

Антипенко Г.Л., Судакова В.А.

## НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

**Введение.** В системах управления строительно-дорожными машинами все большее распространение получают бортовые компьютеры. Они позволяют оптимизировать процессы управления силовой установкой и трансмиссией, обеспечивая высокие тягово-динамические и топливно-экономические показатели. Но ресурсы бортового компьютера позволяют решать значительно больший круг задач. И одним из направлений использования ресурсов компьютера является отслеживание и контроль технического состояния двигателя, трансмиссии, систем управления и рабочего оборудования. В этом случае огромное значение имеет создание алгоритмов диагностирования, позволяющих при ограниченной входной информации, за счет глубокого компьютерного анализа, обеспечить достоверность и оперативность постановки диагноза.

В настоящее время широко распространены методы компьютерной диагностики систем машин. При этом особое внимание уделяется снижению трудоемкости постановки диагноза и его достоверности. Для этого важные узлы машин оснащаются встроенными системами диагностики с выходом на бортовой компьютер или на разъемы для внешнего подключения к компьютерным системам диагностики. Для проведения инспекционного и эксплуатационного инструментального контроля автотранспорта используются современные линии компьютерной диагностики. Такие линии, как, например, «EURO-SYSTEM» имеют модульный принцип построения, что позволяет комплектовать их для диагностики двигателей, рулевых и тормозных систем, подвески, электрооборудования с выдачей протокола диагностирования на основе анализа полученной информации, исключив субъективный фактор при оценке технического состояния. Для этих систем разработаны достаточно универсальные алгоритмы диагностирования, средства взаимодействия с объектом и группой приборов, входящих в состав линии. Диагностика же трансмиссий на таких линиях не предусмотрена, поскольку трансмиссии, как правило, не приспособлены к взаимодействию с «мозгом» диагностической линии, которым является система управления «EURO-SYSTEM», а последняя в свою очередь не имеет необходимого программного обеспечения для этого.

**Диагностирование трансмиссий мобильных машин.** Диагностирование трансмиссии осуществляется по параметрам технического состояния зубчатых зацеплений, подшипников, фрикционных элементов, синхронизаторов и элементов привода. Но ресурс трансмиссии в основном определяется состоянием зубчатых зацеплений и фрикционных элементов. Состояние зубчатых зацеплений оценивается величиной суммарного углового зазора, характеризующего боковой износ зубьев и кинематической неравномерностью вращения выходного вала, характеризующей наличие единичных дефектов зубьев. Состояние фрикционных элементов оценивается отсутствием буксования при передаче максимального крутящего момента от двигателя, величиной остаточного момента трения при выключенных фрикционах, работой буксования при включении (замыкании) фрикционов или плавностью их включения. Плавность вклю-

чения фрикционных муфт обеспечивается введением в систему управления переключением ступеней в коробке передач клапанов плавности. Нарушение в их работе в процессе эксплуатации приводит к ухудшению плавности движения при переключении ступеней, возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии либо к увеличению работы буксования и соответственно быстрому износу, высокому нагреву и короблению пар трения. Поэтому разработка новых подходов к диагностированию трансмиссий, ориентированных на использование современных компьютерных средств и информационных технологий, является актуальной задачей.

Одним из перспективных методов для компьютерной диагностики состояния зубчатых элементов трансмиссии является импульсный метод, изложенный в патенте РБ № 6802 [1]. Алгоритм диагностирования состояния зубчатых зацеплений в этом случае должен включать анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты шестерни ведомого вала относительно высокочастотного опорного сигнала, снимаемого с зубчатого венца шестерни, связанной с ведущим валом. Изменение шага зацепления будет указывать на наличие единичных дефектов зубьев шестерен. По периоду повторного появления дефекта легко установить принадлежность их тому или иному зубчатому колесу, поскольку период обращения у каждого зубчатого колеса свой.

