$ , отношением  $p_{\text{max}} / p_{\text{ср}}$  или смещением реакции  $R_{\text{г}}$  от центра опорной поверхности по продольной оси симметрии машины.

Кроме того, согласно действующим требованиям [13, 22], машины,



создаваемые на базе колесных энергетических средств, должны иметь угол поперечной статической устойчивости не менее  $30^\circ$ , нагрузку на управляемые колеса не менее 0,2 эксплуатационной массы энергетического 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) определяют силы и реакции, действующие на машину в рабочем положении;

3) определяют 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 машин – нагрузку на оси;

7) рассчитывают средние и максимальные опорные давления и для гусеничных машин строят эпюру опорных давлений для рабочего и транспортного 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.

### 13.2. Определение коэффициентов запаса устойчивости в вертикальных плоскостях

При расчете коэффициента запаса устойчивости в продольной вертикальной плоскости считается, что опрокидывание возможно относительно оси А–А или Б–Б. Положение расчетных осей зависит от конструкции ходовой части базовой машины (рис. 13.1).

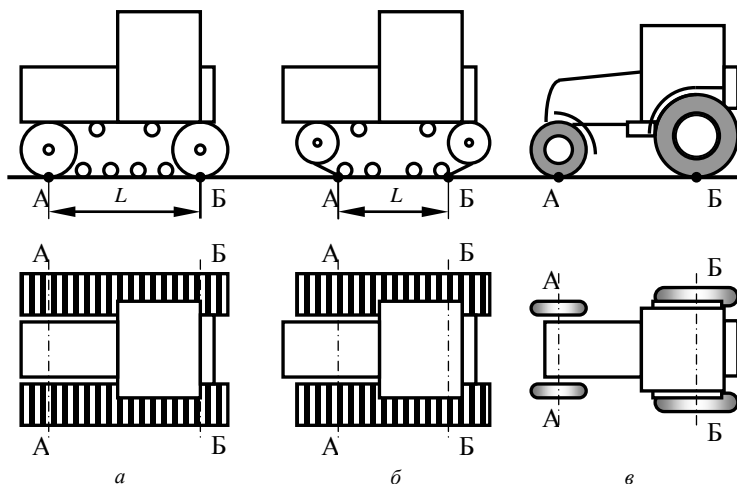


Рис. 13.1. Положение возможных осей опрокидывания при статическом расчете в продольной вертикальной плоскости

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. 13.2, *a*). Однако мелиоративные машины движутся обычно по легкодеформируемым грунтам, поэтому допускается считать линией опрокидывания прямую, проходящую по краю гусеницы (рис. 13.2, *б*).

Для машин на колесном ходу линией опрокидывания считается прямая, соединяющая центры площадок контакта переднего и заднего колес наиболее нагруженной стороны (рис. 13.2, *в*).

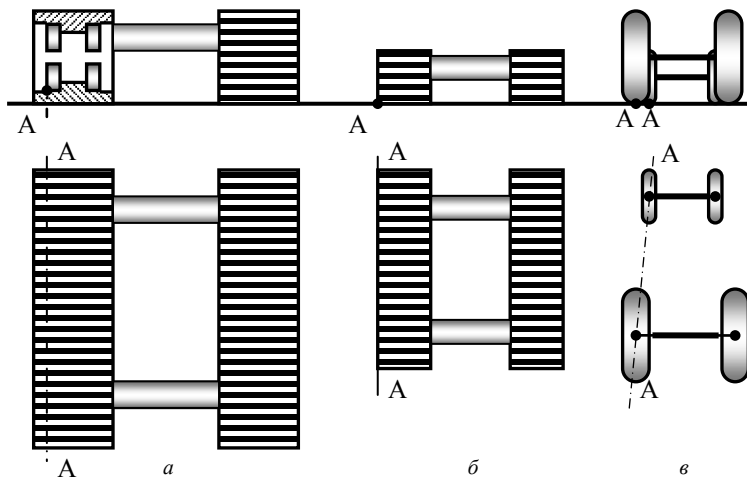


Рис. 13.2. Положение возможных линий опрокидывания при статическом расчете в поперечной плоскости

Рассмотрим расчет коэффициентов запаса устойчивости в продольной вертикальной плоскости для машин с навесным рабочим органом. Расчетная схема машины (траншекопателя) приведена на рис. 13.3.

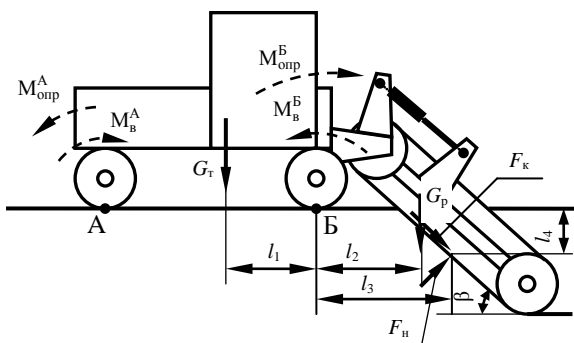


Рис. 13.3. Схема к статическому расчету в продольной вертикальной плоскости для машины с навесным рабочим оборудованием

Относительно линии А-А опасности опрокидывания нет, так как опрокидывающий момент дает только сила  $F_n$ , остальные силы препятствуют опрокидыванию относительно линии А-А.

Для линии Б

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B; \quad (13.4)$$

$$M_B^B = G_T l_1 + F_{\kappa} l_4 \cos \beta + F_H l_4 \sin \beta + F_H l_3 \cos \beta; \quad (13.5)$$

$$M_{\text{опр}}^B = G_p l_2 + F_{\kappa} \sin \beta l_3. \quad (13.6)$$

При  $k_y \geq 1,3$  машина устойчива.

Для определения значения  $k_y$  машины с полунавесным рабочим органом необходимо расчлнить агрегат в соединительном шарнире и определить реакции  $F_x$  и  $F_y$ . Например, для роторного траншекопателя (см. рис. 12.3) реакции в шарнире  $F_x$  и  $F_y$  определяются по уравнениям (12.41) и (12.42), в которых  $\alpha = 0$ . Затем силы  $F_x$  и  $F_y$  прикладываются к базовому тягачу (см. рис. 12.4) и определяется  $k_y$  относительно точки касания заднего опорного катка беговой дорожки. Для оси Б–Б уравнение по расчету  $k_y^B$  имеет вид

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B = G_T l_7 / (F_x l_8 + F_y l_7). \quad (13.7)$$

Определение  $k_y$  машины с прицепным агрегатом выполняется после определения  $F_{\text{пр}}$ . Для машины, изображенной на рис. 12.1,  $F_{\text{пр}}$  определяется по уравнению (12.35), в котором  $\alpha = 0$ . Тогда в соответствии с расчетной схемой (рис. 13.4) для оси Б–Б уравнение по расчету  $k_y$  имеет вид

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B = G_T l_T / F_{\text{пр}} l_{\text{п}}. \quad (13.8)$$

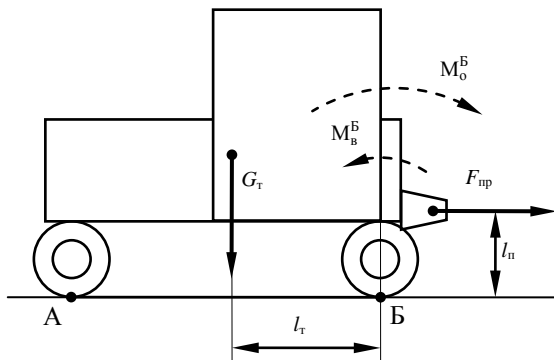


Рис. 13.4. Схема к статическому расчету в продольной вертикальной плоскости для машины с прицепным рабочим оборудованием

Для оси А–А опасности опрокидывания нет, и расчет относительно нее не обязателен.

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. 13.5. Особенностью приведенной схемы является то, что без расчета невозможно установить, относительно какой из двух осей наиболее вероятна возможность опрокидывания. Поэтому необходимо считать  $k_y$  и для оси А–А, и для оси Б–Б.

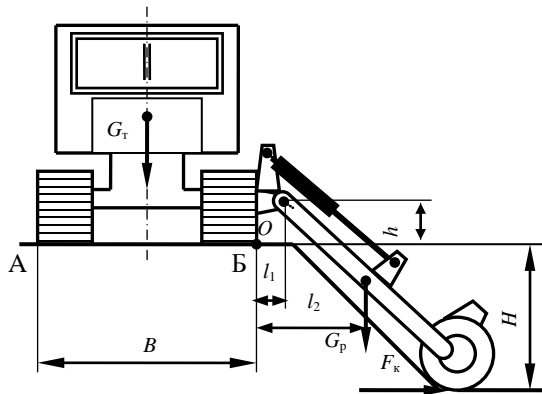


Рис. 13.5. Схема к статическому расчету в поперечной плоскости при запертом положении гидроцилиндра (навесная схема агрегатирования)

При запертом положении гидроцилиндра управления рабочим органом расчет производится, как для машины с навесным рабочим органом.

$$k_y^A = M_B^A / M_{\text{опр}}^A = (G_r B / 2 + G_p B + G_p l_2) / F_k H; \quad (13.9)$$

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B = (G_r B / 2 + F_k H) / G_p l_2. \quad (13.10)$$

Меньшее из полученных значений  $k_y$  должно быть больше или равно 1,3.

При плавающем положении гидроцилиндра расчет  $k_y$  производится, как для машины с полунавесным рабочим органом. Порядок выполнения расчета следующий.

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  $R_d$ , а в шарнире –  $F_x$  и  $F_y$ . Расчетная схема представлена на рис. 13.6 (сила на штоке гидроцилиндра равна нулю, так как гидроцилиндр находится в плавающем положении).

Для определения сил  $F_x$  и  $F_y$  найдем реакцию грунта  $R_d$ .

Из условия  $\Sigma M_O = 0$  имеем:

$$R_d l_3 + F_k(H + h) - G_p l_2 = 0; \quad (13.11)$$

$$R_d = [G_p l_2 - F_k(H + h)] / l_3. \quad (13.12)$$

Проектируя силы на оси  $X$  и  $Y$ , получим

$$F_x = F_k, F_y = G_p - R_d. \quad (13.13)$$

Переносим реакции  $F_x$  и  $F_y$  на базовую машину, изменив их направление на противоположное. Опрокидывание агрегата возможно только относительно оси  $B$  (рис. 13.6), для которой и определим  $k_y^B$ :

$$k_y^B = M_B^B / M_{\text{опр}}^B = (G_T B / 2) / (F_x h + F_y l_1). \quad (13.14)$$

Для машин с прицепным и полуприцепным рабочим оборудованием 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.

