© Л.В. Лукиенко, С.Ю. Волков, 2006

УДК 622.232

Л.В. Лукиенко, С.Ю. Волков

О НЕОБХОДИМОСТИ ОЦЕНКИ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО КРИТЕРИЮ РЕСУРСА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ БЕСЦЕПНЫХ СИСТЕМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Семинар № 20

Для перемещения очистного комбайна вдоль забоя в настоящее время наибольшее распространение в отечественной и зарубежной практике получили бесцепные системы подачи (БСП) зубчато-реечного типа. От работы этих систем в значительной степени зависит повышение эффективности применения очистных комбайнов. Движители бесцепных систем перемещения зубчато-реечного типа работают в тяжёлых условиях, для которых характерны удельная нагрузка до 3 кН/мм, значительные колебания межосевого расстояния (до 10 %), нагрузки динамического характера, а также отсутствие смазки при наличии абразива в зоне контактирующих деталей. В последние годы в горном машиностроении наблюдается тенденция роста усилия подачи до 450÷500 кН на один движитель на современных машинах, что вызывает повышение удельной нагрузки в зубчато-реечных передачах в 1,9…2 раза, и скорости перемещения комбайна в 1,6…2 раза. Это приводит к резкому увеличению уровня нагруженности зубчато-реечных систем перемещения очистных комбайнов, а, следовательно, и требований к качеству их проектирования.

Известные методы конструирования движителей БСП зубчато-рееч-ного типа позволяют определить геометрические параметры и основные качественные характеристики проектируемой системы перемещения очистного комбайна лишь в первоначальном состоянии, не учитывая их изменения при изнашивании движителя. Как показывает практика эксплуатации, оптимальные исходные качественные характеристики движителя не всегда определяют его высокий ресурс. Изнашивание в период эксплуатации контактирующих профилей элементов системы подачи неизбежно приводит к значительному изменению исходных силовых и кинематических характеристик движителя, что может оказаться не только причиной преждевременного отказа системы, но и привести к возникновению аварийной ситуации. Таким образом, задача разработки метода прогнозирования ресурса БСП зубчато-реечного типа высокопроизводительных очистных комбайнов на стадии проектирования для сравнительной оценки различных конструктивных решений является актуальной.

Проведённый натурный эксперимент по изучению изнашивания БСП зубчато - реечного типа в различных горно–геологических условиях показал, что

основной причиной выхода из строя является механическое изнашивание. Ресурс цевочных реек (3БСП, 2УКПК) составляет 700– 800 тыс. т угля, а изношенные цевки приобретают форму трапеции. При этом метод, позволяющий оценить ресурс системы перемещения на стадии проектирования, до настоящего времени не разработан. Кроме того, имеющаяся ярко выраженная тенденция увеличения необходимых усилия и скорости подачи при неизбежном росте массы машины предъявляет повышенные требования к эффективной работе тормозных устройств. Всё это позволяет сделать вывод о необходимости проведения комплексных исследований для повышения ресурса привода систем перемещения очистных комбайнов с БСП.

Исходя из вышеизложенного, сформулирована следующая задача исследований: разработать научно обоснованный методический подход, позволяющий оценить процесс изнашивания систем перемещения зубчато-реечного типа, учитывающий формоизменение контактирующих элементов передачи и обратных захватов опорно–направляющего механизма, а также условия эксплуатации; на основе моделирования процесса изнашивания установить и обосновать критерии предельного состояния движителей БСП; установить влияние изнашивания опорно-направляющего механизма на вариацию межосевого расстояния в движителе БСП.

При описании процесса изнашивания определяющими факторами являются геометрические и силовые параметры движителя, необходимо также учитывать и трибологические характеристики взаимодействующих деталей. Исследование нагружения БСП зубчато-реечного типа показало, что процесс изнашивания элементов зубчатого колеса и рейки может быть охарактеризован величиной скорости изнашивания, направленной по нормали к поверхности трения вглубь изнашиваемого материала и зависящей от режима работы рассматриваемой точки взаимодействующих профилей и свойств материала.