Для компьютерной диагностики состояния зубчатых элементов трансмиссии по суммарному угловому зазору, характеризующему боковой износ зубьев, также разработан импульсный метод, изложенный в патенте РБ № 9279 [2]. Алгоритм диагностирования состояния зубчатых зацеплений в этом случае должен также включать анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты шестерни ведомого вала относительно высокочастотного опорного сигнала, снимаемого с зубчатого венца шестерни, связанной с ведущим валом при подаче на трансмиссию тестового воздействия, направленного на выбор суммарного углового зазора. Изменение шага зацепления при выборе суммарного углового зазора в трансмиссии пропорционально его величине.

Использование импульсного метода целесообразно и для диагностики фрикционных элементов трансмиссий машин по наличию буксования при передаче больших крутящих моментов и плавности переключения ступеней.

Анализируя параметры, по которым оценивается техническое состояние фрикционных элементов и зубчатых передач, можно прийти к выводу, что они так или иначе связаны с изменением относительного углового положения ведущего и ведомого валов трансмиссии. Следовательно, установив бесконтактные датчики углового положения валов на входе и выходе трансмиссии, можно адаптировать ее для компьютерной диагностики. В этом случае алгоритм диагностирования должен включать анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты шестерни ведомого вала относительно высокочастотного сигнала, снимаемого с зубчатого венца шестерни, связанной с ведущим валом. Отклонение шага зацепления в количестве импульсов опорного сигнала от установившегося значения будет характеризовать

*Антипенко Григорий Леонидович, к.т.н., доцент кафедры "Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины и оборудование" Государственного учреждения высшего профессионального образования "Белорусско-Российский университет".  
Судакова Вероника Александровна, магистрант Государственного учреждения высшего профессионального образования "Белорусско-Российский университет".  
Беларусь, "Белорусско-Российский университет", 212005, г. Могилев, пр-т Мира, 43.*

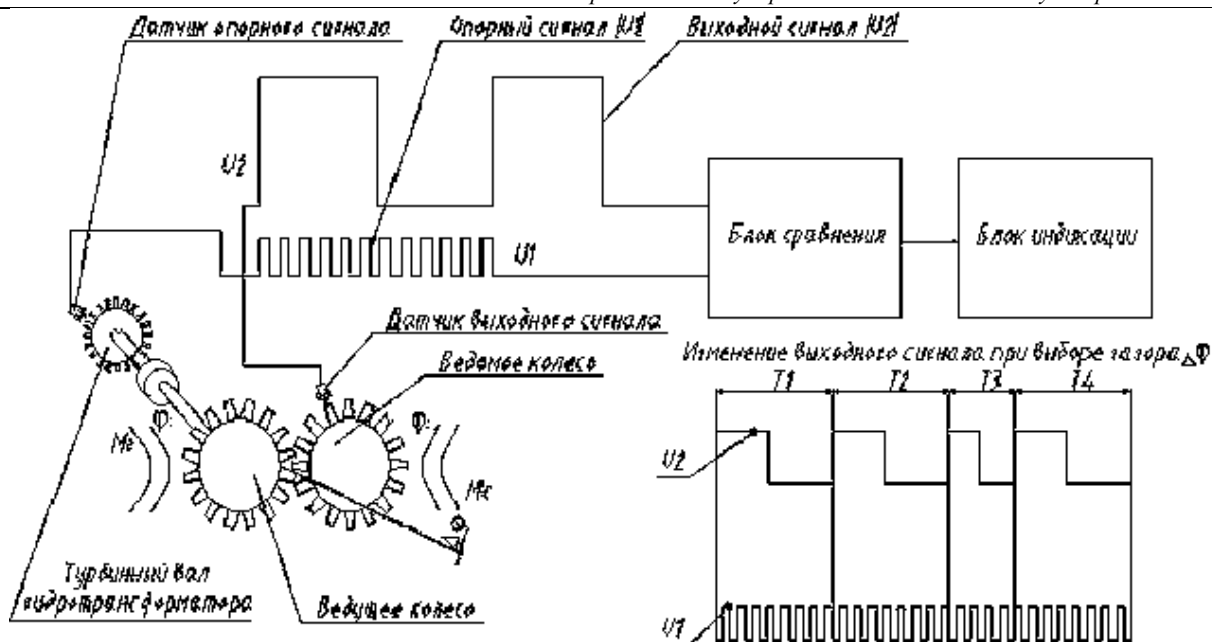


Рис. 1. Схема импульсного метода диагностирования трансмиссии

наличие единичных дефектов, величину суммарного углового зазора, буксование фрикциона или время его включения в зависимости от алгоритма обработки сигнала и вида тестового воздействия на трансмиссию.