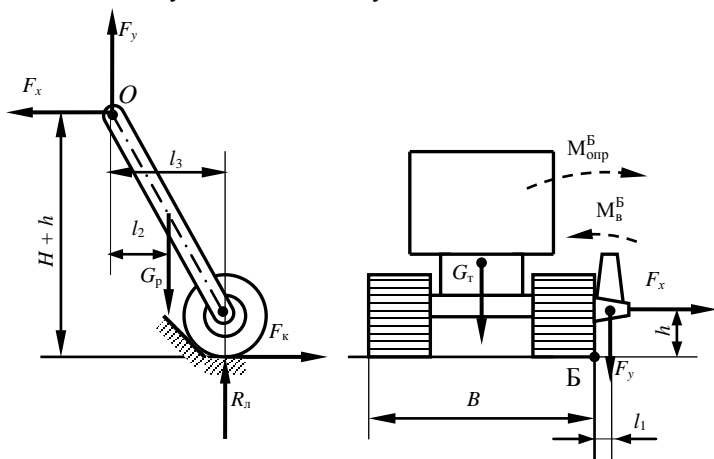


Рис. 13.6. Схема к статическому расчету в поперечной плоскости при плавающем положении гидроцилиндра (полунавесная схема агрегатирования)

Следует иметь в виду, что для машин с боковой навеской, работающих по полунавесной схеме, например изображенных на рис. 13.5 и 13.6, особенностью расчета в продольной вертикальной плоскости является необходимость учета момента от сил, действующих на рабочее оборудование. На рис. 13.7 показана исходная расчетная схема машины. После определения реакций  $F_x$  и  $F_y$  по рис. 13.7 определяют реакцию  $F_z$ , которая равна сумме проекций сил, действующих на рабочее оборудование, на ось  $OZ$ . Затем переходят к рассмотрению базовой машины (рис. 13.8).

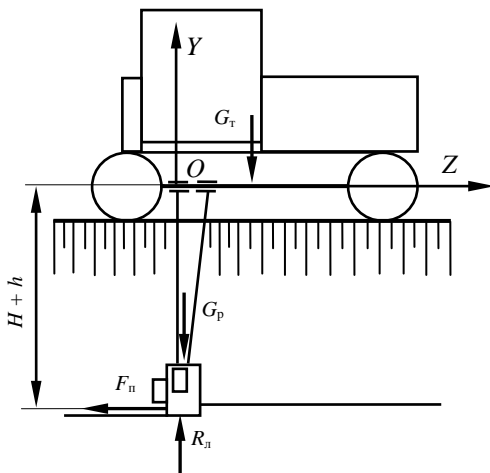


Рис. 13.7. Исходная схема к статическому расчету в продольной вертикальной плоскости при плавающем положении гидроцилиндра

Статический расчет, т. е. расчет опрокидывающих и восстанавливающих моментов и коэффициентов запаса устойчивости, выполняется относительно возможной оси опрокидывания А–А и при необходимости оси Б–Б. 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

$$M_{в.с} = F_{п}(H + h), \quad (13.15)$$

где  $F_{п}$  – суммарная составляющая сил, действующих на рабочий орган, параллельная вектору  $v_{п}$  или оси  $OZ$ .

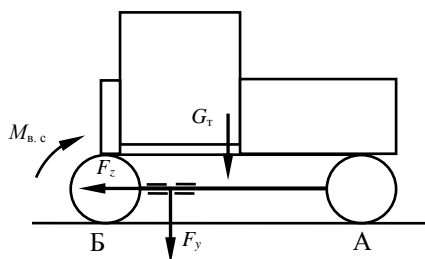


Рис. 13.8. Схема к статическому расчету в продольной вертикальной плоскости

Кроме рассмотренных схем ходовых устройств, могут существовать у базовых машин и другие, более сложные схемы. К их числу следует отнести достаточно часто использующиеся при производстве мелиоративных машин колесные тракторы с жесткой ходовой рамой и балансирной подвеской одного из мостов и колесные тракторы, оснащенные выносными опорами или одной опорой. Опорные контуры или положение расчетных осей опрокидывания для первого случая показаны на рис. 13.9, *а*, а для второго, т. е. машины с наличием одной выносной опоры, что соответствует, например, каналочистителю типа ОКН-05 – на рис. 13.9, *б*.

При существенном ограничении угла поворота оси с балансирной подвеской (рис. 13.9, *а*) схема может рассматриваться такой, какая представлена на рис. 13.1, *в* и 13.2, *в*.

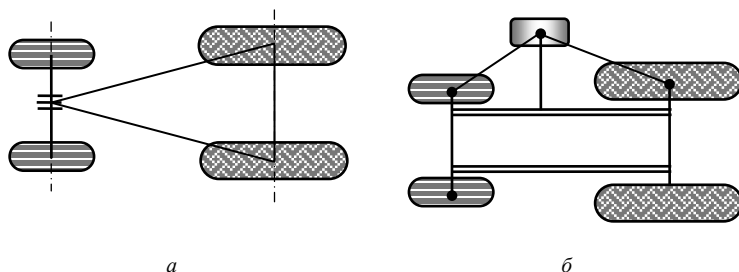


Рис. 13.9. Схема к статическому расчету в продольной вертикальной плоскости: *а* – для колесной базовой машины с жесткой ходовой рамой и балансирной подвеской одного из мостов; *б* – с наличием выносной опоры



При статическом расчете машин с шарнирно сочлененной ходовой рамой и расположением шарнира между секциями рамы, а также с шарнирно сочлененной рамой и балансирной подвеской одного из мостов определение опорных контуров можно выполнить по методике, описанной в источнике [2].

### 13.3. Оценка проходимости машин

Проходимостью называют способность машины перемещаться по деформирующемуся грунту при выполнении технологических операций или в процессе перебазирования с одного места работы на другое.

Спроектировав силы, действующие на базовую машину, на ось  $Y$ , получим уравнение для расчета  $R_T$ .

Например, применительно к схеме машины с навесным оборудованием, приведенной на рис. 13.3,

$$R_T = G_T + G_p + F_k \cos \beta - F_k \sin \beta. \quad (13.16)$$

Для машин с полунавесным и полуприцепным рабочим оборудованием

$$R_T = G_T + F_y. \quad (13.17)$$

Для машин с прицепным рабочим оборудованием

$$R_T = G_T. \quad (13.18)$$

Определяем координаты центра давления (ц. д.), т. е. точку приложения  $R_T$ . Оптимальным положением ц. д. является такое, когда он расположен на пересечении осевой линии симметрии и линии, проходящей через середину опорных поверхностей гусениц. Под действием внешних сил ц. д. смещается от этой точки. Смещение ц. д. по продольной оси обозначается  $x_d$ , смещение в поперечном направлении –  $y_d$ .

Если рабочий орган симметричен продольной вертикальной плоскости машины и отсутствуют силы, наклоняющие машину, то  $y_d = 0$ .

Из условия равновесия машины относительно одной из расчетных осей опрокидывания (А–А или Б–Б) находим  $x_d$ . При этом используют ранее определенные  $M_B^A$ ,  $M_{опр}^A$  или  $M_B^B$ ,  $M_{опр}^B$ .

Для схемы, приведенной на рис. 13.10, условие равновесия имеет вид

$$M_B^A - M_B^B + R_T(L/2 - x_d) = 0. \quad (13.19)$$

Отсюда

$$x_d = (M_{опр}^B - M_B^B + R_T L / 2) / R_T. \quad (13.20)$$

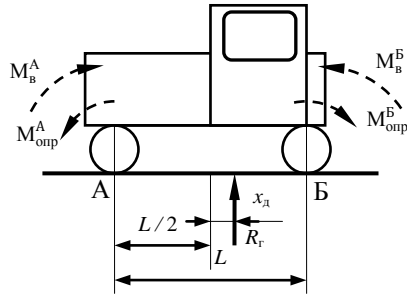


Рис. 13.10. Схема к определению величины смещения реакции грунта в продольном направлении

По формуле (13.20) производится определение  $x_d$  для машин с навесным, полунавесным и прицепным рабочим оборудованием.

Согласно действующим требованиям машины, создаваемые на базе гусеничных энергетических средств, должны иметь продольное смещение центра давления относительно середины опорной поверхности гусениц не более 0,2 от длины опорной поверхности гусениц.

При наличии опрокидывающего момента в поперечной вертикальной плоскости возникает смещение ц. д. в поперечном направлении, т. е.  $y_d \neq 0$ . Для роторного каналоочистителя, изображенного на рис. 13.5, расчетная схема для определения  $y_d$  приведена на рис. 13.11. Формулу для определения  $y_d$  получают так же, как и формулу (13.20).

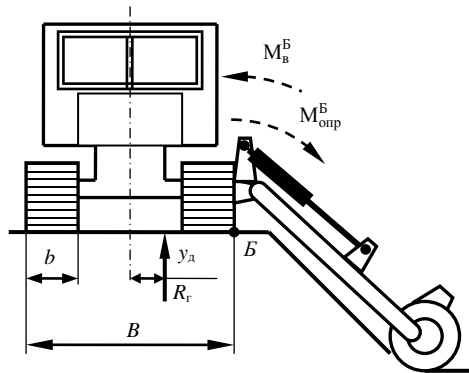


Рис. 13.11. Схема к определению величины смещения реакции грунта в поперечном направлении

В окончательном виде получаем

$$y_d = (M_{\text{опр}}^B - M_B^B + R_T B / 2) / R_T. \quad (13.21)$$

После этого определяем среднее давление на грунт  $p_{\text{ср}}$ .

Согласно ГОСТ 30067–93 [27], для гусеничных экскаваторов с учетом принятых в данном издании условных обозначений расчет  $p_{\text{ср}}$  в килопаскалях следует выполнять по формуле

$$p_{\text{ср}} = m_3 g / [2b(l + 0,35d)], \quad (13.22)$$

где  $m_3$  – эксплуатационная масса, т;

$b$  – ширина гусеницы, м;

$l$  – среднее расстояние между ведущим и натяжным колесами гусениц, рассчитанное исходя из шага гусеничной цепи и числа звеньев, м;

$d$  – диаметр окружности, описанный вокруг гусеницы, лежащей на ведущем колесе, м.

Однако, как правило, пользуются более простыми формулами.

Для гусеничных машин, имеющих две одинаковые гусеницы,

$$p_{\text{ср}} = R_T / 2bL, \quad (13.23)$$

где  $b$  – ширина гусеницы;

$L$  – длина опорной поверхности гусеницы (см. рис. 13.1).

