



DOI: 10.18721/JEST.240114
УДК 621.85

С.И. Худорожков, Г.П. Поршнева, Е.А. Захлебаев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИЯХ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СРЕДЫ MATHWORKS SIMSCAPE

В статье описывается методика проведения теоретических исследований динамических процессов в трансмиссиях транспортных и тяговых машин, в частности крутильных колебаний в коробке передач трактора К-744, с использованием современных программных продуктов. На примере инженерной среды MATHWORKS SIMSCAPE предлагаются алгоритмы исследования, адаптированные для инженерного применения и обеспечивающие существенное снижение объема вычислений. Выполнен пример расчета автоматизированной коробки передач, агрегатированной с двигателем ЯМЗ-5362, крутящий момент которого оказывает возмущающее внешнее воздействие и при определенных режимах способствует возникновению резонансных колебаний в коробке. Сделан анализ результатов моделирования системы «двигатель – коробка передач» в среде SIMSCAPE применительно к стендовым условиям нагружения и подтверждена эффективность предложенных алгоритмов в сравнении с альтернативными вариантами расчетов.

ТРАКТОР; КОРОБКА ПЕРЕДАЧ; КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ; ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ; КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ; ВНЕШНЕЕ ВОЗМУЩЕНИЕ; СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ; РЕЗОНАНС; МОДЕЛИРОВАНИЕ; MATHWORKS.

Ссылка при цитировании:

С.И. Худорожков, Г.П. Поршнева, Е.А. Захлебаев. Моделирование крутильных колебаний в трансмиссиях колесных и гусеничных машин с использованием среды MATHWORKS SIMSCAPE // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 1. С. 141–153. DOI: 10.18721/JEST.240114.

S.I. Hoodorozhkov, G.P. Porshnev, E.A. Zachlebaev

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

SIMULATION OF TORSION OSCILLATIONS IN THE TRANSMISSIONS OF WHEEL AND CRAWLER MACHINES USING THE MATHWORKS SIMSCAPE ENVIRONMENT

The paper describes the procedure of theoretical investigations of dynamic processes in transmissions of transport and traction machines, in particular, torsional vibrations in a gear box of the K-744 tractor using modern software products. We used the MATHWORKS SIMSCAPE environment to develop algorithms tailored for engineering applications, providing a considerable reduction in computing. As an example, we have calculated an automated transmission aggregated with the ЯМЗ-5362 engine whose torque has a disturbing external influence and in certain conditions contributes to the emergence of resonance oscillations in the transmission. We have analyzed the simulation results of the engine–transmission system in the SIMSCAPE environment under testing load conditions. We have confirmed that the proposed algorithms are effective in comparison with alternative versions of the calculations.

TRACTOR; GEAR BOX; TORSIONAL OSCILLATIONS; INTERNAL COMBUSTION ENGINE; TORQUE; EXTERNAL DISTURBANCE; NATURAL FREQUENCIES; RESONANCE; MODELING; MATHWORKS.

Citation:

S.I. Hoodorozhkov, G.P. Porshnev, E.A. Zachlebaev. Simulation of torsion oscillations in the transmissions of wheel and crawler machines using the MATHWORKS SIMSCAPE environment, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(01)(2018) 141–153, DOI: 10.18721/JEST.240114.

Введение

Возникновение крутильных колебаний в трансмиссиях транспортных и тяговых машин обусловлено наличием инерционно-упругих звеньев, которые включают в себя податливые валы, зубчатые колеса, маховик двигателя и др. К таким упругим системам приложено возмущающее внешнее воздействие со стороны двигателя, крутящий момент которого периодически изменяется. При определенных режимах работы трансмиссии в ней возможно возникновение опасных резонансных колебаний.

Исследования динамики таких систем включают в себя, как правило, синтез кинематической схемы, расчет эквивалентных (приведенных) жесткостей и моментов инерции деталей, упрощение динамической системы в виде размещения сосредоточенных масс на одном валу (цепочная система) [1, 2], формирование системы дифференциальных уравнений (как правило, в матричной форме), численное определение частот и форм собственных колебаний, расчет крутильных колебаний системы под действием момента двигателя, построение частотной диаграммы и определение резонансных режимов [3–5]. При этом выполняется большой объем сложных вычислений, и в целях облегчения инженерных расчетов производят упрощение многомассовых систем, что сказывается на точности результатов. В связи с этим применение современных алгоритмов, облегчающих исследование динамики механических систем, весьма актуально.

Целью работы было обоснование алгоритмов выполнения с использованием современного инженерного программного обеспечения динамических расчетов силовых передач, в частности расчета крутильных колебаний инерционно-упругих масс в трансмиссии колесного трактора.

Методика исследования. Современные программные средства для инженерных расчетов, в частности приложения MATHWorks – MATLAB, Simulink и Simscape,* позволяют существенно упростить выполнение динамических расчетов силовых передач. Они предоставляют фундаментальные блоки, при помощи которых можно создать модели физических компонентов, таких, как двигатель внутреннего сгорания, фрикционная муфта сцепления, зубчатый редуктор, упругие валы, демпфирующие устройства и другие компоненты силовой передачи. По модели, которая близка по виду к кинематической схеме, Simscape автоматически составляет дифференциальные уравнения, описывающие поведение механической системы [6–8].

Объект исследования. В нашей работе на примере моделирования крутильных колебаний в перспективной автоматизированной коробке передач трактора К-744 рассматриваются алгоритмы и результаты применения данного приложения. Коробка передач трактора – механическая, многоступенчатая, с шестернями постоянного зацепления, с гидравлическим управлением, фрикционными, обеспечивающими переключение передач без разрыва потока мощности (16 передач переднего хода – по 8 передач в двух диапазонах – и 8 передач заднего хода).**

* См.: MATLAB® Getting Started Guide © COPYRIGHT 2007–2013 by The MathWorks, Inc. p. 272; Simscape™ User's Guide. COPYRIGHT 2007–2013 by The MathWorks, Inc. p. 203; Using SIMULINK . COPYRIGHT 2010–2016 by The MathWorks, Inc. p. 47. URL: http://www.mathworks.com/products/simmechanics/download_sw2sm.html.

** См.: Официальный сайт ЗАО «Петербургский тракторный завод» [Электронный ресурс]. Режим доступа: kirovets-ptz.com/; Инструкция по эксплуатации 744P-0000010ИЭ. Электронный документ (http://szms-spb.ru/index.php?option=com_phocadownload&view=section&id=2&Itemid=128); Инструкция по эксплуатации К-708.4-0000010 ИЭ. Электронный документ (<http://tracktor-kirovec.ru/files/kirovets-k-724.pdf>).