Суть метода диагностирования зубчатых и фрикционных элементов трансмиссии показана на рис.1. Для диагностирования зубчатых зацеплений и фрикционных элементов к ведущему колесу, вращающемуся с угловой скоростью  $\Phi_1$ , подведен крутящий момент  $M_D$ , а к ведомому, вращающемуся с угловой скоростью  $\Phi_2$ , - момент сопротивления  $M_C$ .

С ведущим колесом связан датчик высокочастотного опорного сигнала U1, представляющий собой либо зубчатый венец с числом зубьев, существенно превышающим число зубьев ведомого колеса, либо энкодер, генерирующий до 1000 импульсов опорного сигнала за один оборот ведущего вала, и индукционный датчик, установленный напротив зубчатого венца шестерни, связанной с выходным валом. Датчик выходного сигнала, установленный у зубчатого венца ведомого колеса, считывает импульсы зубцовой частоты U2. Опорный сигнал U1 от ведущего вала и сигнал зубцовой частоты U2 с ведомого колеса поступает в электронный блок для сопоставления их между собой. В итоге, выбор суммарного углового зазора  $\Delta\varphi$  при тестовом воздействии на трансмиссию, будет характеризоваться периодом с меньшим числом опорных сигналов (рис.1).

Алгоритм диагностирования состояния фрикционных элементов также должен включать анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты шестерни ведомого вала относительно высокочастотного опорного сигнала, снимаемого с зубчатого венца шестерни, связанной с ведущим валом. Изменение числа импульсов ведущей шестерни относительно шага зацепления ведомой будет свидетельствовать о нарушении кинематической связи между валами, т.е. о наличии переходного процесса (замыкания или буксования фрикциона), а по стабилизации числа импульсов можно судить об окончании переходных процессов. Время буксования фрикционных элементов, косвенно характеризующее работу буксования за время переключения ступеней в коробке передач, определяется длительностью переходного процесса, в течение которого угловые скорости ведущих и ведомых ча-

стей фрикциона выравниваются. Это время отсчитывается таймером с момента начала включения фрикциона до выравнивания количества импульсов опорного сигнала в каждом периоде выходного.

Реализацию импульсного метода диагностирования зубчатых зацеплений и фрикционных элементов трансмиссии можно проводить как для стационарных стендов, так и для бортовых систем диагностики. В последнем случае для каждой машины необходимо провести натурные или расчетные исследования, позволяющие найти параметры тестового воздействия, обеспечивающего выбор суммарного углового зазора в трансмиссии на каждой передаче и синтезировать алгоритм определения его величины.

Принимаем в качестве объекта диагностирования гидромеханическую трансмиссию фронтального погрузчика МоА3-4048. Коробка передач МоА3-4048 четырехвальная, имеет шесть ступеней переднего и одну заднего хода. Переключение ступеней производится многодисковыми фрикционными муфтами. Шестерни коробки передач прямозубые, постоянного зацепления. Для адаптации трансмиссии к компьютерной диагностике она должна быть оснащена датчиками информации, позволяющими отслеживать относительные угловые перемещения ведущего и ведомого валов в местах измерения суммарного углового зазора в коробке передач и на выходе всей трансмиссии относительно опорного сигнала датчика, связанного с турбинным валом гидротрансформатора.

Для исследования процесса выбора суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях, процессов буксования фрикциона при передаче больших крутящих моментов и при замыкании фрикциона, разработаны динамическая и математическая модели трансмиссии как объекта диагностирования. В соответствии с задачами исследований математическая модель должна учитывать инерционные, упругие и диссипативные свойства элементов трансмиссии, определяющие их низкочастотные колебания, а также нелинейные функции, описывающие процесс выбора зазора в зацеплении и буксование фрикциона [3].