Находим минимальное  $p_{\text{min}}$  и максимальное  $p_{\text{max}}$  давления на грунт:

$$p_{\text{min}} = p_{\text{ср}}(1 - 6x_d / L); \quad (13.24)$$

$$p_{\text{max}} = p_{\text{ср}}(1 + 6x_d / L). \quad (13.25)$$

Для машины с несимметричной нагрузкой расчет давлений ведут для наиболее нагруженной гусеницы. Применительно к рис. 13.11 наиболее нагруженной гусеницей является правая. Реакцию под правой гусеницей  $R_T^n$  определяем следующим образом:

$$R_T^n = R_T[(B - b) / 2 + y_d] / (B - b). \quad (13.26)$$

Для правой гусеницы

$$p_{\text{ср}}^n = R_T^n / bL. \quad (13.27)$$

Значения  $p_{\text{min}}$  и  $p_{\text{max}}$  определяем по формулам (13.24) и (13.25). После определения  $p_{\text{min}}$  и  $p_{\text{max}}$  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. 13.12. Отрезок АБ на эпюре соответству-

ет длине опорной поверхности гусениц. Аналогично может быть построена эпюра для транспортного положения после определения значений давлений гусениц на грунт. Затем производится оценка конструкции ходового аппарата базового тягача с точки зрения обеспечения проходимости.

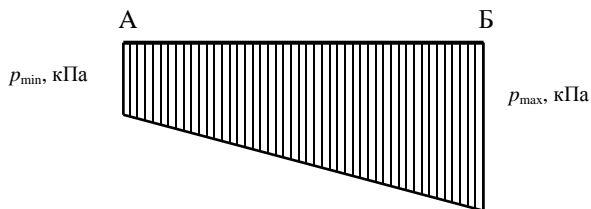


Рис. 13.12. Типичный вид эпюры давления гусениц на грунт

При работе на неосушенных торфяниках с дерновым покровом должны соблюдаться условия:

$$[p_{\text{ср}}] \leq 14 \dots 18 \text{ кПа}; \quad (13.28)$$

$$p_{\text{max}} / p_{\text{ср}} \leq 1,3 \dots 1,5; \quad (13.29)$$

на осушенных торфяниках

$$[p_{\text{ср}}] \leq 25 \dots 30 \text{ кПа}; \quad (13.30)$$

$$p_{\text{max}} / p_{\text{ср}} \leq 1,6 \dots 1,8; \quad (13.31)$$

на минеральных грунтах

$$[p_{\text{ср}}] \leq 50 \dots 90 \text{ кПа}; \quad (13.32)$$

$$p_{\text{max}} / p_{\text{ср}} \leq 2,2. \quad (13.33)$$

С учетом реальных возможностей тракторов сельскохозяйственного и общего назначения может быть допущено превышение  $[p_{\text{ср}}]$  до 10 %. При несоблюдении условий (13.28) – (13.33) необходимо предусматривать мероприятия по увеличению опорной поверхности. Допускается увеличивать длину опорной поверхности  $L$  до 3 м, а ширину  $b$  – до 1,2 м.

Для четырехгусеничных машин определяют нагрузку, приходящуюся на передний и задний мосты, а затем рассчитывают среднее опорное давление для передних и задних гусениц. Эпюры для переднего и заднего мостов имеют прямоугольную форму.

Кроме того, машины, создаваемые на базе колесных энергетических средств, должны иметь угол поперечной статической устойчивости не

менее  $30^\circ$ , нагрузку на управляемые колеса не менее 0,2 эксплуатационной массы энергетического средства.

Для колесных машин определяются реакции  $R_{\Gamma}^k$  на каждое колесо. Полученные значения  $R_{\Gamma}^k$  сопоставляются с допустимой нагрузкой на предварительно выбранную стандартную шину. Для оценки проходимости ориентировочно определяется среднее давление колеса на грунт по формуле

$$p_{\text{ср}} = R_{\Gamma}^k / bR_k, \quad (13.34)$$

где  $R_{\Gamma}^k$  – реакция грунта на колесо;  
 $b$  – ширина протектора;  
 $R_k$  – внешний радиус колеса.

Формула (13.34) получена исходя из того, что колесо, продавливая колею, может погружаться в грунт до образования угла контакта до  $60^\circ$  (рис. 13.13).

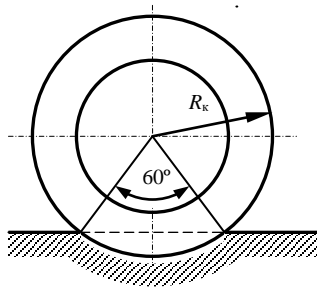


Рис. 13.13. Схема контакта колеса с грунтом

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 кПа, низкого – 125...250, сверхнизкого – 50...80 кПа.

С учетом жесткости шин это условие можно записать следующим образом:

$$p_{\text{ср}} \leq k_{\text{ж}} p_{\text{ш}}, \quad (13.35)$$

где  $k_{\text{ж}}$  – коэффициент жесткости шин,  $k_{\text{ж}} = 1,20 \dots 1,25$ ;  
 $p_{\text{ш}}$  – давление воздуха в шине, кПа.

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.

Четырехгусеничные машины, которые могут быть использованы при разработке мелиоративных машин, обычно создаются на базе колесных тракторов. При этом гусеницы шарнирно присоединяются к переднему и заднему мостам. Проходимость их рассчитывается, как и для колесных, т. е. с расчетом распределения нагрузок на мосты и последующим построением эпюр давления на грунт, которые обычно имеют следующий вид (рис. 13.14).



Рис. 13.14. Типичный вид эпюры давления гусениц на грунт четырехгусеничной машины

С подробным и полным расчетом проходимости можно ознакомиться по литературным источникам [4, 14, 15, 23].

Одним из наиболее простых и эффективных методов улучшения устойчивости и проходимости является установка противовеса.

### 13.4. 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. 13.15, уменьшения величины  $x_d$  можно добиться увеличением силы тяжести противовеса  $G_n$  при постоянном значении плеча противовеса  $l_n$  или увеличением  $l_n$  при постоянном значении  $G_n$ . Если принять небольшое значение  $G_n$ , то резко возрастает габарит машины по длине за счет увеличения  $l_n$ . При больших значениях  $G_n$  габариты увеличиваются незначительно, но возрастает масса машины и увеличивается  $p_{cp}$ , что ведет к снижению проходимости. В связи с этим  $G_n$  можно определить из условия

$$R'_r / 2bL \leq [p_{cp}], \quad (13.36)$$

где  $R'_r$  – изменившаяся после установки противовеса опорная реакция.

Опорная реакция, изменившаяся после установки противовеса, определяется по формуле

$$R'_r = R_r + G_{\text{п}}. \quad (13.37)$$

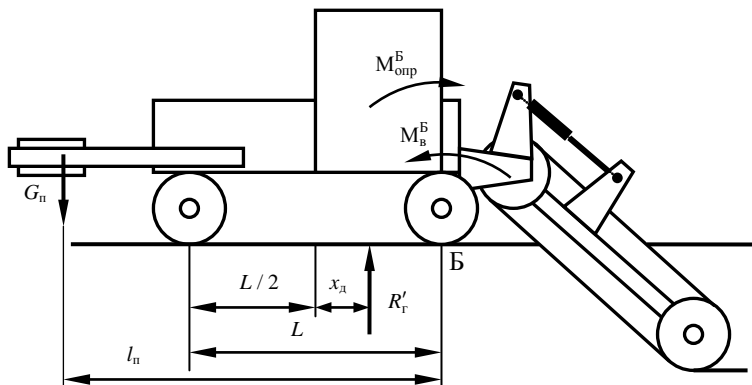


Рис. 13.15. Схема к определению параметров противовеса

В формуле (13.37)  $R_r$  определяем по выражениям (13.16) – (13.18). Из уравнения (13.36) получаем условие для определения максимального значения  $G_{\text{п}}$ :

$$G_{\text{п}} \leq 2bL[p_{\text{ср}}] - R_r. \quad (13.38)$$

Масса противовеса  $m_{\text{п}} = G_{\text{п}} / g$ . Выбранное значение  $m_{\text{п}}$  должно подчиняться следующей рекомендации:

$$m_{\text{п}} \leq (0,20 \dots 0,25)m_{\text{т}}, \quad (13.39)$$

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  $x_d$ . Из условия (13.30)

$$p_{\text{max}} / p_{\text{ср}} = p_{\text{ср}}(1 + 6x_d / L) / p_{\text{ср}} = 1 + 6x_d / L \leq 1,3 \dots 1,5. \quad (13.40)$$

Отсюда для неосушенных торфяников получаем выражение для определения  $x_d$ :

$$x_d \leq (0,05 \dots 0,08)L. \quad (13.41)$$

Аналогично получаем для осушенных торфяников

$$x_d \leq (0,10\dots0,13)L. \quad (13.42)$$

Для минеральных грунтов из выражения (13.32)

$$x_d \leq 0,2L. \quad (13.43)$$

Для рис. 13.15 из условия  $\Sigma M_B = 0$  запишем, приняв значения  $G_n$  и  $x_d$ :

$$R'_\Gamma(L/2 - x_d) + M_{\text{опр}}^B - M_B^B G_n l_n = 0. \quad (13.44)$$

Отсюда

$$l_n = [(R_\Gamma + G_n)(L/2 - x_d) + M_{\text{опр}}^B - M_B^B] / G_n. \quad (13.45)$$

По формуле (13.45) определяем значение  $l_n$ . Если оно получается неприемлемо большим, то можно увеличить  $x_d$  в пределах, допускаемых уравнениями (13.41) – (13.43). Если это не дает желаемого результата, следует принимать большие значения  $G_n$  при соответствующем увеличении площади опорной поверхности или принять другую базовую машину. При расчете  $l_n$  может оказаться, что  $l_n < L$  или ненамного больше его. В этом случае следует уменьшить значение  $G_n$  или вообще отказаться от применения противовеса, так как уменьшения  $x_d$  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, 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.

### 13.5. Определение коэффициента запаса устойчивости в горизонтальной плоскости

Значение  $k_y^\Gamma$  определяется по формуле

$$k_y^\Gamma = M_y / M_n, \quad (13.46)$$

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

$$M_y = \mu R_r L / 4, \quad (13.47)$$

где  $\mu$  – коэффициент сопротивления повороту,  $\mu = 0,3 \dots 0,4$  для влажных суглинков и  $\mu = 0,7 \dots 1,0$  для торфяников [14].

Для колесных машин без блокировки задних колес

$$M_y = \varphi_{\text{сц}} R_1 L, \quad (13.48)$$

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 поворот ее происходит относительно центра давления. Поэтому плечами сил являются расстояния от ц. д. до линии действия сил. Кроме того, значение момента сил, стремящихся повернуть машину, 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:

$$M_{\text{тр}} = f_1 R_{\text{л}} l, \quad (13.49)$$

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 ц. д. базовой машины.