Для решения задачи изнашивания рассмотрим ряд дискретных состояний, через которые проходит движитель за время его эксплуатации. Каждое последующее состояние контактирующих элементов отличается от предыдущего на величину износа за некоторый малый промежуток времени, называемый шагом износа. В результате изнашивания за один шаг зубья колеса и рейки перейдут в новое состояние, при этом векторы износа и перемещений деталей совпадать не будут. Чтобы обеспечить постоянство контакта, колесо должно повернуться на некоторый дополнительный угол, что приведёт к нарушению характеристик работы машины. Оценка износа пары за один шаг может быть осуществлена с учётом распределения удельной нагрузки при контакте двух профилей с различными радиусами кривизны и упругими свойствами материала, а также известных закономерностей изнашивания материала.

Исходными данными для расчета на износ пары «зубчатое колесо – зубчатая рейка» являются: шаг и угол зацепления P_p и $\alpha_{2\text{-}p}$, высота зуба рейки H_p, ширина зуба рейки по вершине S_p, радиус профиля зуба колеса r_{n2}, радиус окружности центров профилей зубьев колеса $r_{цп2}$, число зубьев и частота вращения колеса z_2 и n_2 , толщина зубьев колеса и рейки b, суммарная длина реечного става L_p, крутящий момент на колесе $M_{кр2}$, коэффициент трения пары материалов колеса и рейки $f_{тр}$, модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов колеса и рейки E_2 и E_3, ν_2 и ν_3, коэффициенты для определения интенсивностей изна-

шивания $J_{2i,k}$ материалов колеса и рейки A_2, A_3, B_2, B_3, C_2, C_3, D_2, D_3, максимально допустимая суммарная величина износа в паре «колесо – рейка» $\Delta h_{2\text{-}p\ max}$, временной интервал шага износа δt, а также величины, определяемые из расчета геометрии зубчато-реечной передачи ψ_{a2max}, φ, φ_2, τ_2, r_{f2}, $r_{в2}$, y_0. Для анализа взаимодействия контактирующих профилей применим метод обращения движения, предполагая, что колесо вращается вокруг своей закреплённой оси, а рейка, под действием крутящего момента, передаваемого колесом, перемещается по касательной к окружности, на которой расположены центры профилей зуба колеса. Начальное положение неизношенных контактирующих профилей может быть описано в соответствии с представленной расчётной схемой (рисунок). Для расчета величины износа элементов пары «зубчатое колесо - зубчатая рейка» вводим системы координат: XO_2Y – неподвижная система координат с центром, лежащим в центре колеса; $X_2O_2Y_2$ – подвижная система координат, жестко связанная с зубом колеса; $X_3O_3Y_3$ – подвижная система координат, жестко связанная с зубом рейки; φ_{2i} - угол, характеризующий отклонение радиус-вектора узловой точки от оси Y_2 в системе координат $X_2O_2Y_2$; λ_{2i} - угол, образованный радиус-вектором i-той точки контакта и радиусом профиля зуба колеса; ρ_{2i} - радиус-вектор i-той точки контакта; x_{2i}, y_{2i} - координаты i-той точки контакта в системе координат $X_2O_2Y_2$; $x_{2\text{-}pi}$, $y_{2\text{-}pi}$ - координаты i-той точки контакта в системе координат XO_2Y; ξ_{2i} - угол между координатными осями Y и Y_2 в i-том положении; $\varphi_{2н}$, $\varphi_{2к}$ – углы, определяющие положение точек начала и конца контакта зуба колеса и рейки; x_{3i}, y_{3i} – координаты i-той точки контакта для зуба рейки в системе координат $X_3O_3Y_3$.

