

В результате проведённых исследований предложена конструктивная схема, которая позволит значительно расширить область применения шахтных электровозов.

Литература:

1. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. Донецк: Изд-во ДонНТУ, 2004. 206 с.
2. Смирнов С.Н. Разработка методов исследования и проектирования зубчато-речных систем подачи, обеспечивающих повышение эффективности очистных комбайнов: дис. ... докт. техн. наук. Тула, 1991. 572 с.
3. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование / П.Г. Сидоров [и др.]. М.: Машиностроение, 1995. 296 с.
4. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А. Бреннер [и др.]. Тула: Изд-во Тул. гос. ун-та, 2007. 220 с.

УДК 631.372:622.232

ВЫБОР ТРАКТОРА ДЛЯ РАБОТЫ С ОБОРУДОВАНИЕМ ДОБЫЧИ КУСКОВОГО ТОРФА

Таяновский Г.А., Ромашко Ю.В.

Белорусский национальный технический университет, Минск

В статье приведены методические положения выбора трактора для работы в составе торфяного машинно-тракторного агрегата (МТА) с навесным фрезерующим оборудованием.

Введение. Рациональный подбор трактора, на базе которого составляется навесной фрезерующе-формующий машинно-тракторный агрегат (МТА), предназначенный для получения сформованного торфяного топливного куска, во многом определяет не только производительность, рабочую скорость движения, удельную энергоёмкость процесса, но и, как показала практика, вообще способность агрегата осуществлять его.

В связи с закупкой торфяной отраслью зарубежного фрезерующе-формующего навесного оборудования для агрегатирования с отечественными колесными тракторами той же мощности, что и штатный зарубежный, на практике оказалось, что такие МТА не достигают эксплуатационных показателей МТА, как с зарубежным трактором. Поэтому актуальной стала задача рационального агрегатирования тракторов МТЗ с упомянутым торфяным оборудованием.

Так как покупное оборудование дорабатывать нецелесообразно, то модель трактора, схему его ошиновки и параметры шин, полную массу и мощность трактора, рабочие передачи в коробке передач, рабочие частоты вращения вала отбора мощности, параметры баллаستировки трактора необходимо выбирать таким образом, чтобы непрерывно обеспечивать близкий к оптимальному режим работы навесного фрезерующего оборудо-

вания, независимо от изменения характеристик залежи по пути движения МТА.

В данной статье изложены разработанные авторами предложения по выбору колесного трактора МТЗ для агрегатирования с новым зарубежным навесным фрезерующе-формующим оборудованием, предназначенным для добычи топливного торфяного куска, а также предложения о рациональном законе управления ходовой системой и фрезой при изменении условий движения машинно-тракторного агрегата на торфяной карте.

Объект исследования. Эффективность применения колесных тракторных энергетических средств в составе агрегата для добычи мелкокускового коммунально-бытового торфяного топлива может быть достигнута при выборе рациональных параметров технологической части и параметров агрегатирования звеньев МТА. Для обеспечения высокой надежности в работе такие агрегаты создаются на базе полноприводных тракторов. Ходовые системы их оснащаются колесами с шинами специальной комплектации, в том числе сдвоенными, с целью создания необходимого запаса грузоподъемности ходовой системы, высоких тягово-сцепных свойств и проходимости агрегата, при работе с тяжелым навесным оборудованием, каким является фрезерующее-формующее. Навесное оборудование включает приводной от независимого ВОМ торфяного МЭС моноблок с присоединенными модулями дисковой фрезы и винтового перерабатывающего пресса с формующим одно- или многоручьевым мундштуком (Рис. 1).



