

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Серія: Транспортне машинобудування

№ 22 (1065) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць.
Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 22 (1065). – 152с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;
В. В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.;
В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.;
О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.;
П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.; В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.;
М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.;
Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.;
М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: В. В. Спіфанов, канд. техн. наук, проф.

Заст. відповідального редактора: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.; І. В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;

В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Транспортне машинобудування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrichs Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

З номеру 422012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42 (948).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 5 від 30 травня 2014 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2014

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 629.1.032.531.3

В. Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;

И. В. УДОД, ассистент, НТУ «ХПИ»;

О. И. ДЕРКАЧ, ст. преп. НТУ «ХПИ»

ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ И РАДИУСА ПОВОРОТА

Предложена оригинальная схема бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничной машины с дифференциалом на входе. Трансмиссия выполнена по бортовой схеме. Проведен кинематический, силовой и энергетический анализ предложенной трансмиссии, дано научно-техническое обоснование ее эффективного использования на гусеничных тракторах и бульдозерах.

Ключевые слова: гусеничная машина, нерегулируемый гидромотор, гидроподжимные муфты, коэффициент полезного действия, прямолинейное движение, мощность, энергонасыщенность, трансмиссионное матричное моделирование, технико-экономические показатели.

Введение. В настоящее время особенно актуален вопрос применения бесступенчатых ГОМТ на гусеничных машинах, к которым предъявляются следующие требования: 1) бесступенчатое регулирование скорости и радиуса поворота; 2) быстрый реверс – быстрый переход с переднего хода на задний без остановки машины; 3) поворот с минимальным радиусом – поворот вокруг своей оси. Предложенная трансмиссия удовлетворяет всем этим требованиям.

Анализ последних достижений и публикаций. Для разработки трансмиссии были проанализированы уже существующие схемы [1,2,3]. Расчет, а соответственно и анализ трансмиссии проводился с помощью методики трансмиссионного матричного моделирования [4,5,6,7,8]. Определение производительности и расхода топлива трактора проводилось с помощью [11].

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является расчетно-теоретическое обоснование вектора основных конструктивных параметров бесступенчатой ГОМТ и гусеничной машины, на которой она будет устанавливаться. В связи с ограничением объема статьи рассматривается только анализ прямолинейного движения машины.

Схема трансмиссии, ее анализ и обоснование. Кинематическая схема ГОМТ представлена на рис. 1. Передача мощности двигателя (1) в предлагаемой конструкции осуществляется четырьмя потоками – через две гидравлические и две механических ветви. Трансмиссия является бортовой,

т.е. левая и правая трансмиссии зеркально одинаковы и выполнены по схеме «с дифференциалом на входе». Гидравлические ветви представляют собой гидрообъемные передачи (ГОП) аксиально-поршневого типа с регулируемыми гидронасосами (3) и нерегулируемыми гидромоторами (2) раздельного исполнения (рис. 1), по одной ГОП на борт. Суммирование мощностей от каждой ГОП с механическими потоками мощности происходит на солнечной шестерне планетарного редуктора (6) отдельно на левом и правом бортах.

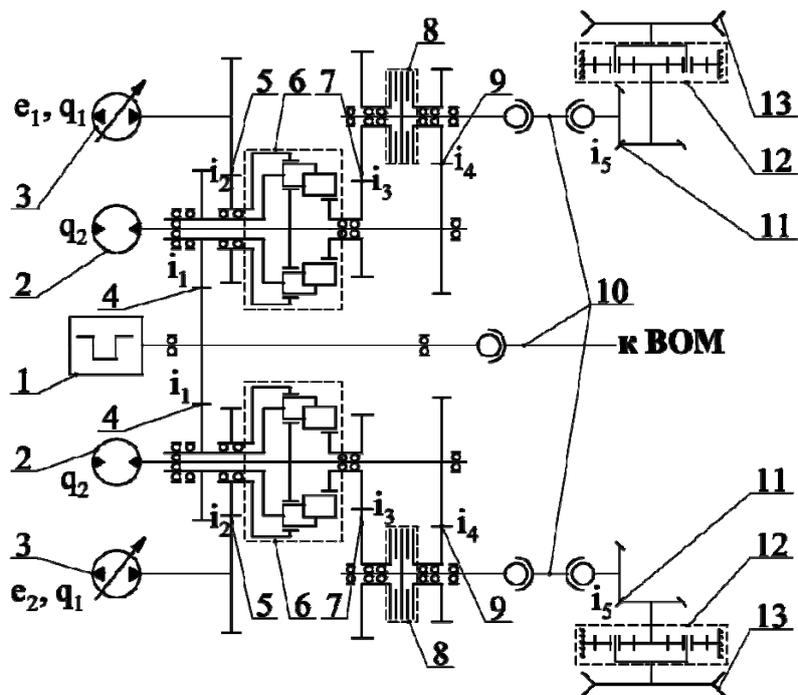


Рис. 1 – Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии:

- 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – регулируемый гидронасос;
 3 – нерегулируемый гидромотор; 6 – планетарный редуктор с $k_1=-3$, $k_2=-1$; 4, 5, 7, 9, 11 – зубчатые зацепления с передаточными отношениями i_1 , i_2 , i_3 , i_4 , i_5 ; 8 –фрикционная муфта; 10 – карданные валы; 12 – бортовые передачи с передаточными отношениями i_6 ; 13 – ведущие звездочки

Движение вперед обеспечивается при при равноувеличивающихся от нуля параметрах $e_1=e_2=var$ до своего максимального значения $e_1=e_2=1$. Переключение диапазонов с тягового на транспортный происходит с помощью гидроподжимных муфт (8). Скорость гусеничной машины ограничивается максимально-допустимыми по паспорту оборотами на валу гидромоторов. Поворот гусеничной машины осуществляется при разных параметрах регулирования $e_1 \neq e_2$ гидронасосов (3). При $e_1=-e_2$ осуществляется поворот на месте. Быстрый реверс происходит при одинаковых по модулю e_1 и e_2 при смене их общего знака.

Для определения и обоснования основных параметров рассматриваемой ГОМТ и гусеничной машины, на которой она будет устанавливаться, использовался метод трансмиссионного матричного анализа. Схемы трансмиссии разбиваются на элементарные базовые звенья, описываемые кинематическими и силовыми матрицами, в общем случае нелинейными за счет механических и объемных потерь [4,5,6,7,8].

Нелинейные потери расхода ΔQ_1 и ΔQ_2 , в объемных гидронасосе и гидромоторе, а также потери момента на валах этих аксиально-поршневых гидромашин описываются наиболее распространенной для гидромашин такого типа математической моделью [8]:

$$\Delta Q_i = K_y \cdot \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y \cdot \omega_i), \quad i = 1, 2 \quad (1)$$

$$\Delta M_i = \frac{D_q^3}{2\pi} \left[K_1 \omega_i (1 + K_2 \cdot e^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot e)}{(1 + K_3 \cdot \omega_i \cdot D_q)} \cdot \Delta p + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot e)}{(1 + K_6 \cdot \omega_i \cdot D_q)} \right], \quad (2)$$

где ΔM_i – гидромеханические потери момента на гидронасосе ($i = 1$) и гидромоторе ($i = 2$); D_q – характерный размер гидромашин ($D_q^3 = 2\pi \cdot q$); K_1, K_2, \dots, K_8 – коэффициенты потерь [8];

Поскольку левая и правая часть трансмиссии гусеничной машины одинаковы (бортовое исполнение) целесообразно для анализа прямолинейного движения гусеничной машины с предлагаемой трансмиссией использовать полную матричную систему по одному борту трансмиссии. Структурная схема борта, значения угловых скоростей и моментов на звеньях представлены на рис. 2

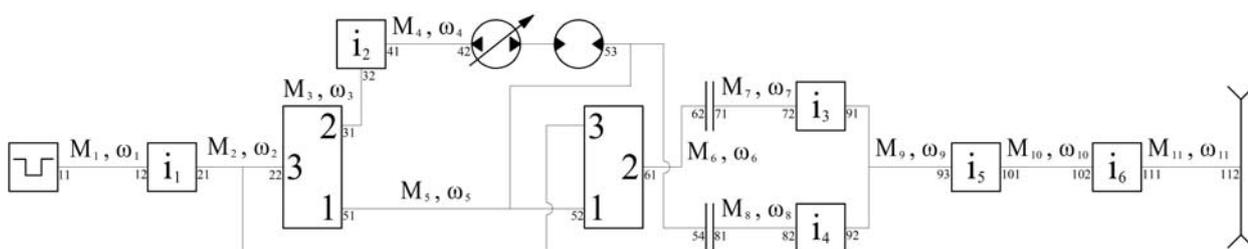


Рис. 2 – Структурная схема предлагаемой трансмиссии

Тогда кинематическая матричная система ГОМТ гусеничной машины имеет вид (3):

где $M_3 = 0,5G \cdot f \cdot r_3$ – момент на ведущей звездочке радиуса r_3 , G – вес трактора, f – коэффициент сопротивления движению.

Полная математическая модель ГОМТ представляет собой систему нелинейных уравнений. Нелинейности привносятся потерями в гидрообъемных передачах в соответствии с формулами (1), (2). В первом приближении (на первой итерации) все нелинейные слагаемые в формулах потерь (1), (2) обнуляются. Во втором и последующих приближениях указанные нелинейные слагаемые вычисляются на основе формальных неизвестных, полученных на предыдущей итерации.

Результаты расчета трансмиссии. Для того, чтобы предоставить результаты расчета трансмиссии необходимо задаться исходными данными, для подстановки в составленную программу. Кроме предоставления результатов расчета будут найдены оптимальные параметры проектируемой трансмиссии для достижения максимального коэффициента полезного действия (КПД).

Для рассматриваемой бесступенчатой ГОМТ выбран двигатель, мощность которого – 150 кВт, радиус звездочки $r_3=0,42$ м, угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{дв}=230$ рад/с, передаточные числа $i_1=-31/32$, $i_2=-26/39$, $i_3=-26/39$, $i_4=-35/30$, $i_4=9/40$, внутренние передаточные числа планетарных редукторов $k_1=-3$, $k_2=-1$, суммарный коэффициент сопротивления движению $f=0,5$, рабочие объемы гидромашин: $q_1=q_2=q_3=q_4=114$ см³. Для выбранной мощности двигателя варьировались значения массы гусеничной машины ($G=75...100$ кН) с целью достижения максимального КПД трансмиссии. Коэффициент полезного действия трансмиссии находился с помощью формулы

$$\eta = \frac{1}{M_{об} \cdot \omega_{об}} \cdot \left| 2 \cdot M_{к} \cdot \omega_{11} \cdot \eta_{к}^{-sign(M_{к} \cdot \omega_{11})} \right|, \quad (5)$$

где $\eta_{к}^{-sign(M_{к} \cdot \omega_{11})}$ – КПД движителя (с учетом рекуперации мощности);

ω_{11} – угловая скорость звездочки из (3).

После нахождения необходимых параметров, строим 3-Д график зависимости КПД трансмиссии от скорости $V = \omega_{11} \cdot r_3$ и массы m гусеничной машины (рис. 3).

Как видно из графика на рис. 3 – с увеличением веса трактора уменьшается диапазон с максимальным КПД, и несколько уменьшается его значение. Трактор должен обеспечить максимальную эффективность в диапазоне скоростей $V=6...10$ км/ч, это условие реализуется при массе трактора $m=9$ т. В отличие от трансмиссии, представленной в статье [3],

значение КПД на тяговом режиме и диапазон высоких значений существенно выше, в среднем на 3-6%.