**Результаты тестирования.** Диагностирование трансмиссии по суммарному угловому зазору, после оснащения ее датчиками, можно проводить как на стационарном стенде, так и помощью бортового компьютера в движении. Но при этом

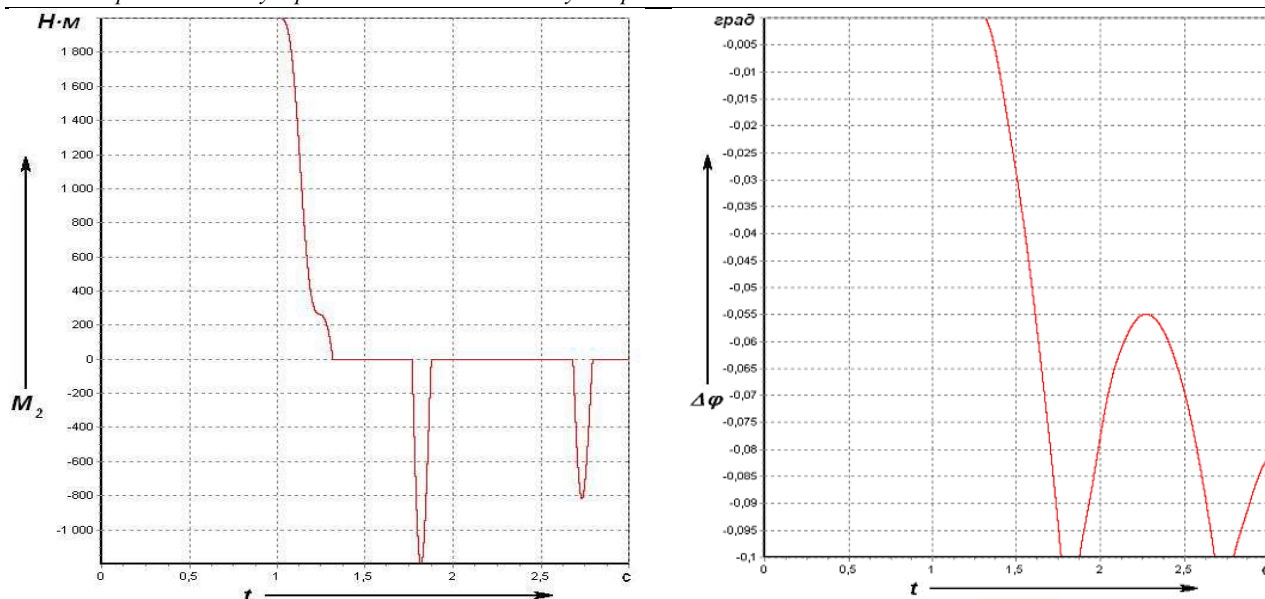


Рис.2. Результаты моделирования процесса выбора суммарного углового зазора в коробке передач

необходимо обеспечить выбор зазора в зацеплении. При движении это достигается подачей тестового воздействия на трансмиссию в виде разгона и торможения двигателем, а на стенде – реверсом опорных барабанов. Если для выбора зазора в зубчатом зацеплении использован метод торможения двигателем при движении погрузчика, то тестовым воздействием является резкий сброс педали подачи топлива двигателю. Силы инерции в этот момент будут превышать ведущий момент и способствовать выбору суммарного углового зазора в трансмиссии.

После тестового воздействия крутящий момент на выходном валу коробки передач  $M_2$  уменьшается и достигает нулевого значения (рис.2), т.е. в этот период силы инерции начинают выбирать угловой зазор  $\Delta\varphi$  в коробке передач. После выбора зазора выходной вал закручивается в другую сторону и  $M_2$  становится отрицательным. За счет упругих элементов накапливается потенциальная энергия, вал закручивается и вновь отталкивает шестерню в пространство углового зазора, но повторного выбора зазора не происходит. Это необходимо учитывать при составлении алгоритма подсчета импульсов для расчета суммарного углового зазора.

Поведение системы диагностики в этот период показано на рис.3. При подаче на вход динамической системы тестового воздействия количество опорных импульсов  $n_0$  на каждом зубе выходной шестерни коробки передач меняется относительно установившегося значения.