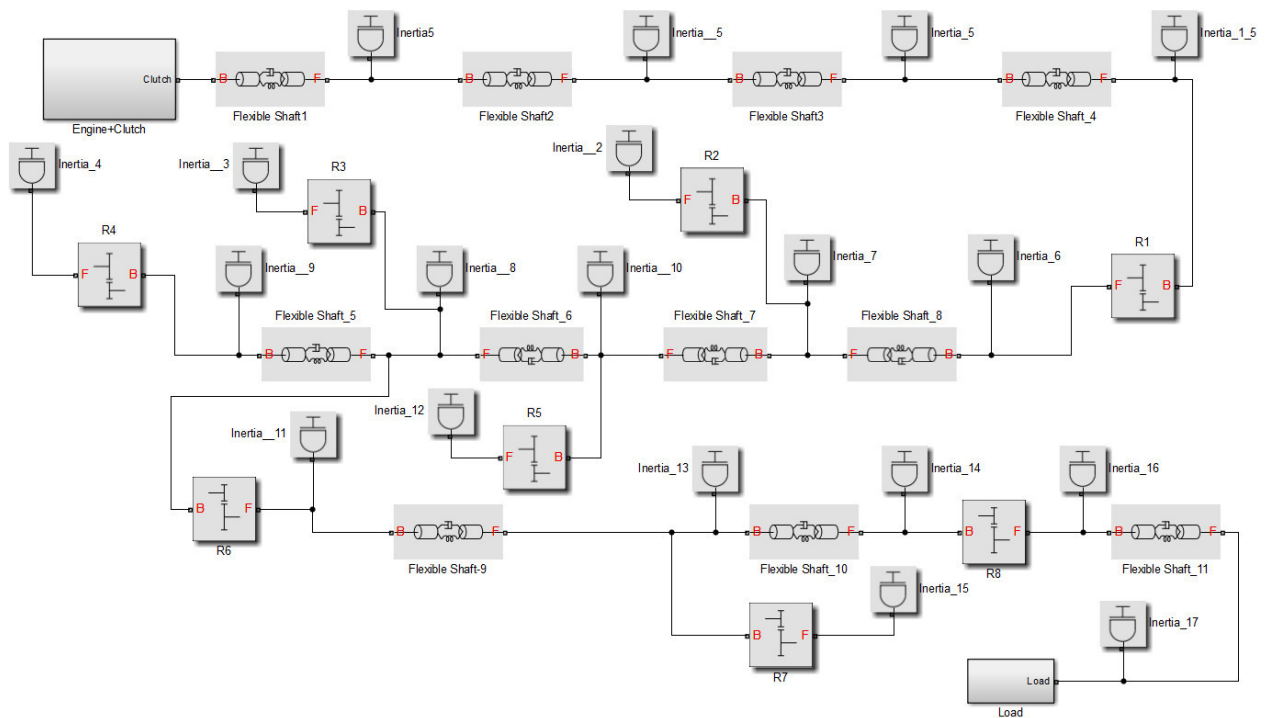


Рис. 1. Simscape-модель коробки трактора К-744 (1-я передача, 1-й режим)
 Fig. 1. Simscape-model gear box of tractor 744 (1-st gear, 1-st mode)

Расчетное исследование

На основе известных кинематических, инерционно-упругих и демпфирующих параметров коробки передач разработана Simscape-модель (рис. 1) для симуляции динамических процессов, в частности крутильных колебаний под действием крутящего момента двигателя. В качестве примера Simscape-модель коробки передач с двигателем отображена в следующем состоянии: первая передача, первый диапазон, стендовый режим нагружения.

На рисунке валы коробки передач представлены в виде типовых библиотечных блоков Flexible Shaft_1...11, описывающих упруго-демпфирующие и инерционные свойства по участкам, разбитым в точках подключения блоков Inertia_5...17, характеризующих инерционность ведущих и ведомых масс фрикционных муфт, а также зубчатых колес, закрепленных на валах. Редукторные свойства коробки пе-

редач описываются с помощью блоков Simple Gear: R1...R8.

Моменты инерции вращающихся масс коробки передач, принятые в модели:

Обозначение массы	Момент инерции. кг·м ²
Inertia_5	0,23
Inertia_1_5	0,23+0,25
Inertia_2	0,27
Inertia_3	0,29
Inertia_4	0,31
Inertia_6	0,1
Inertia_7	0,09
Inertia_8	0,06
Inertia_9	0,08
Inertia_10	0,06
Inertia_11	0,2+0,3
Inertia_12	0,07
Inertia_13	0,07
Inertia_14	0,01
Inertia_15	0,12
Inertia_16	0,5
Inertia_17	20

Значения крутильной жесткости участков валов:

Обозначение вала	Крутильная жесткость, Н·м/рад
Flexible Shuft 1	390000
Flexible Shuft 2	540000
Flexible Shuft 3	1100000
Flexible Shuft 4	650000
Flexible Shuft 5	690000
Flexible Shuft 6	650000
Flexible Shuft 7	930000
Flexible Shuft 8	1370000
Flexible Shuft 9	1410000
Flexible Shuft 10	2720000
Flexible Shuft 11	190000

Передаточные числа зубчатых пар:

Зубчатая пара	Числа зубьев
R1	41/24
R2	27/38
R3	30/35
R4	33/32
R5	29/35
R6	40/23
R7	41/37
R8	56/23

Коробка передач трактора К-744 агрегируется с двигателем ЯМЗ-5362.^{***} В модели на рис. 1 стыковочный блок двигателя с коробкой передач представлен подсистемой «Engine+Clutch», состав которой показан на рис. 2, а. На рисунке блок «6 cylinder engine» представляет собой шестицилиндровый двигатель внутреннего сгорания с возвратно-поступательным рабочим циклом. Модель поршневого ДВС рассчитывает текущий крутящий момент, передаваемый коленчатым валом двигателя, и позволяет моделировать вибрации в трансмиссии.

Порт *B* представляет собой рабочий поршень, а порт *F* – вращающийся коленчатый вал. Усилие поршня находится под давлением в цилиндре и площади поршня. Блок получает давление сгорания, параметризованное в функции от угла поворота коленчатого вала, угловой скорости коленчатого вала, а также уровня подачи топлива.

^{***} Двигатели ЯМЗ-536, ЯМЗ-5361, ЯМЗ-5362, ЯМЗ-5363, ЯМЗ-5364 Руководство по эксплуатации 536.3902150 РЭ Электронный документ (<http://izh-maz.ru/data/documents/536.3902150-RE.pdf>).

Вектор формируется по данным теплового, кинематического и динамического расчетов двигателя и является полиэлементным вектором в диапазоне значений от -360 до $+360$ градусов, что соответствует четырехтактному циклу.