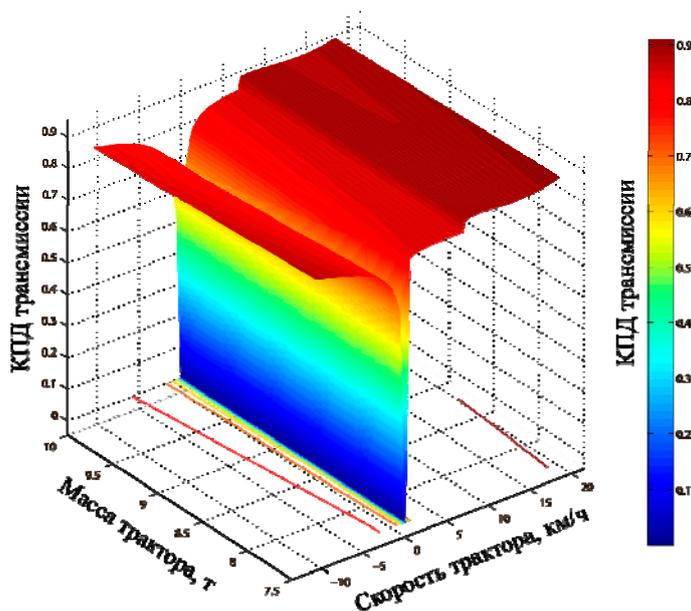


Рис. 3 – График зависимости КПД трансмиссии от скорости и массы гусеничной машины

Значение перепада давлений в ГОП не должно превысить паспортного давления 45 МПа в диапазоне скоростей $V=6...10$ км/ч. График зависимости перепада давлений от скорости и массы гусеничной машины при прямолинейном движении представлен на рис. 4.

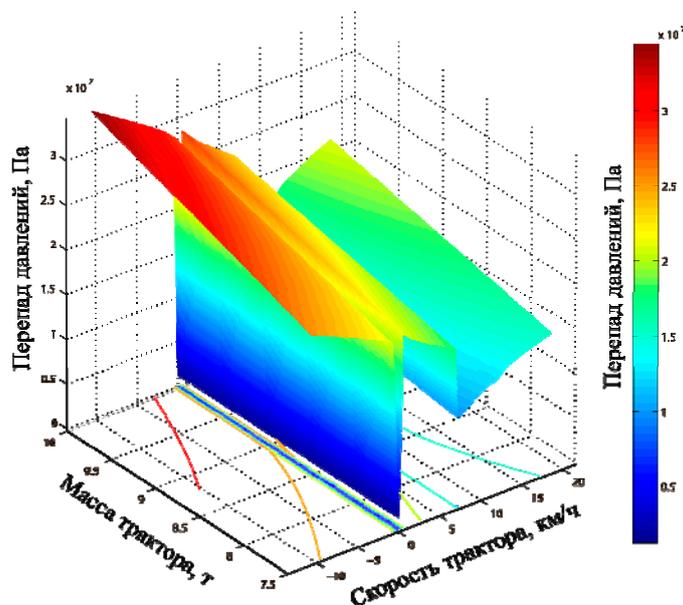


Рис. 4 – График зависимости перепада давлений от скорости и массы гусеничной машины

Проанализировав график на рис. 4, получаем, что при массе бульдозера $m=9$ т максимально допустимый перепад давлений достигается при скорости гусеничной машины $V=11$ км/ч, что соответствует максимальному КПД (см. рис. 2). Таким образом рабочие объемы для гидромашин выбраны с небольшим запасом и обоснованы. Теперь необходимо проверить соответствие мощности двигателя $N_{дв}^н = M_{дв} \cdot \omega_{дв}$ необходимой мощности при коэффициенте сопротивления движению $f = 0,5$ со скоростью $V=6...10$ км/ч.

График зависимости необходимой мощности двигателя от скорости и массы бульдозера представлен на рис. 5.

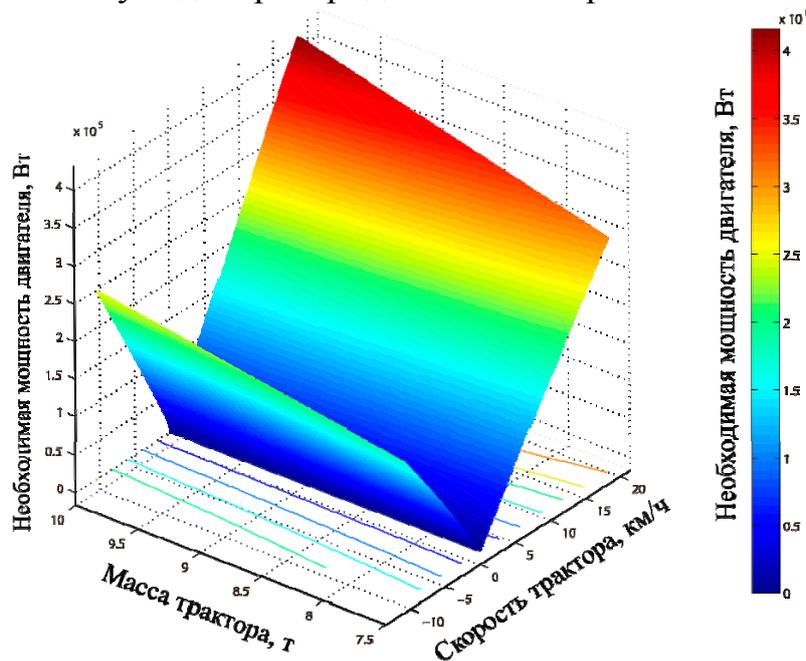


Рис. 5 – График зависимости необходимой мощности двигателя от скорости и массы гусеничной машины

Мощность двигателя совпадает с необходимой мощностью, при скорости трактора $V=11$ км/ч, что показывает, что вес $G=90$ кН и рабочие объемы гидромашин: $q_1=q_2=q_3=q_4=114$ см³ – подобраны правильно, для гусеничного бульдозера с двигателем, мощность которого $N_{дв}=150$ кВт.

Для построения графиков производительности и расхода топлива была использована математическая матричная модель, представленная в [11]. Необходимо задаться: мощностью двигателя, она будет равна $N_д = 150$ кВт; удельным расходом топлива $q = 230$ г/кВт·ч; шириной захвата плуга $B = 1,5...4$ м; массой трактора, равной 9 т. Малым буксованием до 3...4% пренебрегаем. Зависимость расхода топлива от ширины захвата плуга и

скорости трактора представлена на рис. 6, а зависимость производительности от ширины захвата плуга и скорости трактора представлена на рис. 7.

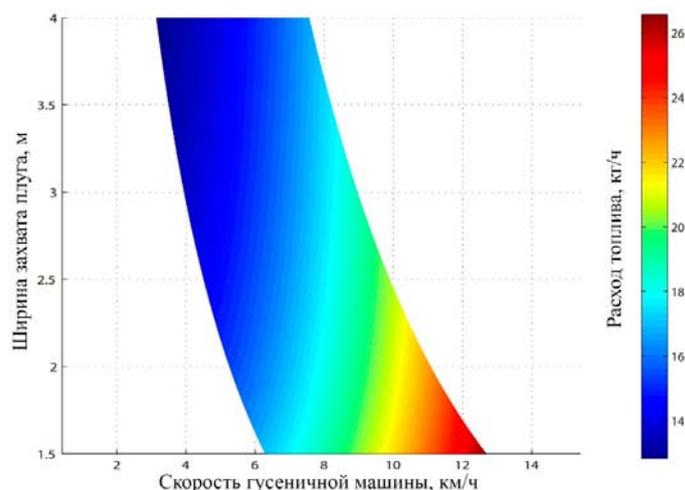


Рис. 6 – 3Д – график зависимости расхода топлива от ширины захвата плуга и скорости трактора

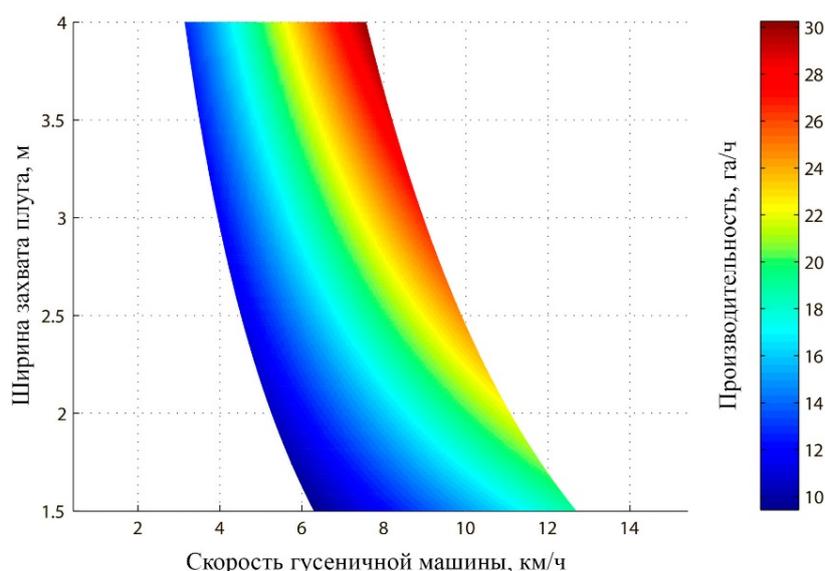


Рис. 7 – 3Д – график зависимости производительности от ширины захвата плуга и скорости трактора

Графики на рис. 6, 7 показывают, что минимальный расход топлива на тракторе происходит в диапазоне скоростей $V = 3...7$ км/ч, а максимальная производительность в диапазоне скоростей $V = 7...9$ км/ч. Рассмотрев два 3Д-графика, можно сделать вывод, что оптимальная скорость работы составляет $V = 6...8$ км/ч.

Построение пространственной модели трансмиссии. Была построена трехмерная модель рассматриваемой ГОМТ гусеничной машины. В программе для проектирования были проведены необходимые расчеты валов, шестерен, подшипников, корпусных деталей. После чего был произведен прочностной анализ самых ответственных деталей трансмиссии, с помощью метода, приведенного в [10], для подбора оптимальных конструктивных параметров. В результате была собрана схема трансмиссии, приведенная на рис. 8.

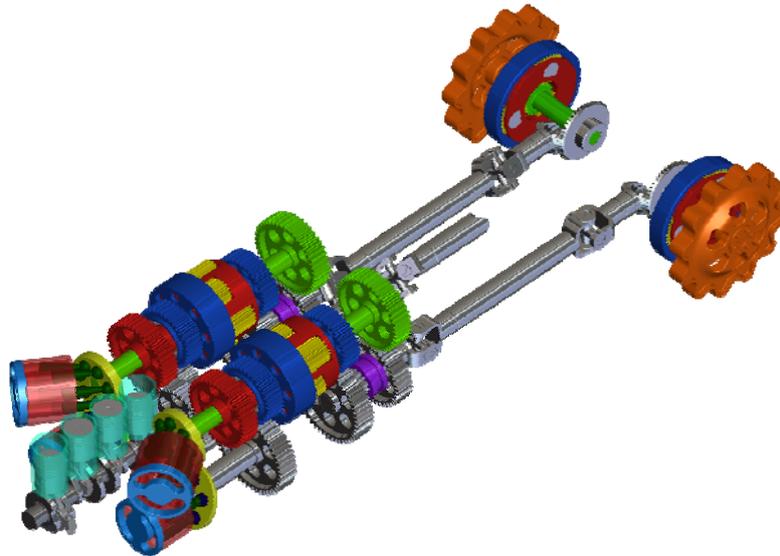


Рис. 8 – Трехмерная модель ГОМТ гусеничной машины

Выводы:

1. Разработана оригинальная двухпоточная бесступенчатая ГОМТ для гусеничной машины.
2. С помощью трансмиссионного матричного моделирования подобрана оптимальная масса трактора $m=9$ т.
3. С помощью математической модели определены показатели минимального радиуса поворота трактора на всем диапазоне.
4. Обнаружен диапазон оптимальных скоростей при работе на тракторе с предлагаемой ГОМТ - $V = 6...8$ км/ч .
5. Спроектирована пространственная модель трансмиссии и проведен прочностной анализ при прямолинейном движении трактора.