Рис. 1. Фрезерующе-формующий МТА с характеристиками: производительность, га/день – 1,5...2,5; рабочая скорость, км/час 0,9...2,5; привод от ВОМ, об/мин – 1000

Дисковая фреза при встречном фрезеровании режущими элементами экскавирует торфяную массу из торфяной залежи и подает в приемное окно пресса, далее она, перемещаясь витками шнека вдоль канала пресса, подвергается перемешиванию, дополнительной диспергации и перетиранию, уплотнению, удалению газовой фазы, а затем получает цилиндриче-

скую форму, при выдавливании через ручки мундштука, обламывается на выходе под действием собственного веса в виде сформованных кусков некоторой длины и выстилается на поверхность торфяной залежи, где сохнет в естественных условиях, а затем готовое кусковое топливо убирается.

Данная работа направлена на создание положений выбора трактора для агрегатирования с заданной, например зарубежной, навесной машиной, предназначенной для получения мелкокусового топливного торфа, на основании которых возможно решение задачи научно обоснованного выбора модели из числа выпускаемых тракторов МТЗ, параметров агрегатирования машины и трактора, рационального алгоритма управления рабочими органами агрегата.

Динамика и эксплуатационные показатели МТА. Изменение нормальных нагрузок на мосты тракторного агрегата из-за навешенного оборудования, изменение давления воздуха в шинах и их комплектации приводят к перераспределению крутящих моментов в разветвленном приводе к ведущим колесам и к активным рабочим органам (АРО) – дисковой фрезе и винтовому перерабатывающему прессу. Все это сказывается на показателях эффективности работы двигателя агрегата. Случайный характер возмущений со стороны торфяной залежи на движитель и дисковую фрезу МТА вносят свой вклад в динамику движения агрегата и его эксплуатационные показатели. В полевом сезоне 2012 года авторами проведены эксплуатационные полевые испытания МТА на базе тракторов МТЗ-2022 и МТЗ-2522 с зарубежным навесным на трактор кусковым оборудованием модели РК-1S и близким по конструкции отечественным аналогом - оборудованием КТД-1. Как установлено в результате испытаний на практике показатели работы МТА на базе трактора МТЗ-2022В.3-17/32 существенно ниже, чем при работе с трактором МТЗ-2522 как по производительности, так и по расходу топлива на единицу производительности. Отмечалось повышенное буксование колес первого трактора. По разработанной оригинальной методике испытаний определялось сопротивление подаче фрезы при работе, скорость движения, буксования ведущих колес обоих мостов трактора, радиусы качения колес, полная и остаточная деформации залежи, частота вращения коленчатого вала и мощность двигателя, техническая производительность по сформованной массе, влажность и плотность высланного куска, сменный расход топлива и сменная производительность. Выполнен также расчетно-теоретический анализ рабочего процесса исследуемых МТА. Результаты расчетов и натурных опытов показали, что реализованные в настоящее время режимы работы двигателя, фрезы и пресса в испытанных агрегатах далеки от рациональных, чем и объясняются низкие эксплуатационные показатели

МТА. В процессе испытаний выявлялись практические возможности изменения упомянутых режимов, с целью приближения их к рациональным.

Параметры некоторых активных рабочих органов, навески, давление воздуха в шинах колес и комплектацию шин можно менять, а, значит, и управлять КПД ходовой системы и эффективностью навесного агрегата в целом. Поэтому представляло также научный и практический интерес установление закономерностей динамики полноприводного тягово-энергетического средства, работающего в составе фрезформирующего навесного агрегата, в зависимости от упомянутых факторов, что и рассматривалось ранее в работах авторов данной статьи [1 - 3]. Методический подход к выбору рациональных параметров АРО и параметров агрегатирования МТА в целом основывается на результатах анализа динамики МТА.

При создании таких агрегатов следует учитывать, что максимальные значения КПД ходовой системы полноприводной машины с заблокированными межосевыми связями достигаются при сведении к минимуму кинематического рассогласования между ведущими колесами [2]. При буксованиях каждого ведущего колеса, характерных для близкого к линейному участка зависимости удельных касательных усилий от буксования колеса, потери в ходовой системе меньше, чем на нелинейных участках упомянутых зависимостей [2]. Из этого следует, что имеет смысл поставленную задачу решать в пределах участков кривых буксования ведущих колес, близких к линейным [3], путем управления скоростями колес и фрезы до достижения требуемых балансовых соотношений.