N-элементный вектор параметров подачи топлива «Throttle» принимает значения от 0 (соответствует отсутствию подачи топлива) до 1 (полная подача). При моделировании приняты следующие значения вектора: 0; 0,3; 0,8; 1.

L-элементный вектор угловой скорости коленчатого вала, при котором определено давление в цилиндре, принимает следующие значения: 0; 1200; 1600; 2000; 2300 об/мин.

M-N-L-матрицы давления в цилиндрах при соответствующих углах поворота кривошипов, подачи топлива и угловой скорости коленчатого вала формируются на основе теплового, кинематического и динамического расчетов двигателя ЯМЗ-5362, выполняемых по существующим методикам [9, 10]. Дополнительно, по результатам расчетов определяется зависимость крутящего момента в функции от угла поворота коленчатого вала с целью разложения в ряд Фурье для получения частотных характеристик спектра.

Основные геометрические параметры блока «6 cylinder engine» в модели соответствуют следующим основным техническим параметрам двигателя ЯМЗ-5362:

Число и расположение цилиндров...	L6
Диаметр цилиндра, мм	105
Ход поршня, мм	128
Рабочий объем цилиндров, л	6,65
Мощность номинальная, кВт (л.с.)	176,5 (240)
Частота вращения номинальная, об/мин	2300
Максимальный крутящий момент, Н·м (кг·м)	910 (92)
Частота при максимальном крутящем моменте, об/мин	1300–1600
Степень сжатия	17,5
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\gamma = 0,264$
Конструктивная масса поршневой группы, кг/м ²	$K_n = 240$
Конструктивная масса шатуна, кг/м ²	$K_{ш} = 300$
Конструктивная масса кривошипа, кг/м ²	$K_{кр} = 320$

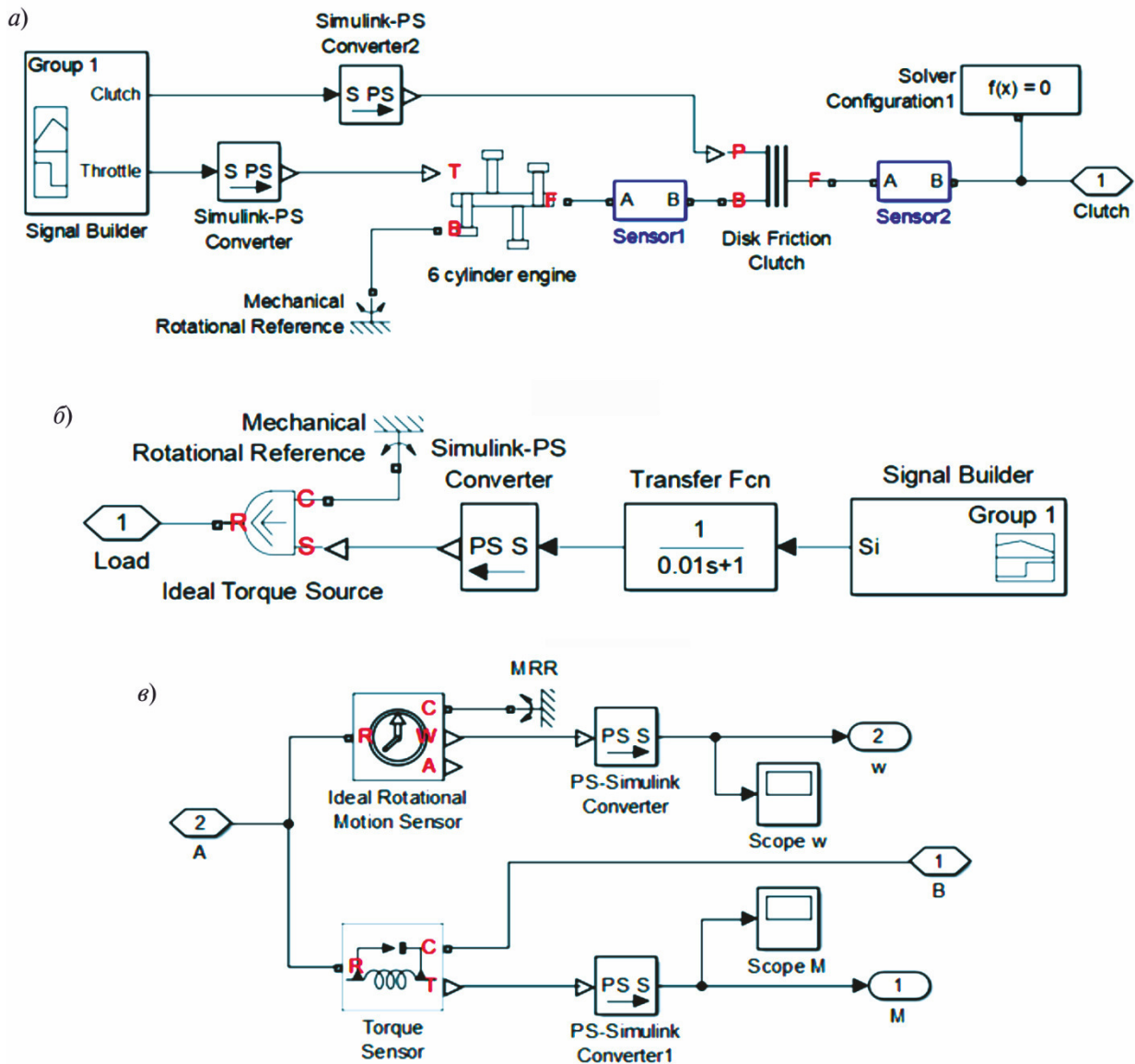


Рис. 2. Подсистемы Simscape–модели коробки передач: а) «Engine+Clutch»; б) «Load» (Нагрузка); в) «Sensor»

Fig. 2. Simscape-model's subsystems of gear box: a) «Engine+Clutch»; b) «Load»; c) «Sensor»

Полученные по результатам расчетов суммарные крутящие моменты двигателя за цикл работы на внешней скоростной характеристике при оборотах $n_{дв}$, равных 2300, 2000, 1800 и 1200 об/мин, представлены на рис. 3.

«Disk friction clutch» на рис. 2, а представляет собой фрикционную муфту с наборами фрикционных дисков, которая моделирует включение фрикциона

первой передачи при «условном» трогании с места и разгоне в стендовых условиях.

После включения муфты на поверхностях возникают моменты сил трения, которые позволяют передавать мощность между ведущими и ведомыми частями механизма. Муфта – двунаправленная, может скользить в положительном и отрицательном направлениях.

