

Тема: Основы теории и расчет машин для скашивания и удаления растительности из каналов.

1. Расчет основных параметров рабочих органов косилок с ротационными режущими аппаратами.
2. Расчет мощности на привод режущего аппарата и сил, действующих на него.

1. Расчет основных параметров рабочих органов косилок с ротационными режущими аппаратами.

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* (окружная скорость $v_{\text{окр}}$) должна быть достаточно высокой, превышающей для однороторных 30 м/с, для многороторных – 40 м/с.

Скорость передвижения косилки $v_{\text{п}}$ при заданной производительности Π_{T} и ширине захвата B_3 определяется по формуле

$$v_{\text{п}} = \Pi_{\text{T}} / B_3. \quad (1)$$

или предварительно принимается в предпочтительных пределах 1,4...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 $B_3 = D_p$ (рис. 1). Обычно значение $D_p = 1,2...1,8$ м, где D_p – диаметр ротора по концам ножей.

Траекторией конца ножа ротора (рис. 1, а) является трохоида (циклоида).

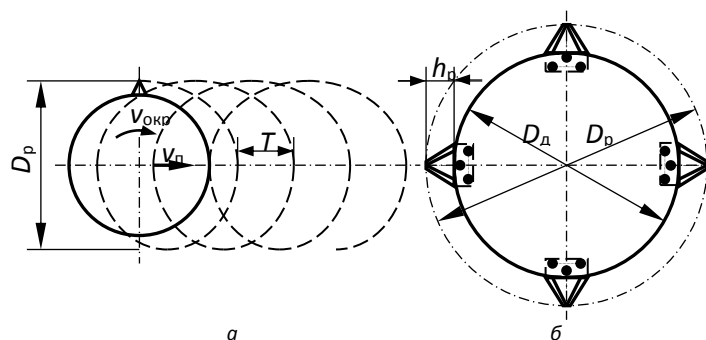


Рис. 1. Схема к расчету параметров однороторной косилки:
а – траектория конца ножа ротора; б – параметры однороторной косилки

Шаг трохоиды – подача на оборот T :

$$T = v_{\text{п}} t_{\text{об}} = v_{\text{п}} / n_{\text{об}}, \quad (2)$$

где $t_{\text{об}}$ – время оборота;

$n_{об}$ – частота вращения ротора.

Подача на нож

$$C = T / z_n = \pi D_p v_{п} / v_{окр} z_n, \quad (3)$$

где z_n – число ножей.

Высота режущей части ножей h_p (рис. 1, б) должна удовлетворять условию $h_p \geq C$, принимается примерно равной $1,25 C$.

Для однороторного рабочего органа обычно применяются жесткие сегментные ножи. При назначении стандартного ножа шириной обычно 90 или иногда 76,2 мм с известной h_p при угле $\alpha_c = 24 \dots 31^\circ$ и $D_p = B_3$ уравнение решается относительно z_n .

$$z_n \geq \pi \Pi_T / v_{окр} h_p. \quad (4)$$

Диаметр диска $D_d = D_p - 2h_p$. Для ручных косилок $D_p = 0,2 \dots 0,3$ м.

Условие несовприкосновения концов ножей может быть записано в следующем виде:

$$B_3 \geq D_p + D_p \cos \theta. \quad (5)$$

Отсюда

$$D_p \leq B_3 / (1 + \cos \theta). \quad (6)$$

Ширина захвата может быть указана в задании на проектирование, определена в соответствии с шириной окашиваемого откоса или рассчитана, если задана техническая производительность и принята или обоснована скорость рабочего передвижения из формулы (1). При известной ширине захвата и с учетом того, что значение θ находится в пределах $15 \dots 30^\circ$, выражение (1) можно использовать для получения зависимости *предварительного выбора диаметра ротора* по концам ножей. Для указанного диапазона θ она имеет следующий вид:

$$D_p = (0,51 \dots 0,54) B_3. \quad (7)$$

Роторы обычно снабжаются двумя шарнирно закрепленными ножами.

Траектория ножей описывает циклоиду, которую упрощенно можно заменить окружностями с центрами, смещенными на C (2).

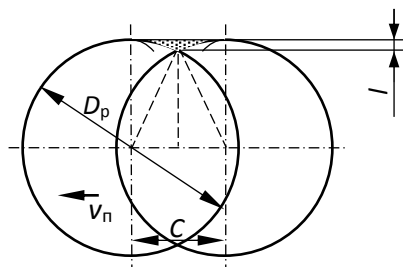


Рис. 2. Схема к определению необходимой величины перекрытия

Эта схема используется для определения необходимой *величины перекрытия* l_n роторов. На рис. 2 выделена зона шириной l , в которой возможен про-

пуск несрезанных растений. Второй ротор, движущийся параллельно, оставляет такую же зону. Следовательно, минимальная величина перекрытия должна быть равна $2l$.