Износ в i-той точке контакта зуба колеса за первый шаг может быть определён по зависимости:

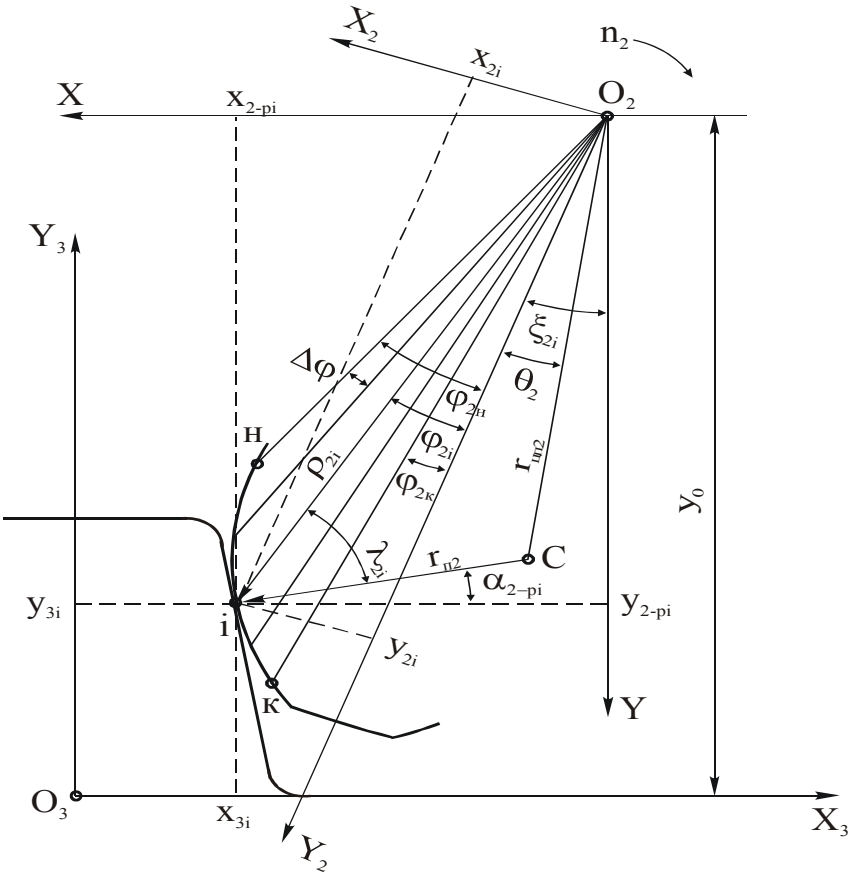
$$h_{2i} = 2d_{2-pi}\left(1 + \frac{\left|\sqrt{\rho_{2i-1}^2 + \rho_{2i}^2 - 2\rho_{2i-1}\rho_{2i}\cos(\Delta\varphi)} - \frac{|y_{3i} - y_{3i-1}|}{\cos\alpha_{2-p}}\right|}{\sqrt{\rho_{2i-1}^2 + \rho_{2i}^2 - 2\rho_{2i-1}\rho_{2i}\cos(\Delta\varphi)}}\right) \times n_2 \delta t \sum_{k=1}^{m} J_{2i,k} \quad (1)$$

где $d_{2\text{-}pi}$ – половина длины линии контакта профилей; $\Delta\varphi$ - угловой шаг; n_2 – частота вращения колеса движителя БСП.

Для определения величин интенсивностей изнашивания $J_{2i,k}$ материалов элементов движителей БСП были выявлены факторы, оказывающие влияние на величины интенсивностей изнашивания материалов, и способы корректного определения характера этого влияния; разработана методика модельных стендовых испытаний по определению характеристик износостойкости материалов элементов БСП; определены величины силовых коэффициентов для наиболее часто применяемых в БСП очистных комбайнов марок сталей.