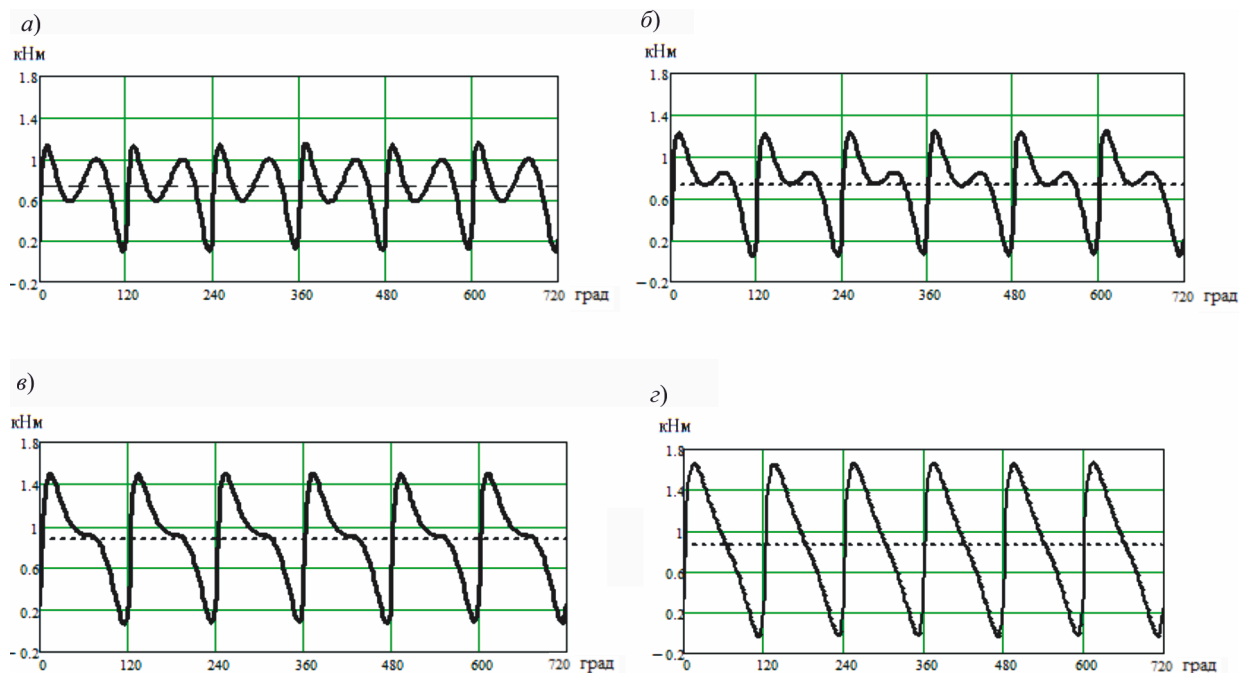


Рис. 3. Суммарный (—) и средний (---) крутящие моменты двигателя, соответствующие внешней скоростной характеристике при $n_{дв}$, равны 2300 (а), 2000 (б), 1800 (в) и 1200 (з) об/мин
 Fig. 3. The total (—) and average (---) torques of the engine corresponding to external velocity characteristic when $n_{engine} = 2300$ (a), 2000 (б), 1800 (в) and 1200 (з) rpm

Параметры муфты, соответствующие фрикциону первой передачи трактора:

«Effective torque radius» – эффективный радиус – 130 мм;

«Number of friction surfaces» – количество контактных поверхностей трения – 12 (14 у фрикциона 1-й передачи);

«Engagement piston area» – эффективная площадь давления на диски – 0,02 м²;

«Directionality» – bidirectional – фрикционная муфта двухстороннего действия;

«Friction model» – фрикционная модель линейная. Принятое начальное состояние – Unlocked (выключена).

Управляющие воздействия по подаче топлива (Throttle) и темпу включения фрикционной муфты на рис. 2, а сформированы в блоке «Signal Builder». Нагрузочное устройство на выходном валу коробки передач представлено блоком «Load», структура которого изображена на рис. 2, б. Тормозной момент, заданный блоком «Signal Builder», равен 3000 Н·м.

Визуализация и регистрация параметров нагруженности участков валов коробки передач при крутильных колебаниях под дей-

ствием крутящего момента двигателя (угловые скорости ω , крутящие моменты M) осуществляется с помощью блоков «Sensor», которые подключаются к любой точке Simscape-модели (см. рис. 1) и включают в себя типовые компоненты библиотеки Simulink, изображенные на рис. 2, в.

Результаты моделирования крутильных колебаний в коробке передач трактора на первой передаче и первом режиме в стендовых условиях нагружения представлены на рис. 4. При моделировании режим торможения выходного вала коробки передач и темп включения фрикциона первой передачи приняты такими, чтобы имитировать режим трогания с места и разгона с плавным увеличением частоты вращения входного вала коробки передач при увеличении оборотов двигателя с 100 до 270 рад/сек (см. рис. 4, а).

На рис. 4, б, в приведены кривые крутящего момента, Н·м, на входном «Flexible Shaft_1» и выходном «Flexible Shaft_4» участках входного вала (см. рис. 1) при изменении оборотов двигателя, соответствующих рис. 4, а.