Список литературы: 1. Самородов В. Б., Удод И. В., Деркач О. И. / Бесступенчатая гидрообъемно-механическая двухпоточная трансмиссия гусеничного трактора // Вісник НТУ «ХПІ» 18'2011 – Харьков: НТУ «ХПІ», 2011. – с. 45-50. 2. Самородов В. Б., Удод И. В., Деркач О. И. / Сравнение двух бесступенчатых гидрообъемно-механических двухпоточных трансмиссий гусеничного трактора // Вісник НТУ «ХПІ» 19'2012 – Харьков: НТУ «ХПІ», 2012. – с. 47-52. 3. Самородов В. Б., Удод И. В., Деркач О. И. / Анализ и техническое обоснование двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии бульдозера // Вісник НТУ «ХПІ»

29'2013 – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – с. 45-50. **4.** Самородов В. Б. / Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. – Механика и машиностроение. – №1, 1998. – с.109-115. **5.** Самородов В. Б. / Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Системотехника автомобильного транспорта. – Харьков: ХГАДГУ, 1999. **6.** Самородов В. Б. / Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ.– 1999.– Вып. 46. **7.** Самородов В. Б. / Научное обоснование структуры силовых матричных систем моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий.// Вестник ХГПУ.– 1999.– Вып.47. **8.** Самородов В. Б., Rogov A. V. / Методика плотной упаковки матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // «Автомобильный транспорт». Сборник научных трудов. – Харьков: Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. – 2003. – Вып. 13. – С. 91 – 98. **9.** Самородов В. Б., Rogov A. V., Науменко А. В., Постный В. А. и др. / Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вісник НТУ «ХПІ». Сб. наук.тр. «Автомобіле- і тракторостроєння». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – с. 3-16. **10.** Самородов В. Б., Udod I. V. / Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий // Вісник НТУ «ХПІ» 32'2013 – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – с. 45-50. **11.** Самородов В. Б., Коваль А. А. / Пространственно – топологические взаимосвязи производительности, рабочих скоростей, буксования, веса и мощности двигателя колесных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М.: Машиностроение. – 2008. – № 4. – С. 16 – 18.

Bibliography (transliterated): **1.** Samorodov V. B., Udod I. V., Derkach O. I. Besstupenchataja gidroob'emno-mehaničeskaja dvuhpotočnaja transmissija gusenichnogo traktora. Visnik NTU «HPI» 18'2011 – Har'kov: NTU «HPI», 2011. **2.** Samorodov V. B., Udod I. V., Derkach O. I. Svravnenie dvuh besstupenchatyh gidroob'emno-mehaničeskikh dvuhpotočnyh transmissij gusenichnogo traktora. Visnik NTU «HPI» 19'2012 – Har'kov: NTU «HPI», 2012. **3.** Samorodov V. B., Udod I. V., Derkach O. I. Analiz i tehničeskoe obosnovanie dvuhpotočnoj besstupenčatoj gidroobemno-mehaničeskoj transmissii bul'dožera. Visnik NTU «HPI» 29'2013 – Har'kov: NTU «HPI», 2013. **4.** Samorodov V. B. Osnovy teorii avtomatizirovannoj generacii matematičeskikh modelej transmissij. – Mehanika i mashinostroenie. – 1, 1998. **5.** Samorodov V. B. Generacija matrichnyh modelej dlja gidroob'emno-mehaničeskikh transmissij proizvol'nogo vida. Sistemotehnika avtomobil'nogo transporta. – Har'kov: HGADGU, 1999. **6.** Samorodov V. B. Sistemnyj podhod k generacii matematičeskikh matrichnyh modelej dlja planetarnyh mehaničeskikh i gidroob'emno-mehaničeskikh transmissij proizvol'nogo vida. Vestnik HGPU.– 1999.– Vyp.46. **7.** Samorodov V. B. Nauchnoe obosnovanie struktury silovyh matrichnyh sistem modelirujushhij rabotu gidroob'emno-mehaničeskikh transmissij. Vestnik HGPU.– 1999. – Vyp.47. **8.** Samorodov V. B., Rogov A. V. / Metodika plotnoj upakovki matrichnyh sistem, modelirujushhij rabotu gidroobemno-mehaničeskikh transmissij // «Avtomobil'nyj transport». Sbornik nauchnyh trudov. – Har'kov: Har'kovskij nacional'nyj avtomobil'no-dorozhnyj universitet. – 2003. – Vyp. 13. – S. 91 – 98. **9.** Samorodov V. B., Rogov A. V., Naumenko A. V., Postnyj V. A. i dr. Kompleksnyj podhod k avtomatizirovannomu analizu, sintezu i proektirovaniju gidroob'emno-mehaničeskikh transmissij. Visnik NTU «HPI». Sb. nauk.tr. «Avtomobile- i traktorostroєnnja». – Har'kov: NTU «HPI», 2002. **10.** Samorodov V. B., Udod I. V. Prochnostnoj raschet metodom konečnyh jelementov zven'ev besstupenchatyh dvuhpotočnyh gidroob'emno-mehaničeskikh transmissij. Visnik NTU «HPI» 32'2013 – Har'kov: NTU «HPI», 2013. **11.** Samorodov V. B., Koval' A. A. Prostranstvenno – topologičeskie vzajmosvjazi proizvoditel'nosti, rabochih skorostej, buksovanija, vesa i moshhnosti dvigatelja kolesnyh traktorov. Traktory i sel'skohozejajstvennye mashiny. – M.: Mashinostroenie. – 2008. – 4.

Поступила (received) 15.05.2014

А. М. ТУРЕНКО, д-р техн. наук, проф., ректор ХНАДУ, Харків;

В. І. КЛИМЕНКО, канд. техн. наук, проф., завідувач каф. автомобілів ХНАДУ, Харків;

О. В. САРАЄВ, канд. техн. наук, доц., декан автомобільного факультету ХНАДУ, Харків

ХОДОВА ЛАБОРАТОРІЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

Представлена сучасна ходова лабораторія для виміру експлуатаційних властивостей автомобіля, яка розроблена на кафедрі автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ). Особливістю даної ходової лабораторії є можливість отримання необхідної інформації одночасно по всіх вимірювальних каналах, які відповідають за дослідження основних експлуатаційних властивостей автомобіля. Це дозволяє наочно спостерігати картину протікання, наприклад, такого багатогранного і складного процесу, як гальмування автомобіля не тільки за параметрами гальмівної ефективності, але й з урахуванням динаміки гальмівного привода, зміни зусилля на гальмівній педалі, зміни курсової стійкості і появою коливань від нерівностей дороги.

Ключові слова: автомобіль, експлуатаційні властивості, дослідження, ходова лабораторія, прилад, контролер, датчик, вимір, точність, програма.

Вступ. Вивчення експлуатаційних властивостей автомобіля – це проблема, яка буде актуальною поки існує автомобіль. У проблематику цього питання насамперед закладений безперервний розвиток конструкції автомобіля з необхідністю покращення експлуатаційних властивостей автомобіля. Безумовно, досліджувати цю проблематику треба за допомогою експериментальних способів з використанням спеціального обладнання, яке повинне задовольняти сучасним вимогам виміру параметрів і отримання інформації. Цим питанням займалися чимало науковців, тому проблематика питання відбита у багатьох наукових працях.

Аналіз основних досягнень і літератури.

Експлуатаційні властивості автомобіля характеризують можливість його ефективного використання у визначених умовах і дозволяють оцінити ступінь відповідності конструкції автомобіля вимогам експлуатації. Ці властивості активно досліджуються у сучасних наукових роботах. До основних експлуатаційних властивостей автомобіля відносяться такі: тягово-швидкісна ефективність, гальмівна ефективність, паливна економічність, керованість та стійкість руху, прохідність, плавність ходу [1].

Всі основні експлуатаційні властивості автомобіля безпосередньо пов'язані з його рухом і тією чи іншою мірою визначають закономірності

цього руху. Тому проблематики експлуатаційних властивостей автомобіля торкаються і провідні наковці з безпеки дорожнього руху [2].

Кожна експлуатаційна властивість залежить від трьох факторів: основних параметрів автомобіля, особливостей робочих процесів його агрегатів і технічного стану останніх. Експлуатаційні властивості автомобіля розглядаються звичайно ізольовано один від одного, що полегшує процес їхнього розгляду. Насправді ж експлуатаційні властивості тісно пов'язані між собою і зміна конструктивних параметрів автомобіля, розпочата для зміни однієї з властивостей, неминуче відбивається на інших. Наприклад, тягово-швидкісні властивості визначають максимальну швидкість руху автомобіля, але вона ж може бути обмежена через погану керованість та стійкість руху, неефективність гальмування, великі динамічні навантаження тощо [3]. Тому кінцева оцінка функціональним можливостям автомобіля дається з урахуванням усього комплексу експлуатаційних властивостей, де найважливіми є ті, що відповідають за безпеку руху – це гальмівна ефективність, керованість та стійкість руху автомобіля [4-7].

Найбільш сучасними способами передачі та отримання інформації є аналогово-цифровий та цифровий способи [8]. Стосовно вивчення експлуатаційних властивостей автомобіля можна виділити два основних етапи створення сучасної ходової лабораторії з аналогово-цифровим перетворювачем сигналу – це розробка математичного забезпечення основних алгоритмів обробки результатів вимірювання експлуатаційних властивостей автомобіля [9] і розробка безпосередньо конструкції аналогово-цифрового вимірювального комплексу чи приладу [10].

Мета дослідження, постановка задачі. Розробити сучасну ходову лабораторію з аналогово-цифровим вимірювальним комплексом для дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля. Для цього треба визначити раціональну схему розташування вимірювальних пристроїв на ходовій лабораторії, визначити кількість та тип вимірювальних каналів, створити бортовий контролер, програмне забезпечення комплексу, підібрати найбільш технологічні датчики та розробити методику виміру.

Матеріали досліджень. Важливим ланцюгом в оцінці експлуатаційних властивостей автомобіля є дорожні випробування. Для цього використовується різноманітна апаратура, яка пристосовується до кожного експлуатаційного параметру окремо. Відповідно, щоб оцінити декілька експлуатаційних параметрів треба послідовно застосувати різні спеціальні прилади. Ходова лабораторія, яка розроблена на кафедрі автомобілів ХНАДУ, дозволяє оцінити швидкісні властивості автомобіля, ефективність його гальмівної системи, динамічні характеристики гальмівного привода, паливну економічність, стійкість та плавність ходу. Ходова лабораторія включає базовий автомобіль, на якому стаціонарно

розміщується сучасний аналогово-цифровий вимірювальний комплекс (рис.1).