На рис. 13.16 изображен вид сверху каналаочистителя, показанного на рис. 13.4 и 13.6. Для такой схемы при запертом положении гидроцилиндра

$$M_y = M_y^{\text{г}} = \mu R_r L / 4; \quad (13.50)$$

$$M_{\text{п}} = F_{\text{п}}(l_3 + l_1 + B / 2 - y_{\text{д}}) - F_{\text{к}}(l_5 - x_{\text{д}}). \quad (13.51)$$

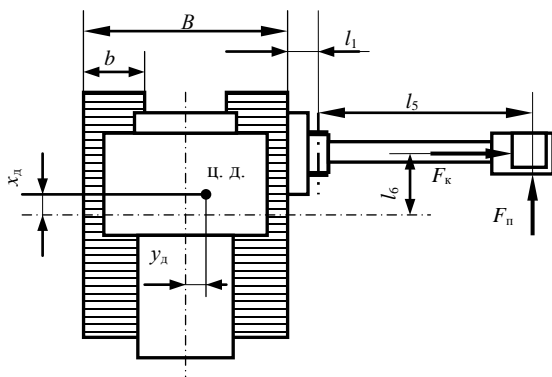


Рис. 13.16. Схема к статическому расчету в горизонтальной плоскости

При плавающем положении гидроцилиндра ротор ложится на дно канала и между кожухом ротора и грунтом возникает сила трения  $F_{тр}$ , которую можно определить следующим образом:

$$F_{тр} = R_{л}f_1, \quad (13.52)$$

где  $R_{л}$  — реакция грунта на кожух ротора;

$f_1$  — коэффициент трения грунта о сталь (прил. 1, 2).

При  $k_y^r < 2$  (для некоторых машин считается достаточным выполнение условия  $k_y^r \geq 1,5$ ) необходимо предусмотреть установку стабилизатора, принять другую базовую машину или внести необходимые изменения в конструкцию принятой с последующим пересчетом.

Для корчевателей (рис. 13.17, а) наибольший поворачивающий момент возникает при корчевании пня крайним зубом. Тогда

$$M_{п} = F_r b_1 / 2, \quad (13.53)$$

где  $F_r$  — горизонтальная сила корчевания;

$b_1$  — ширина захвата рабочего органа.

Для корчевателя-собирателя  $M_{п}$  также рассчитывается по формуле (13.53) или при сплошной корчевке мелких пней в случае корчевания одной половиной рабочего органа (рис. 13.17, б) определяется по формуле

$$M_{п} = F_r b_1 / 4. \quad (13.54)$$

Также определяется  $M_{п}$  для кустарниковых граблей и корчевательной бороны.

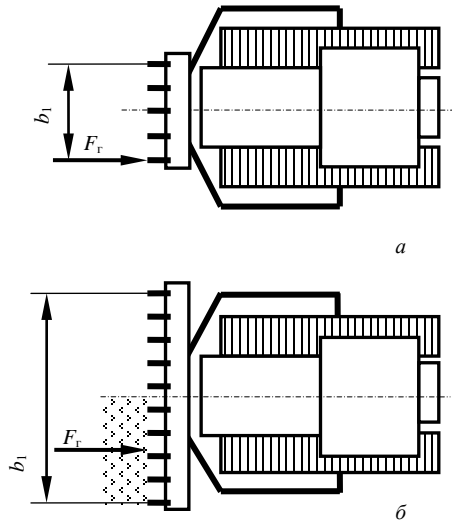


Рис. 13.17. Схема к статическому расчету в горизонтальной плоскости корчевателя (а) и корчевателя-собираателя (б)

При расчете удерживающего момента для кустарниковых граблей с передней навеской необходимо включать стабилизирующий момент от силы  $F_{p.о}$  трения рабочего органа с грузом о грунт.

Для одноотвального кустореза, работающего при запертом положении гидроцилиндров, наиболее неустойчивым является такое положение, при котором рабочий орган краем упирается в одиноко стоящее дерево (рис. 13.18, а). При этом

$$M_{\Pi} = F_{\Pi} b_1 / 2 - F_{\delta} l - F_p l_F, \quad (13.55)$$

где  $F_{\Pi}$  – сила, препятствующая внедрению лезвия в древесину;

$F_{\delta}$  – боковая сила, действующая на лезвие;

$F_p$  – сила трения режущей кромки о древесину;

$l, l_F$  – плечи сил относительно центра давления.

$$F_{\delta} = F_{\Pi} / \operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi), \quad (13.56)$$

где  $\alpha_p$  – угол установки ножа кустореза;

$\varphi$  – угол трения лезвия о древесину.

$$F_p = \sin \varphi \sqrt{(F_{\Pi}^2 + F_{\delta}^2)}. \quad (13.57)$$

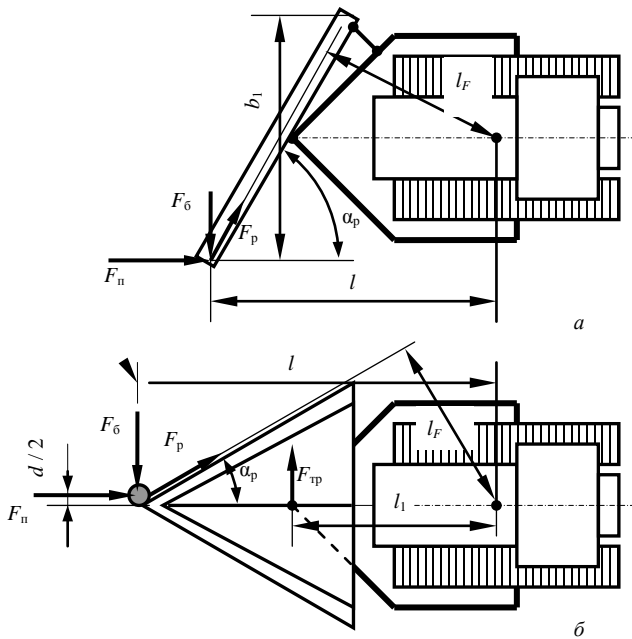


Рис. 13.18. Схема к статическому расчету в горизонтальной плоскости одноотвального (а) и двухотвального (б) кусторезов

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. 13.18, б).

Для этого случая

$$M_{\text{п}} = F_6 l - F_{\text{н}} d / 2 - F_{\text{п}} l_{\text{F}}, \quad (13.58)$$

где  $d$  – максимальный диаметр ствола срезаемых поодиночке деревьев.

Двухотвальный кусторез обычно срезает кустарник при плавающем положении гидроцилиндров. В этом случае между днищем рабочего органа и поверхностью грунта возникает сила трения  $F_{\text{тп}}$ . Тогда

$$M_{\text{п}} = F_6 l - F_{\text{н}} d / 2 - F_{\text{п}} l_{\text{F}} - F_{\text{тп}} l_1. \quad (13.59)$$

В уравнениях (13.58) и (13.59) сила  $F_6$  рассчитывается по формуле (13.56).

### 13.6. Определение коэффициента запаса устойчивости при переводе рабочего органа в транспортное положение

Для расчета выполняется в масштабе эскиз проектируемой или модернизируемой машины (рис. 13.19), по которому определяют плечи действия сил тяжести базовой машины и рабочего оборудования.

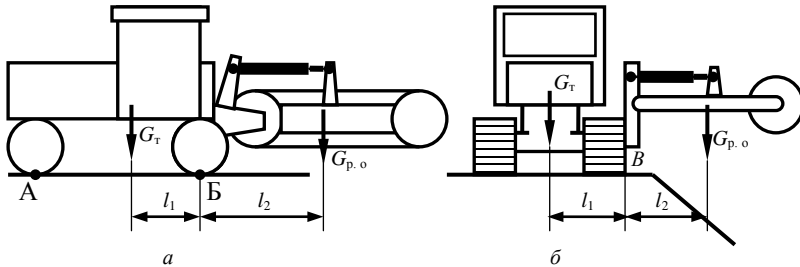


Рис. 13.19. Схема к расчету коэффициента запаса устойчивости при переводе рабочего органа в транспортное положение: *a* – с задней навеской; *б* – с боковой навеской

Для приведенных в качестве примера схем расположения рабочих органов коэффициент запаса устойчивости определяется по следующей формуле:

$$k_y = M_B^B / M_{\text{опр}}^B = G_T l_1 / G_{p.o} l_2. \quad (13.60)$$

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  $\beta_{\text{ст}}$  для колесных тракторов можно выполнить по формуле

$$\beta_{\text{ст}} = \arctg (B_k / h_m), \quad (13.61)$$

где  $B_k$  – ширина колеи трактора;

$h_m$  – высота расположения центра масс машины над уровнем стояния машины.

Для машины с рабочим оборудованием, находящимся в транспортном положении, обычно строится эпюра давлений гусениц на грунт при  $\alpha = 0$ .

### 13.7. Статические расчеты при транспортном перемещении

**Расчеты в продольной плоскости.** При задней навеске рабочего оборудования рассматривается машина в момент ее разгона при движении на подъем. В этом расчетном положении учитываются сила давления ветра  $F_{\text{в}}$ , силы инерции  $F_{\text{и}}$ , возникающие при разгоне машины, и силы тяжести  $G_{\text{т}}$ ,  $G_{\text{п}}$  и  $G_{\text{р}}$ . Расчетная схема приведена на рис. 13.20.