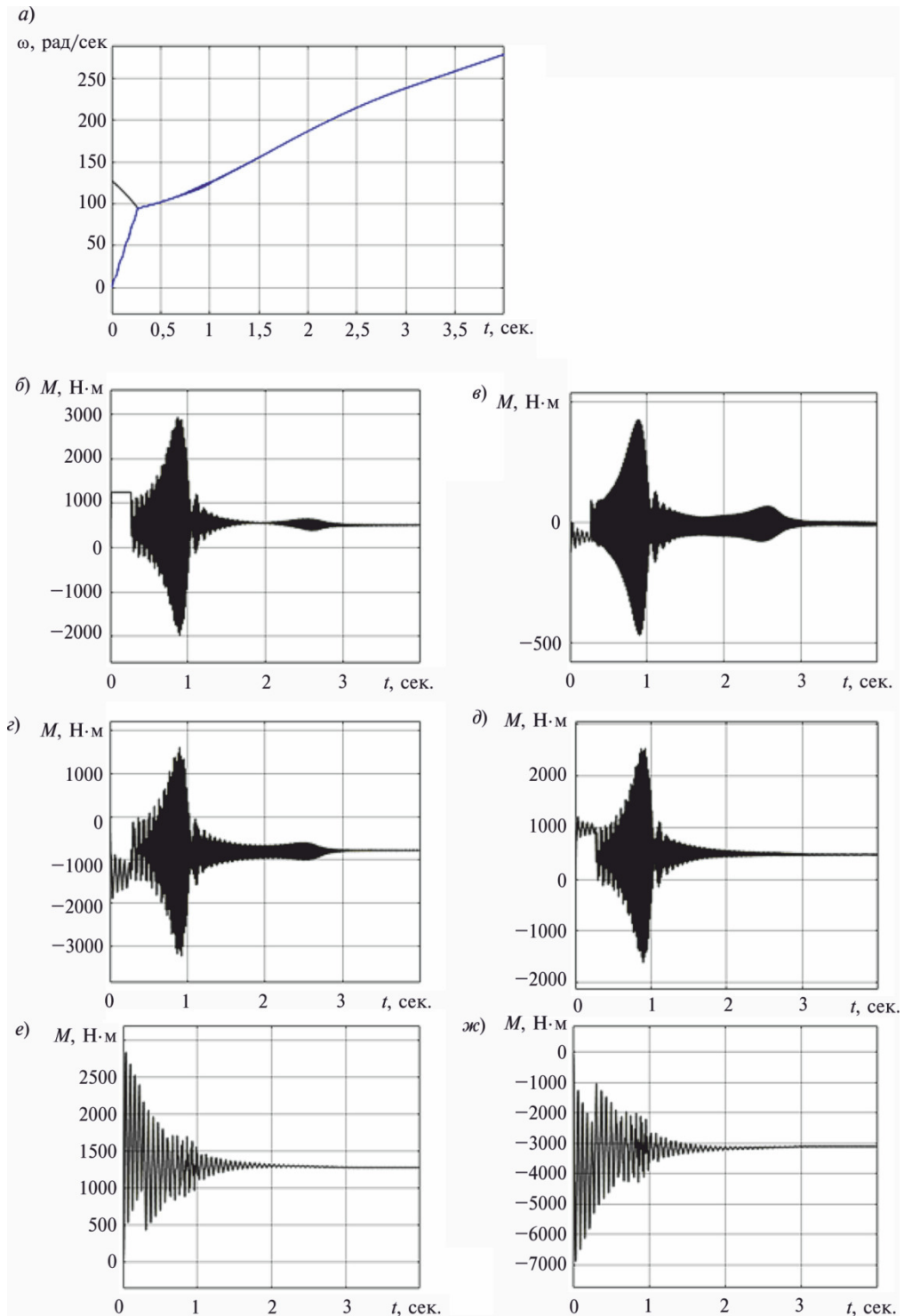


Рис. 4. Частоты вращения ведущих (ω_1) и ведомых (ω_2) масс фрикционной муфты (а) и крутящие моменты на участках валов «Flexible Shaft_1...4» (б, в), «Flexible Shaft_8...5» (г, д), «Flexible Shaft_10...11» (е, ж)

Fig. 4. The frequency of rotation of the leading (ω_1) and driven (ω_2) masses of the clutch (a) and the torques on shafts sections «Flexible Shaft_1...4» (б, в), «Flexible Shaft_8...5» (г, д), «Flexible Shaft_10...11» (е, ж)

На рис. 4, *з*, *д* приведены кривые крутящих моментов, Н·м, на входном «Flexible Shaft_8» и выходном «Flexible Shaft_5» участках промежуточного вала, а на рис. 4, *е*, *ж* – кривые крутящих моментов, Н·м, на грузовом «Flexible Shaft_10» и раздаточном «Flexible Shaft_11» валах коробки передач.

Обсуждение результатов

Из графиков следует, что по окончании переходного процесса, связанного с выравниванием частот вращения ведущих и ведомых масс фрикционной муфты, стационарные составляющие крутящего момента на валах пропорциональны (с учетом передаточных чисел) моменту сопротивления на выходном валу коробки передач. При $t = 0,9$ сек (соответствует частоте вращения двигателя $\omega = 115$ рад/сек, см. рис. 4, *а*) наблюдается резонанс крутильных колебаний на входном и промежуточном валах (см. рис. 4, *б*, *в*, *з*, *д*), вызванный совпадением собственных и вынужденных частот звеньев коробки передач. При $t = 2,7$ сек. (соответствует частоте вращения двигателя $\omega = 217$ рад/сек) наблюдается второй резонанс на тех же валах (см. рис. 4, *б*, *в*, *з*).

Для проверки условий существования резонансных эффектов необходимо определить спектры частот собственных колебаний в коробке передач и вынужденных колебаний, обусловленных действием крутящего момента двигателя.

В первом случае целесообразно использовать инструмент линейного анализа (*LTI – Linear Time-Invariant models*) в среде программирования MATLAB. С его помощью можно получить характеристики модели, в частности собственные частоты механической системы, построенной с использованием пакета Simscape, в виде логарифмической амплитудно-частотной характеристики (диаграмма Бode), т. е. частотного отклика линейной стационарной системы в логарифмическом масштабе.

При построении диаграммы Бode необходимо установить точки входа и выхода (Open-Loop Input, Open-Loop Output) на входном и выходном валах коробки передач Simscape-модели и запустить процедуру «Analysis – Control Design – Linear Analysis». Результаты построения диаграммы Бode в среде MATLAB-Simulink представлены на рис. 5.

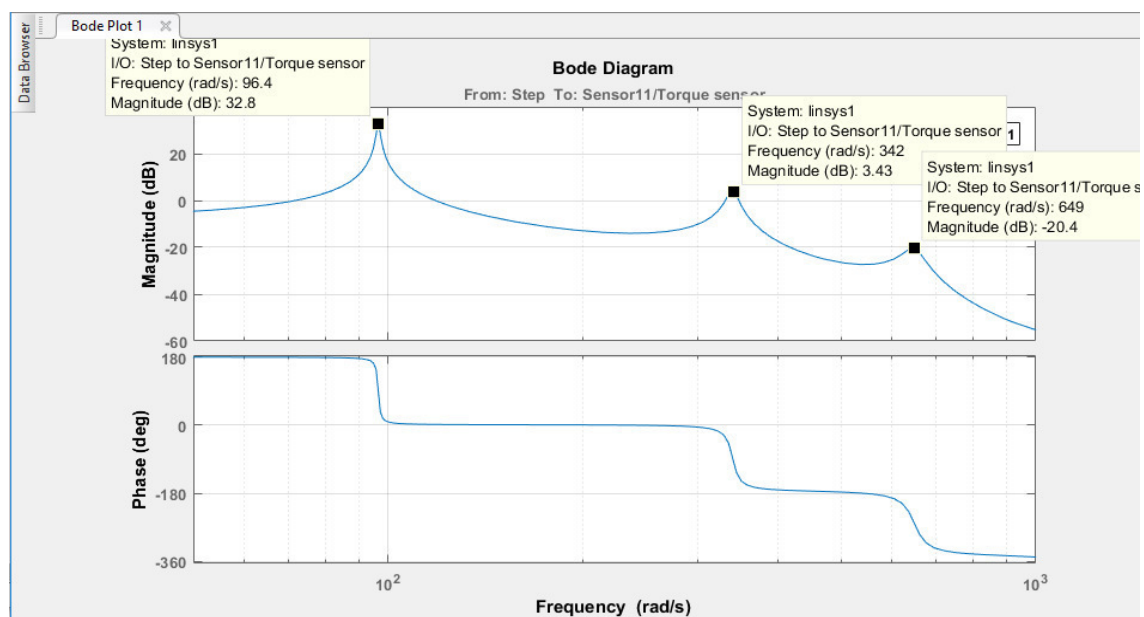


Рис. 5 Диаграмма Бode для коробки передач (Simscape-модель, 1-я передача, 1-й режим)
 Fig. 5 Bode Diagram for the gear box (Simscape-model, 1-st gear, 1-st mode)