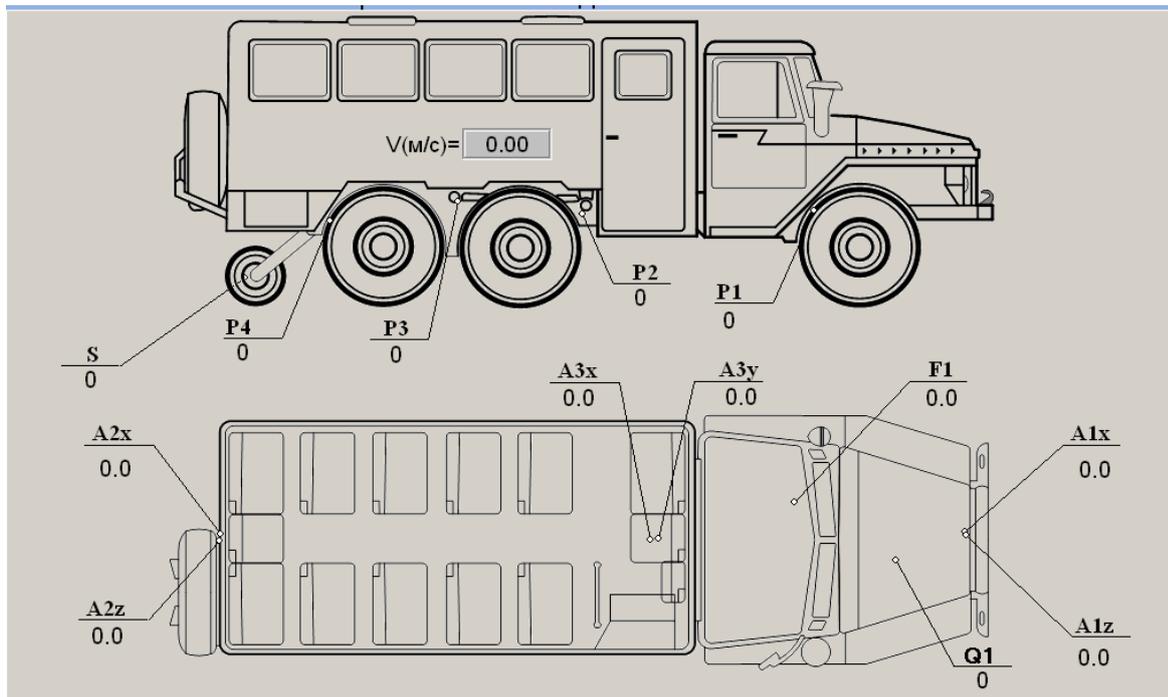


Рис. 1 – Рациональна схема розташування вимірювальних пристроїв на ходовій лабораторії: S – прилад «п'яте колесо»; P1-P4 – датчики тиску; A1-A3 – двох-координатні датчики прискорення; F1 – датчик зусилля на гальмівній педалі; Q1 – датчик витрати палива

Особливістю ходової лабораторії, яка розроблена науковцями кафедри автомобілів ХНАДУ є можливість одночасного отримання необхідної інформації по всіх вимірювальних каналах як в цифровому, так і в графічному вигляді. Це дозволяє наочно спостерігати картину протікання, наприклад, такого багатогранного і складного процесу, як гальмування автомобіля не тільки за параметрами гальмівної ефективності, але й з урахуванням динаміки гальмівного привода, зміни зусилля на гальмівній педалі, зміни курсової стійкості і появою коливань від нерівностей дороги (рис 2).

До складу вимірювального комплексу входять: бортовий контролер; прилад «п'яте колесо»; датчики первинної інформації; кабелі зв'язку; переносний комп'ютер (ноутбук).

Вимірювальний комплекс функціонує при температурі навколишнього повітря від -20°C до 45°C і відносній вологості повітря від 5 до 95% без конденсації вологи. Електроживлення апаратури здійснюється від бортової мережі автомобіля напругою 11,4...14 В. Потужність, що використовується, не більше 20 Вт.

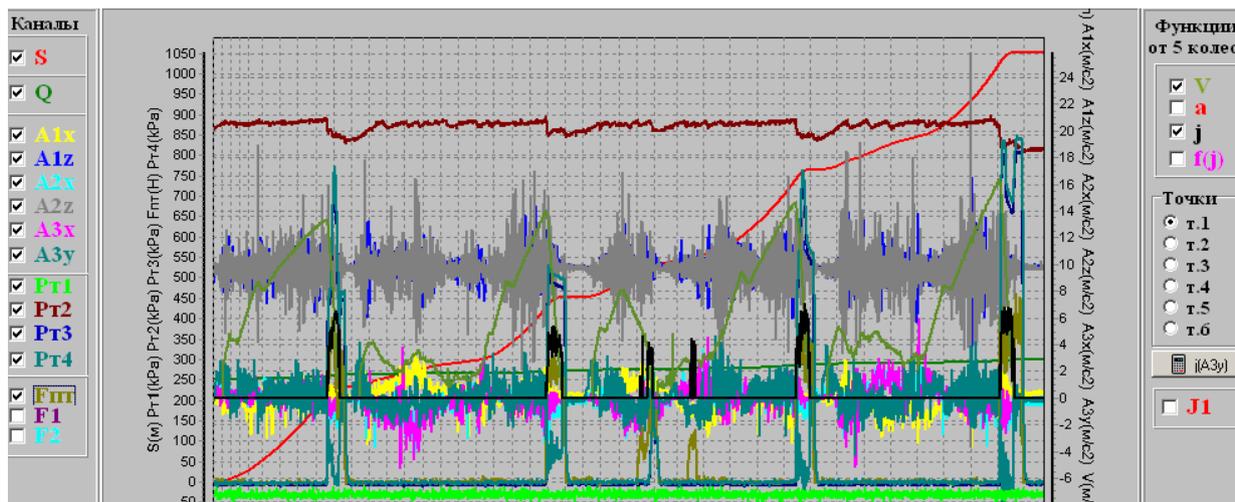


Рис. 2 - Одночасне отримання інформації по всіх вимірювальних каналах

Бортовий контролер виконує наступні основні функції:

- автоматичне опитування датчиків і первинну обробку одержаної інформації;
- обмін інформацією з переносним комп'ютером по локальній мережі Ethernet;
- завдання початку і закінчення автоматичного опитування датчиків;
- індикацію технологічних операцій;
- зберігання інформації за встановлений період випробувань.

Бортовий контролер виконаний на базі мікропроцесорної плати типу CPU 686E з процесором Geode™ GX1/300 Мгц і має 16-і каналний модуль аналогового уведення-виведення AI16-5A-2. Конструктивно бортовий контролер виконаний у вигляді приладу із засобами кріплення в горизонтальній або вертикальній площині (каркас фірми BOPLA). Габаритні розміри приладу - 240x145x271 мм. Встановлюється контролер в салоні автомобіля (рис. 3).

Переносний комп'ютер із спеціальною прикладною програмою, забезпечує:

- введення і коректування налагоджувальних коефіцієнтів параметрів, що вимірюються;
- калібрування датчиків;
- передачу введеної оператором інформації в бортовий контролер;
- виконання розрахунків за заданими функціями;
- побудову графіків по кожній функції;
- побудову гальмівної діаграми автомобіля;
- формування і видачу за командою оператора звітів заданої форми;

- надання інформації про зміряні і розрахункові параметри на моніторі у цифровому і графічному вигляді;
- зберігання одержаної в процесі випробувань інформації.

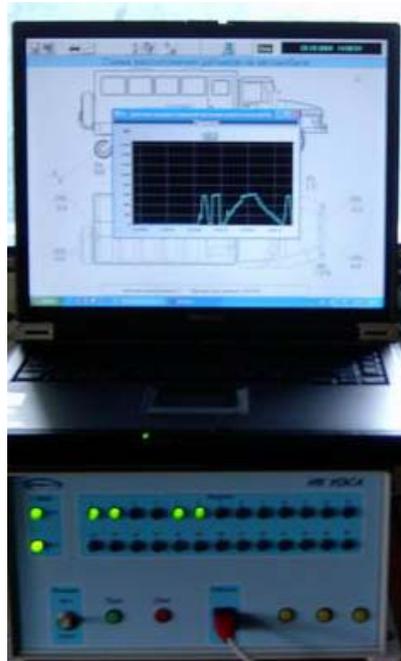


Рис. 3 - Переносний комп'ютер, який підключено до бортового контролера в салоні автомобіля

Прилад «п'яте колесо» служить для вимірювання пройденого шляху з подальшим розрахунком швидкості, сповільнення й гальмового шляху автомобіля. Прилад «п'яте колесо» складається з наступних основних елементів: колесо 1, важіль 2, амортизатор 3, карданний шарнір 4, кронштейн 5, верхній шарнір 6, чашка 7, пружина 8, вилка 9, датчик обертів колеса 10 (рис. 4).

Датчик 10 включає в себе зубчатий диск, закріплений на осі колеса 1, і котушку індуктивності, яка встановлена нерухомо на вилці 9. При сумісному обертанні колеса 1 і зубчатого диска в котушці індуктивності наводиться імпульсна електрорухоюча сила, частота якої пропорційна кутовій швидкості колеса та числу зубців диска. Далі всі розрахунки параметрів руху автомобіля виконуються програмно на базі електронного блоку приладу.

У вимірювальній системі, крім приладу «п'яте колесо», використовуються наступні датчики:

- датчик для вимірювання зусилля, що прикладається до гальмівної педалі;
- датчик витрати палива;
- три датчика для вимірювання прискорень за двома координатами;

- чотири датчики для вимірювання тиску в пневматичному гальмівному приводі.

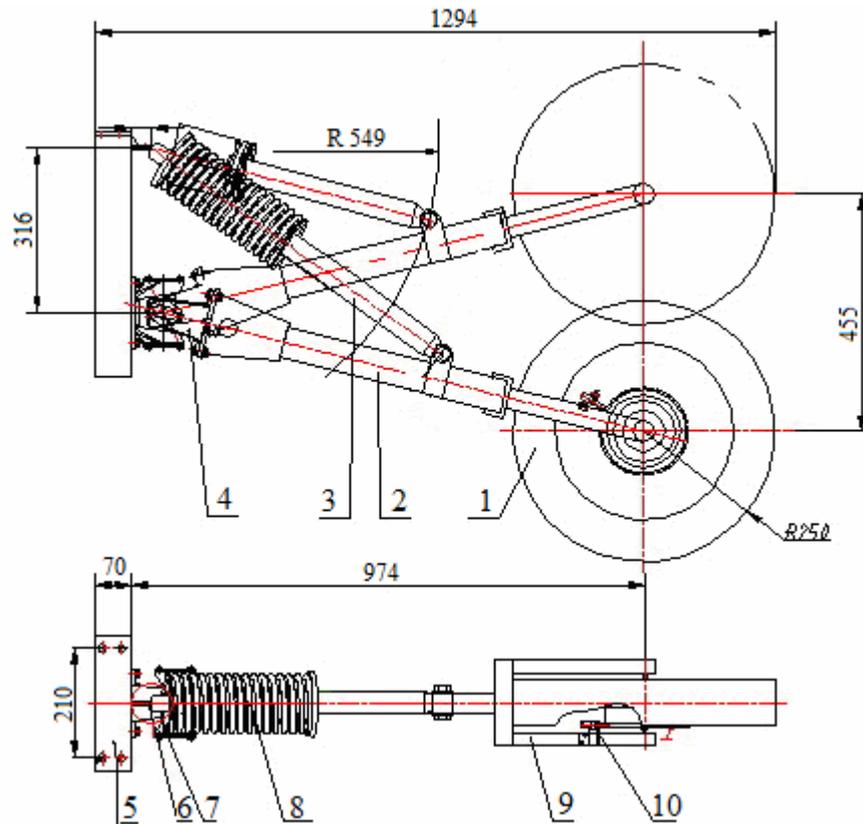


Рис. 4 - Прилад «п'яте колесо»

Вимірювання зусилля на гальмівній педалі проводиться за допомогою тензоперетворювача типу AG фірми SCAME (рис. 5). Принцип дії датчика наступний: під дією зусилля, що прикладається до гальмівної педалі, мембрана датчика прогинається, резистори, які наклеєні на мембрану за мостовою схемою, міняють свій опір, що спричиняє розбаланс моста, пропорційно вимірюваному зусиллю. Технічна характеристика датчика забезпечує необхідний діапазон вимірювання зусилля від 0,5 до 1000 Н.

