

УДК 629.014.8-235

Д.С. БЕЛАБЕНКО

ОАО «Минский завод колесных тягачей», Республика Беларусь

В.Б. АЛЬГИН, д-р техн. наук

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

## ПРИМЕНЕНИЕ ОПЕРАЦИИ НОРМАЛИЗАЦИИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ТРАНСМИССИИ

*Приводятся результаты исследования переходного процесса с использованием нормализованной динамической схемы гидромеханической планетарной трансмиссии. Показана и проанализирована зависимость результатов математического моделирования динамической нагруженности от параметров нормализованной динамической схемы.*

**Ключевые слова:** трансмиссия, гидромеханическая передача, динамическая нагруженность, переходный процесс, динамическая схема, математическая модель, операция нормализации

**Введение.** Динамические расчеты переходного процесса планетарной трансмиссии с несколькими взаимодействующими фрикционными относятся к наиболее сложным, поскольку воспроизводятся быстропротекающие процессы, сопровождающиеся изменением структуры объекта. Для моделирования таких процессов могут применяться универсальные пакеты виртуальных расчетов (LMS Virtual.Lab, ADAMS, Romax, MATLAB, AmeSIM, SimulationX). В универсальных пакетах построение динамической схемы основывается на библиотеках элементов, что может ограничивать возможности в отношении составления конкретной динамической схемы и требовать использования избыточного числа элементов для ее реализации. Поэтому использование компьютерных приложений собственной разработки на языках программирования высокого уровня (C++, C#, Fortran, Pascal, Delphi) может иметь ряд преимуществ.

При исследовании динамической нагруженности трансмиссии используют оба рассмотренных подхода. В настоящей работе использован второй подход.

В [1] приводится методика математического моделирования планетарной гидромеханической трансмиссии (ГМТ). Показано, что учет реальных жесткостей элементов планетарных рядов может приводить к затруднению процесса интегрирования дифференциальных уравнений.

В [2] звенья планетарных рядов считались абсолютно жесткими. Математическое описание такой динамической схемы сопровождается сложностями определения крутящих моментов фрикционных и требует учета некоторых условий и включения в математическую модель дополнительных алгебраических уравнений.

В [1] предлагается для устранения топологических вырождений в динамической схеме выполнить ее преобразование. При этом планетарные механизмы предлагается преобразовывать в пару зацепления цилиндрических зубчатых колес для каждой передачи. В таком случае математическая модель содержит описание предыдущей и следующей передач. Перед моделированием необходимо выполнять расчет всех параметров для каждого переключения. Такой подход позволяет построить математическую модель планетарной ГМТ без ограничения сложности структуры и числа степеней свободы,

но при этом остается без внимания путь мощностного потока в планетарных рядах. Как известно, в современных многопоточных планетарных ГМТ возможна циркуляция мощности с увеличением нагруженности отдельных элементов.

В [3] описываются теоретические основы применения операции нормализации динамической схемы. Ее применение представляет альтернативный подход к решению задачи по моделированию планетарной ГМТ. Показано, что для упрощения математического описания поведения элементов управления можно применить операцию нормализации с заменой абсолютно жестких звеньев на упругие с рациональной конечной жесткостью. Такой подход может позволить исследовать процессы, протекающие внутри планетарных многопоточных ГМТ.

К тому же в [1] предлагается определять момент замыкания фрикционных по условию уменьшения модуля разности частоты вращения полумуфта меньше предварительно заданного значения. Однако математическое моделирование позволяет использовать более точный критерий замыкания фрикционных [2]: изменение знака разности частот вращения полумуфта.

Как показали результаты исследования собственных частот трансмиссии с применением операции нормализации динамической схемы [4] эта операция позволяет достаточно точно определять собственные частоты с упрощением процесса расчета.

В работах [5] и [6] представлена динамическая схема гидропривода фрикционных, в которой упорный диск имеет конечную жесткость. Как показано в работе [5], применение такого подхода позволило получить результаты моделирования динамической нагруженности с отклонением от результатов эксперимента, не превышающим 10 %.