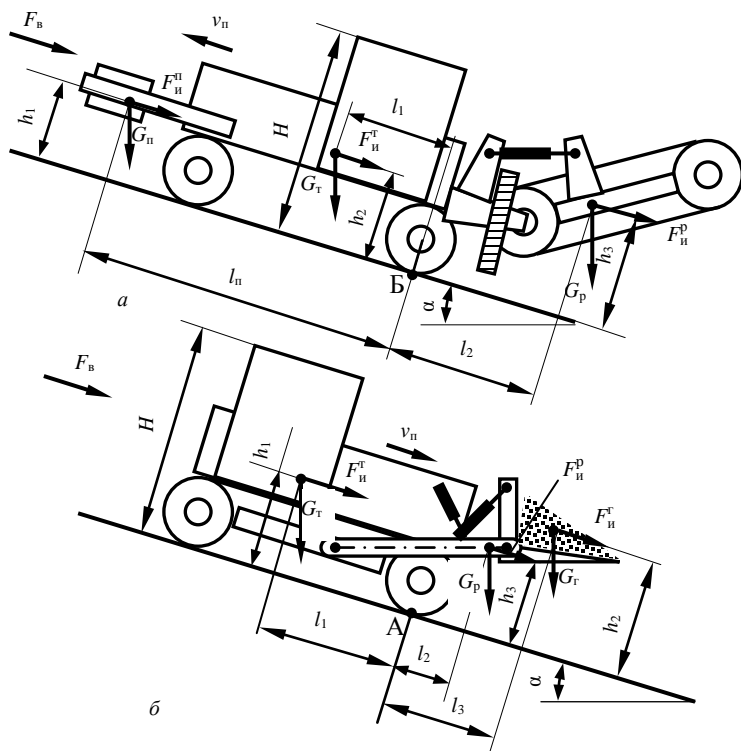


Рис. 13.20. Схема сил, действующих на машину при транспортном передвижении: *а* – с задней навеской рабочего органа; *б* – с передней навеской рабочего органа

Как видно из рис. 13.20, увеличение  $\alpha$  ведет к уменьшению  $M_{\text{в}}$  и увеличению  $M_{\text{опр}}$ . Угол  $\alpha$ , при котором  $M_{\text{опр}} = M_{\text{в}}$ , называется критиче-

ским углом. Для безопасной работы машины необходимо соблюдение условия

$$M_B = k_y M_{\text{опр}}. \quad (13.62)$$

Угол, при котором соблюдается условие (13.62), называется максимальным безопасным углом  $\alpha_6$  или предельным углом уклона. Из уравнения (13.62) находят  $\alpha_6$ , приняв  $k_y = 1,3$ . Для схемы, приведенной на рис. 13.20, а, уравнение (13.62) после подстановки выражений  $M_B^B$  и  $M_{\text{опр}}^B$  имеет вид

$$G_T \cos \alpha l_1 + G_{\text{п}} \cos \alpha l_{\text{п}} = 1,3 (F_{\text{и}}^{\text{н}} h_1 + F_{\text{и}}^{\text{т}} h_2 + F_{\text{и}}^{\text{п}} h_3 + G_{\text{п}} \sin \alpha h_1 + G_T \sin \alpha h_2 + G_{\text{р}} \cos \alpha l_2 + G_{\text{р}} \sin \alpha h_3 + F_{\text{в}} H / 2). \quad (13.63)$$

Уравнение (13.63) необходимо решить относительно  $\alpha$ , что и даст искомый максимально допустимый угол. С этой целью приведем уравнение (13.63) к следующему виду:

$$\cos \alpha (G_T l_1 + G_{\text{п}} l_{\text{п}} - 1,3 G_{\text{р}} l_2) = 1,3 \sin \alpha (G_{\text{п}} h_1 + G_T h_2 + G_{\text{р}} h_3) + 1,3 (F_{\text{и}}^{\text{н}} h_1 + F_{\text{и}}^{\text{т}} h_2 + F_{\text{и}}^{\text{п}} h_3 + F_{\text{в}} H / 2). \quad (13.64)$$

Уравнение (13.64) решается так же, как и уравнение (13.63). Значение  $F_{\text{и}}$  определяется по формуле

$$F_{\text{и}} = G v_T / g t_{\text{р}}, \quad (13.65)$$

где  $G$  – сила тяжести рассматриваемого агрегата (при использовании массы формула имеет вид  $F_{\text{и}} = m v_T / t_{\text{р}}$ );

$v_T$  – транспортная скорость, до которой разгоняется машина, обычно принимаемая равной транспортной скорости на высшей передаче;

$t_{\text{р}}$  – время разгона машины до транспортной скорости. Для гусеничных машин  $t_{\text{р}} = 3 \dots 4$  с, для колесных –  $6 \dots 8$  с.

Значение  $F_{\text{в}}$  определяется по формуле

$$F_{\text{в}} = p_{\text{в}} A_{\text{в}}, \quad (13.66)$$

где  $p_{\text{в}}$  – давление ветра,  $p_{\text{в}} = 0,25$  кПа [14];

$A_{\text{в}}$  – подветренная площадь.

Упрощенно можно считать для рассматриваемой схемы, что

$$A_{\text{в}} = B H k_{\text{сп}}, \quad (13.67)$$

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  $k_{\text{сп}} = 0,4 \dots 0,6$ .

В результате решения уравнения (13.64) относительно  $\alpha$  получим два значения. За предельное принимается положительное значение, меньшее  $90^\circ$ . 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:

$$F_{\text{и}} = Gv_{\text{т}} / gt_{\text{т}}, \quad (13.68)$$

где  $t_{\text{т}}$  – время торможения. Для гусеничных машин  $t_{\text{т}} = 1 \dots 2$  с, для колесных –  $2 \dots 3$  с.

Для схемы, приведенной на рис. 13.20, б, после подстановки в уравнение (13.62) выражений  $M_{\text{в}}^{\text{А}}$  и  $M_{\text{опр}}^{\text{Б}}$  получим

$$G_{\text{т}} \cos \alpha l_1 = 1,3(G_{\text{т}} \sin \alpha h_1 + G_{\text{г}} \sin \alpha h_2 + G_{\text{р}} \sin \alpha h_3 + G_{\text{р}} \cos \alpha l_2 + G_{\text{т}} \cos \alpha l_3 + F_{\text{в}} H / 2 + F_{\text{и}}^{\text{т}} h_1 + F_{\text{и}}^{\text{п}} h_3 + F_{\text{и}}^{\text{г}} h_2) \quad (13.69)$$

или

$$\cos \alpha (G_{\text{т}} l_1 - 1,3G_{\text{р}} l_2 - 1,3G_{\text{г}} l_3) = 1,3 \sin \alpha (G_{\text{т}} h_1 + G_{\text{г}} h_2 + G_{\text{р}} h_3) + 1,3(F_{\text{в}} H / 2 + F_{\text{и}}^{\text{т}} h_1 + F_{\text{и}}^{\text{п}} h_3 + F_{\text{и}}^{\text{г}} h_2), \quad (13.70)$$

где  $G_{\text{р}}$  – сила тяжести рабочего оборудования;

$G_{\text{г}}$  – 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:

$$M_{\text{опр}}^{\text{Б}} = G_{\text{т}} \sin \alpha h_1 + G_{\text{г}} \sin \alpha h_2 + F_{\text{и}}^{\text{п}} h_1 + F_{\text{и}}^{\text{г}} h_2 + F_{\text{пр}} h_{\text{ш}} + F_{\text{в}} H / 2, \quad (13.71)$$

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. 13.21) выполняется с учетом реакций в шарнире  $F_x$ ,  $F_y$ . Их также определяют, как и при тяговом расчете при



транспортном передвижении, но с учетом силы инерции рабочего оборудования. При этом угол  $\alpha$  считается неизвестным.

Для схемы, приведенной на рис. 13.21,

$$M_B^B = G_T \cos \alpha l_1; \quad (13.72)$$

$$M_{\text{опр}}^B = F_B H / 2 + F_{\text{и}}^T h_1 + F_x h_2 + F_y l_2 + G_T \sin \alpha h_1. \quad (13.73)$$

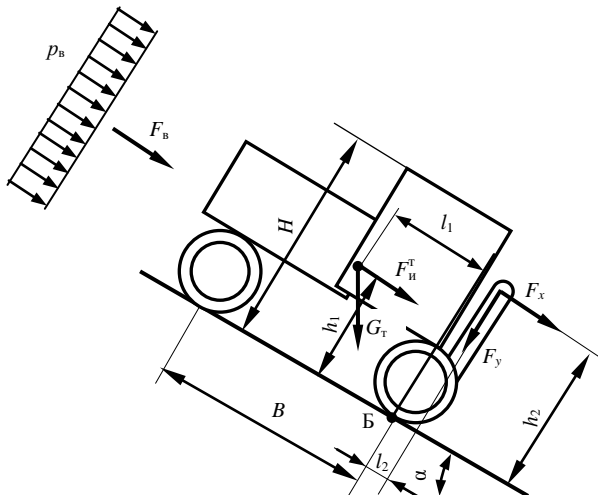


Рис. 13.21. Схема к определению максимального безопасного угла подъема машины с полуприцепным рабочим органом

**Расчеты в поперечной плоскости.** Для расчета безопасного угла косогора, т. е. расчета в поперечной плоскости, выполняется расчетная схема, на которой изображается машина движущаяся по косогору. На схеме указывается сила действия ветра, силы тяжести, силы инерции и требующиеся для составления моментов сил плечи.

Для пояснения методики расчета в качестве примера рассмотрим схематически представленный на рис. 13.22 двухфрезерный экскаватор-каналокопатель, имеющий вес базового трактора  $G_T$ , вес рабочего оборудования  $G_p$ , вес противовеса  $G_n$ . То есть рассматривается машина с расположенным посередине навесным или полунавесным рабочим органом.

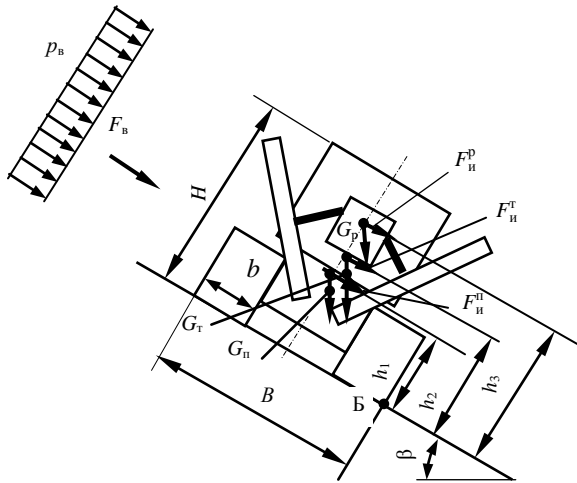


Рис. 13.22. Схема к определению максимального безопасного угла косогора

Для этого положения сила давления ветра определяется по формуле

$$F_B = p_B H L k_{сп}, \quad (13.74)$$

где  $p_B$  – расчетное давление ветра, принимаемое равным 0,25 кПа;  
 $L$  – габарит машины по длине, м.

Сила инерции для каждой составной части массой  $m$  машины определяется по формуле

$$F_n = m v_T^2 / r_n, \quad (13.75)$$

где  $r_n$  – радиус поворота, м.

Рекомендуется  $r_n$  определять по технической характеристике трактора для радиуса поворота, соответствующего положению центра масс трактора. При отсутствии данных – по зависимости

$$r_n = (1,5 \dots 1,9)(B_T - b) / 2. \quad (13.76)$$

Применительно к схеме, изображенной на рис. 13.22, уравнения для расчета моментов имеют вид:

$$M_B^B = (G_T + G_p + G_n) \cos \beta B_T / 2; \quad (13.77)$$

$$M_{опп}^B = G_T \sin \beta h_2 + G_p \sin \beta h_3 + G_n \sin \beta h_1 + F_n^T h_2 + F_n^p h_3 + F_n^n h_1 + F_B H / 2. \quad (13.78)$$

$$(G_{\tau} + G_p + G_n)\cos \beta B / 2 = 1,3(G_{\tau}\sin \beta h_2 + G_p\sin \beta h_3 + G_n\sin \beta h_1 + F_n^{\tau} h_2 + F_n^p h_3 + F_n^n h_1 + F_v H / 2). \quad (13.79)$$

По аналогии с предыдущим решением определяется решением квадратного уравнения допустимый угол косогора  $\beta$ .