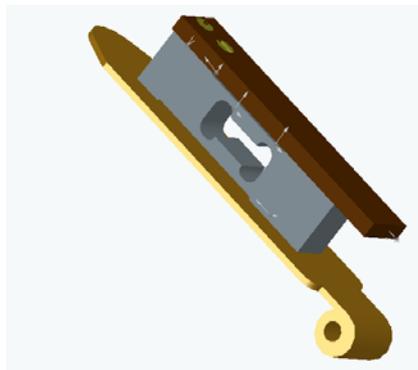


Рис. 5 - Датчик зусилля, який встановлено на педалі гальма

Датчик витрати палива перетворює об'ємну витрату палива в електричні імпульси. Принцип дії датчика заснований на ефекті Хола. За один оберт турбіни датчика виробляється один імпульс, 500 імпульсів відповідають проходженню через датчик 1 літра палива. Датчик підключається між паливним баком і паливним насосом.

Для вимірювання величини прискорення використовуються датчики ADXL210/AQC фірми Analog Devices. Це двокоординатні датчики з межею вимірювання $\pm 10g$ (g – прискорення вільного падіння) і цифровим виходом у форматі широтно-імпульсної модуляції. Датчики розташовані на спеціальній платі з підсилювачем і поміщені в пластмасовий корпус (рис. 6).

Температурний діапазон експлуатації датчиків від -40 до 85°C , чутливість щодо g 3,2...4,8 %. Встановлені датчики на передній і задній осі автомобіля, і один датчик кріпиться до кузова поблизу центру мас. Датчики забезпечують вимірювання вертикальних і бічних прискорень невідпружених мас автомобіля і разом з приладом «п'яте колесо» дозволяють вимірювати подовжнє прискорення автомобіля.

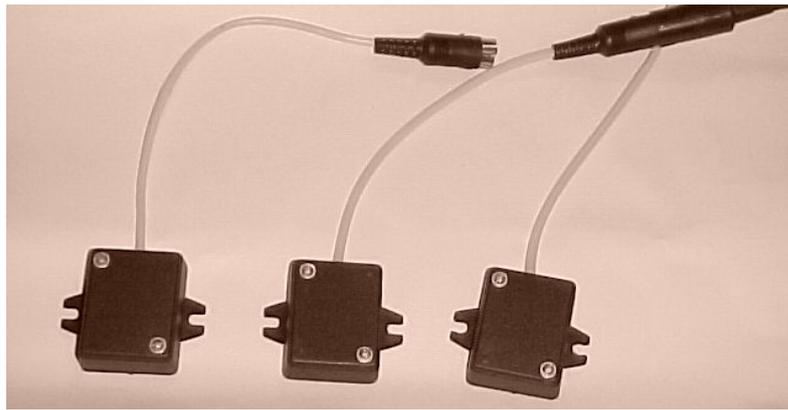


Рис. 6 - Датчики прискорення

Вимірювання тиску повітря в гальмівних магістралях проводиться за допомогою тензоперетворювача серії MD11-V (рис. 7).



Рис. 7 - Датчики тиску

Принцип дії датчика тиску аналогічний роботі розглянутого вище датчика зусилля. Технічні характеристики датчика (табл.1.1) повністю задовольняють умовам проведення гальмівних випробувань. Датчики тиску встановлені безпосередньо в гальмівних камерах передньої і задньої осі, в ресивері і гальмівному крані.

Таблиця 1 – Технічні характеристики датчика тиску

Діапазон вимірювання	0...16 МПа
Напруга живлення	4...12В
Опір моста	2,5±0,5 кОм
Нелінійність (щодо U)	±0,2 %
Діапазон вихідного сигналу	100...200 мВ
Початкове значення вихідного сигналу	±15 мВ
Температурний діапазон експлуатації	-50...125°С

Вимірювальна система ходової лабораторії має чотири режими роботи. Перший режим – поглядання поточної інформації і налагоджування каналів, другий – запис інформації, третій – передача записаної інформації з контролера на переносний комп'ютер, четвертий – обробка інформації.

При погляданні поточної інформації оператор переконується у працездатності вимірювальних каналів, перевіряє і при необхідності здійснює налагодження каналів. В цьому режимі до контролера повинен бути підключений переносний комп'ютер.

У режимі запису вся поточна інформація поступає від датчиків одночасно по всіх включених каналах до контролера, який здатний безперервно запам'ятовувати її з частотою 100 Гц у продовж 23 хв. В ході запису первинної інформації переносний комп'ютер автоматично відключається від контролера.

У завершальній стадії вимірювань за допомогою переносного комп'ютера, на якому встановлена спеціальна прикладна програма, інформація прочитується з контролера і потім обробляється за видами випробувань.

Результати досліджень. Ходова лабораторія забезпечує вимір основних параметрів руху, які впливають на експлуатаційні властивості автомобіля, з необхідною точністю, а саме похибка виміру інтервалів часу складає 0,1%, пройденого шляху ±1,05% (допускається ±1,5%), швидкості руху ±1% (допускається ±1,5%), прискорення або сповільнення ± 1,02% та ±2,1% (допускається ±4,0%), тиску у гальмівній системі 1,16%, зусилля 0,33%, витрати палива 2%. Така висока точність вимірів дозволила застосувати ходову лабораторію в навчальному процесі ХНАДУ, в наукових розробках нових конструкцій гальмівних апаратів і пристроїв, які проектуються в ХНАДУ і випускаються Вовчанським агрегатним заводом, а також в дослідженнях, що пов'язані з автотехнічною експертизою.

Висновки. Розроблена ходова лабораторія з оцінки експлуатаційних властивостей автомобіля, яка має суттєві переваги в швидкості отримання

результатів, покращення точності вимірів, збільшення обсягу довгострокового зберігання інформації з можливістю її передачі в мережі інтернет. Аналогово-цифровий комплекс дозволяє одночасно отримати необхідну інформацію по всіх вимірювальних каналах як в цифровому, так і в графічному вигляді, і наочно спостерігати картину протікання складних динамічних процесів руху автомобіля.

Список літератури: 1. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посібник / В. П. Волков. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 292 с. 2. Редзюк А. М. Проблема безпеки дорожнього руху в Україні та заходи щодо суттєвого зменшення загиблих і постраждалих у ДТП / А. М. Редзюк // Автошляховик України Науково-практичний журнал. – 2005. – №5. – С. 6-10. 3. Туренко А. Н. Исследование динамических нагрузок, действующих на несущую систему гоночного автомобиля, в процессе соревнований / А. Н. Туренко, С. Я. Ходырев, И. Г. Шепеленко, А. В. Ужва // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. - Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2002. Вып. 10. – С. 5-9. 4. Alverti, V, and Babbel, E. Improved Driving Stability by Active Braking of the Individual Wheels. Proceedings of AVEC'96, International symposium on Advanced vehicle Control, Juni 1996, pp 717-732. 5. Карпенко В. А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобиля / В. А. Карпенко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХГАДТУ. – 1998. – Вып.1. — С. 64-67. 6. Сахно В. П. Оцінка тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності та токсичності автомобіля при використанні двигунів різної потужності. / В. П. Сахно, О. А. Корпач // Вісник Національного транспортного університету в 2-х частинах: ч. 1 – К.: НТУ, 2013. Випуск 25. С. 193-196. 7. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний: ГОСТ 22576-90. – [введен с 01.01.1992]. – М.: Изд-во стандартов, - 1991. – 34 с. 8. Мельников А. А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов: системы электроники и автоматики: учебн. пособие для студ. высш. учеб. заведений / А. А. Мельников. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 376 с. 9. Клименко В. И. Совершенствование измерительного комплекса для исследования эксплуатационных свойств автомобиля / В. И. Клименко, А. В. Сараев // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ. - 2003. Вып. 13. - С. 206-209. 10. Туренко А. М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для ВНЗ / Туренко А. М., Клименко В. І., Сараев О. В., Данець С. В.. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 320 с.

Bibliography (transliterated): 1. Volkov V. P. Teoriya ekspluatatsiynykh vlastyvostry avtomobilya: navch. posibny. – Kharkov: KhNADU, 2003. 2. Redzyuk A. M. Problema bezpeky dorozhn'oho rukhu v Ukrayini ta zakhody shchodo suttyevoho zmenshennya zahybylykh i postrazhdalykh u DTP. Avtoshlyakhovyk Ukrayiny Naukovo-praktychnyy zhurnal. – 2005. 3. Turenko A. N. Issledovanie dinamicheskikh nagruzok, dejstvujushchih na nesushhuju sistemu gonochnoho avtomobilja, v processe sorevnovanij. Avtomobil'nyj transport: sb. nauch. tr. - Har'kov: Izd-vo KhNADU. – 2002. Vyp. 10. 4. Alverti, V, and Babbel, E. Improved Driving Stability by Active Braking of the Individual Wheels. Proceedings of AVEC'96, International symposium on Advanced vehicle Control, Juni 1996. 5. Karpenko V. A. Ocenka potencial'nyh dinamicheskikh harakteristik avtomobilja. Avtomobil'nyj transport. Sbornik nauchnyh trudov HGADTU. – 1998. – Vyp.1. 6. Sahno V. P., Korpach O. A. Rating traction-speed characteristics, fuel efficiency and car emission using engines of different capacities. Visnyk Nacionalnogo transportnogo universytety V 2-h chastynach:Ch. 1. Kyiv: NTU. 2013. No 26. 7. GOST 22576-90. Vehicles. Speed properties. Test methods. 01.01.92 entered. Moskva: Izdatelstvo standartov/ 1991. 8. Melnikov A. A. Control of Vehicle and Tractor Units: automatic and electronic systems: manual for higher school students. – Moscow: Publishing Center «Akademija», 2003. 9. Klimenko V. I. Sovershenstvovanie izmeritel'nogo kompleksa dlja issledovanija jekspluatacionnyh svojstv avtomobilja. Avtomobil'nyj transport: sb. nuchn. tr. – Kharkov: KhNADU. - 2003. Vyp. 13. 10. Turenko A. M. Autotechnical Expertise. Investigation of Road Traffic Accidents Circumstances: manual for HEI. – Kiev: KhNAHU, 2013.

Надійшло (received) 27.05.2014

А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, докторант НТУ «ХПІ»;
Є. С. ПЕЛИПЕНКО, аспірант НТУ «ХПІ»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА FENDT 936 VARIO

В роботі наведена методика експериментального дослідження впливу законів натиснення на педаль гальма та керування джойстиком при русі з усіма та одним ведучим мостом дорогами з різним коефіцієнтом зчеплення, та варійованою силою тяги на гаку на керованість та гальмівну ефективність трактора з гідрооб'ємно-механічною трансмісією Fendt 936 Varjo, описано принцип дії приладів та апаратури, що використовувалися при випробуваннях. Основними з яких є мобільний вимірювальний комплекс, що розроблений кафедрою технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, та електронний динамометр. Описано принцип дії програми для візуалізації отриманих результатів з електронного динамометра.

Ключові слова: колісний трактор, гальмування, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, експериментальне дослідження.

Вступ. Характерною особливістю ринків розвинених європейських країн є постійне зменшення пропозицій тракторів, обладнаних механічними ступінчастими коробками передач і збільшення з безступінчастими (в 2007 р. тракторів з безступінчастими трансмісіями пропонувалося 16,5%, а в 2013 р. – 25,9%).

