

Потери за час простоя техники определяем, как в среднем за год, так и за отдельный напряженный период (посевной, уборочный). В последнем случае учитываем виды работ, выполняемые в этот период.

Проведенные расчеты по разработанной методике показали, что размер потерь зависит главным образом от структуры посевных площадей, выполняемых работ, сроков их проведения и производительности агрегатов. Дальнейшее повышение урожайности культур, рост энергонасыщенности тракторов и производительности агрегатов ведут к увеличению стоимости часа простоя техники. Поэтому в период интенсификации сельскохозяйственного производства борьба с простоями, вызванными техническими и организационными причинами, приобретает особенно важное значение. Наряду с совершенствованием конструкции тракторов, комбайнов, повышением их надежности необходимы меры технологического и организационного характера.

Литература

1. Непарко Т.А. Повышение эффективности производства картофеля обоснованием рациональной структуры и состава применяемых комплексов машин. Автореф. канд. дисс., Минск, 2004.
2. Геометрическое программирование и техническое проектирование: К.Зенер. – М.: Мир, 1973.
3. Непарко Т.А., Новиков А.В., Прищепчик М.В.. Оценка потерь от простоев агрегатов // Сборник научных статей Международной научно-практической конференции. – Минск : БГАТУ, 2016. – С. 194-196.
3. Непарко Т.А., Новиков А.В., Жданко Д.А., Жебрун В.И. Простои агрегатов: оценка и пути снижения // Сборник научных статей Международной научно-практической конференции. – Минск : БГАТУ, 2017. – С. 453-457.

УДК 631.372

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ТРАКТОРОВ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ РАБОТ В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ

Непарко Т.А., к.т.н., доцент, **Жебрун В.И.**

БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь

Эффективность эксплуатации тракторов во многом зависит от оптимального режима их работы, при котором достигаются максимальная теоретическая производительность и минимальный расход топлива на единицу объема выполненной работы (гектарный расход топлива). При этом первостепенное значение имеют методы определения таких значений тягового усилия P_{T_0} и скорости движения v_0 , при которых достигаются максимальные значения тягового КПД η_T и тяговой мощности N_T . Значения P_{T_0} и v_0 могут быть определены графически по тяговой характеристике, построенной для данного трактора в конкретных условиях его работы. Недостаток этого метода состоит в том, что его нельзя применять для условий, отличающихся от тех, которым соответствует тяговая характеристика. Целесообразен расчетный метод определения P_{T_0} и v_0 , позволяющий находить эти величины для любых условий работы трактора.

Из анализа потенциальной тяговой характеристики трактора следует, что η_T максимален, если суммарные потери мощности на качение и буксование минимальны [1], т.е.

$$\eta_{xc} = \eta_f \eta_\delta = \max,$$

где η_{xc} – КПД ходовой части системы; η_f , η_δ – КПД, учитывающие потери мощности соответственно на качение и буксование, или

$$\eta_{xc} = \frac{P_{T_0}}{P_{T_0} + fG} (1 - \delta) = \max,$$

где f – коэффициент сопротивления качению; G – вес трактора, кН; δ – коэффициент буксования.

Экспериментальные данные об изменении f колесных тракторов Беларус 800/820 от P_T показывают, что если P_T соответствуют максимальному тяговому КПД, то величина f изменяется незначительно. Поэтому для получения аналитической зависимости значений f и δ от P_T можно предположить, что f не зависит от P_T . Удовлетворительная сходимость с экспериментальными данными для расчета коэффициента буксования получена по формуле:

$$\delta = ap + bp^2,$$

где a, b – постоянные коэффициенты; p – постоянный параметр, $p = \frac{P_T}{\lambda \mu G}$; λ – коэффициент, учитывающий нагрузку на ведущие колеса; μ – коэффициент сцепления.

Функция, исследуемая на максимум, имеет вид:

$$\eta_{\text{кс}} = \frac{P_T}{P_T + fG} \left(1 - \frac{aP_T}{\lambda \mu G} - \frac{bP_T^2}{\lambda^2 \mu^2 G^2} \right).$$

Из этого следует, что тяговое усилие равно:

$$P_{T_0} = \left\{ \begin{aligned} & \left[(C + AB/3 - 2A^3/27)/2 + \right. \\ & \left. + \left[(C + AB/3 - 2A^2/27)^2/4 - (A^2/3 - B)^3/27 \right]^{1/2} \right\} - A/3, \end{aligned} \quad (1)$$

где $A = G(a\lambda\mu + 3bf)/2b$; $B = af\lambda\mu G^2/b$; $C = f\lambda^2\mu^2 G^3/2b$.

Расчет тягового усилия P'_{T_0} , соответствующего допустимому по агротехническим требованиям коэффициенту буксования $[\delta]$, произведем по формуле

$$P'_{T_0} = [a\lambda\mu G/2b] \left(\sqrt{1 + 4b[\delta]a^2} - 1 \right).$$

Если определено P_{T_0} , то для расчета v_0 можно воспользоваться известной формулой

$$N_n = \frac{(P_{T_0} + fG)v_0}{3,6\eta_{\text{тр}}\chi_s}, \quad (2)$$

где N_n – номинальная мощность двигателя, кВт; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; χ_s – коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя.

