УДК 629.3

РЫНКЕВИЧ С. А., д-р техн. наук, доц.,
проф. каф. «Программное обеспечение информационных технологий»[1]
E-mail: rynkev@tut.by

СОНИЧ О. А.,
зав. НИИЛ транспортных систем, ст. преп. каф. «Машиноведение и детали машин»[2]
E-mail: niilts@bntu.by

[1]Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь
[2]Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 06.07.2025

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И МОНИТОРИНГ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОСАМОСВАЛА

Рассмотрены вопросы применения в конструкции карьерного самосвала с гидромеханической трансмиссией системы бортового диагностирования и мониторинга для оперативного определения технического состояния. Дано описание конструкции четырехвальной двухдиапазонной гидромеханической коробки передач карьерного самосвала и системы ее бортового управления и диагностирования. Разработано математическое описание процессов функционирования гидромеханической передачи, где учтены моменты трения многодисковых фрикционов и условия блокирования гидродинамического трансформатора. Объединенная система уравнений обеспечивает математическое описание, необходимое для определения фазового состояния (угловых скоростей и ускорений) сосредоточенных масс динамической модели и моментов в упругих элементах трансмиссии. На основе метода имитационного моделирования выявлены закономерности динамического регулирования фрикционов при автоматическом переключении передач, обеспечивающие снижение динамических нагрузок в трансмиссии и износа фрикционных дисков. Выявлено, что удельная работа буксования растет с увеличением скорости машины, при которой происходят переключения передач. Показаны окна просмотра экспертной системы, где выводятся результаты анализа технического состояния трансмиссии. Отмечено, что добиться высокого уровня работоспособности мобильных машин возможно на основе всестороннего и своевременного предупреждения отказов и неисправностей еще до момента их зарождения с применением прогрессивных методов диагностирования в режиме реального времени.

***Ключевые слова**: сложное движение звеньев, гидромеханическая передача, диагностика, дефект, техническое состояние, фрикционные муфты.*

Введение

Современные автоматические коробки передач, интегрированные с бортовыми системами управления, диагностики и мониторинга карьерных самосвалов, значительно повышают эффективность эксплуатации карьерных самосвалов. Это выражается в увеличении срока службы техники, повышении производительности, обеспечении безопасности, улучшении условий работы водителя, надежной работе механизмов.

Разработка конструкции ГМП и системы ее бортового управления и диагностирования

На рис. 1 показана четырехвальная двухдиапазонная с тремя степенями свободы гидромеханическая коробка передач (ГМП) карьерного самосвала БелАЗ-7555. Корпус коробки передач *1* выполнен из трех частей, в каждой из которых расположены опорные подшипники валов. Число пар трения фрикционов *18*, номинальное давление рабочей жидкости 1,4 МПа. На этих двух валах расположены фрикционы включения ступеней базовой коробки передач: на входном валу *18* находятся фрикционы *7* и *20* соответственно 2-й и 3-й ступеней ($Ф_2$ и $Ф_3$), а на реверсивном – фрикционы 1-й ступени 11 и ступени реверса *9* ($Ф_R$). Активация каждого фрикциона приводит к включению определенной передачи в коробке. При этом крутящий момент от турбины гидротрансформатора (ГДТ)

направляется на промежуточный вал *23*. В качестве примера, при срабатывании фрикциона второй передачи *7*, ведущая шестерня второй передачи *8* блокируется с входным валом *18*, что обеспечивает передачу вращения на промежуточный вал *23* посредством ведомой шестерни *3*, жестко соединенной с корпусом фрикциона нижнего диапазона *5*, установленного на валу *23*. Подобный принцип используется для включения первой, третьей и задней передач.