К режимам работы, определяющим показатели эксплуатационных свойств фрезформирующего колесного тракторного агрегата относятся: трогание и разгон, движение с установившейся скоростью по неровностям опорной поверхности торфяной карты при работе фрезформирующего навесного на трактор оборудования, поворот и маневрирование, торможение. Моделирование и анализ перечисленных режимов рабочего процесса фрезформирующего агрегата при исследовании динамики МТА необходимы, так как позволяют выявить его свойства, с целью проведения анализа и последующего выбора рациональных конструктивных параметров проектируемого МТА. Среди определяющих факторов, подлежащих анализу, наиболее важные - конструктивно-компоновочная схема, параметры кинематики привода, дисковой фрезы, винтового перерабатывающего пресса МТА, тягово-сцепные характеристики шин, масса, мощность и характеристики элементов поддрессорования трактора, а также микропрофиль пути и характеристики сопротивления подаче фрезы со стороны торфяной карты, определяющие характер входного воздействия на динамическую систему МТА [1-3].

Многообразие случайных сочетаний параметров и свойств торфяной карты приводит к существенным изменениям текущих рабочих режи-

мов двигателя трактора и технико-экономических показателей рабочего процесса и качества формуемого торфяного куска. В частности, изменение буксования ведущих колес трактора, при имеющих место на торфяной карте колебаниях состояния поверхности движения и сопротивления подаче фрезы, приводит к рассогласованию балансового соотношения производительностей МТА по ходу и по активным рабочим органам, а также - к отклонению степени переработки торфяной массы от целесообразной, что ухудшает качество получаемого топлива, особенно на пнистых торфяных залежах со средней и более высокой степенью разложения торфа и на залежах так называемых крошащихся торфов [2]. При повышении буксования ведущих колес, как показали испытания, существенно растут расходы топлива, ухудшается проходимость, снижается производительность агрегата, значительная часть экскавированной торфяной массы забрасывается назад в образовавшуюся за фрезой щель.

Изменением конструктивных и режимных факторов можно в известной степени влиять как на эксплуатационные показатели МТА, так и на качество торфяного куска. Поэтому возможно решение задачи оперативной «настройки», в процессе движения МТА, параметров привода его активных рабочих органов, обеспечивающих минимизацию удельных энергозатрат при стабилизации производительности и качества формуемого торфяного куска, в рамках выбранной на стадии проектирования рациональной структурно-компоновочной схемы агрегата (см. рис. 1). С этой целью авторами предложено несколько патентоспособных технических решений, которые расширяют эксплуатационную гибкость современного фрезерующее-формуемого торфяного оборудования.

Определение параметров трактора для навесного фрезерующее-формуемого МТА. Важный вопрос выбора рациональных параметров трактора заключается в принятии критерия, по которому такой выбор будет производиться. От этого зависят результаты работы агрегата и его эксплуатационная эффективность. Интегральным проявлением эффективности МТА при заданной средней скорости движения (то есть при постоянной производительности по ходу) на гоне может служить расход топлива, он зависит от степени загрузки двигателя и особенностей протекания скоростных характеристик его на внешнем и частичных режимах. Значит должна быть оптимальная для наилучшей эффективности загрузка двигателя, которую необходимо установить и поддерживать. Но так как внешние факторы при движении МТА непрерывно изменяются, то также изменяются и режимы двигателя. Это означает, что в условиях эксплуатации требуется автоматическая оптимизация режимов работы МТА.

Многими учеными: Кацыгиным В.В., Гуськовым В.В., Киртбая Ю.К., Иофиновым С.А., Болтинским В.Н., Киселевым И.И., Агеевым Л.Е.

