



Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**МЕЖДУНАРОДНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«ИННОВАЦИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ
РАЗВИТИЯ ГОРНОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ
И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКИ: IPDME-2017»**

СБОРНИК ТРУДОВ

СОДЕРЖАНИЕ

РАЗДЕЛ I ГОРНЫЕ МАШИНЫ

Авксентев С.Ю., Абдулаев Э.К. Удельная энергоёмкость гидравлического транспортирования продуктов переработки минерального сырья	10
Александров В.И., Авксентьев С.Ю. Эффективность применения труб с полиуретановым покрытием в системах гидротранспорта	14
Андреева Н.Е. Сенсорная сортировка минерального сырья	19
Баженов А.А. Перспективы применения ленточных конвейеров с прижимной лентой	21
Баталов А. П., Королев И.А. К вопросу о комплексной оценке технического уровня гидравлических молотов	23
Беляев А.И., Малихина О.В. Реновация горного оборудования сварочными технологиями с учетом мер применяемых в целях экономической безопасности в Российской Федерации	26
Волчек О.М., Высоцкая Н.А. Анализ влияния передаточного числа трансмиссии очистного комбайна на его долговечность	30
Габов В.В., Королев А.И. Адаптация очистного комплекса при отработке выемочного столба к изменяющимся горно-геологическим условиям внедрением забойного зарубежного конвейера	32
Джафаров К.А., Михайлов А.В. Ширина захвата щеточного подборщика торфа	35
Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Оганесян А. С. Биоэнергетическое комплексное использование торфа в мобильной технологии полного цикла для нужд ЖКХ и АПК	38
Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. Технологический парк торфоразработок России: проблемы структуры и износа	42
Романова В.С. Способ исследования процесса послойного разрушения пород при комбинированных видах нагрузок	46
Тимухин С.А., Ислентьев А.О., Чураков Е.О. Проблемы создания шахтных секционных двухпоточных насосов	48
Казаков С.В., Шишкин Е.В. Использование вибрационной конусной дробилки для дезинтеграции особо прочных материалов ..	51
Кондратович С.К. Автоматизация горно – шахтных машин	55
Коптев В.Ю. Выбор транспортных машин для проектирования транспортных систем горных предприятий	57
Кужелев А.И., Александров В.И. Комплексное диагностирование автосамосвалов	61

Джафаров Камал Азимович,
аспирант каф. Машиностроения,
Михайлов Александр Викторович,
д.т.н., проф. каф. Машиностроения,
Санкт-Петербургский горный университет

Ширина захвата щеточного подборщика торфа

Аннотация. В статье проведено обоснование ширины захвата щеточного подборщика в составе подборщика-метателя при уборке торфяного сырья из толстого расстила. Щеточный подборщик устанавливается на фронтальный погрузчик Амкодор 342Р в горизонтальном положении над поверхностью торфяной залежи. Дан анализ соотношения размеров и скоростных параметров щеточного рабочего органа для сбора торфяного сырья из расстила толщиной до 100 мм в валок за один проход машины.

Ключевые слова: уборка, щеточный подборщик, торфяное сырье, валок, ширина захвата

Working width of the peat brush harvester

Abstract. In article justification of working width of a brush harvester as a part of a harvester-thrasher by harvesting peat from thick layer is carried. The brush harvester is established on a front loader Amkodor 342P in horizontal position over a surface of a peat deposit. The analysis of the sizes ratio and speed parameters of brush working body for collecting peat is given from raised up to 100 mm thick in a ridge for one pass of the harvester.

Keywords: harvesting, brush harvester, peat raw material, ridge, working width

При проектировании высокопроизводительного оборудования одной из основных задач является обоснование рабочих скоростей и ширины захвата. Один и тот же объем работ в заданные сроки может быть практически выполнен как широкозахватными агрегатами, так и агрегатами с меньшей шириной захвата, но с большей рабочей скоростью.

С увеличением ширины захвата агрегата и связанным с этим снижением скорости растёт масса машины и тяговые усилия трактора. Это приводит к непроизводительному расходу энергии и росту стоимости агрегата. С другой стороны, рост скорости движения агрегата приводит к снижению качества выполнения технологических операций, увеличению динамических нагрузок, росту энергозатрат на скоростную деформацию залежи и самопередвижение уборочного агрегата.

Всё это свидетельствует о необходимости выбора оптимальной скорости и ширины захвата уборочного агрегата.

За критерий оптимизации параметров подборщика выберем минимум энергозатрат на операцию валкования с учётом технологических требований и взаимодействия движителей трактора с торфяной залежью [1]

$$E_{\Sigma} = \frac{N_H k_N}{Bv} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где E_{Σ} – суммарные удельные энергозатраты при рабочем ходе, кДж/м³; N_H – номинальная мощность двигателя трактора, кВт; k_N – коэффициент загрузки двигателя; B – ширина захвата, м; v – скорость передвижения машины, м/с.

Критерий минимума энергозатрат можно выразить как функцию одной переменной B или с учётом их взаимосвязи через баланс мощности трактора

$$N_H k_N = \frac{N_{BOM}}{\eta_b} + \frac{N_{\Pi}}{\eta_{\delta} \eta_M}, \quad (2)$$

где N_{BOM} – мощность на BOM трактора; N_n – мощность на передвижение трактора и валкователя; η_b, η_M, η_s – КПД, учитывающие потери энергии в приводах BOM, двигателей трактора и на буксование.