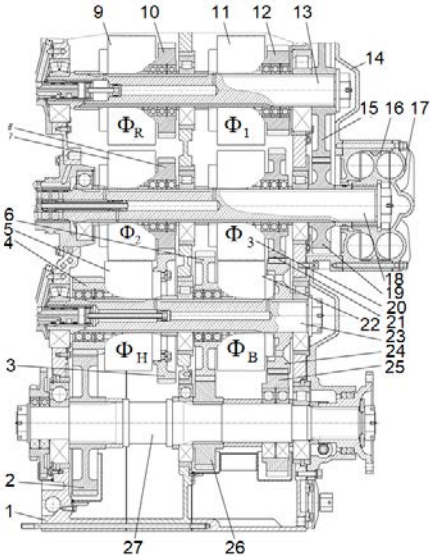

Рисунок 1 – Устройство гидромеханической вальной коробки передач карьерного самосвала

Ведущая шестерня 1-й ступени *12* находится в зацеплении с промежуточной шестерней *25*, установленной свободно на двух шариковых подшипниках на выходном валу *27*, которая, в свою очередь, находится в зацеплении с ведомой шестерней 1-й ступени *24*, закрепленной на промежуточном валу *23*. Эта же ведомая шестерня *24* одновременно является ведомой шестерней 3-й ступени и находится в зацеплении с ведущей шестерней этой ступени *21*. Таким образом, на промежуточном валу *23* коробки передач реализуются три различных скорости вращения, соответствующие ступеням переднего хода, и одна – заднего хода (реверсивная). На валу *23* находятся два фрикциона диапазонов – фрикцион *5* нижнего и фрикцион *22* верхнего диапазона ($Ф_Н$ и $Ф_В$), которые позволяют удвоить количество ступеней базовой коробки передач.

На рис. 2 представлена электронно-гидравлическая система бортового управления и диагностирования (СБУД) гидромеханической передачи (ГМП), разработанная и усовершенствованная совместными усилиями авторов и специалистов завода БелАЗ. Обмен данными между электронными блоками осуществляется по защищенной от помех шине данных, использующей CAN-протокол. Сбор информации обеспечивается встроенными датчиками «Bosch Rexroth». Для подключения внешнего диагностического оборудования предусмотрен специальный разъем. Диагностическая информация отображается на дисплее.

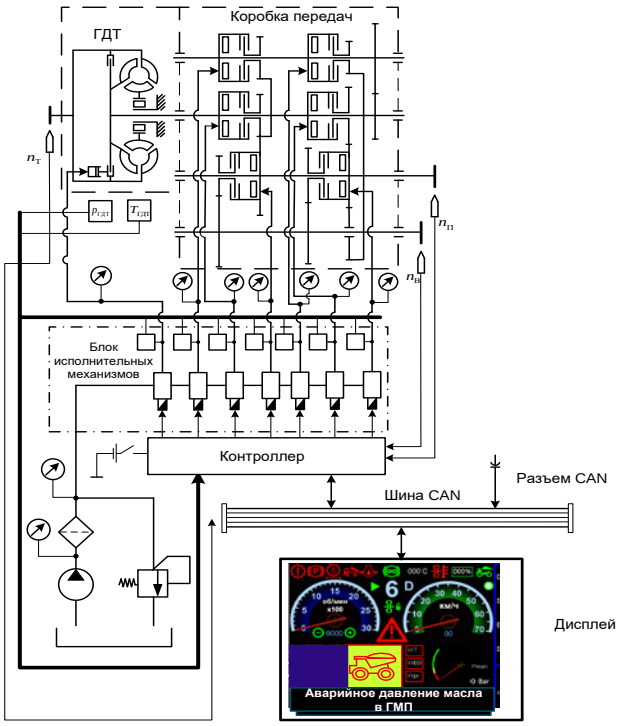

Рисунок 2 – Система бортового управления и диагностики (СБУД) ГМП 2.
Математическое моделирование гидромеханической передачи карьерного самосвала

Система получает следующие входные сигналы от датчиков: частота вращения коленчатого вала двигателя, турбинного колеса гидротрансформатора (ГДТ), промежуточного и выходного валов коробки передач, главного давления, давления в каналах фрикционных муфт, температуры рабочей жидкости на выходе ГДТ, состояния стояночного тормоза, тормоза-замедлителя, выключателя ограничения переключения передач, а также положения и степени загрузки кузова. Выходные сигналы СБУД ГМП управляют исполнительными механизмами, а именно клапанами, контролирующими фрикционы переключения передач и блокировку ГДТ.