Принятый способ разбиения линии контакта деталей позволяет разработать единую модель процесса изнашивания трёхэлементного движителя за счёт использования угла поворота радиуса-вектора, определяющего положение текущей точки контакта рабочих профилей сопряженных деталей в подвижной системе координат,

жестко связанной с зубом колеса. Это обеспечивает достаточно точное моделирование работы исследуемых трехэлементных движителей БСП высо-



Расчетная схема к определению износа пары «зубчатое колесо - зубчатая рейка»

копроизводительных очистных комбайнов. Методика позволяет через шаг износа определять координаты точек контакта изношенных профилей деталей. Причем учитывается, что в процессе одного шага износа в трехэлементном движителе изнашиваются оба профиля зуба зубчатого колеса (один - при взаимодействии с зубом шестерни, второй - при контакте с зубом или цевкой рейки). Каждый такой процесс моделируется отдельно.

По окончании шага износа характер взаимодействия контактирующих профилей меняется. При этом пересчету и коррекции подлежат развиваемые системой усилие подачи F_n и скорость перемещения комбайна V, зависящие непосредственно от также подлежащих пересчету крутящего момента на зубчатом колесе $M_{кр}$ и частоты вращения колеса n_2. Контролируемыми величинами при расчете трёхэлементного движителя являются колебания усилия подачи и скорости перемещения комбайна, прочность зубьев шестерни и колеса, а также величины максимальных износов зубьев и цевок, которые не должны превышать установленных предельных значений. По достижении какой-либо характеристикой своего предела расчет прекращается и определяется ресурс трехэле-

ментного движителя БСП очистного комбайна.

Изменение усилия подачи за фазу зацепления может быть оценено по зависимости, учитывающей процесс изнашивания контактирующих элементов:

Анализ результатов моделирования позволяет сделать вывод, что на большей части фазы зацепления усилие подачи убывает, а скорость перемещения комбайна возрастает (точка контакта смещается к нижней границе рабочего участка профилей). Характер кривых

$$F_{ni} = \frac{M_{кр2} \cdot \cos\left(arctg\left(f_{пр}\right) - \frac{x_{2-pi}}{\left|x_{2-pi}\right|} \cdot \alpha_{2-p} \right)}{\rho_{2i} \cdot \cos\left(\xi_{2i} + \varphi_{2i} + \alpha_{2-p} - \frac{x_{2-pi}}{\left|x_{2-pi}\right|} \cdot arctg\left(f_{пр}\right) \right)} \quad (2)$$

меняется на последней четверти фазы зацепления (точка контакта смещается к верхней границе рабочего участка профилей), при этом пересопряжение сопровождается понижением скорости подачи и скачком усилия (возрастает). Минимум кривой усилия подачи совпадает с максимумом кривой скорости перемещения комбайна.

В результате изнашивания за время эксплуатации коэффициенты неравномерности усилия и скорости подачи контактирующих профилей зубьев шестерни, зубчатого колеса и зубьев (цевок) рейки существенно повышаются. При этом в двухэлементных движителях увеличение колебаний усилия подачи за фазу зацепления с износом профилей настолько значительно, что на момент максимального суммарного линейного износа в паре в 6 мм указанная характеристика возрастает почти в два раза относительно первоначального (исходного) уров-ня. Таким образом, следует рекомендовать в качестве критерия предельного состояния такого типа движителей использовать величину коэффициента неравномерности усилия подачи, не допуская ее более чем двукратного превышения относительно доэксплуатационных показателей, либо, как минимум, контролировать указанный параметр наряду с контролем величины износа контактирующих профилей. Движитель БСП должен проектироваться с двукратным запасом изгибной прочности изношенных зубьев колеса и рейки (износ 3 мм на сторону) по номинальным нагрузкам.