Значение N_{BOM} можно представить в виде

$$N_{BOM} = N_{PO}, \quad (3)$$

где N_{PO} – мощность на привод рабочего органа.

По данным [2]

$$N_{BOM} = \frac{B[U + q_p v F(v, q_p)]}{\eta_b}, \quad (4)$$

где U – удельная суммарная мощность на вращение щеточных шнеков, на деформацию и трение ворса о торф, кВт/м; $F(v, q_p)$ – функция, зависящая от скорости и загрузки при сметании торфа и перемещении его в валок рабочим органом, кДж/кг; q_p – величина загрузки поля торфом, кг/м².

Из выражения (4) имеем

$$B = \frac{N_{BOM} \eta_b}{[U + q_p v F(v, q_p)]}, \quad (5)$$

Величина B в этом выражении – функция скорости v и ряда величин, которые для упрощения можно принять постоянными [2].

Величины U и $F(v, q_p)$ определяются на основе имеющихся экспериментальных данных, полученных при испытаниях валкователей ВПР-2Б, ВЦР-1 [2].

Сложность реализации выражения (5) по определению ширины захвата щеточного подборщика заключается в наличие экспериментальных данных.

Прогнозирование оптимальной ширины захвата щеточного подборщика можно произвести с учётом минимизации энергетических затрат на процесс сметания торфа из расстила в валок.

Запишем выражение мощности N_{PO} на привод щеточного рабочего органа, как работу dA вращательного движения рабочего органа в единицу времени dt

$$N_{PO} = \frac{dA}{dt}, \quad (6)$$

Если частота вращения щеточного шнека $n = const$, а φ – угол поворота рабочего органа в данный момент времени t , то работа вращательного движения рабочего органа $A = M_{кр} \varphi$ [3]. Тогда, мощность на привод рабочего органа

$$N_{PO} = \frac{M_{кр} d\varphi}{dt} = M_{кр} n, \quad (7)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на приводном валу рабочего органа.

Для определения энергетических показателей в процессе реализации операции валкования и преодоления рабочим органом сил деформации ворса и трение его о торф, сметания торфа необходимо оценить крутящий момент на приводном валу рабочего органа $M_{кр}$.

Оценим степень влияния параметров щеточного рабочего органа на величину крутящего момента с использованием методов теории размерности [3]

$$M_{кр} = f(H, n, q_{ш}, B), \quad (8)$$

где H – жёсткость ворса шнекового рабочего органа, Нм²; n – частота вращения рабочего, с⁻¹; $q_{ш}$ – загрузка сметающего элемента торфом, кг/м²; B – ширина захвата, м.

При заданной размерности физических величин входящих в уравнение (8) по методу нулевых размерностей получим

$$M_{кр} = c_3 H^k B^n n^t f\left(\frac{q_{ш}}{H^{k1} B^{n1} n^{t1}}\right), \quad (9)$$

где c_3 – безразмерная постоянная.

После нахождения показателей степени в уравнении (9) получим

$$M_{кр} = \frac{c_3 H}{B} f\left(\frac{q_{щ} B^5 n^2}{H}\right), \quad (10)$$

Откуда имеем безразмерные параметры подобия

$$\Pi_1 = \frac{M_{кр} B}{H}, \quad (11)$$

$$\Pi_2 = \frac{q_{щ} B^5 n^2}{H}, \quad (12)$$

Значения безразмерных параметров подобия требуется для проведения лабораторных исследований и установления связи между ними. Для этого воспользуемся данными исследований, проведённых Яконовским П.А. [4] и получим уравнение связи между Π_1 и Π_2 в виде уравнения прямой

$$\Pi_1 = 7,88\Pi_2 + 53,56. \quad (13)$$

тогда после подстановки в уравнение (13) значений (11) и (12) получим

$$M_{кр} = 7,88q_{щ}B^4n^4 + \frac{53,56H}{B}. \quad (14)$$

Уравнение (14) получено для рабочего органа шириной 0,3м в эксперименте [4] и может быть применено для других размеров при условии соблюдения масштабного коэффициента с учётом допущения о наличие линейной связи между величиной крутящего момента и шириной рабочего органа [5] и тогда

$$M_{кр} = \left(7,88q_m B_1^4 n^2 + \frac{53,56H}{B_1}\right) K, \quad (15)$$

где B_1 – ширина рабочего органа; K – масштабный коэффициент.

Тогда

$$B_1 = \frac{M_{кр} K}{\left(7,88q_{щ} B^4 n^2 + \frac{53,56H}{B}\right)}. \quad (16)$$

Таким образом, выражение для определения ширины захвата подборщика торфяного сырья из растила учитывает особенности рабочего органа и толщину убираемого растила торфяного сырья.

Список литературы

1. Зангиев А.В. Дидманидзе А.Е. Оптимизация ширины захвата рабочей машины при агрегатировании с разными тракторами//Механизация и электрификация соц. сельского х-ва, №7, 1985. С.15-17.
2. Михайлов А.В. Щеточные торфяные машины. СПб., ВНИИТП, 1994. 170 с.
3. Шпынев В.М. Проектирование торфяных машин: учебное пособие. – Тверь, ТвГТУ, 1998. 132 с.
4. Яконовский П.А. Обоснование параметров щёточного рабочего органа машины для ворошения фрезерного торфа в расстиле: диссертация ... кандидата технических наук. - Тверь, ТвГТУ, 2010. 118 с.
5. Гусев Л.М. Расчёт и конструирование подметально-уборочных машин. – М.: Машгиз, 1963. 204с.