Современные тракторы, и в особенности колесные, могут иметь высокие транспортные скорости, при движении с поворотом на которых могут возникать силы инерции, способные привести к заносу машины. В связи с этим необходимо предварительно проверить выполнение условия

$$\varphi_{\text{сц}} R_{\tau} \geq F_n, \quad (13.80)$$

где  $F_n$  – сила инерции для машины в целом.

Если условие не будет выполнено, следует определить высшую скорость транспортного передвижения машины и согласовать ее с ближайшей по технической характеристике.

При боковой навеске рабочего оборудования рассматривается движение с транспортной скоростью по косогору поперек уклона с поворотом при минимальном радиусе (рис. 13.23). Восстанавливающий и опрокидывающий моменты в этом случае создаются силами тяжести  $G_{\tau}$ ,  $G_p$ , силой ветра  $F_v$ , силами инерции  $F_n^{\tau}$  и  $F_n^p$  (центробежными силами), возникающими при движении машины с поворотом.

Сила давления ветра определяется по формуле

$$F_v = p_v H L k_{\text{сп}}. \quad (13.81)$$

Сила инерции рассчитывается по формуле

$$F_n = m v_{\tau}^2 / r_n, \quad (13.82)$$

где  $v_{\tau}$  – транспортная скорость передвижения на высшей передаче.

Если минимальный радиус поворота не указан в технической характеристике, то его ориентировочно можно определить по зависимости

$$r_n = (1,4 \dots 1,8)(B - b) / 2, \quad (13.83)$$

где  $B$  – ширина трактора по гусеницам;

$b$  – ширина гусеницы.

Для колесных машин

$$r_n = r_{\text{min}}, \quad (13.84)$$

где  $r_{\text{min}}$  – минимальный радиус поворота, принимаемый по технической характеристике для середины колес.

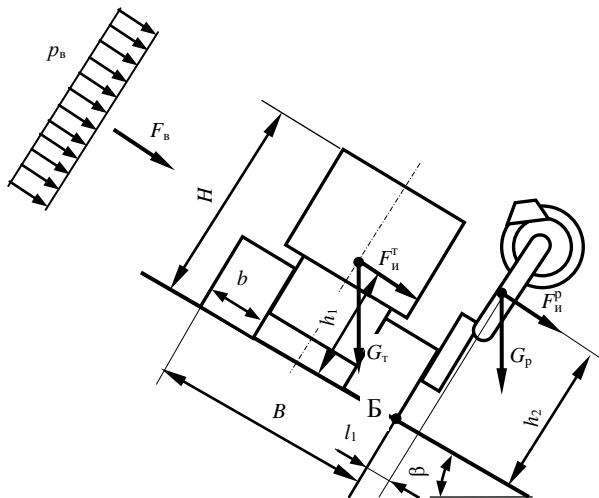


Рис. 13.23. Схема к определению максимального безопасного угла косогора

Применительно к схеме, изображенной на рис. 13.23, уравнения для расчета моментов имеют вид:

$$M_B^B = G_T \cos \beta B / 2; \quad (13.85)$$

$$M_{\text{опр}}^B = G_T \sin \beta h_1 + G_p \sin \beta h_2 + G_p \cos \beta l_1 + F_{\text{и}}^T h_1 + F_{\text{и}}^P h_2 + F_B H / 2. \quad (13.86)$$

В уравнении (13.86)  $F_{\text{и}}^P$  вычисляется следующим образом:

$$F_{\text{и}}^P = m_p v_{\text{р.о}}^2 / r_{\text{п.р}}, \quad (13.87)$$

где  $v_{\text{р.о}}$  – скорость движения рабочего органа;

$r_{\text{п.р}}$  – расчетный радиус поворота центра масс рабочего органа.

Значения скорости и радиуса определяются по формулам:

$$v_{\text{р.о}} = v_T (l_1 + B - b / 2) / (B - b); \quad (13.88)$$

$$r_{\text{п.р}} = (1,4 \dots 1,8) (B - b / 2) + l_1. \quad (13.89)$$

Далее выражения (13.85) и (13.86) подставляются в уравнение (13.62). Из полученного уравнения находят  $\beta$  для косогора. При симметричном расположении рабочего органа относительно продольной

вертикальной плоскости симметрии  $v_{p, o}$  принимается равной  $v_T$ , а  $r_{п, p}$  – равным нулю.

Полученные значения  $\alpha$  и  $\beta$  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  $\alpha$  и  $\beta$  могут быть очень малыми или даже иметь отрицательные значения, что говорит о возможной опасности эксплуатации проектируемой машины.

Особенности статических расчетов машин, создаваемых на базе мобильных энергетических средств с шарнирно сочлененной рамой, описаны, например, в учебнике [2].

При необходимости определения статических углов устойчивости при транспортном положении машины расчеты выполняются по изложенным методикам с составлением соответствующих уравнений, но без учета сил инерции и давления ветра.

## 14. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Основным оценочным показателем любого технического изделия, в том числе машины, является качество.

**Качеством** называется совокупность свойств машины, обуславливающая ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с назначением.

Качество машины характеризуется надежностью, технологичностью, транспортабельностью, стандартизацией, унификацией, безопасностью, эргономическими, эстетическими, экологическими, патентно-правовыми и экономическими показателями.

В учебных проектах качество как комплексный показатель оценить крайне сложно, поэтому данный показатель, как правило, не рассчитывается.

В число экономических показателей входит группа технико-экономических показателей, по которым удобно производить предварительную оценку проектируемой машины или сравнивать существующие. К ним относятся производительность, а также удельные показатели – энергоемкость, расход топлива на единицу продукции, материалоемкость, энергонасыщенность, приведенные затраты.

**Энергоемкость**  $e$  – это количество энергии, необходимое для производства единицы продукции.

С учетом того, что энергия, деленная на время, есть мощность, а количество продукции в единицу времени есть производительность, обычно для машин используют следующую формулу расчета энергоемкости:

$$e = P_{\text{дв}} / \Pi_{\text{т}}, \quad (14.1)$$

где  $P_{\text{дв}}$  – номинальная мощность двигателя машины, кВт.

Энергоемкость характеризует энергетическую экономичность машины.

Близкой к ней величиной является **расход топлива на единицу продукции**  $q_{\text{т}}$ . Используя принятый стандартный показатель для двигателей внутреннего сгорания – удельный расход топлива двигателя  $q_{\text{уд}}$ , обычно указываемый в технических характеристиках двигателей для номинальной мощности в килограммах на киловатт-час, можно записать следующую формулу:

$$q_{\text{т}} = P_{\text{дв}} K_{\text{и. м}} q_{\text{уд}} / \Pi_{\text{т}}, \quad (14.2)$$

где  $K_{\text{и. м}}$  – коэффициент использования двигателя по мощности.

В формуле (14.2) должна быть использована часовая техническая производительность, тогда в результате расчета получим количество топлива в килограммах, необходимое для производства единицы продукции ( $\text{м}^3$ ,  $\text{м}^2$ , га, км и т. п.).

В соответствии с ГОСТом [27] для экскаваторов регламентируется удельный расход топлива, который можно считать эквивалентом расхода топлива на единицу продукции.

**Материалоемкость**  $m$  машины рассчитывается как отношение конструктивной массы машины  $M_k$  к ее технической производительности:

$$m = M_k / П_T. \quad (14.3)$$

Удельная материалоемкость также может определяться как отношение конструктивной массы машины к ее главному параметру.

**Энергонасыщенность**  $w$  есть отношение мощности двигателя к конструктивной массе машины:

$$w = P_{дв} / M_k. \quad (14.4)$$

Обычно  $w$  имеет размерность ватт на килограмм.

Часто используемой характеристикой машин является их **эксплуатационная масса**. Согласно ГОСТу [27] эксплуатационной массой экскаватора является масса готового к функционированию экскаватора с полной заправкой рабочей жидкостью, топливом и смазочными материалами, с инструментом и принадлежностями в соответствии с инструкцией предприятия-изготовителя и массой оператора ( $75 \pm 3$ ) кг.

Обобщающим показателем экономичности машины являются **приведенные, или удельные затраты**  $C_{пр}$ , которые можно рассчитать как отношение стоимости машино-часа  $C_{маш.-ч}$  к часовой эксплуатационной производительности машины и которые дают оценку суммарной стоимости всех затрат на производство единицы продукции:

$$C_{пр} = C_{маш.-ч} / П_э. \quad (14.5)$$

При выполнении дипломного проекта рассчитанные показатели, а также такие, как годовой экономический эффект и срок окупаемости дополнительных капиталовложений, заносятся в итоговую таблицу, характеризующую технико-экономические показатели спроектированной или модернизированной машины.

Эксплуатация мелиоративных машин неизбежно приводит к разрушению почвы или ее переуплотнению, загрязнению почвы топливо-смазочными материалами и атмосферы выхлопными газами двигателей. В связи с этим необходима экологическая оценка машины.

Под экологической оценкой обычно понимают процесс систематического анализа и оценки экологических последствий применения машин. Методы расчета таких показателей, как степень загрязнения атмосферы, степень уплотнения почвы, надежность машины, рассматриваются при изучении других учебных дисциплин.