и др. предложено значительное число формул для определения оптимальной загрузки двигателя для обеспечения наибольшей экономичности и производительности тяговых и тягово-приводных МТА [5-7]. Большинство из таких формул степень оптимальной загрузки двигателя (по сути – матожидание загрузки) связывают со значением неравномерности тягового сопротивления, что объективно физически имеет смысл. В этом можно убедиться, рассмотрев многопараметровую характеристику двигателя (см. в качестве примера рисунок 2). Линия *ab* соответствует минимальным удельным эффективным расходам топлива. Поэтому оптимальными нагрузками двигателя можно принять те нагрузки, которые соответствуют этой линии. По этой характеристике можно наглядно представить возможные стратегии управления МТА, целью которых должно быть наиболее близкое приближение к линии *ab* в случае ухода от нее при изменении внешних факторов во время движения МТА по торфяной залежи за счет управления подачей топлива, передаточными отношениями к ведущим колесам и к фрезе непосредственно во время движения, а также за счет «настроек на залежь» ходовой системы трактора и фрезерующе-формующего оборудования перед началом движения [2].

Важным является выбор массы трактора для тягово-приводного МТА, а не тягового класса, значение которого у современных тракторов, оснащенных мощными двигателями с протяженными участками постоянной мощности на внешней скоростной характеристике, сейчас не во всем определяет его тягово-энергетические возможности. Топливо-экономические характеристики таких двигателей, оснащенных новыми топливоподающими системами, например *common rail*, отличаются от характеристик старых моделей двигателей. Поэтому упомянутые формулы оптимальной загрузки двигателя не всегда соответствуют действительности. Предположим, что такая формула установлена как функция степени неравномерности тягового сопротивления от навесного фрезерующе-формующего оборудования и параметров модели скоростной характеристики двигателя. На практике это означает, что для обеспечения высокой топливной экономичности за счет использования автоматической системы непрерывного поддержания оптимальной (по критерию удельного эффективного расхода топлива) загрузки двигателя, необходим двигатель соответствующей большей номинальной мощности.

Эксплуатационную массу трактора тягово-приводного навесного фрезерующе-формующего агрегата определим на основе выражения, предложенного Ю.Е. Атамановым [8], в котором необходимо учесть зависимость коэффициента φ от схемы сдваивания или страивания колес трактора при работе на торфяной карте, а также то, что в состав полной массы

входят и массы самих дополнительных колес, оборудованных шинами, и масса навесного оборудования.

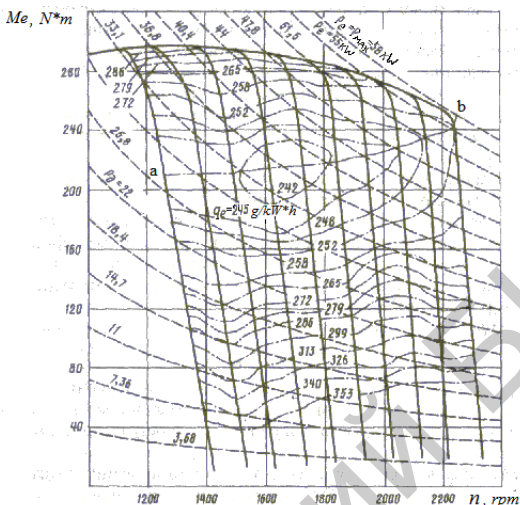


Рис. 2. Многопараметровая характеристика тракторного дизельного двигателя

Тогда масса тракторного агрегата определится из выражения

$$m = \frac{(1 + 0,5k_{нер})(1 + \varepsilon(v^2 - v_3^2))F_{кр}}{[\varphi(\text{схемы_двигателя}) \times \lambda - (f(\text{схемы_двигателя}) \times \cos \alpha + \sin \alpha)]g},$$

где $k_{нер}$ – коэффициент неравномерности тягового сопротивления навесного оборудования; ε – коэффициент увеличения тягового сопротивления при повышении рабочей скорости; V_3 – «эталонная» скорость, которая предусмотрена паспортом навесного оборудования; λ – коэффициент нагрузки ведущих колес у неполноприводного трактора; $F_{кр}$ – тяговое сопротивление навесного оборудования передвиганию трактора[4]; α – угол подъема рельефа торфяного поля. При этом зависимости коэффициента использования сцепления $\varphi(\text{схемы_двигателя})$, соответствующего максимуму тягового КПД агрегата, и коэффициента сопротивления качению колес $f(\text{схемы_двигателя})$ аналитически определяются на основе моделирования тяговых сил шин трактора на конкретной залежи, находя-

шейся в наихудшем состоянии, при котором имеет смысл производить добычу куска на практике. Массой можно управлять за счет балластирования трактора и заполнения сдвигающих шин водой, устройство для которого защищено патентом авторов.