Для анализа физических характеристик трансмиссии использовалось математическое моделирование, описание которого приведено далее. Моделирование позволяет получить зависимости, которые учитываются в алгоритмах управления, мониторинга и диагностики. Поскольку условия эксплуатации могут значительно варьироваться, характеристики алгоритмов управления корректируются в зависимости от различных факторов окружающей среды.

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\mathrm{d}\omega_1}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{д}}-M_{\text{у}1}-M_{\text{д}1}\right)\Big/J_1;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_2}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{у}1}+M_{\text{д}1}-M_{\text{н}}\cdot L_{\text{н}}-M_{\text{фбл}}\cdot L_{\text{бл}}\right)\Big/J_2;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_3}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{н}}\cdot K_{\text{тн}}\cdot L_{\text{н}}+M_{\text{фбл}}\cdot L_{\text{бл}}-M_{\text{у}2}-M_{\text{д}2}\right)\Big/J_3;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_4}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{у}2}+M_{\text{д}2}-\frac{M_{\text{ф}1}\cdot L_{\text{ф}1}}{u_{\text{кп}1,1}\cdot\eta_{\text{кп}1,1}}-\frac{M_{\text{ф}2}\cdot L_{\text{ф}2}}{u_{\text{кп}2,1}\cdot\eta_{\text{кп}2,1}}\right)\Big/J_4;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_5}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{ф}1}\cdot L_{\text{ф}1}\cdot u_{\text{кп}1,2}\cdot\eta_{\text{кп}1,2}+M_{\text{ф}2}\cdot L_{\text{ф}2}\cdot u_{\text{кп}2,2}\cdot\eta_{\text{кп}2,2}-M_{\text{у}3}-M_{\text{д}3}\right)\Big/J_5;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_6}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{у}3}+M_{\text{д}3}-M_{\text{ф}3}\cdot L_{\text{ф}3}-M_{\text{ф}4}\cdot L_{\text{ф}4}\right)\Big/J_6;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_7}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{ф}3}\cdot L_{\text{ф}3}\cdot u_3\cdot\eta_3+M_{\text{ф}4}\cdot L_{\text{ф}4}\cdot u_4\cdot\eta_4-M_{\text{у}4}-M_{\text{д}4}\right)\Big/J_7;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_8}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{у}4}+M_{\text{д}4}-\frac{M_{\text{у}5}+M_{\text{д}5}}{u_0\cdot\eta_0}\right)\Big/J_8;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_9}{\mathrm{d}t}=\left(\frac{M_{\text{у}5}+M_{\text{д}5}}{u_{\text{к}}\cdot\eta_{\text{к}}}-M_{\text{фк}}\cdot L_{\text{фк}}\right)\Big/J_9;\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_{10}}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{фк}}\cdot L_{\text{фк}}-M_{\text{у}6}-M_{\text{д}6}-M_{f2}\right)\Big/J_{10};\\
&\frac{\mathrm{d}\omega_{11}}{\mathrm{d}t}=\left(M_{\text{у}6}+M_{\text{д}6}-M_{f1}-M_h-M_w\right)\Big/J_{11},
\end{aligned}\right\}$$

где ω_i, i = 1–11 – угловые скорости сосредоточенных масс; $M_{\text{д}}$ – момент двигателя, Н·м; $M_{\text{у}j}$, j = 1–16 – моменты упругих элементов, Н·м; $M_{\text{д}j}$, j = 1–6 – моменты диссипативных элементов, Н·м; $M_{\text{н}}$ – момент насосного колеса ГДТ, Н·м; $K_{\text{тн}}$ – коэффициент трансформации ГДТ; $M_{\text{фбл}}$ – момент трения фрикционной муфты блокировки ГДТ, Н·м; $M_{\text{ф}1}$–$M_{\text{ф}2}$ – моменты трения фрикционных муфт ГМП, Н·м; $M_{\text{фк}}$ – момент трения между сосредоточенными массами ступиц и шин ведущих колес, Н·м; $u_{\text{кп}1,1}$; $u_{\text{кп}2,1}$; $u_{\text{кп}1,2}$; $u_{\text{кп}2,2}$ – передаточные числа пар шестерен, обеспечивающих передачу энергии между входным и промежуточным валами КП; $\eta_{\text{кп}1,1}$; $\eta_{\text{кп}2,1}$; $\eta_{\text{кп}1,2}$; $\eta_{\text{кп}2,2}$ – КПД этих пар шестерен; u_3, u_4 – передаточные числа пар шестерен понижающего и повышающего диапазонов коробки передач; η_3, η_4 – КПД этих пар шестерен; u_0, $u_{\text{к}}$ – передаточные числа главной и колесной передач; η_0, $\eta_{\text{к}}$ – КПД этих передач; M_{f1}, M_{f2} – моменты сопротивлений качению колес переднего и заднего мостов, Н·м; M_h, M_w – приведенные моменты сопротивления подъему и воздуха, Н·м; $L_{\text{бл}}$, $L_{\text{ф}1}$–$L_{\text{ф}4}$ – дискретные функции состояний фрикционных муфт; $L_{\text{н}}$ – дискретная функция состояния ГДТ.