В трехэлементном движителе изменение силовых и кинематических характеристик в результате износа контактирующих профилей не столь значительно. Поэтому для такого типа движителей следует рекомендовать в качестве критерия предельного состояния применять величину максимального суммарного линейного износа профилей. При этом следует контролировать значения коэффициента неравномерности скорости подачи, не допуская его двукратного превышения относительно доэксплуатационных показателей. Необходимо проектировать движитель БСП с учетом соблюдения требуемой изгибной прочности изношенных зубьев шестерни, зубчатого колеса и рейки (износ 3 мм на сторону) по максимально возможной нагрузке. Показано, что на изнашивание движителей БСП существенное влияние оказывают также неравномерность силовых и кинематических характеристик привода, механические свойства материалов и горно-технологические условия экс-плуатации. На основе аналитических исследований установлено, что

ресурс движителей БСП с зубчатой рейкой в среднем в 1,5 раза выше ресурса движителей с цевочным реечным ставом, что хорошо подтверждается накопленным опытом многолетней эксплуатации

В результате ускоренных модельных экспериментальных исследований выявлен характер влияния на величину интенсивности изнашивания материалов их механических и физических свойств, удельной нагрузки на контакте. Установлены значения силовых коэффициентов и коэффициента абразивного ускорения износа для материалов элементов движителей БСП.

Обоснованы критерии предельного состояния тяговых органов движи-телей бесцепных систем подачи. Для двухэлементных движителей БСП зубчато-реечного типа рекомендовано применять величину коэффициента неравномерности усилия подачи, не допуская ее двукратного превышения относительно проектных показателей, при этом необходимо контролировать величину износа контактирующих профилей. Для трехэлементных движителей рекомендуется использовать величину максимального суммарного линейного износа профилей, при этом контролируется значение коэффициента неравномерности скорости подачи.

Использование разработанного метода прогнозирования ресурса движителей БСП зубчато-реечного типа позволило обосновать рациональные, с точки зрения обеспечения максимально возможного ресурса, сочетания основных конструктивных параметров движителей, что позволяет повысить их ресурс в среднем на 12–15 %. Достоверность аналитических исследований, выводов и решений подтверждена хорошей сходимостью расчетных показателей ресурса с результатами эксплуатации (расхождение не превышает 14 %).

Коротко об авторах

Лукиенко Л.В., Волков С.Ю. – НИ РХТУ им. Д.И. Менделеева, ТулГУ.

© В.Д. Копенкин, Л.В. Копенкина, Л.Н. Самсонов, 2006

УДК 662.331

В.Д. Копенкин, Л.В. Копенкина, Л.Н. Самсонов

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ О СОВРЕМЕННЫХ ТЕНДЕНЦИЯХ РАЗВИТИЯ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНИКИ ТОРФЯНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Семинар № 20

В истории страны был период, по длительности занимавший порядка 70 лет, когда торфяная промышленность была государственнозначимой. Особое место в этом периоде занимают годы Великой Отечественной войны. В годы ВОВ торфяная отрасль по сути дела ***спасла*** от энергетического голода блокадный Ленинград, промышленные предприятия Калининской, Ивановской, Ярославской, Московской, Ленинградской, Кировской и Свердловской областей [1]. Руководитель торфяной отрасли в эти годы Баусин Алексей Федорович был заместителем наркома электростанций. Результаты работы торфяной промышленности были столь значимыми, что за успешное выполнение заданий правительства по добыче торфа в сезоне 1943 года Указом Президиума Верховного Совета СССР были награждены 465 чел. (орденом Ленина – 9, орденом Трудового Красного Знамени – 48, Орденом «Знак Почета» – 171, медалями «За трудовую доблесть» - 118, «За трудовое отличие» – 119) [2]. Разрушение СССР и реформирование экономики России пагубным образом отразилось на всех отраслях промышленности. Если в 1965 г. торф в качестве топлива использовали 58 электростанций, и расход торфяного топлива составил 27,9 млн т, то в 2002 г. добыча торфа в России составила менее 5 млн.т. Более 80 торфяных предприятий по разным причинам (в основном из-за полного отсутствия оборотных средств – В.К.) прекратили работу [3].