На графике рис. 5 по абсциссе отложена частота в логарифмическом масштабе, по оси ординат – амплитуда передаточной функции в децибелах. Максимальные резонансные амплитуды на графике соответствуют собственным частотам системы 96,4; 342 и 649 рад/сек. Остальные собственные частоты несущественны (по амплитуде).

Для частотного анализа внешнего возмущения на входном валу коробки передач, вызванного крутящим моментом двигателя, целесообразно использовать быстрое преобразование Фурье:

$$A = \text{fft}(M_{\text{sum}}), \quad (1)$$

где A – частотное представление крутящего момента двигателя; M_{sum} – суммарный крутящий момент двигателя, Н·м, в функции от угла поворота коленчатого вала в интервале от 0 до 720 град (см. рис. 3); fft – стандартная функция быстрого преобразования Фурье.

Амплитуды спектра крутящего момента определяются по формуле

$$Ms_l = \sqrt{\text{Re}(A_l)^2 + \text{Im}(A_l)^2}, \quad (2)$$

где $\text{Re}(A_l)$ – действительная часть спектра; $\text{Im}(A_l)$ – мнимая часть спектра; l – номер гармоники синтезирования крутящего момента.

Фазы спектра гармоник синтезирования

$$Q_l = \arg(A_l). \quad (3)$$

Амплитуды гармоник синтезирования:

$$M_l = c \frac{Ms_l}{\sqrt{\text{length}(M_{\text{sum}})}}; \quad M_0 = \frac{Ms_0}{c}, \quad (4)$$

где $c = 2$ – коэффициент периодичности функции крутящего момента; $\text{length}(M_{\text{sum}})$ – размер массива расчетных точек крутящего момента;

Результаты частотного анализа крутящих моментов двигателя при различных оборотах коленчатого вала представлены на рис. 6.

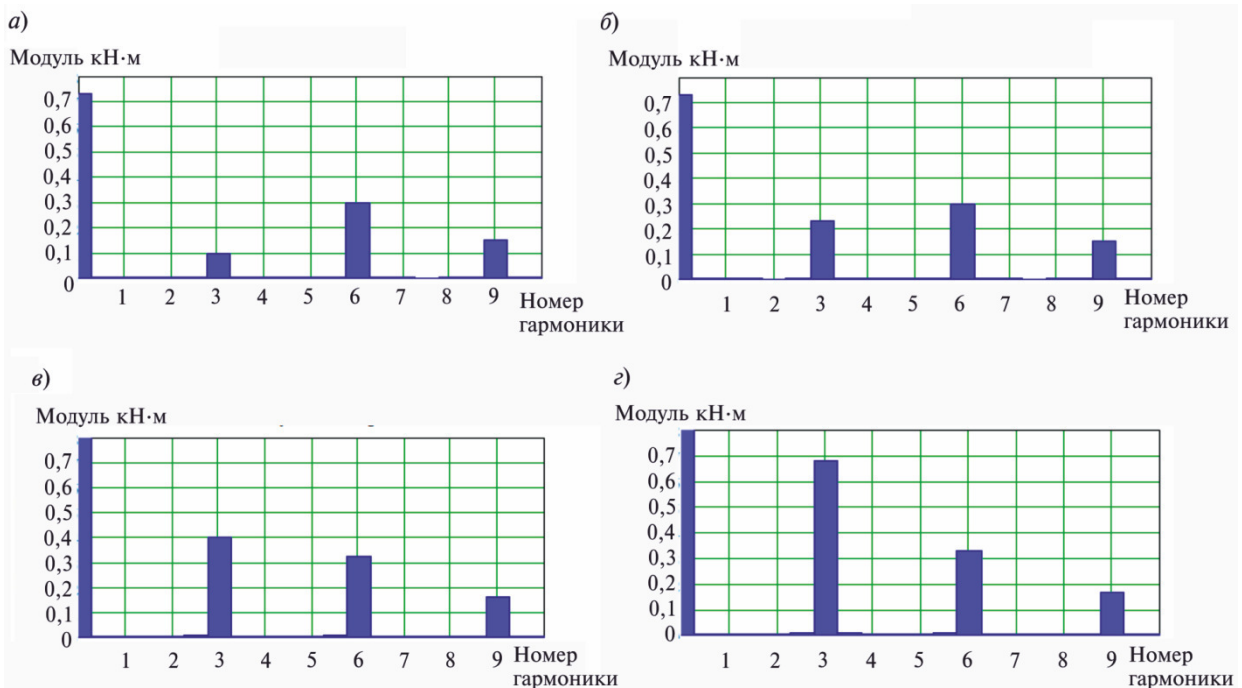


Рис. 6. Модули спектра крутящего момента двигателя при частотах вращения $n_{\text{дв}}$ 2300 (а), 2000 (б), 1800 (в), 1200 (з) об/мин на внешней скоростной характеристике

Fig. 6. The spectrum's modules of the engine torque at speeds n_{engine} 2300 (a), 2000 (б), 1800 (в), 1200 (з) rpm on external velocity characteristic

Переменные синтезируемых кривых крутящего момента двигателя ЯМЗ-5362

The variables of synthesized torque curves of the engine ЯМЗ-5362

$n_{дв}$, об/мин	Ω , рад/сек	M_0 , кН·м	M_{3c} , кН·м	Q_{3c} , рад	M_{6c} , кН·м	Q_{6c} , рад	M_{9c} , кН·м	Q_{9c} , рад
2300	241	0,731	0,099	-3	0,3	-1,87	0,151	-1,94
2000	209	0,731	0,231	-2	0,3	-1,87	0,151	-1,94
1800	188	0,866	0,402	-1,88	0,326	-1,89	0,165	-1,98
1600	168	0,903	0,518	-1,82	0,333	-1,9	0,168	-1,99
1400	147	0,903	0,606	-1,8	0,333	-1,9	0,169	-1,98
1200	126	0,854	0,66	-1,76	0,324	-1,89	0,164	-1,97

Обратное преобразование Фурье-изображения в исходные кривые крутящего момента соответствует синтезированной-му выражению

$$M(t) = \sum_l M_{c,l} \cos(l\omega t + Q_{cl}), \quad (5)$$

или с учетом только значимых амплитуд гармоник (см. рис. 7)

$$M(t) = M_0 + M_{3c} \cos(3\omega t + Q_{3c}) + M_{6c} \cos(6\omega t + Q_{6c}) + M_{9c} \cos(9\omega t + Q_{9c}). \quad (6)$$

Значения переменных синтезируемых рядов приведены в таблице.