Оценка качества работы и технологической надежности мелиоративной машины требует проведения ее испытаний, что в процессе курсового или дипломного проектирования неосуществимо.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гарбузов, З. Е. Проектирование каналостроительных машин / З. Е. Гарбузов, В. И. Барановская. – Москва: Машиностроение, 1984. – 136 с.
2. Гоберман, Л. А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин: учебник / Л. А. Гоберман. – Москва: Машиностроение, 1988. – 464 с.
3. Дипломное проектирование. метод. указания / В. М. Горелько [и др.]. – Горки: БГСХА, 2015. – 47 с.
4. Довгяло, В. А. Машины для земляных работ: учеб. пособие / В. А. Довгяло, А. М. Щемелев, Ю. А. Шебзухов. – Гомель: БелГУТ, 2016. – 391 с.
5. Исаев, А. П. Гидравлика дождевальных машин / А. П. Исаев. – Москва: Машиностроение, 1973. – 216 с.
6. Кавешников, Н. Т. Эксплуатация и ремонт гидротехнических сооружений / Н. Т. Кавешников. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 272 с.
7. Карташевич, А. Н. Проектирование дождевальных машин: метод. указания по курсовому проектированию / А. Н. Карташевич, М. А. Жарский, Е. И. Мажугин. – Горки: БСХА, 1993. – 32 с.
8. Кондратьев, В. Н. Косилки бильного типа: вопросы проектирования и эксплуатации: пособие / В. Н. Кондратьев. – Минск: НП РУП «БелНИИ мелиорации и луговодства», 2002. – 40 с.
9. Лебедев, Б. М. Дождевальные машины / Б. М. Лебедев. – Москва: Машиностроение, 1977. – 244 с.
10. Мажугин, Е. И. Мелиоративные машины: учеб. пособие: в 2 ч. / Е. И. Мажугин, А. Л. Казаков. – Горки: БГСХА, 2018. – Ч. 2. – 172 с.
11. Мажугин, Е. И. Мелиоративные машины: метод. указания по курсовому проектированию / Е. И. Мажугин, А. Л. Борисов. – Горки: БГСХА, 2017. – 94 с.
12. Машины мелиоративные. Термины и определения: ГОСТ 26333–84. – Введ. 01.01.1986. – Москва: Изд-во стандартов, 1985. – 4 с.
13. Машины сельскохозяйственные навесные и прицепные. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.2.111–85. – Введ. 01.01.1987. – Москва: Гос. ком. по стандартам, 1985. – 29 с.
14. Мелиоративные машины / Б. А. Васильев [и др.]; под ред. И. И. Мера. – Москва: Колос, 1980. – 351 с.
15. Мелиоративные машины для осушения болот / В. А. Скотников [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1988. – 308 с.
16. Мелиоративные системы и сооружения: СНиП 2.06.03–85. – Введ. 01.07.1986. – Москва: ЦИТП Госстроя СССР, 1985. – 50 с.
17. Механизация полива: справочник / Б. Г. Штепа [и др.]. – Москва: Агропромиздат, 1990. – 335 с.
18. Механико-технологические основы совершенствования косилок для мелиорированных земель и лугопастбищных угодий / Е. И. Мажугин [и др.]. – Горки: БГСХА, 2017. – 246 с.
19. Многоопорные дождевальные машины / С. Х. Гусейн-заде [и др.]; под ред. С. Х. Гусейн-заде. – Москва: Колос, 1984. – 191 с.
20. 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.
21. Сандигурский, Д. М. Механизация поливных работ / Д. М. Сандигурский, Н. А. Безроднов. – Москва: Колос, 1983. – 288 с.



22. Скотников, В. А. Проходимость машин / В. А. Скотников, А. В. Пономарев, А. В. Климанов. – Минск: Наука и техника, 1982. – 328 с.
23. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]; под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск: Выш. шк., 1985. – 382 с.
24. Строительные машины: справочник: в 2 т. / А. В. Раннев [и др.]; под общ. ред. Э. Н. Кузина. – 5-е изд., перераб. – Москва: Машиностроение, 1991. – Т. 1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог. – 496 с.
25. Сухарев, Э. А. Основы теории машин для обслуживания и ремонта мелиоративных систем: учеб. пособие / Э. А. Сухарев. – Киев: ИСЮ, 1994. – 360 с.
26. Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия: ГОСТ 18599–2001: Межгосударственный стандарт. Введ. 01.01.2003. – Москва: Изд-во стандартов, 2003. – 21 с.
27. Экскаваторы одноковшовые универсальные полноповоротные. Общие технические условия: ГОСТ 30067–93: Межгосударственный стандарт. – Введ. 01.01.1996. – Минск: Изд-во стандартов, 1995. – 24 с.
28. Энергонасыщенные машины в мелиорации / А. А. Машенский [и др.]; под ред. В. А. Скотникова. – Минск: Наука и техника, 1985. – 288 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

### Основные свойства грунтов

Показатель	Вид грунта					
	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...1,30	1,26...1,32
Показатель динамического плотномера ( $C_{vd}$ )	1...5	1...4	3...12	5...10	14...19	13...24
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	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

Параметр	Категория грунта			
	1	2	3	4
Плотность, т/м <sup>3</sup>	1,4...1,9	1,6...2,0	1,7...2,1	1,8...2,2
Угол внутреннего трения, град	31...45	22...42	27...45	27...42
Коэффициент трения грунта 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
плугом и откосообразователем	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
гусеничного хода	0,10...0,15	0,07...0,12	0,08...0,15	0,07...0,15
Коэффициент сцепления:				
колесного хода	0,3...0,4	0,4...0,7	0,5...0,7	0,7...0,8
гусеничного хода	0,4...0,5	0,6...1,0	0,7...0,8	0,9...1,0

**Средние значения коэффициентов  
сопротивления передвижению и сцепления**

Грунт	Коэффициенты сопротивления передвижению			Коэффициенты сцепления	
	Гусеничные машины	Колесные машины	Лыжи	Гусеничные машины	Колесные машины
Торфяное болото	0,1...0,3	0,2...0,3	0,7...0,9	0,15...0,90	0,1...0,6
Песок	0,10...0,15	0,16...0,20	0,4...0,6	0,4...0,5	0,3...0,4
Супесь	0,07...0,12	0,04...0,18	0,4...0,6	0,6...0,7	0,4...0,7
Суглинок	0,08...0,15	0,12...0,20	0,4...0,7	0,7...0,8	0,5...0,7
Суглинок тяжелый и глины	0,07...0,15	0,03...0,20	0,4...0,7	0,9...1,0	0,7...0,8
Стерня	0,08...0,09	0,07...0,10	–	0,7...0,9	0,6...0,7
Луг влажный скошенный, залежь	0,07...0,08	0,09...0,10	–	0,8...0,9	0,6...0,7
Свежевспаханное поле	0,10...0,12	0,17...0,18	–	0,6...0,8	0,4...0,5

**Технические характеристики вверных дождевальных насадок**

Тип	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 0,91
	14	15	1,61	0,30	
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		
	8	20	0,69		
Центробежная (круговая)	10	15	0,29	0,10	0,82

## Технические характеристики среднеструйных аппаратов

Параметр	«Роса-1»	«Роса-2»	«Роса-3» модерни- зированная	ДКШ-64	ДКН-80
Расход, л/с	0,50...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 интенсив- ность дождя (без перекрытия), мм/мин	0,05	0,08	0,08...0,15	0,05...0,06	0,12...0,13
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	0,25...0,50	0,25...0,50	0,25...1,00	0,50...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»

Параметр	Типоразмер аппарата				
	Первый	Второй	Третий	Четвертый	Концевой
Расход, л/с	0,09...0,57	0,82...1,00	0,82...1,00	2,16...3,90	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...0,10	0,26
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	0,75...1,00	0,25...0,50	0,25...0,50	0,25...0,50	0,25...0,50
Диаметр сопл, мм: основного вспомогательного	2,8; 3,2 –	3,6; 3,9; 4,3; 4,8; 5,1; 5,6 2,4; 3,2	5,6; 6,0; 7,1; 7,9; 8,0; 9,5 4,3; 4,8; 5,6	9,5; 10,3; 11,1; 11,9 5,6	12,7; 13,5; 14,3; 15,9 6,3
Схема работы	По кругу	По кругу	По кругу	По кругу	По кругу или по сектору

**Технические характеристики дальнеструйных аппаратов типа ДД**

Параметр	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 интенсивность дождя (без перекрытия), мм/мин	0,07...0,11	0,11...0,12	0,2...0,3	0,20...0,24
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	0,15...0,20	0,15...0,20	0,2	0,2
Диаметр сопл, мм: основного вспомогательного	16; 22; 26 –	26; 30; 34 –	32; 36; 40 16	40; 46; 52 16
Схема работы	По кругу или по сектору			

**Технические характеристики дальнеструйных дождевальных машин**

Параметр	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 интенсивность дождя, мм/мин	0,22...0,33	0,31...0,38	0,30...0,34	0,4
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	0,2	0,2	0,2	0,2
Диаметр сопл, мм: основного вспомогательного	56; 58; 60; 65 –	54 –	56; 58; 64 20	56; 58; 64 20
Схема работы	По кругу или по сектору			

## Технические характеристики шланговых дождевателей стран СНГ

Параметр	«Агрос» ДШ-32	«Агрос» ДШ-75	УД- 2500	ПДМ- 3000	ДШ-10	ДШ-30
Расход, л/с	0,6...1,0	5...6	До 13,9	16,7	8,9×2,0	30
Напор на входе в машину, м	40...60	50...70	До 120	До 120	80	50
Ширина захвата с перекрытием, м	20...25	50...60	До 90	До 90	50	80
Длина орошаемой полосы, м	110	250	400	700	250×2	–
Диаметр шланга, мм	32	75	90	–	75	110
Скорость рабочего перемещения дожде- вального аппарата, м/ч	–	–	До 150	10...150	5,0...15,6	–
Слой осадков за про- ход, мм	20...60	20...60	–	–	39,1...93,4	–
Масса без воды, кг	165	2000	–	6500	1990	–

## Технические характеристики шланговых дождевателей IRTEC

Модель	Диаметр сопла, мм	Диаметр шланга, мм	Длина шланга, м	Расход воды, л/с	Ширина орошае- мой по- лосы, м	Давление на входе в маши- ну, МПа	Масса без воды, кг
G210.40	9	40	130	5,2	31	0,5	160
G210.43	10	43	120	6,4	33	0,47	155
G222	16	63	200; 300	5,7	50	0,60; 0,71	950; 1150
G222	18	70	220; 270	7,1	62	0,74; 0,79	1110; 1170
G222	20; 18	75	220; 250	8,8; 7,1	66; 62	0,75; 0,74	1120; 1180
G222	22	82	160	10,1	66	0,6	1110
G223	16	70	350	5,6	58	0,77	1500
G223	18	75	300; 330	7,14	62	0,72; 0,76	1500
G223	22; 20	82	270; 300	10,7; 8,9	67; 66	0,78; 0,72	1530
G223	26	90	220	15,0	77	0,77	1550
G224	18	75	350; 400	7,14	62	0,76; 0,80	1660
G224	20	82	350; 400	8,86	66	0,77; 0,80	1720
G224	24	90	300; 350	12,7	74	0,78; 0,83	1800
G224	28	100	300	17,3	80	0,78	1850
G225	18...30	82...110	500...300	7,1...20,0	62...83	0,77...0,90	2500
G226	22...32	90...125	500...250	10,7...28,0	67...98	0,75...0,90	3400
G227	24...36	100...140	600...300	12,7...32,0	74...101	0,90...0,79	4170
G228	24...36	100...140	650...30	20,6...28,0	74...101	0,93...0,83	5240