Моменты трения многодисковых фрикционов ГМП определялись по формуле:

$$M_{ф} = \mu \cdot F_{сж} \cdot r_{э} \cdot z \cdot k_z,$$

где μ – коэффициент трения; $F_{сж}$ – усилие сжатия фрикционных дисков, Н; $r_э$ – эквивалентный радиус трения фрикциона, м; z – количество пар трения; k_z – коэффициент снижения нажимного усилия.

Дискретные функции $L_{бл}$, $L_{ф1}$–$L_{ф4}$, $L_{ф1к}$ равны 1 в процессе включения муфт в их замкнутом состоянии и равны 0 при выключении и в выключенном состоянии муфт. Например, функция $L_{бл}$ имеет вид:

$$L_{бл} = \left| \begin{array}{l} 1 \text{ при } |\omega_2 - \omega_3| \le \Delta\omega; \\ 0 \text{ при } |\omega_2 - \omega_3| > \Delta\omega, \end{array} \right.$$

где Δω – разность угловых скоростей фрикционных элементов при скольжении. Это оценка условия блокировки фрикционных элементов, которая должна быть выполнена с относительной погрешностью не более 0,05 рад/с.

Физические свойства упругих элементов моделируются уравнениями, представленными ниже.

$$\left.\begin{array}{l} dM_{y1}/dt = c_1 \cdot (\omega_1 - \omega_2); \\ dM_{y2}/dt = c_2 \cdot (\omega_3 - \omega_4); \\ dM_{y3}/dt = c_3 \cdot (\omega_5 - \omega_6); \\ dM_{y4}/dt = c_4 \cdot (\omega_7 - \omega_8); \\ dM_{y5}/dt = c_5 \cdot (\omega_8/u_0 - \omega_9 \cdot u_к); \\ dM_{y6}/dt = c_6 \cdot (\omega_9 - \omega_{10}). \end{array}\right\}$$

Для диссипативных элементов используется аналогичный подход, но вместо момента упругости и коэффициента жесткости применяются момент диссипации $M_{дj}$ и коэффициент демпфирования μ_j. В результате, уравнение для расчета момента i-го диссипативного элемента имеет вид $M_{дi} = \mu_i \cdot (\omega_i - \omega_{i+1})$.

Объединенная система уравнений обеспечивает математическое описание, необходимое для определения фазового состояния (угловых скоростей и ускорений) сосредоточенных масс динамической модели и моментов в упругих элементах трансмиссии. Решение системы дифференциальных уравнений учитывает вектор внешних воздействий $\vec{M}_в$, компоненты которого приведены ниже.

Моменты сопротивления качению рассчитываются согласно следующим формулам:

$$M_{f1} = f \cdot m_{a1} \cdot g \cdot r_{к0};$$

$$M_{f2} = f \cdot m_{a2} \cdot g \cdot r_{к0},$$

где момент сопротивления подъему, приведенный к колесу, определяется как функция коэффициента сопротивления качению (f = 0,02), а также масс m_{a1}, m_{a2}, приходящихся на передний и задний мосты (в кг), ускорения свободного падения (g, в м/с²) и радиуса качения колеса $r_{к0}$ (в метрах). Эти параметры используются для расчета величины момента.