Тогда легко получить следующую формулу для расчета $l_{\text{п}}$:

$$l_{\text{п}} = D_{\text{р}} - \sqrt{D_{\text{р}}^2 - C^2}. \quad (8)$$

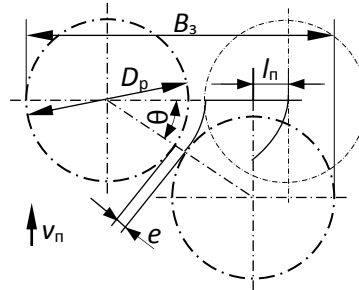


Рис. 3. Схема к определению необходимого угла отклонения рабочего органа

На основании рис. 3. можно получить формулу для расчета необходимого минимального угла θ :

$$\theta = \arccos[(D_{\text{р}} - l_{\text{п}} - e) / (D_{\text{р}} + e)], \quad (9)$$

или

$$\theta = \arccos[(B_3 - D_{\text{р}}) / (D_{\text{р}} + e)], \quad (10)$$

где e – минимально допустимое расстояние между траекториями концов ножей, равное 10...20 мм.

Получив выражение для расчета минимальной величины θ и приняв e , можно из формулы (10) вывести следующую формулу для уточненного расчета $D_{\text{р}}$:

$$D_{\text{р}} = (B_3 - e \cos \theta) / (1 + \cos \theta). \quad (11)$$

Здесь значение θ должно быть больше или равно значению, рассчитанному по формуле (9) или (10), но при этом находиться в диапазоне 15...30°.

Рассчитанные и принятые значения $D_{\text{р}}$, $l_{\text{п}}$ и θ должны обеспечивать требуемое значение B_3 и расстояние между траекториями концов ножей 10...22 мм.

Ножи двух- и многороторных косилок чаще всего имеют форму, показанную на рис. 4.

Обычно общая длина ножа $L_{\text{н}}$ составляет 120...145 мм, ширина ножа $b_{\text{н}}$ – 45...65 мм, длина режущей части $h_{\text{р}} \geq C$, диаметр отверстия оси d_0 – 15...22 мм, толщина ножа $\delta_{\text{н}}$ – 4,5...6,0 мм. Меньшие значения принимают для многороторных косилок.

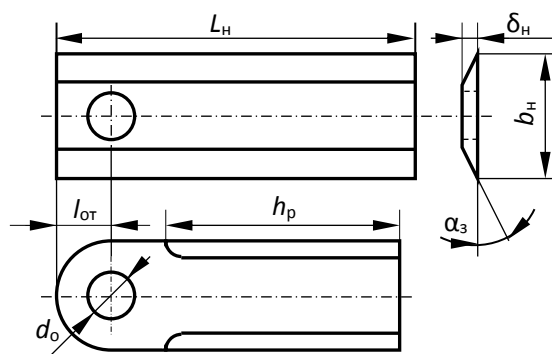


Рис. 4. Ножи роторной косилки

Кинематически длина режущей части должна определяться из условия $h_p \geq C$, однако с учетом того, что при взаимодействии со срезаемой растительностью нож отклоняется назад от радиального положения, длину режущей части следует принимать по условию $h_p \geq 1,25C$.

Угол заострения α_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. 1) принимается по формуле

$$D_d \leq D_p - 2h_p. \quad (12)$$

При ударе ножа о неперерезаемый стебель нож отклоняется и уходит под корпус, поэтому диаметр окружности установки осей ножей D_o принимается по следующей рекомендации:

$$D_o \leq D_d - b_n. \quad (13)$$

Толщина диска или консоли в зоне установки осей ножей принимается равной $6 \dots 8$ мм.

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. 5) можно определить следующим образом:

$$B_3 \leq P_{p.o} / P_{уд}, \quad (14)$$

где $P_{уд}$ – удельная мощность, приходящаяся на единицу ширины захвата, равная $8 \dots 14$ кВт/м.

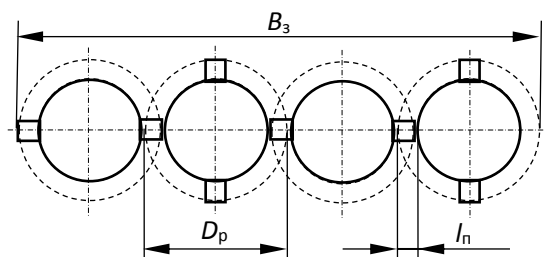


Рис. 5. Схема к расчету основных параметров многороторной косилки

Значение $P_{p.o}$ находят по рекомендации

$$P_{p.o} = P_{дв} / K_3, \quad (15)$$

где $P_{дв}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

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

$$N_p = B_3 / (0,45...0,65). \quad (16)$$

Обычно N_p четное число.