В работах [7] и [8] представлен результат моделирования динамической нагруженности с учетом нормализации динамической схемы механической части трансмиссии при переключении с третьей на четвертую передачу. Погрешность моделирования с использованием нормализованной динамической схемы не превысила 12 % [7].

Однако применение операции нормализации требует дальнейшего изучения, в том числе определения зависимости динамической нагруженности гидромеха-

нической трансмиссии от значений параметров нормализованной динамической схемы, в частности для использованной в работах [7] и [8].

Указанная задача является предметом рассмотрения в данной работе на примере трансмиссии Минского завода колесных тягачей.

**Переход к нормализованной динамической схеме.**

На рисунке 1 показана динамическая схема исследуемой трансмиссии с ГМТ МЗКТ-4361, кинематическая схема которой представлена в работе [5].

На рисунке 1 часть соединительных звеньев (водила планетарных рядов) изображены абсолютно жесткими, а полумуфты фрикционов непосредственно соединены с инерционными звеньями, которые представляют элементы планетарных рядов (солнечное и коронное зубчатые колеса, водила).

В работах [7] и [8] исследовалась нормализованная динамическая схема трансмиссии, представленная на рисунке 2. Она получена из схемы, представленной на рисунке 1, путем замены абсолютно жестких звеньев на звенья с конечной рациональной жесткостью и введением инерционных звеньев полумуфт фрикционов, которые соединены с инерционными звеньями планетарных рядов упругими звеньями с конечной рациональной жесткостью.

Далее показан фрагмент (1) математической модели нормализованной динамической схемы, имеющей вид системы универсальных дифференциальных уравнений. Эта система дополнена системой универсальных дифференциальных уравнений, описывающей поведения гидропривода и представленной в [6]:

$$\begin{aligned} J_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} &= M_D - M_H - M_B; \\ J_T \frac{d^2 \varphi_T}{dt^2} &= M_B + M_T - M_{TB}; \\ J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= M_{TB} - M_1 - M_{\Phi 1/1} - M_{\Phi 2/1}; \\ &\dots \end{aligned} \tag{1}$$

В этой математической модели параметры податливости  $E_{B1}, E_{B2}, E_{B3}, E_{T1/0}, E_{T1/2}, E_{T2/3}, E_{T2/0}, E_{T3/5}, E_{T3/0}, E_{\Phi 1/1}, E_{\Phi 1/4}, E_{\Phi 2/1}, E_{\Phi 2/5}$  и демпфирования  $K_{B1}, K_{B2}, K_{B3}, K_{T1/0}, K_{T1/2}, K_{T2/3}, K_{T2/0}, K_{T3/5}, K_{T3/0}, K_{\Phi 1/1}, K_{\Phi 1/4}, K_{\Phi 2/1}, K_{\Phi 2/5}$  относятся к элементам динамической схемы, которые обычно принято при моделировании считать абсолютно жесткими.

В отличие от работы [4], в которой исследовались собственные частоты и формы колебаний динамической системы, в работах [7] и [8] выполнено математическое моделирование переходного процесса с определением динамической нагруженности. При этом сложность при-