Момент сопротивления подъему рассчитывается по следующей формуле:

$$M_h = m_a \cdot g \cdot h \cdot r_{к0}.$$

Здесь m_a – масса автомобиля, кг; h – продольный уклон.

Приведенный момент сопротивления воздуха определяется как

$$M_w = k_w \cdot A_л \cdot v^2 \cdot r_{к0},$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; $A_л$ – лобовая площадь, м²; v – скорость машины, м/с.

Разработан комплекс информационных переменных, диагностических параметров и критериев для оценки технического состояния гидромеханической трансмиссии мобильной машины.

Расчет оптимальных параметров динамического регулирования фрикционов при автоматическом переключении передач

В самосвалах БелАЗ переключения передач (ПП) осуществляются с положительным перекрытием, обеспечивающим непрерывность потока мощности. В системе автоматического управления ГМП (САУД ГМП) при ПП и блокировке гидротрансформатора (ГДТ) реализован принцип пропорционального управления фрикционными муфтами (ФМ), что позволило повысить плавность переключений и снизить уровень динамических нагрузок.

В связи с проблемой снижения ресурса фрикционов, обусловленной их износом и высокой температурной напряженностью, для повышения ресурса ГМП было проведено исследование влияния параметров регулирования ФМ на показатели технического состояния ГМП. В качестве показателей оценки тепловой нагруженности ФМ использовались: максимальные значения поверхностной температуры на стальном и металлокерамическом дисках включаемой

ФМ; максимальные значения температур в серединных слоях дисков включаемой ФМ; удельная мощность трения $P_{уд}$ (Вт/м^2) и удельная работа буксования $W_{уд}$ (Дж/м^2). Динамическая нагруженность ГМП оценивалась по максимальному динамическому моменту $M_{у4max}$ на карданном валу (Н·м).

В ходе моделирования движения карьерного самосвала по заданному маршруту были определены рекомендованные зоны работы автоматической коробки передач. Это включает такие настройки фрикционов, которые позволяют минимизировать максимальный динамический момент на карданном валу $M_{у4max}$ и износ фрикционных дисков, измеряемый удельной работой $W_{уд}$ при буксовании. Основным параметром, регулирующим работу фрикционов, выбрана длительность перекрытия передач $t_п$ с учетом скорости машины $v_п$, при которой выполняются автоматические переключения передач.

Результаты исследований, визуализированные на рис. 3, указывают на нелинейный характер полученных характеристик. Выяснено, что существуют ключевые факторы, влияющие на оптимальное переключение передач в ГМП. Определенные параметры играют важную роль в обеспечении плавной и эффективной работы ГМП при переключении передач. Отмечено, что значения $W_{уд}$ возрастают с увеличением $v_п$. Аналогичное поведение демонстрирует и $M_{у4max}$ (графическое представление отсутствует). Установлено существование областей, в которых динамика процесса переключения передач является наиболее благоприятной, характеризуясь минимальными динамическими нагрузками в трансмиссии и снижением работы буксования. Это приводит к уменьшению износа фрикционных дисков и, как следствие, увеличению их срока службы и общего ресурса трансмиссии. Данные области соответствуют диапазону длительности перекрытия передач $t_п$ от 0,16 до 0,23 секунды.