Выражение для определения эксплуатационной массы трактора учитывает изменение средней величины тягового сопротивления подаче фрезы, увеличение его при повышении скорости по сравнению с заданной для движения на рабочем гоне и изменение состояния опорной поверхности и рельефа торфяной карты. При проведенных испытаниях и в работах других авторов отмечалась тесная корреляция степени неравномерности силовых факторов на карданном валу привода рабочих органов с неравномерностью тягового сопротивления оборудования [4, 5, 7].

Потребная мощность тракторного двигателя определяется из выражения

$$P_{\text{об}} = \left\{ \frac{v}{3600\eta_{\text{мп}}\eta_{\delta}} \left[(f \cos \alpha_{\text{д}} + \sin \alpha_{\text{д}}) mg + (1 + k_{\text{неп}}) [1 + \varepsilon(v^2 - v_{\text{д}}^2)] F_{\text{кр}} \right] + \left(\frac{M_{\text{фр}} \times \omega_{\text{фр}}}{\eta_{\text{фр}}} + \frac{M_{\text{пр}} \times \omega_{\text{пр}}}{\eta_{\text{пр}}} \right) \times (1 + k_{\text{неп}}) \right\} \times \frac{1}{k_{\text{онт}}}, \text{ кВт}$$

где v - рабочая скорость МТА; η_{δ} - КПД буксования движителя; $\eta_{\text{мп}}$ - КПД привода колесного движителя; $M_{\text{фр}}$, $\omega_{\text{фр}}$ - крутящий момент и угловая скорость фрезы [2]; $M_{\text{пр}}$, $\omega_{\text{пр}}$ - крутящий момент и угловая скорость вала винтового перерабатывающего пресса [2]; $\eta_{\text{фр}}$ - КПД привода фрезы; $\eta_{\text{пр}}$ - КПД привода пресса; $k_{\text{онт}}$ - коэффициент оптимальной загрузки двигателя.

Для отслеживания изменения эксплуатационных показателей исследуемого МТА при изменении внешних воздействий на него со стороны залежи во время рабочего хода использовалась разработанная авторами методика. Методика основана на использовании математической модели исследуемого МТА [1], которая учитывает различные условия движения, параметры фрезформирующего оборудования, трактора и позволяет определять: загрузку двигателя; буксование и тягу колес движителя; время и ускорения, а также возможность осуществления разгона; скорость движения после окончания разгона; крутящие моменты на валах трансмиссии; динамическую нагруженность фрикционных элементов. Разработанная математическая модель позволяет учесть влияние буксования колес дви-

жителя на рабочий процесс фрезы и пресса, производить оценку взаимного влияния параметров агрегата и режимов нагружения рабочих органов на эксплуатационные показатели агрегата, с целью выбора их рациональных значений и разработки системы управления активными рабочими органами для существенного снижения удельных энергозатрат. С помощью виртуальной модели МТА, реализованной на ПЭВМ как программное приложение в системе символьной математики MathCAD, выполняется расчетный анализ показателей агрегатирования колесного трактора, при различной комплектации шинами колес движителя, с фрезформирующим оборудованием различных компоновочных схем и параметров, с целью выбора наилучшего по показателям удельных энергозатрат и другим показателям качества рабочего процесса параметров навесного оборудования и параметров агрегатирования звеньев в составе МТА.