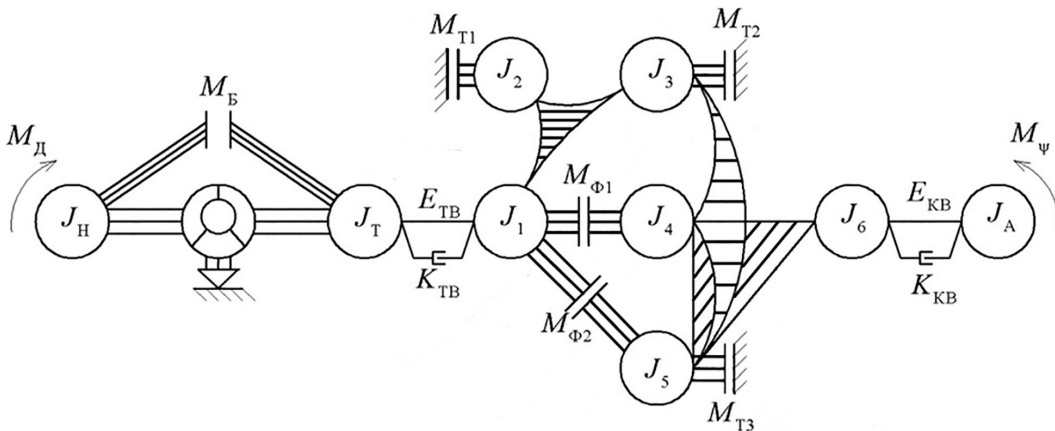


Рисунок 1 — Динамическая схема ГМТ МЗКТ-4361 в составе трансмиссии автомобиля:  $J$  — инерционные звенья;  $E$  — податливость;  $K$  — коэффициент демпфирования;  $M$  — крутящий момент двигателя, внутренние моменты фрикционов и момент сопряжения

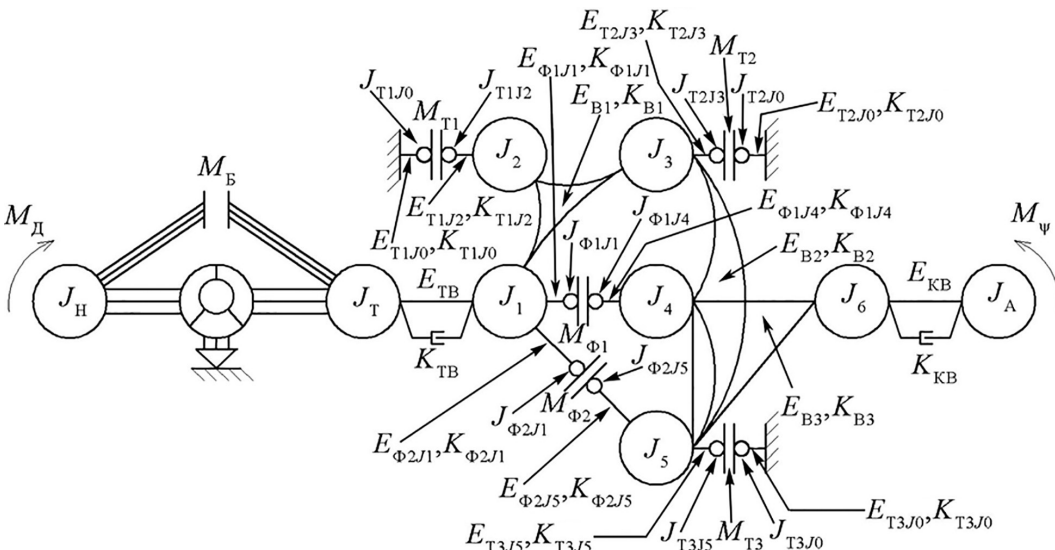


Рисунок 2 — Нормализованная динамическая схема ГМТ МЗКТ-4361 в составе трансмиссии автомобиля

менения операции нормализации заключается в необходимости использования больших значений жесткостей, что ведет к повышенным требованиям к производительности компьютерной техники из-за необходимости уменьшения шага интегрирования. При высокой частоте колебаний период колебаний отдельных инерционных звеньев становится меньше шага интегрирования, может снизиться точность моделирования.

Таким образом, возникает задача по выбору рациональных значений параметров звеньев нормализованной динамической схемы трансмиссии. С одной стороны, значения параметров должны обеспечивать требуемую точность математического моделирования, с другой стороны — позволять проводить вычисления с помощью современной компьютерной техники (выявлено, что при определенных значениях шага вычисления программа зависает и не выполняет расчета) с минимизацией времени моделирования.