Из добывающих отраслей промышленности угольная отрасль была единственной отраслью, реструктуризация которой с самого начала 1990-х годов проходила при активном участии государства. По свидетельству зам. руководителя Федерального агентства по энергетике доктора технических наук В.М. Щадова «за девять лет процесса реформирования отрасли государством выделено около 6,5 млрд. долларов бюджетных средств» [4].

Таким образом, исходной базой для сравнения тенденций развития горной техники и техники торфяного производства является резкое различие экономических возможностей государственнозначимых отраслей горной промышленности и отрасли, брошенной на произвол стихии рынка.

Объективный анализ состояния рынка источников энергии, оценка развития добычи торфа в развитых странах мира, оценка запасов торфа в России и возможностей его использования для процветания страны не позволяют признать такую ситуацию оправданной.

По оценке экспертов ситуация с энергоносителями в ближайшей перспективе будет усугубляться. Энергетические запасы торфа в России, составляющие 68,3 млрд. т у.т. превосходят запасы нефти и газа и уступают только углю [3]. Ежегодный прирост торфа на болотах России равен 252 млн. т (при влажности 40 %). Торф на топливо и для сельского хозяйства добывают в 23 странах мира.

Объемы добычи за 1989 г составили 171,2 млн т, из них 30,8 млн. т топливного и 140,4 млн. т сельскохозяйственного торфа [3]. Добыча торфа в мире за

последнее время увеличилась. До 70 % добытого в мире торфа продается для неэнергетических целей (главным образом для сельского хозяйства и садоводства). Ежегодно на мировом рынке продается только растительного торфа и торфяной продукции из него на сумму более 350 млн долларов [3].

Научные исследования и разработки в области торфяного дела показали, что на основе торфа можно получать порядка 70 видов продукции разного назначения:

- грунты, стимуляторы роста растений, торфогуминовые препараты, кормовые дрожжи, кормовые добавки и др.;
- тепло- и звукоизоляционные материалы для строительства;
- активные угли, сорбенты, фильтрующие элементы;
- торфяные пасты для буровых работ;
- торфяной воск для точного литья;
- торфяной кокс для металлургии;
- щавелевую кислоту, этиловый спирт, метанол и др.;
- торфяные грязи и разнообразные медицинские препараты;
- торфяной газ и разнообразные виды торфяного топлива – кусковой торф, брикеты и полубрикеты, торфоугольные брикеты и многие другие виды топлива.

Представители торфяной отрасли постоянно предпринимают усилия, чтобы Федеральные целевые программы (ФЦП) развития отдельных регионов и ФЦП глобального характера, такие, как ФЦП «Повышение плодородия почв России на 2002-2005 годы», «Энергетическая стратегия России до 2020 года», «Энергоэффективная экономика на 2002-2005 гг. и до 2010 года» включали разделы, посвященные возрождению и развитию торфяного производства с минимальным выделением средств из федерального бюджета (5-10% от общей потребной суммы), что обычно оставалось только на бумаге.

В ряде областей осуществляется финансовая поддержка предприятий за счет областных бюджетов. Наиболее эффективная работа производится в Республике Марий Эл, Ленинградской, Костромской и Ярославс-кой областях [3].

Немаловажным фактором возрождения торфяной отрасли является отсутствие практического опыта функционирования частных торфяных пред-приятий небольшой мощности. Если в Дании в 1950-х гг. работали порядка 700 торфяных предприятий со средней мощностью около 1000 т [5], то традиционными в торфяной отрасли России 1980-х гг. были задачи развития крупномасштабного торфяного производства [6]. Осознание того, что в современной ситуации не может быть и речи о крупной торфоперерабатывающей промышленности [7] происходило медленно и не повлекло за собой кардинальных решений в сфере создания техники торфяного производства, соответствующей реальным возможностям собственников с ограниченными финансовыми ресурсами.