Видно, что эти изменения происходят не только при выборе суммарного углового зазора, но и при относительных угловых перемещениях валов из-за упругости участка трансмиссии от задатчика опорного сигнала до датчика импульсов зубцовой частоты на выходе коробки передач. Следовательно, при наличии колебаний импульсы опорного сигнала  $n$  должны подсчитываться за все время переходного процесса, и для определения реальной величины суммарного углового зазора  $\Delta\varphi_j$  их необходимо соотнести с количеством импульсов опорного сигнала за этот интервал времени в случае наличия жесткой кинематической связи, т.е.

$$\Delta\varphi_j = \frac{n_0 \cdot u_j N_C / z - \sum_{i=1}^{N_3} n_i}{n_0 \cdot u_j} \cdot 2\pi,$$

где  $N_C$  - сумма импульсов выходного сигнала за время диагностики;

$u_j$  - передаточное число трансмиссии от задатчика опорного сигнала до выходного датчика на  $j$ -ой передаче;

$n_0$  - число импульсов опорного сигнала за один оборот входного вала;

$z$  - число зубьев шестерни, с которой снимается выходной сигнал.

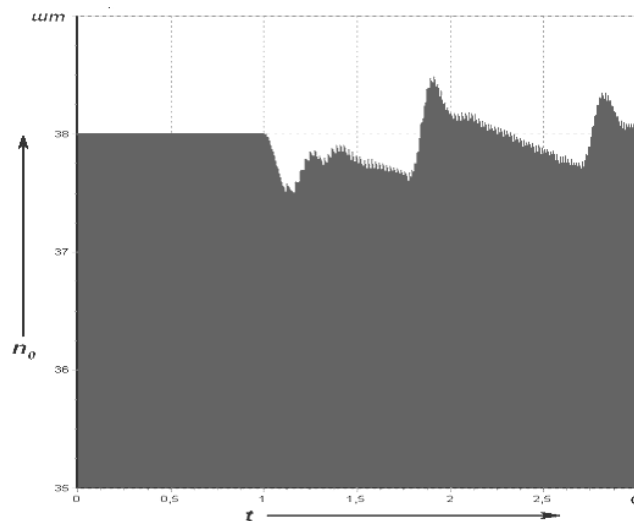


Рис. 3. Характер изменения числа опорных импульсов в каждом периоде выходного сигнала с коробки передач при тестовом воздействии

Диагностирование состояния фрикционных элементов трансмиссии осуществляется по другому алгоритму. При превышении момента сопротивления движению момента, создаваемого фрикционом, происходит буксование последнего. На рис. 4 представлены результаты моделирования процесса буксования и поведения информационных переменных, выбранных для диагностики фрикционных элементов по этому параметру.

С возрастанием момента сопротивления движению погрузчика при общем падении частоты вращения на ведущей 1 и ведомой 2 частях фрикционной муфты и выходном валу трансмиссии 3, система диагностики легко распознает начало