Популярність безступінчастих трансмісій безперервно росте, що стає очевидним з постійного збільшення об'ємів виробництва тракторів фірми «Fendt», яка є піонером в створенні гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) в тракторобудуванні і на сьогоднішній день повністю перейшла на виробництво тракторів саме з ГОМТ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання акселерометрів в процесі експериментальних досліджень обумовлене можливістю визначення величини поздовжніх, бокових і вертикальних прискорень транспортних засобів, оцінці їх аеродинамічних, тягово-швидкісних, гальмівних якостей, керованості та стійкості, плавності руху та інше [1 – 5].

Саме завдяки мобільному вимірювальному комплексу, розробленому кафедрою технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) [4], можна визначити експериментальним шляхом вплив законів натиснення на педаль гальма та керування джойстиком на керованість та гальмівну ефективність колісних тракторів з ГОМТ.

Питання дослідження процесу гальмування колісних тракторів з ГОМТ є на даний момент актуальним, саме тому, що існують прецеденти, коли

оператори-водії цих тракторів травмувалися в процесі гальмування, причому це не поодинокі випадки. У публікаціях майже вся увага приділяється розробці раціональних схем ГОМТ для тракторів різних класів та призначення або ж дослідженню динаміки розгону тракторів з ГОМТ [6 – 9] при повній відсутності інформації про взаємодію ГОМТ з гальмівною системою.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є експериментальне дослідження процесу гальмування колісного трактора Fendt 936 Varіо з ГОМТ при русі з усіма та одним ведучим мостом дорогами з різним коефіцієнтом зчеплення, та варійованою силою тяги на гаку при різноманітних законах натиснення на педаль гальма та керування джойстиком (при різних ступенях уповільнення – I, II, III, IV).

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– розробити методику експериментального дослідження процесу гальмування колісного трактора з ГОМТ;

– визначити прилади та апаратуру, що необхідні для випробувань.

Методика експериментального дослідження процесу гальмування

Умови проведення випробувань повинні відповідати умовам роботи тракторів при виконанні транспортних та польових робіт.

Об'єктом досліджень виступає трактор Fendt 936 Varіо (рис. 1).



Рис. 1 – Трактор Fendt 936 Varіо

Завдання випробувань полягають у визначенні:

– гальмівного шляху S_r та максимального відхилення від заданої траєкторії Δ_{max} трактора при гальмуванні з усіма та одним ведучим мостом на тяговому та транспортному діапазонах трансмісії на дорогах з різним коефіцієнтом зчеплення (сухий асфальт, мокрий асфальт, сніг), з максимально можливою швидкістю V_{max} в заданих умовах експлуатації, з подальшим кроком $\Delta V=10$ км/год в бік зменшення до $V=10$ км/год, з силою

тяги на гаку від $P_{кр}=0$ кН з подальшим кроком $\Delta P_{кр}=10$ кН в бік збільшення до максимально можливого значення $P_{крmax}$ при різноманітних законах натиснення на педаль гальма $h_r=f(t_r)$ (h_r – переміщення педалі гальма, t_r – час за який відбувається дане переміщення) та керування джойстиком $h_d=f(t_d)$ (h_d – переміщення джойстика, t_d – час за який відбувається дане переміщення);

– залежності гальмівного шляху S_r та максимального відхилення від заданої траєкторії Δ_{max} від початкової швидкості гальмування V , сили тяги на гаку $P_{кр}$, кількості ведучих мостів та умов експлуатації (сухий асфальт, мокрий асфальт, сніг).

Знаходження гальмівного шляху S_r та максимального відхилення від заданої траєкторії Δ_{max} відбувається шляхом подвійного інтегрування поздовжніх та бокових прискорень, що допустимо в зв'язку з не значною тривалістю процесу гальмування.

Результати досліджень зводяться до табл. 1. Перший раз табл. 1 заповнюється, коли розглядається гальмування шляхом натиснення тільки на педаль гальма, тобто замість $h=f(t)$ підставляється $h_r=f(t_r)$. Другий раз, – коли досліджуємо процес гальмування шляхом керування джойстиком при різних ступенях уповільнення (I, II, III, IV) [10], в цьому випадку замість $h=f(t)$ підставляємо $h_d=f(t_d)$. Кожен вимір проводиться 3 рази.

Прилади та апаратура

Схема розташування обладнання на тракторі наведена на рис. 2 та складається з наступних приладів та апаратури: відеокамери; 2-х акселерометрів; 2-х ноутбуків; електронного динамометра.

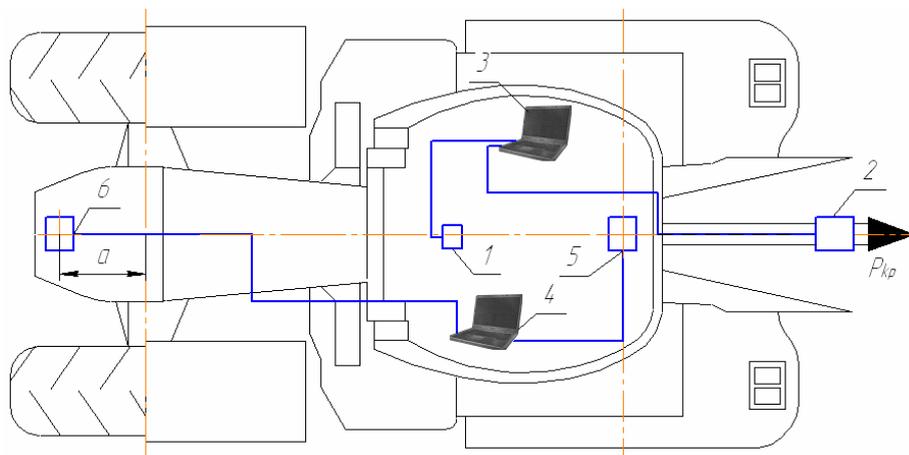


Рис. 2 – Схема розташування обладнання на тракторі Fendt 936 Varjo:

1 – відеокамера; 2 – електронний динамометр; 3 – ноутбук для збереження результатів з відеокамери та електронного динамометра; 4 – ноутбук для збереження результатів з акселерометрів; 5, 6 – акселерометри; $a=0,75$ м.

Основна функція відеокамери 1 (рис. 2) – фіксація зміни положення педалі гальма та джойстика протягом процесу гальмування з метою

визначення законів $h_r=f(t_r)$ та $h_d=f(t_d)$, а також ступеня уповільнення. При цьому перед процесом гальмування вільний та повний рух педалі гальма трактора вимірювався за допомогою лінійки.

Таблиця 1 – Результати досліджень процесу гальмування Fendt 936 Vario

Закони $h=f(t)$	Тяговий діапазон				Транспортний діапазон	
	Ведучих два мости		Ведучий задній міст		Ведучий задній міст	
	S_r	Δ_{max}	S_r	Δ_{max}	S_r	Δ_{max}
Дорожня поверхня – сухий асфальт, гальмування зі швидкості $V=V_{max}$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=0$ кН						
$h_1=f(t_1)$						
...						
$h_n=f(t_n)$						
...						
Дорожня поверхня – сухий асфальт, гальмування зі швидкості $V=V_{max}$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=P_{крmax}$ кН						
$h_1=f(t_1)$						
...						
$h_n=f(t_n)$						
...						
Дорожня поверхня – сухий асфальт, гальмування зі швидкості $V=10$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=0$ кН						
$h_1=f(t_1)$						
...						
$h_n=f(t_n)$						
...						
Дорожня поверхня – сухий асфальт, гальмування зі швидкості $V=10$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=P_{крmax}$ кН						
$h_1=f(t_1)$						
...						
$h_n=f(t_n)$						
Дорожня поверхня – мокрий асфальт						
...						
Дорожня поверхня – сніг						
...						

Для визначення поздовжніх і бокових прискорень у процесі гальмування трактора Fendt 936 Vario використовувався мобільний вимірювальний комплекс (рис. 3), розроблений кафедрою технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ [4], який складається з акселерометрів Freescale Semiconductor модель MMA7260QT (поз. 5, 6, рис. 2), ноутбука 4 для обробки та зберігання даних, отриманих в процесі проведення експерименту.

Акселерометри MMA7260QT, що використовуються в комплексі, – емнісні з трьома робочими осями і межею вимірювання $\pm 1,5g$, мають максимальну похибку 1%.

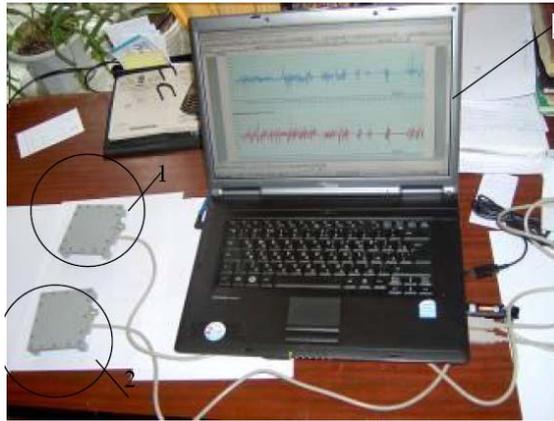


Рис. 3 – Мобільний вимірювальний комплекс, розроблений кафедрою технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ:
1, 2 – акселерометри; 3 – ноутбук.

У процесі підготовки до проведення експерименту акселерометри встановлювалися за схемою, яка наведена на рис. 2. Після встановлення і налаштування мобільного вимірювального комплексу (рис. 4), проводилося експериментальне дослідження процесу гальмування колісного трактора Fendt 936 Varіo за методикою, що була наведена вище. В результаті для різних законів натиснення на педаль гальма та керування джойстиком при русі з усіма та одним ведучим мостом дорогами з різним коефіцієнтом зчеплення та варійованою силою тяги на гаку визначалися поздовжні та бокові прискорення.



Рис. 4 – Встановлення і налаштування мобільного вимірювального комплексу на тракторі Fendt 936 Varіo

Для зберігання та обробки результатів, отриманих при дослідженні процесу гальмування трактора Fendt 936 Varіo з електронного динамометра 2 (рис. 2) та відеокамери 1, користувалися ноутбуком 3.

Використання електронного динамометра 2 (рис. 2) дозволяє визначати силу тяги на гаку в діапазоні 100 – 5000 кг, максимальна похибка не перевищує $\pm 0,2\%$. Сигнал з електронного динамометра (рис. 5) в кг з періодичністю 0,2 с. в цифровому вигляді подавався на ноутбук 3 (рис. 2) та відображався в спеціально розробленій програмі, інтерфейс якої зображено на рис. 6.



Рис. 5 – Електронний динамометр

Інтерфейс програми (рис. 6) складається з чотирьох кнопок керування: “Старт”, “Стоп”, “Очистить”, “Выход” та одного вікна – “Сила тяги на крюке”.