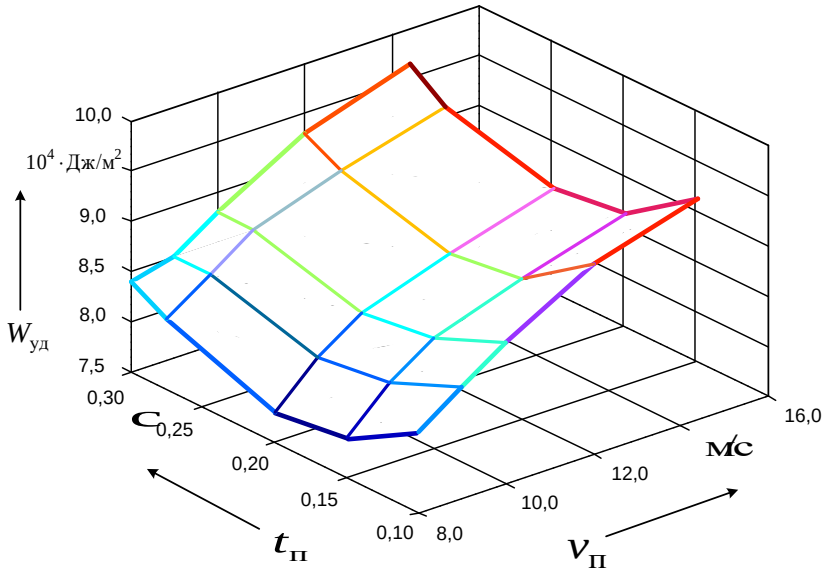

Рисунок 3 – Влияние параметров регулирования гидромеханической передачи $t_п$ и $v_п$ на удельную работу буксования фрикционных дисков $W_{уд}$

Синтез алгоритмов определения технического состояния ГМП, реализованные авторами, базируется на разработанных научных принципах, методах и выявленных закономерностях. Эти алгоритмы, интегрированные в бортовую систему диагностирования ГМП, обеспечивают своевременную и точную оценку фактического технического состояния и прогнозирование неисправностей автосамосвалов. Отдельные алгоритмы, адаптированные для мобильного использования, представлены в [1].

Рис. 4 демонстрирует пользовательский интерфейс экспертной системы для мониторинга и оперативной диагностики ГМП. Левая часть рисунка отображает состояние исполнительных механизмов переключения передач, а правая – панель индикации, предоставляющая водителю информацию о ключевых параметрах работы ГМП, таких как текущая передача, состояние блокировки гидротрансформатора, степень загрузки автомобиля-самосвала, давление и температура масла.

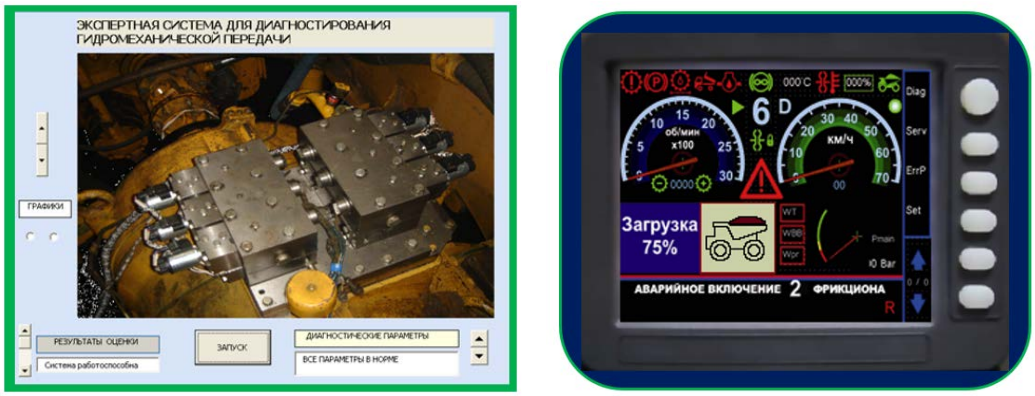

Рисунок 4 – Средства визуализации данных и управления в экспертной диагностической системе ГМП

Выводы

1. Разработана усовершенствованная система оперативной диагностики и мониторинга гидромеханической передачи. Эта система, основанная на новых методах и установленных связях между изменениями в диагностических показателях и рабочих характеристиках, позволяет оперативно оценивать текущее состояние ГМП и прогнозировать его изменения в будущем. Разработаны алгоритмы, обеспечивающие эффективную работу этой системы.

2. Предложены рекомендации по оптимизации работы автоматической коробки передач (АКП) для карьерных самосвалов. На основе результатов имитационного моделирования движения нагруженного самосвала, разработаны рекомендации по динамической регулировке момента смыкания фрикционов при переключении передач. Внедрение этих рекомендаций в алгоритмы диагностики и мониторинга позволит снизить динамические нагрузки на трансмиссию и продлить срок службы фрикционных дисков ГМП в АКП мобильных машин различного назначения.

Литература

1. Скойбеда, А. Т. Гидромеханические передачи мобильных машин. Проектирование и диагностика / А. Т. Скойбеда, С. А. Рынкевич. – Могилев : УПКП «Могилев. обл. укруп. типогр. им. С. Соболя», 2014. – 230 с.