Ширину захвата согласно рис. 5 определяют следующим образом:

$$B_3 = D_p + (D_p - l_n) (N_p - 1). \quad (17)$$

Ориентировочно

$$l_n = (0,15...0,20)D_p. \quad (18)$$

У существующих многороторных косилок роторы обычно кинематически связаны зубчатыми колесами, поэтому опасности столкновения ножей отсутствует, и требуемое перекрытие обеспечивается за счет некоторого взаимного *перекрытия траекторий концов ножей*. Из формулы (17) можно получить с учетом рекомендуемого значения l_n формулу для предварительного расчета D_p :

$$D_p = B_3 / [N_p - (0,15...0,20) (N_p - 1)]. \quad (19)$$

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.

Прочностной расчет редуктора следует вести по наиболее нагруженной паре зубчатых колес, которой является первая от привода. Приблизительно T_p рассчитывается по формуле

$$T_p = P_{p.o} / \omega, \quad (20)$$

где ω – угловая скорость ротора, соответствующая $v_{окр}$.

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* (в мм) передачи можно предварительно рассчитать по формуле

$$a_w \approx 35 \sqrt[3]{T_p}. \quad (21)$$

В формулу (21) T_p необходимо подставлять в (Н·м).

Значение *модуля t* предварительно принимают равным 2,5...4 мм.

2. Расчет мощности на привод 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.

На основании анализа современных конструкций получены средние арифметические показатели для косилок разных типов, приведенные в табл. 1, которые можно использовать при проектировании.

Таблица 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	14,8
Косилки Corto	287	14,45
Дорожные многороторные	491,5	23,75
Прицепные трехсекционные косилки-измельчители	479,0	12,0

Кроме того, для косилок других типов можно для предварительных расчетов воспользоваться следующими рекомендациями.

Для однороторных косилок *массу рабочего оборудования без противовесов* можно ориентировочно определить по зависимости

$$m_{p.o} = (330...390)V_3; \quad (22)$$

для двухроторных—

$$m_{p.o} = (237...410)V_3; \quad (23)$$

для многороторных—

$$m_{p.o} = (220...250)V_3. \quad (24)$$

Расчет *мощности на привод рабочего органа* приближенно рассчитывается по формуле

$$P_{p.o} = P_{уд}V_3, \quad (25)$$

где $P_{уд}$ – удельная мощность, кВт/м.

Для роторных $P_{уд} = 8,0...14,0$ кВт/м.

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 силы тяжести и *сила*

трения режущего аппарата о грунт, направленная в сторону, противоположную рабочему перемещению, и рассчитываемая по формуле

$$F_{\text{тр}} = f_1 G_{\text{р.а}} \cos \lambda, \quad (26)$$

где $G_{\text{р.а}}$ – сила тяжести режущего аппарата.

Местом приложения этой силы можно считать середину ширины захвата режущего аппарата. Если режущий аппарат связан с рукоятью или стрелой рабочего органа без промежуточного звена, формулу (26) 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. 6).

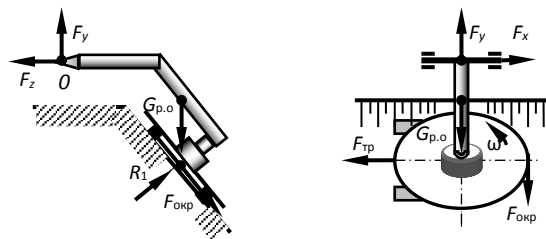


Рис. 6. Схема сил, действующих на однороторный рабочий орган

Окружная сила резания $F_{\text{окр}}$ действует параллельно откосу поперек направления рабочего передвижения. Ее направление зависит от направления вращения ротора и может быть противоположным, указанному на рис. 6.

Значение силы $F_{\text{окр}}$ рассчитывается по формуле

$$F_{\text{окр}} = P_{\text{р.о}} / v_{\text{окр}}. \quad (27)$$

Сила трения лыжи о грунт определяется по формуле

$$F_{\text{тр}} = f_1 R_1, \quad (28)$$

где R_1 – реакция грунта на лыжу, определяемая обычно из суммы 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

$$F_{\text{окр}} = P_{\text{р.о}} / 3 v_{\text{окр}}. \quad (29)$$

Расчет $F_{\text{тр}}$ выполняется так же, как и для многороторной косилки.

Кинематика и расчет основных параметров сегментно-пальцевых и сегментных режущих аппаратов рассмотреть самостоятельно.