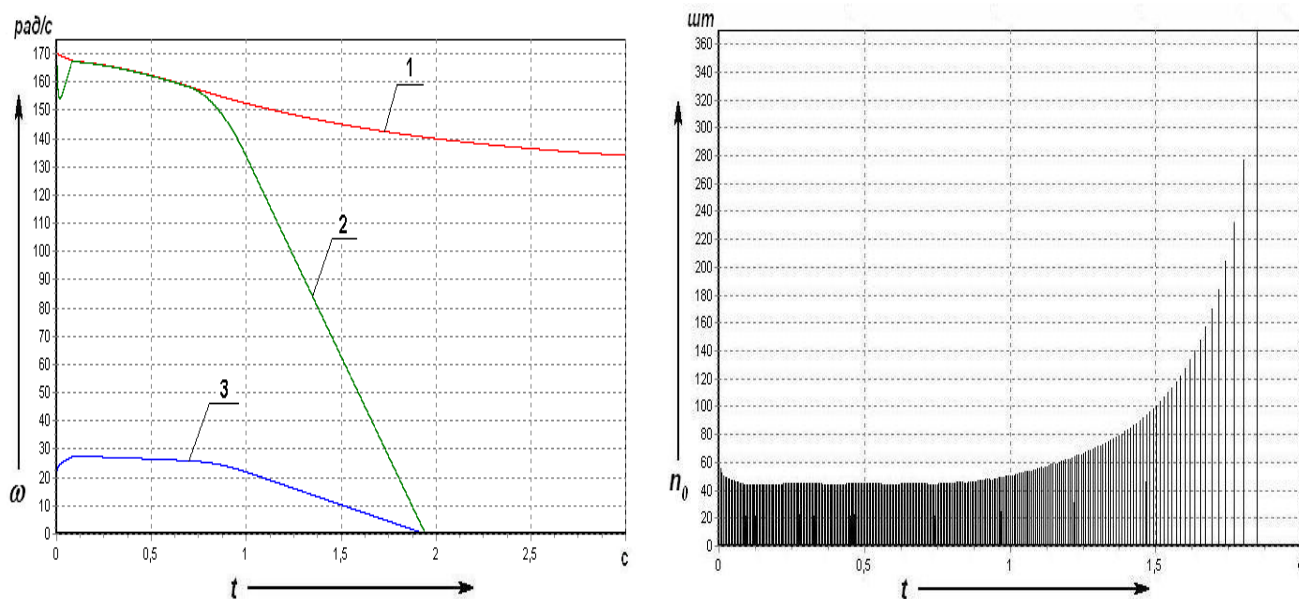


Рис. 4. Процесс буксования фрикциона и поведение информационных переменных системы диагностики в этот момент

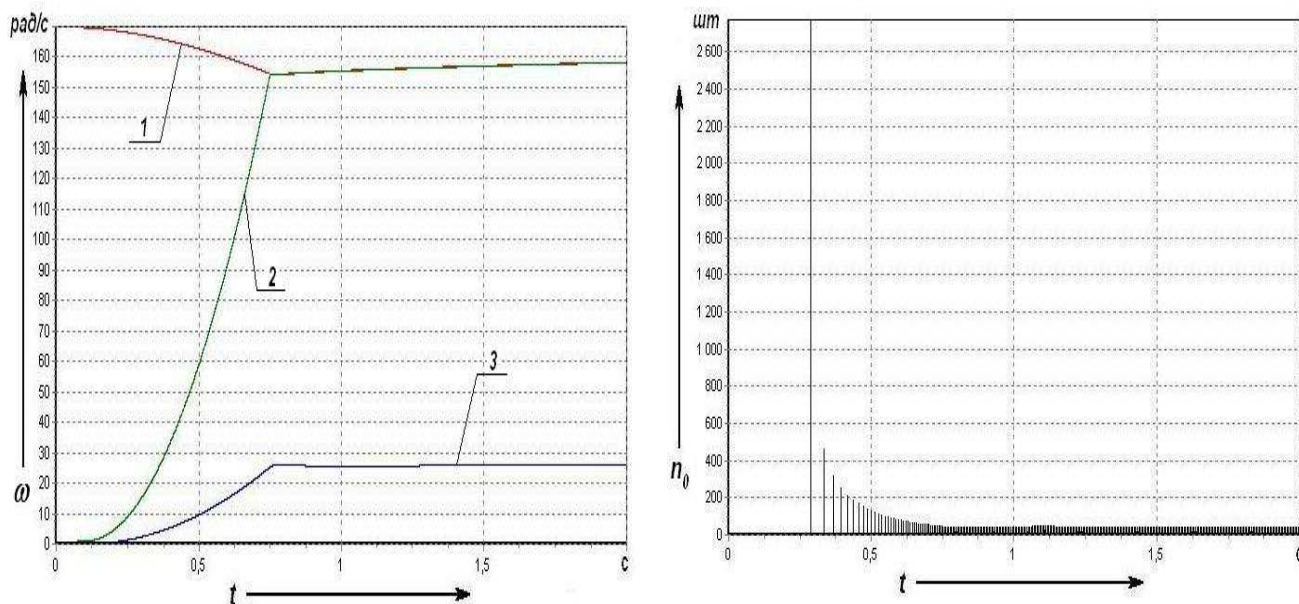


Рис. 5. Изменение угловых скоростей ведущей и ведомой частей фрикциона при включении и изменение числа импульсов опорного сигнала за поворот выходной шестерни на один зуб

возникновения буксования по возрастанию количества опорных импульсов  $n_0$  за поворот на один зуб шестерни, связанной с выходным валом, относительно установившегося значения. Для контроля этого параметра необходимо вести подсчет импульсов опорного сигнала за каждый период зубцовой частоты выходного сигнала коробки передач и сравнивать их между собой. При отсутствии буксования эта разница должна быть равна нулю, в противном случае имеет место буксование.