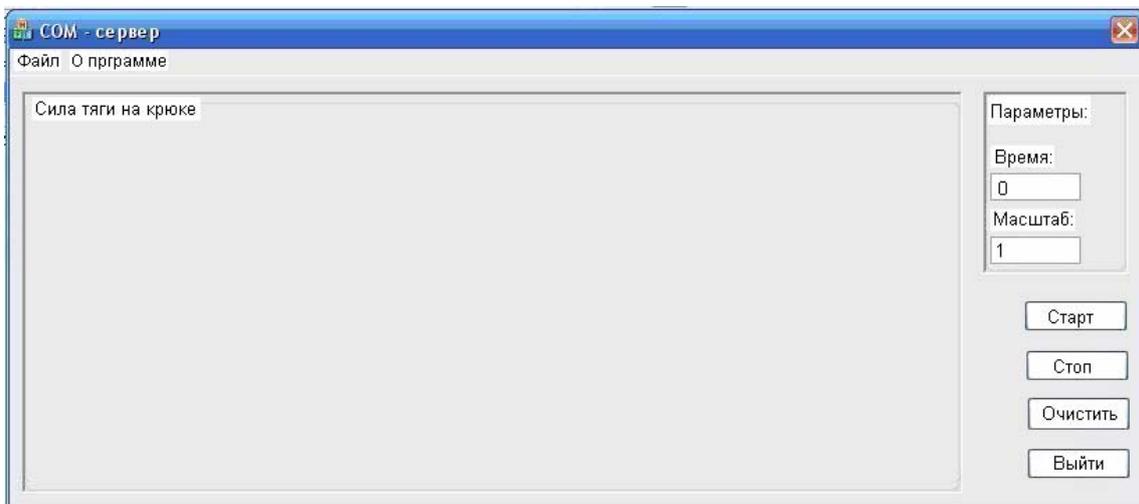
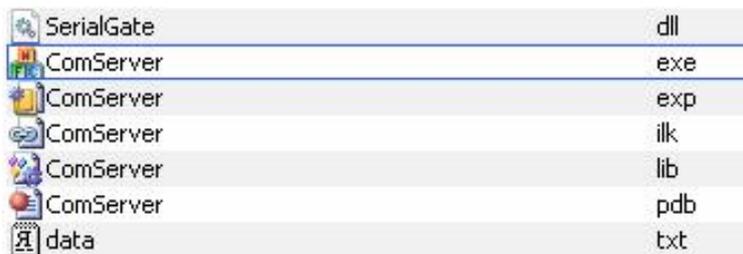


Рис. 6 – Інтерфейс програми для візуалізації отриманих результатів з електронного динамометра

Початок реєстрації результатів починається після запуску файлу програми “ComServer.exe” (рис. 7) та натисненні на кнопку “Старт”, зупинка – при натисненні на кнопку “Стоп” (рис. 6). Проміжок часу, протягом якого відбувається дослідження, відображається у вікні “Параметры” під надписом

“Время” та вимірюється в секундах. Масштаб відображення отриманих результатів задається у вікні “Параметры” (рис. 6) – “Масштаб”.

Візуально зміну сили тяги на гаку від часу протягом дослідження можна спостерігати у вікні “Сила тяги на крюке”. Ліквідація отриманих результатів з даного вікна здійснюється при натисненні на кнопку “Очистить”. Для виходу з програми достатньо скористатися відповідною кнопкою програми – “Выход”. Зберігання результатів випробування автоматично відбувається в текстовому файлі “data.txt” (рис. 7) в два стовпчика: правий – час в секундах, лівий – значення сили тяги на гаку в кг.



SerialGate	dll
ComServer	exe
ComServer	exp
ComServer	ilk
ComServer	lib
ComServer	pdb
data	txt

Рис. 7 – Запуск програми для візуалізації отриманих результатів з електронного динамометра

Висновки. В роботі наведена методика експериментального дослідження впливу законів натиснення на педаль гальма та керування джойстиком при русі з усіма та одним ведучим мостом дорогами з різним коефіцієнтом зчеплення, та варійованою силою тяги на гаку на керованість та гальмівну ефективність трактора Fendt 936 Vario, описано принцип дії приладів та апаратури, що використовувалися при випробуваннях.

Список літератури: 1. Клец Д. М. Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний / Д. М. Клец // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Транспортне машинобудування. – 2011. – № 18. – С. 24 –29. 2. Артьомов М. П. Дослідження динаміки машинно-тракторних агрегатів за допомогою методу парціальних прискорень / М. П. Артьомов // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – 2012. – № 2(32) Т.1 – С. 3 – 12. 3. Подригало М. А. Визначення необхідної кількості акселерометрів і місця їх установки при динамічних випробуваннях мобільних машин / М. А. Подригало, М. П. Артьомов, Д. М. Клец, А. І. Коробко // Механіка та машинобудування. – 2012. – № 2. – С. 127 – 135. 4. Клец Д. М. Разработка мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин / Д. М. Клец // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – № 25. – С. 234 – 241. 5. Клец Д. М. Применение акселерометров в качестве элементов контрольно-измерительной системы автомобиля / Д. М. Клец // Вісник СНУ ім. Володимира Даля. – 2012. – № 9 (180) – Ч.1. – С. 224 – 230. 6. Самородов В. Б. Методика определения оптимальной схемы для бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии трактора с использованием весовых коэффициентов критериев оценки / В. Б. Самородов, С. А. Шуба // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – 2010. – № 33. – С. 22 – 27. 7. Самородов В. Б. Аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб’ємно-механічних тракторних трансмісій: вибір і обґрунтування перспективних схем / В. Б. Самородов, О. В. Григоров, А. І. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний выпуск:

Транспортне машинобудування. – 2012. – № 20. – С. 24 – 46. **8.** Самородов В. Б. Синтез безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко, Д. А. Подмолода // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. – 2013. – № 135. – С. 140–150. **9.** Самородов В. Б. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора / В. Б. Самородов, А. В. Рогов // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – 2010. – № 1. – С. 8 – 14. **10.** www.profi-mediacenter.com/eastspecial.html.

Bibliography (transliterated): **1.** Klec D. M. Opredelenie ugla prodol'nogo naklona avtomobilja pri provedenii dinamicheskikh ispytanij. Visnik NTU «HPI». Serija: Transportne mashinobuduvannja. – 2011. – № 18. **2.** Artomov M. P. Doslidzhennja dinamiki mashinno-traktornih agregativ za dopomogoj metodu parcial'nih priskoren. Zbirnik naukovih prac. (galuzeve mashinobuduvannja, budivnictvo). – 2012. – № 2(32) Т.1. **3.** Podrigalo M. A. Vznachennja neobhidnoї kilkosti akselerometriv i miscja ih ustanovki pri dinamichnih viprobuvannjah mobilnih mashin. Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2012. – № 2. **4.** Klec D. M. Razrabotka mobilnogo registracionno-izmeritelnogo kompleksa dlja provedenija dinamicheskikh ispytanij kolesnyh mashin. Visnik Nacionalnogo transportnogo universitetu. – 2012. – № 25. **5.** Klec D. M. Primenenie akselerometrov v kachestve jelementov kontrolno-izmeritelnoj sistemy avtomobilja. Visnik SNU im. Volodimira Dalja. – 2012. – № 9 (180) – Ch.1. **6.** Samorodov V. B. Metodika opredelenija optimalnoj shemy dlja besstupenchatoj gidroobemno-mehanicheskoy transmissii traktora s ispolzovaniem vesovyh koeficientov kriteriev ocenki. Vestnik NTU «HPI». Tematicheskij vypusk: Avtomobile- i traktorostroenie. – 2010. – № 33. **7.** Samorodov V. B. Analiz bezstupinchastih dvopotokovyh gidroobemno-mehanichnih traktornih transmissij: vibir i obruntuvannja perspektivnih shem. Visnik NTU «HPI». Tematichnij vipusk: Transportne mashinobuduvannja. – 2012. – № 20. **8.** Samorodov V. B. Sintez bezstupinchastih dvopotokovyh gidroobemno-mehanichnih traktornih transmissij. Visnik HNTUSG im. Petra Vasilenka. Mеханізація сільськогосподарського виробництва. – 2013. – № 135. **9.** Samorodov V. B. Obosnovanie optimalnyh konstruktivnyh parametrov besstupenchatoj transmissii traktora. Vestnik NTU «HPI». Tematicheskij vypusk: Avtomobile- i traktorostroenie. – 2010. – № 1. **10.** www.profi-mediacenter.com/eastspecial.html.

Надійшла (received) 01.04.2014

Н. Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
А. Н. СЕРГИЕНКО, преподаватель-стажер, НТУ «ХПИ»;
Н. Е. ОВЕРКО, старший преподаватель, НТУ «ХПИ»;
А. Н. МАРЕНИЧ, ассистент НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ СПОСОБОВ ЗАРЯДА СВИНЦОВО-КИСЛОТНЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ НА ИХ СОСТОЯНИЕ

В работе проведён анализ существующих способов заряда кислотных аккумуляторных батарей. Описаны основные применяемые способы заряда аккумуляторов, их достоинства и недостатки. Предложен способ заряда аккумуляторов, который включает 3 этапа: десульфатацию, основной заряд и уравнивающий заряд. Разработана структурная схема зарядного устройства, включающая трансформатор, тиристоры, блок управления тиристорами, блок регулировки разрядного тока, главный блок регулирования разрядного тока. Определен алгоритм работы зарядного устройства в зависимости от технического состояния аккумуляторной батареи. Переключение этапов заряда осуществляется в зависимости от параметров аккумулятора.

Ключевые слова: аккумулятор, свинцово-кислотный, заряд, устройство, алгоритм, восстановление, способ, ток, емкость, оценка, показатели.

Введение. Способ заряда аккумуляторов определяет срок службы аккумуляторов, показатели восстановления их заряда до номинальных значений и затраты. Учитывая объемы производства и использования аккумуляторов, исследования в этом направлении актуальны.

Анализ последних достижений и публикаций. Известен способ заряда кислотного свинцового аккумулятора путем регулирования зарядного тока, при котором используют асимметричный ток [1]. Положительные результаты получаются при соотношении времени заряда и разряда $t_3/t_{\text{раз}}=10...20$, величины тока заряда и разряда $I_3/I_{\text{раз}}=5$, оптимальной длительности зарядного импульса 5 мин и разрядного импульса 24 с. Недостаток этого реализация способа – возможность снятия только очень слабой сульфатации пластин аккумулятора.

Также используется способ десульфатации пластин свинцового аккумулятора, при котором заряд производят асимметричным током с соотношением прямого и обратного тока 10:1, и соотношением времени протекания импульсов тока в прямом и обратном направлениях 1:2 [2]. При этом наблюдается недостаточная эффективность процесса десульфатации.

Заряд кислотной свинцовой аккумуляторной батареи асимметричным током, при котором перед зарядом батареи постоянным током осуществляют ее заряд при постоянном напряжении, причем в течение всего процесса заряда устанавливают длительность импульса зарядного тока 18...20 мс и

длительность импульса разрядного тока 1...1,2 мс [3]. Но заряд показывает малую эффективность процесса десульфатации пластин.

Реализация заряда свинцовых аккумуляторов с реверсированием зарядного тока, при котором длительность зарядных импульсов тока изменяется от 15 до 8 с в зависимости от состояния аккумулятора, а длительность разрядных импульсов тока берется неизменной 50 мс [4], показала также малую эффективность десульфатации пластин.

Известен способ заряда свинцовой аккумуляторной батареи асимметричным током путем обеспечения равенства продолжительности зарядно-разрядных импульсов, при котором заряд осуществляют импульсами зарядного тока, равными 0,3 от номинальной емкости батареи, при импульсах разрядного тока равных 0,003-0,006 от этой емкости [5]. Недостаток этого способа - малая эффективность десульфатации пластин аккумулятора.

Наиболее интересным решением является способ заряда свинцового аккумулятора, который основан на чередовании импульсов зарядного и разрядного тока, при котором импульсы зарядного тока с частотой следования 100 Гц и длительностью 1/3 полупериода сетевого напряжения получают с помощью ключевого элемента (тиристора), включенного в цепь вторичной обмотки трансформатора и подсоединенного к блоку управления [6]. Зарядный ток при этом больше разрядного в десять раз, а длительность меньше в два раза. Импульсы разрядного тока получают подключением резистора с переменным сопротивлением к клеммам аккумулятора. При закрытии ключевого элемента происходит разряд аккумулятора через подключенный резистор током, величина которого определяется сопротивлением резистора и внутренним сопротивлением аккумулятора, т.е. образуется импульс разрядного тока в промежутке между импульсами зарядного тока. Недостатком является то, что процесс восстановления эффективен только слабо засульфатированных аккумуляторов [7].