Заключение. Авторами разработаны предложения по выбору главных параметров трактора МТЗ для рационального агрегатирования с зарубежным фрезерирующе-формирующим оборудованием, методика анализа рабочего процесса исследуемого МТА, предложены новые технические решения.

Проведенный анализ процессов МТА на разработанной математической модели [1], проведенные натурные испытания фрезерирующе-формирующего МТА с зарубежным и полным отечественным вариантом-аналогом этого же навесного оборудования позволили установить причины плохой работы оборудования с тракторами МТЗ. Кроме того, упомянутые виртуальные и натурные испытания позволили получить необходимые данные для обоснования закона регулирования скоростно-силовых режимов рабочих органов, двигателя и движителя для поддержания близких к оптимальным по критериям удельных (на единицу производительности) энергоемкости и расхода топлива, при обеспечении проходимости и заданной производительности МТА в зависимости от состояния залежи по ходу движения МТА.

Литература

1. Ромашко Ю.В. Технические аспекты получения качественного мелкокускового торфяного топлива. / Ромашко Ю.В., Таяновский Г.А. // Современные проблемы механики торфа в процессах добычи и переработки: сб. трудов науч.-техн. конф. / БНТУ. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – с.114-119.
2. Таяновский Г.А., Ромашко Ю.В. Динамика МТА в составе колесного трактора и навесного фрезформирующего оборудования. Доклады МНТК «Тракторы, автомобили, МЭС: проблемы и перспективы развития» 11-14 февраля 2009 г. – 557 с., с. 341-347.
3. Таяновский Г.А., Ромашко Ю.В. Исследование динамики рабочего процесса навесного почвофрезерирующего тракторного агрегата. Journal of research and applications in agricultural engineering. Poznan, 2010, Vol. 55(1), - 127 page., p 113-116.
4. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение. – 1971.

5. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. Л.: Колос, 1978. - 296с.
6. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1966. -195 с.
7. Киртбая Ю.К. Элементы теории оптимальных параметров с.-х. агрегатов. Тракторы и с.-х. машины. №12, 1966, с.19-22.
8. Атаманов Ю.Е., Плищ В.Н., Поварехо А.С., Равино В.В., Таяновский Г.А. Моделирование характеристик дизельного двигателя. Учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины», 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт». Минск, БНТУ, 2013. –114 с.

УДК 622.232

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ И СИСТЕМЫ ДОПУЩЕНИЙ ПРИ РАЗРАБОТКЕ МАНИПУЛЯТОРА ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ГОРНОЙ ВЫРАБОТКИ ПРИ ЕЕ ПРОХОДКЕ

Лукиенко Л.В., Гальченко К.В.

Новомосковский институт РХТУ им. Менделеева

В работе проведён выбор конструктивной схемы манипулятора для крепления горных выработок при проходке на основе анализа существующих конструкций крепеукладчиков. Обоснованы допущения, которые будут использованы при разработке математической модели манипулятора

Проведение горных выработок является одной из наиболее трудоёмких операций, которые до настоящего времени недостаточно механизированы. Для выполнения одной из наиболее трудоёмких операций – крепления выработок не разработано единого конструктивного решения, позволяющего механизировать эту операцию и снизить трудозатраты обслуживающего персонала. Этот недостаток может быть устранён применением манипуляторов, работающих с проходческими комбайнами, либо в составе щитовых проходческих комплексов, для крепления выработок. Поэтому проведение научно-исследовательских работ в этом направлении является актуальным.

Для выбора наиболее перспективной схемы манипулятора для крепления горных выработок проведём анализ применяемых в настоящее время в составе щитовых комплексов крепеукладчиков. Распространение получили следующие конструктивные схемы [1]: рычажный (с подъёмной опорой вала, а также с опорой вала на подвижной тележке); кольцевой (на наружных опорах; на внутренних опорах); канатный; дуговой; кондукторный.

Основным недостатком используемых схем рычажных крепеукладчиков (рис. 1) является ограничение зоны обслуживания плоскостью, в которой установлен манипулятор.