Для оценки плавности включения фрикционных муфт, характеризующей, в том числе, состояние клапана плавности, был также смоделирован процесс включения фрикционов и поведение системы диагностики в этот момент (рис. 5). Время буксования фрикционных элементов  $t_{\text{вн}}$ , характеризующее работу буксования за время переключения ступеней в коробке передач, определяется временем переходного процесса. Для его определения в момент включения передачи компьютером запускается таймер, фрикцион постепенно замыкается, и частота вращения ведомого вала 2 начинает увеличиваться,

и при достижении некоторого момента выходной вал 3 начинает разгон погрузчика. В этом случае в каждый последующий момент времени снимаемое число импульсов  $n_0$  с датчика опорного сигнала при повороте шестерни ведомого вала на один зуб, постоянно убывает по отношению к предшествующему периоду.

Число импульсов на каждом периоде выходного сигнала датчика сопоставляется с предыдущим и при разности, равной нулю, таймер останавливается. Это будет свидетельствовать о том, что скорости ведомой 2 и ведущей 1 частей фрикционной муфты уравнились и процесс буксования прекратился. Если будет известен характер изменения момента трения фрикциона, то можно найти работу буксования фрикциона, а при необходимости его температуру и сопоставить с допустимыми значениями для применяемой пары трения. Таким образом, анализируя выходной сигнал системы диагностики трансмиссии можно оценить как техническое состояние фрикциона, так и эффективность работы клапана плавности по работе буксования или

по величине углового ускорения выходного вала, пропорционального продольному ускорению погрузчика.

Продольное ускорение погрузчика при переключении ступени в ГМКП, без учета демпфирующих способностей шин, можно выразить через угловое ускорение выходного вала. Его легко определить из анализа информации от системы диагностики. Угловое ускорение – это приращение угловой скорости  $\Delta\omega$  за среднюю продолжительность между соседними импульсами  $T_i$  и  $T_{i+1}$ , т.е. за период времени  $(T_i + T_{i+1})/2$ . Поскольку один импульс выходного сигнала – это поворот шестерни, связанной с выходным валом, на один зуб, то приращение угловой скорости в рад/с найдется из выражения

$$\Delta\omega = 2\pi/z (1/T_{i+1} - 1/T_i).$$

Тогда, угловое ускорение в рад/с<sup>2</sup> можно отслеживать, постоянно анализируя длительность соседних импульсов выходного сигнала датчика по зависимости

$$\varepsilon_i = 4\pi/z ((T_i - T_{i+1})/T_i \cdot T_{i+1} (T_i + T_{i+1})).$$

#### Выводы

1. Используя анализ шага зацепления ведомой шестерни относительно высокочастотного опорного сигнала, генерируемого с ведущего вала, путем подсчета импульсов на каждом периоде зубцовой частоты и длительности этих периодов, легко оценить и техническое состояние фрикционных элементов гидромеханической трансмиссии, используя компью-

тер с соответствующим алгоритмом обработки данных как средство диагностирования.