Частотный анализ крутящего момента показывает, что, помимо постоянной составляющей с нулевой частотой M_0 , спектр частот с наибольшими амплитудами включает в себя гармоники 3-го, 6-го и 9-го порядков. С ростом частоты вращения коленчатого вала с 1200 до 2300 об/мин (см. рис. 3) амплитуда 3-й гармоники M_{3c} снижается примерно в 6 раз (с 0,66 до 0,099 кН·м); остальные составляющие амплитудного спектра остаются практически без изменений.

По известным частотам собственных крутильных колебаний (см. рис. 5) и спектру крутящего момента двигателя (см. рис. 6) можно определить частоты вращения двигателя, которые будут способствовать возникновению резонансных крутильных колебаний в коробке передач трактора.

На рис. 7 представлена диаграммы частот собственных крутильных колебаний коробки передач трактора — $\omega_{c1} = 96,4$ рад/сек, $\omega_{c2} = 342$ рад/сек, $\omega_{c3} = 649$ рад/сек, изображенных прямыми линиями, параллельными оси абсцисс, и лучи, соответствующие гармоникам крутящего

момента двигателя ЯМЗ-5362 на основной частоте $n_{дв}$ и на обертонах внешней частоты 3-го, 6-го и 9-го порядков (соответственно, $3n_{дв}$, $6n_{дв}$, $9n_{дв}$).

Пересечение лучей с постоянными линиями собственных частот позволяет определить резонансные частоты ω_p вращения двигателя, а именно: на основной гармонике $n_{дв}$ — $\omega_{p1} = 96$ рад/сек; на обертоном внешней частоты 3-го порядка — $\omega_{p2} = 115$ рад/сек и $\omega_{p3} = 217$ рад/сек.

Приведенные данные подтверждают результаты, полученные при компьютерном моделировании Simscape-модели: наличие резонансных эффектов при крутильных колебаниях валов в коробке передач на обертоном внешней частоты двигателя 3-го порядка (при оборотах входного вала 115 и 215 рад/сек). Резонанс на основной гармонике $n_{дв}$ не зафиксирован, поскольку начальная частота вращения входного вала коробки передач после завершения буксования фрикционной муфты при моделировании процесса трогания на 1-й передаче и 1-м режиме больше 96 рад/сек.

По описанному выше алгоритму проведено моделирование крутильных колебаний в коробке передач трактора К-744, агрегатированного с двигателем ЯМЗ-5362, на 8 передачах с автоматизированным переключением. Результаты моделирования позволили определить диапазоны собственных частот крутильных колебаний в коробке передач при переключении с 1-й по 8-ю ступень: 96–115, 350–320 и 680–580 рад/сек. Диапазоны изменения собственных частот определяются варьированием податливости участков и моментов инерции масс в коробке передач при переключении.

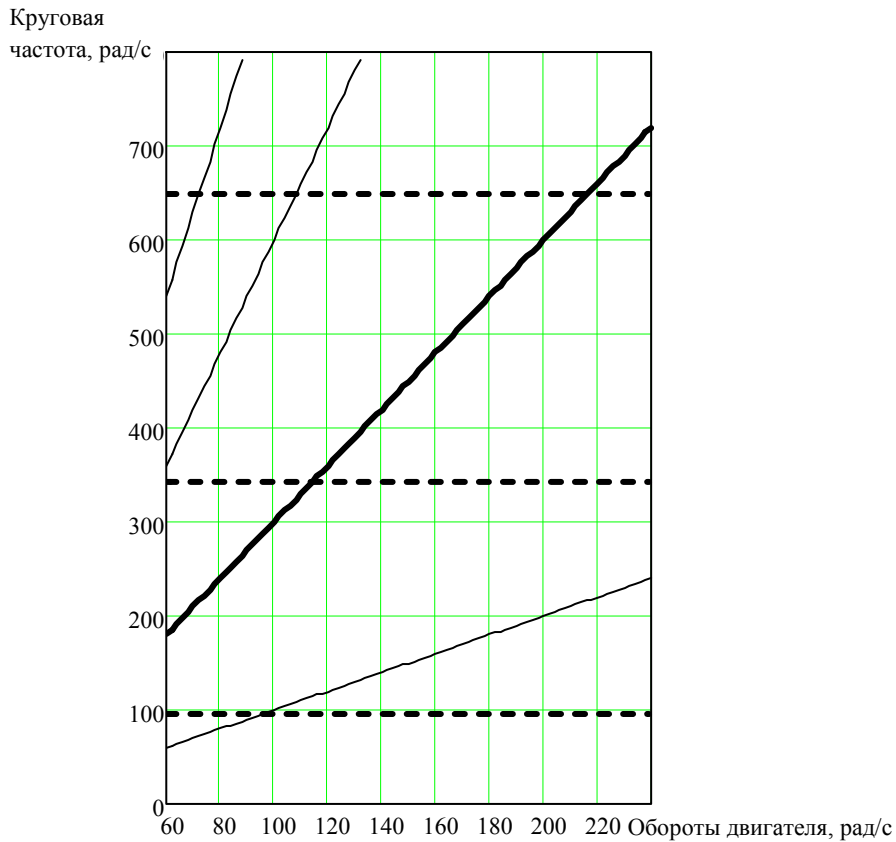


Рис. 7. Частотная диаграмма коробки передач (1-я передача, 1-й режим)

(—) — $n_{дв}$; (—) — $3n_{дв}$; (—) — $6n_{дв}$; (—) — $9n_{дв}$; (—) — ω_{c1} ;
 (—) — ω_{c2} ; (—) — ω_{c3} ;

Fig. 7. The frequency diagram of the gear box (1-st gear, the 1-st mode)

Гармоники крутящего момента двигателя ЯМЗ-5362 на основной частоте $n_{дв}$ и на обертонах внешней частоты 3-го, 6-го и 9-го порядков могут инициировать резонансные режимы при частотах вращения двигателя 100–115, 165–175 и 190–225 рад/сек, причем доминирующей (с максимальной амплитудой резонансных колебаний) является 3-я гармоника, при которой наступает резонанс на частотах вращения двигателя 100–115 и 200–215 рад/сек.