**Зависимость оценочных показателей от параметров нормализованной динамической схемы.** В результате расчета с использованием разработанной математической модели получены зависимости динамической нагруженности ГМП при переключении с третьей на четвертую передачу от двух факторов: коэффициентов жесткости (обратные величины соответствующим податливостям  $E_{T1,0}, E_{T1,2}, E_{T2,3}, E_{T2,0}, E_{T3,5}, E_{T3,0}, E_{\Phi1,1}, E_{\Phi1,4}, E_{\Phi2,1}, E_{\Phi2,5}$ ) и демпфирования  $K_{T1,0}, K_{T1,2}, K_{T2,3}, K_{T2,0}, K_{T3,5}, K_{T3,0}, K_{\Phi1,1}, K_{\Phi1,4}, K_{\Phi2,1}, K_{\Phi2,5}$  звеньев, связывающих полумуфты и элементы планетарных рядов нормализованной динамической схемы. К тому же указанные податливости и коэффициенты демпфирования принимались равными для всех звеньев. В качестве оценочных показателей динамической нагруженности использовались максимальные динамические крутящие моменты на выходном ( $M_k$ ) и турбинном ( $M_t$ ) валах ГМП, удельная работа ( $L_{уд}$ ) и мощность ( $N_{уд}$ ) буксования включаемого фрикциона.

На рисунке 3 показан результат определения  $M_t$  в зависимости от исследуемых факторов. Коэффициент жесткости  $c$  изменялся в диапазоне от 50 000 до 200 000 Н·м/рад. Коэффициент демпфирования  $K$  изменялся от 0 до 20 Н·м·с/рад. При моделировании параметр перекрытия сигнала на отключение фрикциона  $T_1$  (подробно описано в [7]) принят равным 0,9 с.

По графику на рисунке 3 имеется граница при определенных соотношениях  $c$  и  $K$ , когда  $M_t$  остается практически постоянным. Аналогичные графики были получены для других оценочных показателей ( $M_k, L_{уд}$  и  $N_{уд}$ ).

Для более наглядного представления были построены графики зависимости между оценочными показателями. На рисунке 4 показана зависимость между  $M_t$  и  $M_k$ .

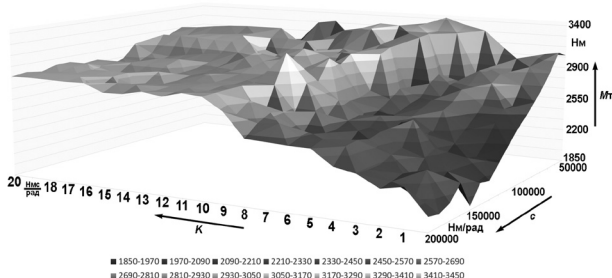


Рисунок 3 — Зависимость максимального динамического крутящего момента на турбинном валу от исследуемых факторов

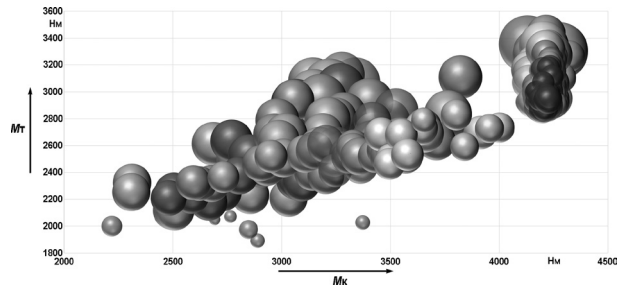


Рисунок 4 — Зависимость между максимальными динамическими крутящими моментами на турбинном и выходном валах

Как видно, на рисунке 4 имеется два кластера: первый кластер характеризуется пропорциональной зависимостью между максимальными динамическими крутящими моментами на турбинном и выходном валах ГМП; второй — отсутствием зависимости между этими оценочными показателями.

На рисунке 5 показана зависимость между  $M_t$  и  $L_{уд}$ . Как видно, между этими показателями присутствует нелинейная обратная пропорциональная зависимость. При этом значения с большой  $L_{уд}$  соответствуют процессам с минимальными значениями  $K$ . Значения с большим  $M_t$  соответствуют второму кластеру на рисунке 4 и характеризуются мгновенным затуханием колебаний.