2. Рынкевич, С. А. Концептуальные основы диагностики гидрофицированных трансмиссий карьерной техники / С. А. Рынкевич // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства. Материалы международной научно-технической конференции. Сборник трудов. – Тюмень. – 2018. – С. 237–241.

3. Рынкевич, С. А. Автоматизация диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий / С. А. Рынкевич // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов : в 2-х т. / Белорусский национальный технический университет; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. – Мн. : БНТУ, 2020. – Т. 1. – С. 46–50.

4. Рынкевич, С. А. Управление и диагностирование гидрофицированных трансмиссий: состояние проблемы и перспективы развития / С. А. Рынкевич // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии. – Мн. : БНТУ. – 2021. – С. 77–88.

5. Рынкевич, С. А. Активный мониторинг сложных элементов гидромеханических передач мобильных машин / С. А. Рынкевич // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. – 2024. – № 1. – С. 72–79.

6. Рынкевич, С. А. Классификация дефектов передач мобильных машин / С. А. Рынкевич // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. – 2024. – № 2. – С. 19–24.

7. Рынкевич, С. А. Механические и гидромеханические передачи: анализ работоспособности и отказы / С. А. Рынкевич // Актуальные проблемы транспорта и логистики: сборник научных трудов БелГУТ. – 2023. – С. 137–142.

8. Рынкевич, С. А. Система бортового диагностирования и мониторинга гидромеханической передачи автосамосвала / С. А. Рынкевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 4 (81). – С. 53–60.

9. Рынкевич, С. А. Контроль механических и гидромеханических передач мобильных и технологических машин / С. А. Рынкевич // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. – 2025. – № 1. – С. 13–19.

10. Рынкевич, С. А. Анализ отказов и испытания передач со сложным движением звеньев // С. А. Рынкевич, О. А. Сонич / Транспорт и транспортные системы. Конструирование, эксплуатация, технологии. – Мн. : БНТУ. – 2024. – Вып. 6. – С. 19–25.

RYNKEVICH Sergey A., D. Sc. in Eng., Ass. Prof.,
Prof. Department of “Information Technology Software”[1]
E-mail: rynkev@tut.by

SONICH Oleg A.,
Head of the SRLT of Transport systems, Senior lecturer of the Department “Machine science and machine parts”[2]
E-mail: niilts@bntu.by

[1]Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic of Belarus
[2]Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 06.07.2025

FAILURE ANALYSIS AND TESTING OF TRANSMISSIONS WITH COMPLEX LINK MOVEMENT

The article considers the issues of application of the on-board diagnostics and monitoring system for prompt determination of the technical condition in the design of a quarry dump truck with a hydromechanical transmission. The design of a four-shaft dual-range hydromechanical gearbox of a quarry dump truck and the system of its on-board control and diagnostics are described. A mathematical description of the functioning processes of the hydromechanical transmission has been developed, which takes into account the friction moments of multi-disk clutches and the blocking conditions of the hydrodynamic transformer. The combined system of equations provides a mathematical description necessary for determining the phase state (angular velocities and accelerations) of concentrated masses of the dynamic model and moments in the elastic elements of the transmission. Based on the simulation modeling method, the regularities of dynamic regulation of clutches during automatic gear shifting have been revealed, ensuring the reduction of dynamic loads in the transmission and wear of friction discs. It has been revealed that the specific slip work increases with the increase in the machine speed at which gear shifts occur. The expert system viewing windows are shown, where the results of the analysis of the technical condition of the transmission are displayed. It is noted that it is possible to achieve a high level of performance of mobile machines on the basis of comprehensive and timely prevention of failures and malfunctions even before their origin using progressive diagnostic methods in real time.

***Key words**: gear, complex movement of links, hydromechanical transmission, diagnostics, defect, technical condition, friction clutches.*

References

1. Skoybeda, A. T. Hydromechanical transmission of mobile machines. Design and diagnostics / A. T. Skoybeda, S. A. Rynkevich. – Mogilev : UPKP “Mogilev region ukrup. tipogr. named after S. Sobol”, 2014. – 230 p.