Руководители отраслевого НИИ торфяной промышленности – основного разработчика техники торфяного производства с момента создания этого центра в 1941 году, на той же научно-практической конференции в г. Кострома, где руководитель отрасли представил свое видение перспектив развития торфяной промышленности, привели данные, достаточно существенные для определения тенденций развития техники торфяного производства в XXI веке [8]. Продолжающийся кризис в торфяной про-мышленности привел к практи-

ческой остановке разработки и производства торфодобывающей техники. Решение проблемы с торфодобывающим оборудованием в стране может быть реализовано по трем направлениям [8]:

- модернизация и ремонт существующего оборудования;
- закупка оборудования за рубежом (в Финляндии, Ирландии);
- организация производства нового оборудования.

Каждое из этих направлений требует существенных финансовых вложений и времени. Наиболее важным с точки зрения возрождения торфяного производства в форме частных предприятий небольшой мощности является третье направление. Для его осуществления важно определить перспективные технологии добычи и переработки торфа, которые учитывали бы достижения науки о торфе и практический опыт промышленности нашей страны и зарубежных стран. К перспективным технологиям могут быть отнесены:

- технология с раздельной уборкой торфа из укрупненных валков;
- технология с использованием пневматических уборочных машин;
- технология с использованием шнекороторных уборочных машин;
- широкое использование щеточных рабочих органов;
- агрегатирование техники в основном с колесными тракторами.

Из общих требований к технике торфяного производства XXI века наиболее существенны, на наш взгляд, следующие:

- компактность и минимальная масса оборудования;
- минимальные энергозатраты на выполнение операций;
- предохранение рабочего оборудования от поломок при встрече с инородными включениями;
- универсальность оборудова-ния по отношению к залежам различного типа.

Было бы логично, чтобы разработкой нового оборудования занимался, как и ранее, ВНИИТП под эгидой ОАО Ростоппром.

Широкое обсуждение направлений совершенствования горной техники на пороге XXI века прошло в 1995 году на Международном симпозиуме «Горная техника на пороге XXI века». Г.И. Солод отметил сложность проблемы выбора основного направления совершенствования горной техники [9]. Кардинальная задача в этой области – повышение функциональной сбалансированности на всех стадиях жизненного цикла горной техники и горного производства, при проектировании, производстве и обеспечении эксплуатации для всех иерархических уровней – от процессов разведки месторождения… до ликвидации экологических последствий разработки месторождения [9]. Ю.Л. Худин оценивает положение отраслевой науки на этой стадии в угольной промышленности России как критическое [10]. К 2000 году положение в сфере развития науки и техники в государственно-значимых отраслях горной промышленности существенно изменилось. Это позволило Ю.Д. Красникову представить системно и конкретно современные тенденции развития горной техники [11].

Горная техника и горное машиностроение в XXI веке явятся основой научно-технического прогресса в горнодобывающей промышленности. Дело в том, что добыча, переработка и транспортирование горной массы, количество которой измеряется миллиардами тонн, требуют создания весь-ма мощных высокопроизводительных горных машин высокого технического уровня.

Для месторождений полезных ископаемых, добываемых подземным способом, будет увеличиваться глубина разработки, что приведет к увеличению мощности подъемных машин и другого оборудования (до 5-10 тыс. кВт и более).

Наметилась тенденция создания автоматизированных систем и роботов, предназначенных для установки крепи в проходимых выработках.

На открытых разработках основной тенденцией является увеличение производительности и мощности как основного, так и вспомогательного оборудования. Предполагается создать станки шарошечного бурения массой до 150 т при широком применении гидропривода для прохождения скважин диаметром до 500 мм.

На вскрышных работах получат развитие экскаваторы-драглайны с ковшом вместимостью до 150 м^3 и стрелой длиной до 100 м, а также драглайны с ковшом меньшей вместимости со стрелой длиной до 150 м. Экскаваторы типа мехлопата могут иметь ковш вместимостью до 150 м^3 и радиус черпания до 75 м, их масса составит 12-16 тыс. т. Мощность приводов экскаваторов превысит 15 тыс. кВт.