## Технические характеристики шланговых дождевателей BAUER

Модель	Диаметр сопла, мм	Диаметр шланга, мм	Длина шланга, м	Расход воды, л/с	Ширина орошаемой полосы, м	Давление на входе в машину, МПа	Масса без воды, кг
G431	16	65	300; 340	5,1	57	0,62; 0,66	1462
G431	18	75	250; 300	6,5	61	0,54; 0,57	1511
G431	22	85	190	10,3	73	0,61	1480
G432	18	75	350	6,5	61	0,61	1730
G432	22	85	270; 320	10,3	71	0,65; 0,70	1784
G432	24	90	250; 300	12,3	76	0,66; 0,71	1823
G433	18	75	400	6,5	61	0,5	2309
G433	22; 20	85	350; 370	10,3; 8,5	71; 68	0,73; 0,67	2378
G433	24	90	350	12,3	76	0,71	2389
G434	20	85	400; 450	8,5	68	0,71; 0,77	2592
G434	22	90	370; 420; 450	10,3	73	0,70; 0,77; 0,81	2714
G434	26	100	300; 350	14,4	80	0,70; 0,75	2577

## Технические характеристики шланговых дождевателей OSMIS

Модель	Диаметр шланга, мм	Длина шланга, м	Диаметр барабана, см
VR2	75; 82; 90	270; 250; 170	169
VR3	75; 75; 82; 82; 90; 90; 100; 100; 110	400; 450; 450; 500; 350; 380; 300; 340; 240	224
VR4	82; 90; 90; 90; 90; 100; 100; 100; 110; 110; 110; 120	500; 380; 400; 470; 500; 340; 360; 390; 300; 330; 350; 270	246
VR5	100; 100; 110; 110; 110; 120; 125; 125; 125; 135; 140	450; 500; 400; 450; 470; 400; 320; 350; 380; 300; 290	280
VR6	100; 110; 110; 110; 120; 125; 125; 135; 140	600; 500; 550; 570; 460; 400; 440; 380; 350	309
VR7	100; 110; 110; 120; 125; 125; 135; 140	650; 550; 600; 540; 450; 500; 400; 380	309
VR8	110; 110; 120; 120; 125; 125; 135; 140; 140	650; 700; 600; 650; 550; 600; 500; 450; 470	334
VIR10A	110; 110; 125; 125; 135; 140; 140; 150; 150; 160; 160	800; 850; 650; 680; 550; 500; 530; 450; 480; 350; 380	363

## Характеристика 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

Размеры и максимальные рабочие давления труб  
из полиэтилена ПЭ 80

Средний наружный диаметр, мм	Стандартное размерное отношение, серия трубы						
	SDR 26 S 12,5	SDR 21 S 10	SDR 17,6 S 8,3	SDR 17 S 8	SDR 13,6 S 6,3	SDR 11 S 5	SDR 9 S 4
	Максимальное рабочее давление воды при 20 °С, МПа						
	0,5	0,63	0,8	0,8	1,0	1,25	1,6
Номинальная толщина стенки, мм							
16	–	–	–	–	–	–	2,0
20	–	–	–	–	–	2,0	2,3
25	–	–	–	–	2,0	2,3	2,8
32	–	–	–	2,0	2,4	3,0	3,6
40	–	2,0	–	2,4	3,0	3,7	4,5
50	2,0	2,4	–	3,0	3,7	4,6	5,6
63	2,5	3,0	3,6	3,8	4,7	5,8	7,1
75	2,9	3,6	4,3	4,5	5,6	6,8	8,4
90	3,5	4,3	5,2	5,4	6,7	8,2	10,1
110	4,2	5,3	6,3	6,6	8,1	10,0	12,3
125	4,8	6,0	7,1	7,4	9,2	11,4	14,0
140	5,4	7,0	8,0	8,3	10,3	12,7	15,7
160	6,2	7,7	9,1	9,5	11,8	14,6	17,9



## СОДЕРЖАНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	3
ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. ОБЩАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	8
2. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ МНОГОКОВШОВЫХ И СКРЕБКОВЫХ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ И ЭКСКАВАТОРОВ-ДРЕНОУКЛАДЧИКОВ.....	10
2.1. Виды копающих, транспортирующих и копающе-транспортирующих элементов.....	10
2.2. Определение основных параметров многоковшовых цепных экскаваторов.....	10
2.3. Расчет параметров скребковых рабочих органов.....	20
2.4. Расчет параметров шнека.....	22
2.5. Выбор параметров цепного скребкового конвейера для отодвигания извлеченного грунта.....	24
2.6. Расчет основных параметров трубоукладчиков.....	25
2.7. Определение мощности на привод рабочего органа ЭТЦ.....	28
2.8. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование.....	31
3. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МНОГОКОВШОВЫХ РОТОРНЫХ И ШНЕКОРОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ.....	36
3.1. Определение основных параметров ротора.....	36
3.2. Расчет основных параметров шнекового откосообразователя.....	42
3.3. Особенности расчета параметров шнекороторного рабочего органа для прокладки каналов параболического сечения.....	45
3.4. Расчет мощности на привод рабочего органа.....	46
3.5. Определение сил, действующих на рабочее оборудование.....	50
4. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДВУХРОТОРНЫХ, ДВУХФРЕЗЕРНЫХ И ПЛУЖНО-ФРЕЗЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ-КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ.....	55
4.1. Расчет основных параметров двухфрезерных экскаваторов-каналокопателей.....	55
4.2. Особенности расчета параметров двухфрезерных каналокопателей для прокладки каналов параболического сечения.....	61
4.3. Расчет основных параметров экскаваторов-каналокопателей с копирующей фрезой.....	63
4.4. Расчет основных параметров двухроторных экскаваторов-каналокопателей.....	64
4.5. Определение мощности на привод рабочих органов двухроторных и двухфрезерных экскаваторов-каналокопателей.....	67
4.6. Определение суммарных реакций, действующих на рабочие органы двухфрезерных и двухроторных экскаваторов-каналокопателей.....	71
4.7. Расчет основных параметров фрезы плужно-фрезерного экскаватора-каналокопателя.....	73
4.8. Расчет баланса мощности плужно-фрезерного экскаватора-каналокопателя и сил, действующих на рабочий орган.....	75
4.9. Особенности расчета мощности на осуществление рабочего процесса и расчета сопротивлений для копирующей фрезы.....	77
5. РАСЧЕТ ДРЕНАЖНО-КРОВОТЫХ МАШИН И БЕСТРАНШЕЙНЫХ ДРЕНОУКЛАДЧИКОВ.....	79
5.1. Выбор геометрических параметров ножа и дренера.....	79
5.2. Определение сил, действующих на рабочее оборудование, и особенности выбора базовой машины.....	80

6. РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ РАСЧИСТКИ ЗЕМЕЛЬ ОТ ДРЕВЕСНО-КУСТАРНИКОВОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТИ .....	87
6.1. Выбор основных параметров рабочих органов кусторезов	
6.2. Выбор основных параметров корчевателей, кустарниковых граблей и роторных корчевателей. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование, и подбор базовой машины .....	89
6.3. Расчет машин для глубокого фрезерования земель .....	97
7. РАСЧЕТ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН .....	103
7.1. Назначение дождевальных машин и их классификация .....	103
7.2. Обоснование основных параметров дождевальных машин .....	104
7.3. Гидравлические расчеты .....	116
7.4. Расчет сопротивлений передвижению .....	124
7.5. Технологические показатели дождевания .....	126
7.6. Расчет мощностей на передвижение и на привод насоса .....	129
7.7. Расчет деталей на прочность .....	133
7.8. Расчет оценочных показателей .....	139
8. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА КАНАЛООЧИСТИТЕЛЕЙ С ЦЕПНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ .....	144
8.1. Кинематические соотношения многоковшовых и скребковых рабочих органов поперечного копания .....	144
8.2. Расчет основных параметров цепного скребкового рабочего органа .....	146
8.3. Расчет параметров многоковшового цепного рабочего органа .....	149
8.4. Расчет мощностей на привод каналоочистителей с цепным рабочим органом поперечного копания .....	153
8.5. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование .....	156
9. РАСЧЕТ КАНАЛООЧИСТИТЕЛЕЙ С РОТАЦИОННЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ .....	160
9.1. Расчет основных параметров фрезерного рабочего органа с осью вращения фрезы, параллельной оси канала .....	160
9.2. Расчет мощностей на привод фрезерного рабочего органа .....	163
9.3. Расчет шнекороторного рабочего органа с коническим шнеком .....	166
9.4. Расчет мощностей на привод шнекороторного рабочего органа .....	173
9.5. Расчет сил, действующих на фрезерный и шнекороторный рабочие органы .....	174
9.6. Расчет рабочих органов каналоочистителей с цилиндрическим шнеком .....	177
9.7. Расчет действующих сил и мощностей на привод рабочего органа с цилиндрическим шнеком .....	183
10. РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ СКАШИВАНИЯ ТРАВЯНОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТИ .....	187
10.1. Кинематика и расчет параметров сегментно-пальцевых и сегментных режущих аппаратов .....	187
10.2. Расчет основных параметров рабочих органов косилок с роторными режущими аппаратами .....	193
10.3. Расчет мощностей на привод ротора режущего аппарата и сил, действующих на него .....	205
10.4. Особенности расчетов косилок-измельчителей .....	207
10.5. Расчет режуще-измельчающего аппарата косилки для ухода за лугопастбищными угодьями .....	210
11. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДРЕНОПРОМЫВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ .....	214
11.1. Расчет основных параметров реактивной головки и шланга .....	214

11.2. Гидравлические расчеты.....	218
11.3. Расчет основных параметров барабана.....	221
11.4. Расчет мощности на привод водяного насоса .....	223
12. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ .....	224
12.1. Задачи тяговых расчетов.....	224
12.2. Общая методика выполнения тяговых расчетов .....	226
12.3. Последовательность определения суммарного тягового сопротивления .....	232
12.4. Тяговые расчеты при транспортном передвижении .....	240
13. СТАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ .....	247
13.1. Задачи и общая методика статических расчетов.....	247
13.2. Определение коэффициентов запаса устойчивости в вертикальных плоскостях .....	250
13.3. Оценка проходимости машин.....	257
13.4. Расчет параметров противовеса .....	262
13.5. Определение коэффициента запаса устойчивости в горизонтальной плоскости .....	264
13.6. Определение коэффициента запаса устойчивости при переводе рабочего органа в транспортное положение .....	269
13.7. Статические расчеты при транспортном перемещении .....	270
14. РАСЧЕТ ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ .....	277
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	280
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	282

Учебное издание

**Мажугин** Евгений Иванович  
**Кзаков** Андрей Леонидович  
**Карташевич** Анатолий Николаевич

МЕЛИОРАТИВНЫЕ МАШИНЫ.  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Н. Н. Пьянусова*  
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*  
Корректор *А. С. Зайцева*

Подписано в печать 17.06.2019. Формат 60×84<sup>1/16</sup>. Бумага офсетная.  
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 16,97. Уч-изд. л. 14,02.  
Тираж 75 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».  
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.  
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».  
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.