При этом минимальное значение  $M_t$  составляет 55 % от максимального значения. Это свидетельствует о том, что при моделировании динамической нагруженности на основе нормализованной динамической схемы требуется определить критерии выбора рациональных значений параметров.

Представленные результаты моделирования получены при шаге интегрирования  $10^{-8}$  с. Для проверки точности моделирования в зависимости от шага интегрирования было проведено моделирование при шаге интегрирования  $2 \cdot 10^{-8}$  и  $5 \cdot 10^{-9}$  с при коэффициенте демпфирования  $5 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$  для коэффициента жесткости в диапазоне от 50 000 до 200 000 Н·м/рад. Результат исследования в виде графиков для максимального динамического крутящего момента на турбинном валу показан на рисунке 6.

По рисунку 6 видно, что отклонение между графиками составляет не более 10 %. При этом максимальное отклонение наблюдается в диапазоне коэффициента жесткости от 70 000 до 90 000 Н·м/рад. В этой области графики имеют характерный изгиб (убывание сменяется возрастанием и последующим убыванием), который с увеличением шага вычисления смещается вниз и вправо. Это наглядно демонстрирует изменение точности расчетов в зависимости от шага вычисления.

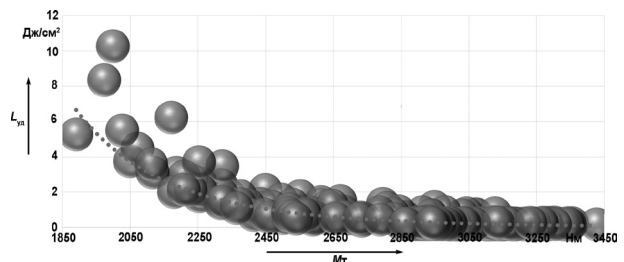


Рисунок 5 — Зависимость между максимальным динамическим крутящим моментом на турбинном валу и удельной работой буксования

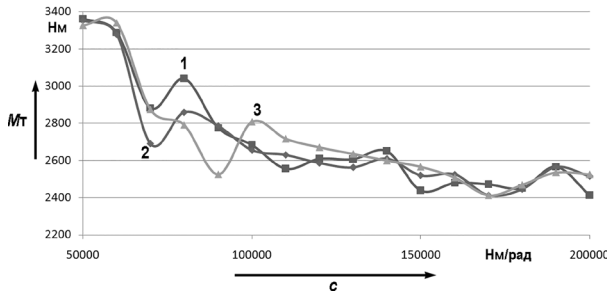


Рисунок 6 — Сравнение результатов моделирования при разном шаге интегрирования: 1 —  $5 \cdot 10^{-9}$  с; 2 —  $10^{-8}$  с; 3 —  $2 \cdot 10^{-8}$  с

Таблица — Отклонения между оценочными показателями, %

Сравниваемые графики на рисунке 6	Оценочные показатели			
	$M_t$	$M_k$	$L_{уд}$	$N_{уд}$
1 и 2	7,17	12,54	38,59	25,26
2 и 3	9,37	7,71	46,45	17,91
1 и 3	9,07	9,95	72,13	39,31

Максимальные отклонения между оценочными показателями в зависимости от шага вычисления представлены в таблице. Видно, что изменение шага вычисления больше влияет на показатели тепловой, чем силовой нагруженности.

По рисунку 6 видно, что в диапазоне коэффициентов жесткости от 70 000 до 90 000 Н·м/рад происходит качественное изменение зависимости, которое было показано на рисунках 3 и 4.

Результаты моделирования, представленные на рисунке 3, в рассмотренном диапазоне при  $K = 10$  Н·м·с/рад располагаются на рисунке 4 во втором кластере. То есть в диапазоне от 50 000 до 200 000 Н·м/рад график  $M_t$  не будет иметь переходного участка с качественным изменением зависимости. Для определения значения  $c$ , при котором происходит качественное изменение зависимости при  $K = 10$  Н·м·с/рад, было выполнено исследование с расширением диапазона моделирования. Результаты приведены на рисунке 7 в виде графиков.