Полученная из формулы (2) скорость v_0 – расчетная, т.е. теоретическая (без учета буксования), соответствующая номинальной частоте вращения коленчатого вала. Так как в технической характеристике трактора приведены значения расчетных скоростей на всех передачах, то по v_0 можно выбрать оптимальную передачу.

Расчетные значения получены по формуле (1) при следующих исходных данных: $a = b = 0,13$; $\lambda = 0,655$ для трактора Беларус 800 и $\lambda = 0,623$ для трактора Беларус 820; $\mu = 0,6$; $f = 0,09$. О степени соответствия расчетных значений P_{T_0} экспериментальным данным можно судить по тяговому усилию P_{T_0} в условиях испытаний на стерне:

– расчетное P_{T_0} : 8,88 кН, 13,49 кН (Беларус 800 без балласта); 17,27 кН (Беларус 820 с балластом);

– экспериментальное P_{T_0} : 8,85 кН, 13,40 кН (Беларус 800 без балласта); 17,75 кН (Беларус 820 с балластом).

Значительный практический интерес представляет вопрос о влиянии на P_{T_0} и δ_0 при максимальном тяговом КПД различных конструктивных и эксплуатационных факторов. Одновременное увеличение P_{T_0} и уменьшение δ_0 достигается повышением коэффициентов λ и μ . К такому же результату приводит совершенствование ходовых систем с целью улучшения

сцепления, что соответствует уменьшению коэффициентов a и b (для колесных тракторов $a = b = 0,13$). Увеличение веса трактора приводит к возрастанию $P_{т_0}$ при неизменном δ_0 .

Приведенные методы позволяют находить параметры оптимального режима работы трактора и определять пути их совершенствования.

Литература

1. Эксплуатация сельскохозяйственной техники: Справочные материалы / А.В. Новиков [и др.]. Ч. 1. – Мн.: Государственное учреждение «Учебно-методический центр Минсельхозпрода», 2008. – 107 с.
2. Непарко Т.А. Повышение эффективности производства картофеля обоснованием рациональной структуры и состава применяемых комплексов машин. Автореф. канд. дисс., Минск, 2004.
3. Непарко Т.А., Жебрун В.И. Повышение эффективности эксплуатации энергетических средств // Сборник научных статей Международной научно-практической конференции. – Минск : БГАТУ, 2017. – С. 437-440.

УДК 631.354.2.076

ПОВЫШЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ СОЛОМОТРЯСА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА **Носко В.В.¹, Праженик Д.С.¹, Танась Войцех²**, д.т.н., профессор ¹БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь ²Университет естественных наук в Люблине, г. Люблин, Польша

Пропускная способность существующих зерноуборочных комбайнов ограничивается производительностью молотильно-сепарирующего устройства, а также эффективностью работы воздушно-решетной очистки и соломотряса. Так по данным машинно-испытательных станций до 20% всего рабочего времени зерноуборочные комбайны простаивают из-за забивания и поломок рабочих органов [1]. Поэтому исследования, связанные с разработкой и обоснованием рациональных параметров активатора зернового вороха для повышения эффективности выделения зерна на стадии очистки, обеспечивающее повышение производительности и качественных показателей технологического процесса, являются актуальными и имеют важное народнохозяйственное значение.

Наиболее широко распространенным видом соломотрясов стал клавишный. Его рабочим органом является клавиша, представляющая собой металлический короб с каскадами и жалюзийным нерегулируемым решетом на поверхности. Зерно, прошедшее через отверстия решета, попадает па днище клавиши и скользит по нему к началу верхнего решета очистки комбайна.

При сложных условиях уборки (повышенная засоренность посевов, высокая влажность) происходят постоянные забивания внутренней полости клавиши грубым ворохом. Это является сдерживающим фактором производительности комбайнов в реальных условиях уборки [2]. Для очистки внутренней полости клавиши от вороха применяются различные устройства, среди которых перспективными являются ременные активаторы (рисунок 1).

Разработанные ременные активаторы 4 прикрепляются болтовым соединением на днище клавиши соломотряса 1 (рисунок 2).

При работе соломотряса клавиши 1 совершают круговые движения определяемые радиусом кривошипа приводного вала. Прикрепленный к клавишам ременной активатор 4 также совершает колебательные движения.

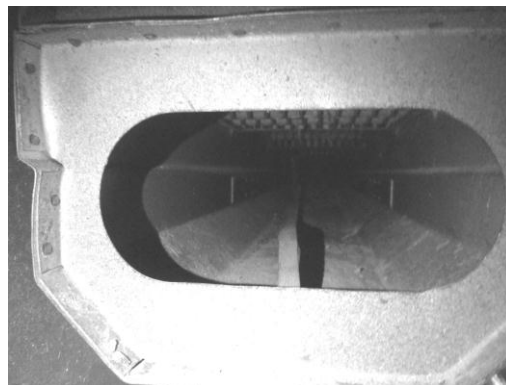


Рисунок 1 – Ременной активатор