Выводы

В результате проведенного теоретического исследования получены следующие результаты:

1. Для моделирования крутильных колебаний в трансмиссиях транспортных и тяговых машин предложен алгоритм, исполь-

зующий возможности среды MATHWORKS SIMSCAPE и особенность алгоритма — отсутствие необходимости приводить к эквивалентным значениям упругие и инерционные параметры звеньев механических систем при размещении сосредоточенных масс на одном валу, составлять системы дифференциальных уравнений и численно решать эти системы с использованием специальных программ, проводить частотный анализ спектров крутящего момента двигателя и собственных частот механической системы, строить частотные диаграммы с целью выявления резонансных режимов, позволяющий существенно уменьшить объем и сложность вычислений.

2. На основе разработанного алгоритма проведено моделирование крутильных колебаний в перспективной коробке передач трактора К-744, агрегатированного с дви-

гателем ЯМЗ-5362, на 8 передачах с автоматизированным переключением. Результаты моделирования позволили определить диапазоны собственных частот крутильных колебаний в коробке передач при переключении с 1-й по 8-ю ступень – 96–115, 350–320 и 680–580 рад/сек.

3. Моделирование в среде SIMSCAPE динамических характеристик трансмиссий машин в единой системе с многоцилиндровыми двигателями внутреннего сгорания для возвратно-поступательного рабочего цикла позволяет рассчитывать текущий крутящий момент, передаваемый коленчатым валом двигателя, и моделировать вибрации в трансмиссии с учетом сил, параметризованных в функции от угла поворота коленчатого вала, угловой скорости коленчатого вала, а также уровня подачи топлива.

В процессе теоретического исследования установлено, что гармоники крутящего

момента двигателя ЯМЗ-5362 на основной частоте $n_{дв}$ и на обертонах внешней частоты 3-го, 6-го и 9-го порядков могут инициировать резонансные режимы при частотах вращения двигателя в диапазонах 100–115, 165–175 и 190–225 рад/сек, причем доминирующей (с максимальной амплитудой колебаний момента) является 3-я гармоника, при которой наступает резонанс на частотах вращения двигателя 100–115 и 200–215 рад/сек.

4. Полученные результаты позволяют разработать технические предложения по снижению динамических нагрузок в трансмиссии трактора, в частности за счет подбора упруго-диссипативных характеристик деталей и узлов, моментов инерции, а также выбора интервала эксплуатационных оборотов двигателя вне точек совпадения обертона 3-го порядка (см. п.3) с собственными частотами коробки передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Timoshenko S., Young D.H., Weaver W., Jr. Vibration problems in engineering. New York: JOHN WILEY & SONS, Inc., 1974. 472 p.
2. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1980. 151 с.
3. Вульфсон И.И. Краткий курс теории механических колебаний. М.: Изд-во ВНТР, 2017. 241 с.
4. Dresig H., Holzweißig F. Dynamics of Machinery: Theory and Applications. Springer Berlin, 2013. 544 p.
5. Wilson C.E., Sadler P. Kinematics and Dynamics of Machinery. 3rd Edition. Pearson Education Limited Edinburgh, 2014. 900 p.
6. Худорожков С.И. Теория и системы автоматического управления. Анализ и синтез САУ транспортных систем в среде Simulink: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. 110 с.
7. Худорожков С.И. Теория и системы автоматического управления. Анализ и синтез в среде Simulink. Библиотека стандартных блоков. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 89 с.
8. Hoodorozhkov S.I., Zakhlebaev E.A. The mechanical stepless Impulse type transmission for advanced small-sized transport // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2015. № 3 (226). С. 152–162. DOI 10.5862/JEST.231.16.
9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высш. школа, 2001. 320 с.
10. Косенок Б.Б. Расчет индикаторной диаграммы для динамического исследования двигателей внутреннего сгорания в среде КДАМ // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. Академика С.П. Королева. 2013. № 3-2 (27). С. 145–149.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ХУДОРОЖКОВ Сергей Иванович – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: xcu-55@mail.ru

ПОРШНЕВ Геннадий Павлович – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: porshnevgr@mail.ru

ЗАХЛЕБАЕВ Евгений Анатольевич – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: e-zakhlebaev@polytechnm.com

Дата поступления статьи в редакцию: 16.01.2018



REFERENCES

- [1] **Timoshenko S., Young D.H., Weaver W., Jr.** Vibration problems in engineering. New York: JOHN WILEY & SONS, Inc., 1974. 472 p.
- [2] **Maslov G.S.** Raschety kolebanii valov: Spravochnik. 2-e izd. M.: Mashinostroenie, 1980. 151 s. (rus.)
- [3] **Vul'fon I.I.** Kratkii kurs teorii mekhanicheskikh kolebanii. M.: Izd-vo VNTR, 2017. 241 s. (rus.)
- [4] **Dresig H., Holzweißig F.** Dynamics of Machinery: Theory and Applications. Springer Berlin, 2013. 544 p.
- [5] **Wilson C.E., Sadler P.** Kinematics and Dynamics of Machinery. 3rd Edition. Pearson Education Limited Edinburg, 2014. 900 p.
- [6] **Khudorozhkov S.I.** Teoriia i sistemy avtomaticheskogo upravleniia. Analiz i sintez SAU transportnykh sistem v srede Simulink: ucheb. posobie. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2014. 110 s. (rus.)
- [7] **Khudorozhkov S.I.** Teoriia i sistemy avtomaticheskogo upravleniia. Analiz i sintez v srede Simulink. Biblioteka standartnykh blokov. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2013. 89 s. (rus.)
- [8] **Hoodorozhkov S.I., Zachlebaev E.A.** The mechanical stepless impulse type transmission for advanced small-sized transport. *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 3(226)(2015) 152–162, DOI: 10.5862/JEST.231.16.
- [9] **Kolchin A.I., Demidov V.P.** Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei. M.: Vyssh. shkola, 2001. 320 s. (rus.)
- [10] **Kosenok B.B.** Raschet indikatornoi diagrammy dlia dinamicheskogo issledovaniia dvigatelei vnutrennego sgoraniia v srede KDAM. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. Akademika S.P. Koroleva*. 2013. № 3-2 (27). S. 145–149. (rus.)

AUTHORS

HOODOROZHKOV Sergei I. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: xcu-55@mail.ru

PORSHNEV Gennadii P. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: porshnevgp@mail.ru

ZACHLEBAEV Evgenii A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: e-zachlebaev@polytechncm.com

Received: 16.01.2018