2. Проведенные расчетно-теоретические исследования показывают, что любую трансмиссию мобильной машины легко адаптировать к компьютерной диагностике. При этом можно получить высокую точность постановки диагноза при минимальных затратах, используя современные средства диагностики. Создание системы компьютерной диагностики на основе предложенного импульсного метода диагностирования трансмиссий позволит существенно снизить затраты на эксплуатацию, поскольку трудоемкость ремонтных работ по трансмиссии при выходе ее из строя достаточно велика.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. 6802 ВУ, С1 G 01M 13/02. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г.Л. Антипенко, Д.Г. Антипенко, А.Н. Максименко, Б.М. Моргалек (РБ). - №а20020570; Заявлено 02.07.2002; Опубл. 30.03.2005.- 5 с. : ил.
2. Пат. 9279 ВУ, С1 G 01M 13/02. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г.Л. Антипенко, Д.Г. Антипенко, А.Н. Максименко, Б.М. Моргалек (РБ). - №а20040773.
3. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. – Мн.: Дизайн ПРО, 2004. – 640с.

Статья поступила в редакцию 11.10.2007

УДК 629.114

Амельченко П.А., Гуськов А.В., Дубовик Д.А., Мелешко М.Г.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ТРАКТОРОВ

**Введение.** Одним из важнейших вопросов при создании колесного трактора является обоснование рационального распределения масс последнего на оси, которое обеспечивает наилучшие тягово-сцепные свойства и максимальный тяговый КПД  $\eta_m$  трактора. Тягово-сцепные свойства колесного трактора в составе машинно-тракторного агрегата определяются взаимодействием ходовой системы с опорной поверхностью.

При неустановившемся движении на горизонтальной поверхности действующие нагрузки в общем случае определяются вертикальными нагрузками на оси трактора, сопротивлением агрегируемых машин, силой инерции, сопротивлением воздуха, крутящими моментами, подводимыми к ведущим колесам и моментом инерции всего агрегата. Реактивные силы при этом определяются как касательные силы тяги и силы сопротивления движению, вертикальные реакции.

Теоретический анализ [1, 2] показывает, что увеличение размеров шины (диаметра  $D$  и ширины  $b$ ) при одинаковой вертикальной нагрузке  $G$  на шину приводит к улучшению ее тягово-сцепных качеств. При этом уменьшается сопротивление  $F_{сnp}$  перекачиванию (за счет уменьшения образования колеи и смятия грунта движителем), увеличивается касательная  $F_k$  сила тяги (за счет увеличения площади опорной поверхности) и улучшается проходимость (благодаря уменьше-

нию давления движителя на грунт, увеличению дорожного просвета). Вместе с тем, увеличение размеров шины (при  $G = const$ ) приводит к увеличению веса всего трактора и стоимости шин. Поэтому рационально подобранные шины (по диаметру  $D$  и ширине  $b$ , давлению воздуха в шине  $P_w$ , числу слоев корда и т.д.) позволят улучшить тяговый КПД трактора и его проходимость.

Таким образом, необходимо искать компромиссное решение, которое представлено следующим алгоритмом: при  $G = const$  и  $D, b = var$ ,  $F_{сnp} \rightarrow \min$ ;  $F_k \rightarrow \max$ ;

$\eta_k \rightarrow \max$ ;  $q \rightarrow \min$ , где  $\eta_k$  - тяговый коэффициент полезного действия ведущего колеса;  $q$  - давление на грунт, Н/м<sup>2</sup>.

При разработке перспективных колесных тракторов на МТЗ используется номенклатура шин, приведенная в таблице 1, в которой указаны обозначения шины, обода и ее параметры:  $b$  - ширина,  $D$  - наружный диаметр,  $r_{ст}$  - статический радиус и  $r_x$  - кинематический радиус качения,  $G_{дон}$  - допустимая нагрузка при скорости  $V = 40$  км/ч и давлении воздуха в шине  $P_w$ , МПа. Из этой таблицы можно выбрать шины по предельной  $G_{max}$  нагрузке, т.е. решать задачу, кото-

Амельченко Петр Адамович, д.т.н., профессор, начальник отдела тракторов Государственного научного учреждения «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси».

Дубовик Дмитрий Александрович, к.т.н., зам. директора по научной работе Государственного научного учреждения «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси».

Беларусь, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

Гуськов Андрей Владимирович, к.т.н., начальник отдела Производственного объединения «Минский тракторный завод».

Мелешко Михаил Григорьевич, генеральный конструктор Производственного объединения «Минский тракторный завод». Беларусь, «Минский тракторный завод», 220009, г. Минск, ул. Долгобродская, 29.