Увеличатся параметры автосамосвалов (грузоподъемность до 500 т, мощность двигателя до 1200 кВт). Возрастут производительность (до 20 тыс. м^3/ч) и мощность (до 1000 кВт) роторных экскаваторов массой до 15 тыс. т. Потребуется пересмотреть и системы электроснабжения как машин, так и горных предприятий в целом. Для подземных разработок вместо напряжения 660-1140 В в забое будет применяться напряжение 3,3; 4,2 и 5,0 кВ.

Знание современных тенденций развития горной техники позволяет определить акценты при подготовке специалистов для горного производства в XXI веке: специалист, работающий на горном предприятии, должен обладать обширными знаниями в вопросах эксплуатации машин и электропривода, организации электроснабжения, использования микропроцессорной техники [11].

Таким образом, разительный контраст в тенденциях развития горной техники и техники торфяного производства показывает, в каком направлении трансформируются возможности отрасли промышленности, если она из категории государственно-значимой переводится в категорию рыночной структуры «периферийного капитализма».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Слово* старейших деятелей о работе торфяной промышленности в Великую Отечественную войну // Торфяная промышленность. – 1975. – № 5. – С. 18–25.
2. *Указ* Президиума Верховного Совета СССР о награждении орденами и медалями работников торфяной промышленности // Торфяная промышленность. – 1943. – № 6. – С. 1–6.
3. *Белозеров О.В.* Торфяная промышленность и перспективы ее развития / Сб. Рациональное использование торфа и других ресурсов торфяных болот: Материалы научно-практической конференции, г. Кострома, 12-13 февраля 2003 г. – СПб.: ВНИИТП, 2003. – С. 13-22.
4. *Щадов В.М.* О состоянии угольной отрасли и ближайших перспективах ее развития // Уголь. – 2004. – №8. – С. 4-6.
5. *Струков Б.И., Прохоров Н.И.* Торфяная промышленность Дании // Торфяная промышленность. – 1957. – №4. – С. 33-34.
6. *Колесин В.Н., Марков В.Д., Оленин А.С.* Географические аспекты развития крупномасштабного торфяного производства в условиях научно-технического прогресса // Торфяная промышленность. – 1985. – №7. – С. 2-4.
7. *Концепция* рационального использования торфяных ресурсов России. – Томск: ЦНТИ, 2003. – 60 с.

8. *Селеннов В.Г., Михайлов А.В.* Анализ состояния и перспектив развития оборудования для добычи торфа / Сб. Рациональное использование торфа и других ресурсов торфяных болот: Материалы научно-практической конференции, г. Кострома, 12-13 февраля 2003 г. – СПб.: ВНИИТП, 2003. – С. 106-117.

9. *Солод Г.И.* К вопросу выбора основного направления совершенствования горной техники на пороге XXI века / Сб. Горная техника на пороге XXI века. – М.: МГГУ, 1996. – С. 12-15.

10. *Худин Ю.Л.* Развитие науки и техники в угольной промышленности России в условиях рыночной экономики / Сб. Горная техника на пороге XXI века. – М.: МГГУ, 1996. – С. 16-21.

11. *Красников Ю.Д.* Современные тенденции развития горной техники // Горный журнал. – 2000. – №1. – С. 38-39.

Коротко об авторах

Копенкин Владимир Дмитриевич – профессор кафедры технологии и комплексной механизации разработки торфяных месторождений,

Копенкина Любовь Владимировна – кандидат технических наук, доцент кафедры торфяных машин и оборудования,

Самсонов Лев Николаевич – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой торфяных машин и оборудования,

Тверской государственный технический университет.

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	*Название работы*	*Специальность*	*Ученая степень*
ИНСТИТУТ ГОРНОГО ДЕЛА СО РАН			
ТАМБОВЦЕВ Павел Николаевич	Направленный разрыв приодного камня ударным воздействием через пластичное вещество в шпуре	05.05.04	к.т.н.