2. Rynkevich, S. A. Conceptual foundations of diagnostics of hydraulic transmissions of mining machinery / S. A. Rynkevich // Land transport and technological complexes and facilities. Materials of the international scientific and technical conference. Collection of works. – Tyumen. – 2018. – P. 237–241.

3. Rynkevich, S. A. Automation of diagnostics of mechanical and hydromechanical transmissions / S. A. Rynkevich // Automotive engineering and automobile transport: a collection of scientific papers in 2 volumes / Belarusian National Technical University; editorial board: ed. by D. V. Kapsky [et al.]. – Minsk : BNTU, 2020. – Vol. 1. – P. 46–50.

4. Rynkevich, S. A. Management and diagnostics of hydraulic transmissions: current problems and development prospects / S. A. Rynkevich // Collection of scientific papers. articles “Transport and transport systems: design, operation, technologies”. – Minsk : BNTU. – 2021. – P. 77–88.

5. Rynkevich, S. A. Active monitoring of complex elements of hydromechanical gears of mobile machines / S. A. Rynkevich // Bulletin of Polotsk State University. Series B. Industry. Applied sciences. – 2024. – No. 1. – P. 72–79.

6. Rynkevich, S. A. Classification of transmission defects of mobile machines / S. A. Rynkevich // Bulletin of Polotsk State University. Series B. Industry. Applied sciences. – 2024. – No. 2. – P. 19–24.

7. Rynkevich, S. A. Mechanical and hydromechanical transmissions: analysis of operability and failures / S. A. Rynkevich // Actual problems of transport and logistics. Collection of scientific papers of BelGUT. – 2023. – P. 137–142.

8. Rynkevich, S. A. The system of on-board diagnostics and monitoring of the hydromechanical transmission of a dump truck / S. A. Rynkevich // Bulletin of the Belarusian-Russian University. – 2023. – № 4 (81). – P. 53–60.

9. Rynkevich, S. A. Control of mechanical and hydromechanical transmissions of mobile and technological machines / S. A. Rynkevich / Bulletin of Polotsk State University. Series B. – 2025. – No. 1. – P. 13–19.

10. Rynkevich, S. A. Analysis of failures and testing of gears with complex movement of links / S. A. Rynkevich, O. A. Sonich // Transport and transport systems. Design, operation, technology. – Minsk : BNTU. – 2024. – Issue 6. – P. 19–25.

УДК 378.16

ВОЛЧКОВИЧ А. В.,
аспирант
E-mail: tea_atf@bntu.by

САВИЧ Е. Л., канд. техн. наук, проф.,
профессор каф. «Техническая эксплуатация автомобилей»
E-mail: tea_atf@bntu.by

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 03.09.2024

ОСОБЕННОСТИ ОТКАЗОВ ВОЕННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

В работе приводятся основные отличия отказов военной автомобильной техники от отказов гражданской автомобильной техники. Боеспособность Вооруженных Сил Республики Беларусь во многом будет зависеть от способности автомобильной техники, своевременно в указанный срок, доставлять к местам ведения боевых действий вооружение, военную и специальную технику и личный состав. Поэтому надежность военной автомобильной техники имеет главное первостепенное значение. В приведенном ниже материале рассматриваются основные неисправности и отказы военной автомобильной техники. Материальную основу боевой мощи любых Вооруженных Сил составляет вооружение, военная и специальная техника, от организации грамотной и правильной эксплуатации и будет в значительной степени зависеть боеспособность соединений, воинских частей. Под термином эксплуатация следует понимать стадию жизненного цикла изделия военной автомобильной техники с момента принятия ее войсковой частью от завода-изготовителя или ремонтного предприятия, до момента списания с книг учета установленным порядком в соответствии с требованиями нормативно-правовых актов. По проведенным исследованиям дан анализ отказов военной автомобильной техники.

***Ключевые слова**: отказ, автомобиль, неисправность, техническое обслуживание, заводской ремонт, войсковой ремонт, текущий ремонт, средний ремонт, капитальный ремонт, ремонт по техническому состоянию, регламентированный ремонт, плановый ремонт, неплановый ремонт, комплексный ремонт, специализированный ремонт.*