На рисунке 7 видно, что качественное изменение графика происходит в диапазоне значений  $c$  от 245 000 до 250 000 Н·м/рад.

**Заключение.** Операция нормализации позволяет упростить вычисление внутренних моментов фрикционов и описать поведение планетарного ряда дифференциальными уравнениями, что продемонстрировано на характерном примере.

Примененный к анализу результатов кластерный подход позволяет выделить качественно различные области результатов в зависимости от значения параметров нормализованной динамической схемы. Первый кластер характеризуется зависимостью результатов от факторов; во втором зависимость оценочных показате-

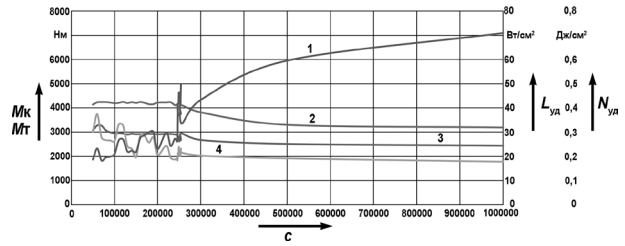


Рисунок 7 — График зависимости максимальных динамических крутящих моментов на турбинном и выходном валах: 1 —  $L_{уд}$ ; 2 —  $M_k$ ; 3 —  $M_t$ ; 4 —  $N_{уд}$

телей от факторов (за исключением удельной работы буксования) практически отсутствует. Получена зависимость между оценочными показателями тепловой и силовой нагруженности.

Выбор рациональных значений параметров нормализованной динамической схемы для случая моделирования переходного процесса в проведенных исследованиях не является очевидным и требует дальнейшего изучения с проведением моделирования для других значений параметров настройки системы управления.

#### Список литературы

1. Тарасик, В.П. Методика моделирования планетарной коробки передач / В.П. Тарасик // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 10. — С. 10–18.
2. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Наука і тэхніка, 1995. — 256 с.
3. Algin, V. Models and approaches in design and diagnostics of vehicles planetary transmissions [Electronic resource] / V. Algin, M. Ishin, S. Paddubka // IOP Conf. Ser: Mater. Sci. Eng. — 393 (2018) 012042. — Pp. 1–10. — Mode of access: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/393/1/012042/pdf>. — Date of access: 10.11.2018.
4. Методика расчета частот и форм собственных колебаний механических систем произвольной структуры со множеством возможных состояний / В.Б. Альгин [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2018. — № 4(45). — С. 36–43.
5. Белабенко, Д.С. Определение силовой нагруженности трансмиссии при трогании специального колесного шасси с гидромеханической передачей / Д.С. Белабенко // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2018. — Вып. 7. — С. 146–152.
6. Белабенко, Д.С. Особенности конструкции и рабочего процесса блока взаимодействующих фрикционов гидромеханической трансмиссии / Д.С. Белабенко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2019. — № 1(46). — С. 19–29.
7. Белабенко, Д.С. Моделирование переходного процесса гидромеханической передачи с блоком взаимодействующих фрикционов / Д.С. Белабенко, В.Б. Альгин // Вест. Белорус.-Рос. ун-та. — 2019. — № 3. — С. 5–14.
8. Белабенко, Д.С. Классификация и визуальное представление результатов оценки нагруженности трансмиссии в переходных процессах / Д.С. Белабенко, В.Б. Альгин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2019. — Вып. 8. — С. 60–63.

Belabenko D.S., Algin V.B.

#### Application of the dynamic scheme normalization operation in modeling the gearshifting of a hydromechanical planetary transmission

The article presents the results of a study of the gearshifting using a normalized dynamic scheme of a hydromechanical planetary transmission. The relation between the results of mathematical modeling of dynamic loading and the parameters of the normalized dynamic scheme is shown and analyzed.

Поступила в редакцию 13.07.2020.