Цель и задачи исследования. Целью данной работы является оценка влияния способов заряда АКБ на показатели восстановления и усовершенствование алгоритма процесса заряда.

Исследование способов заряда и их влияния на состояние свинцово-кислотных аккумуляторных батарей. Известны следующие способы зарядки аккумуляторов: постоянным током, постоянным напряжением, импульсным и реверсивным током.

К особенностям первого способа следует отнести возможность полного заряда батареи и наблюдение обильное газовыделение в результате диссоциации воды [8, 9].

При зарядке аккумуляторов постоянным напряжением достичь полной зарядки [10] не всегда представляется возможным..

Заряд импульсным током позволяет сократить время зарядки, по сравнению с предыдущими методами, а также получить улучшение эксплуатационных характеристик аккумулятора и снизить при этом затраты и время восстановления.

При использовании пульсирующего тока частотой 50 Гц вместо постоянного тока время зарядки удается сократить на 17%, а расход электрической энергии на 20%. При этом максимальная температура электролита в конце процесса формирования оказывается меньшей, чем при постоянном токе.

Заряд аккумулятора реверсивным током дает возможность управлять восстановительными реакциями и структурными изменениями активного материала пластин, разрушая, в зависимости от соотношения и абсолютных значений анодного и катодного периодов, кристаллы различных размеров и форм в зависимости от степени сульфатации аккумулятора.

Этот процесс происходит по следующему принципу: во время заряда часть электронов, которые обладают наибольшим энергетическим потенциалом, растворяют кристаллы сульфата свинца, с переводом его в аморфное состояние. Остальные электроны, имея недостаточно энергии, не достигают поверхности пластин аккумулятора или неэффективно воздействуют на их восстановление. Накапливаясь в молекулярных соединениях на поверхности пластин, они препятствуют восстановлению, переводя химический процесс в электролиз воды. Во время разряда электроны отходят от поверхности пластин на исходные позиции с суммарной энергией, неиспользованной при первоначальной попытке расплавления кристалла сульфата свинца и энергии возврата. Таким образом, в результате раскачивания энергетической мощности, достигается расплавление нерастворимых сульфатов.

Это позволяет увеличить суммарную пористость и площадь действующей поверхности пластин, т.е. увеличить поверхность соприкосновения электролита с активным материалом электродов, облегчить условия диффузии и выравнивания концентрации электролита в приэлектродном слое.

Наиболее целесообразно выполнять процесс восстановления зарядным устройством в несколько этапов, что позволяет эффективно производить процесс десульфатации, сокращать время заряда, снижать энергопотребление зарядного устройства. Такое зарядное устройство производит заряд в три этапа: «Десульфатация», «Основной заряд» и «Заряд малым током».

Задача первого этапа – растворение крупнозернистых сульфатов свинца. В этом режиме аккумулятор заряжается пульсирующим реверсивным током. Величина среднего зарядного тока на этом этапе составляет 1 А, при амплитудном значении до 12 А, величина разрядного тока составляет 0,15 А.

время зарядного и разрядного периодов соответственно 0,27с и 0,53с. Такой закон изменения тока обеспечивает наиболее эффективное ведение процесса десульфатации. Перед началом проведения этого этапа необходимо определить состояние аккумулятора – определение внутреннего сопротивления аккумулятора для оценки степени его сульфатации. Если величина внутреннего сопротивления находится в допустимых пределах, то процесс заряда начинается непосредственно со второго этапа. Если сопротивление большое, то первый этап заканчивается при уменьшении внутреннего сопротивления до допустимых значений. Проверка внутреннего сопротивления проводится через установленные контроллером определённые промежутки времени.

Основной заряд длится до 15 часов в зависимости от ёмкости и степени разряженности аккумулятора. Заряд производится импульсным током номиналом 1/10 емкости АКБ с амплитудными значениями до 20 А. На этом этапе аккумуляторная батарея получает основной заряд от зарядного устройства, а также производится десульфатация, за счёт использования импульсного зарядного тока, однако менее эффективно, чем на первом этапе. Заканчивается этот этап при достижении напряжения на аккумуляторе 12-12,5 В, после чего заряд переходит на третий этап.

Третий этап применяется для полной зарядки аккумулятора, сведения до минимума газовыделения, равного распределения плотности электролита по всему объёму банки. На этом этапе заряд происходит импульсным током малой величины порядка 1,5 А.

Форма зарядного тока по предложенному алгоритму представлена на рис. 1.

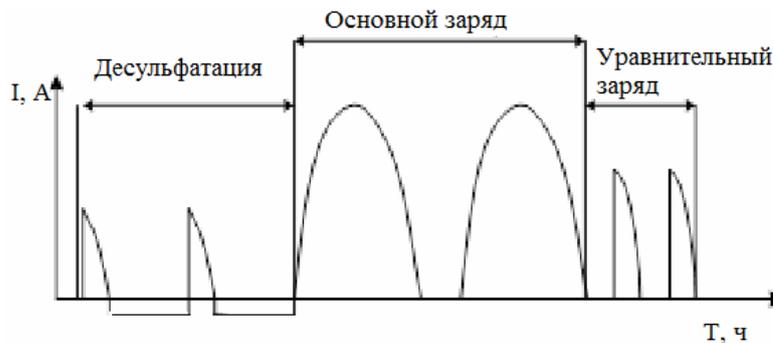


Рис. 1 – Изменение зарядного тока

Схема зарядно – десульфатирующего устройства представлена на рис. 2. Работает данное устройство по следующему алгоритму: Главный блок управления (ГБУ) определяет состояние аккумулятора по величине его внутреннего сопротивления и напряжению на клеммах аккумулятора. Исходя из этих данных, выбирается необходимый этап заряда. При увеличенном значении внутреннего сопротивления осуществляется первый этап заряда

«Десульфатация», на котором заряд производится реверсивным током. ГБУ подаёт управляющий импульс на тиристор VD2, замыкая разрядную цепь. Одновременно с этим подаётся команда на блок управления зарядным током (БУТ), отключающая импульсы зарядного тока в момент разряда АКБ и устанавливающая необходимый зарядный ток. Сигналом, поступающим на блок регулировки разрядного тока (БРРТ), устанавливается необходимый разрядный ток. Проверки состояния аккумулятора происходят периодически, с интервалом времени, выбираемым автоматически контроллером.

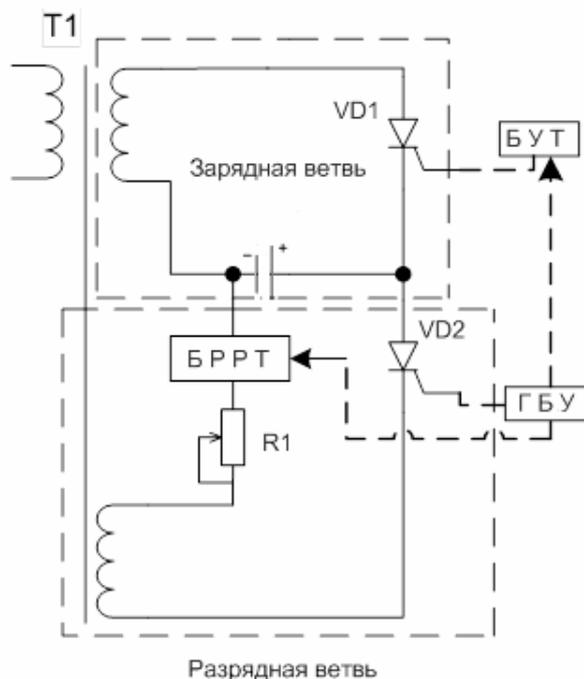


Рис. 2 – Схема зарядно-десульфатирующего устройства:

БУТ – Блок управления тиристором; ГБУ – Главный блок управления; БРРТ – блок регулировки разрядного тока; VD1, VD2 – тиристоры; T1 – трансформатор.

При уменьшении величины внутреннего сопротивления до нормативных величин, заряд переходит во второй этап – «Основной заряд». Управляющие импульсы, поступающие на тиристор VD1 с БУТ, открывают его, что приводит к протеканию электрического тока в зарядной цепи. Диод VD2 закрыт.

При достижении напряжения на аккумуляторе значения 12-12,5 В заряд переходит на третий этап – «Уравнительный заряд», на котором заряд идёт импульсным током, среднее значение которого 1,5 А. ГБУ подаёт сигнал на БУТ, который в свою очередь подаёт управляющие импульсы на тиристор VD1, открывая его на каждой полуволне зарядного тока с определённой задержкой, образуя у формы зарядного тока крутой передний фронт. Диод VD2 закрыт. При достижении напряжения на клеммах аккумулятора 13,8 В заряд прекращается.

Выводы. Анализ существующих способов восстановления емкости АКБ показал, что использование реверсивного зарядного тока дает преимущества по затратам и качеству восстановления.

Рационально использовать трехэтапный заряд АКБ: «Десульфатация», «Основной заряд», «Уравнительный заряд». Реализация предложенной структурной схемы в зарядном устройстве и алгоритма работы повысит эффективность процесса восстановления емкости АКБ.

Список литературы: 1. А. с. 838828 СССР, МПК⁵ H01 M10/44. Способ заряда кислотного свинцового аккумулятора/ В. А. Шулаев (СССР). – №2826928; заявл. 17.11.1979; опубл. 15.06.1981, Бюл. 22. 2 А. с. 372599 СССР, М. Кл. H01 M39/00, H 01 M 47/00. Способ десульфатации пластин кислотного аккумулятора / Ф. И. Кукоз, Х. К. Явруян (СССР). – № 1645723/24-7; заявл. 14.04.1971; опубл. 01.03.1971, Бюл. 13. 3. А. с. 777760 СССР, М. Кл.³ H01 M10/44. Способ формирования пластин и заряда кислотной свинцовой аккумуляторной батареи/ В. В. Василенко, В. А. Киселевич, М. К. Семков (СССР). – №2736915/24-07; заявл. 10.01.1979; опубл. 07.11.1970, Бюл. 41. 4. Pat. 3929505 United States, Int.Cl. H 01 M 35/30. Formation of battery plates / Wilford B. Burkett, Joseph A. Orsino; assignee McCulloch Corporation.– №3929505; st. 27.07.73; pub. 30.12.75. – 13 p.5. А. с. 396761 СССР, М.Кл. H 01 M 45/04. Способ заряда свинцовой аккумуляторной батареи ассиметричным током/ В. Г. Денисов, А. Г. Герасимов (СССР). – №1724919/24-07; заявл. 13.12.1971; опубл. 29.08.1973, Бюл. 36. 6. Газизов М. Автоматическое устройство для заряда и восстановления аккумуляторных батарей // В помощь радиолюбителю. Сборник. Вып. 94/В 80, Сост. В. Г. Борисов. – М: ДОСААФ, 1986. – С. 3-7. 7. Пат. 2180460 Российская Федерация МПК H01M10/44 Способ заряда свинцового аккумулятора / Дувинг В. Г.; заявитель и патентообладатель Дувинг В. Г. №2000100072/09; заявл. 05.01.2000; опубл. 10.03.2002, Бюл. 1. 8. Дасоян М. А. Стартерные аккумуляторные батареи: Устройство, эксплуатация и ремонт.- М.: Транспорт, 1991. 9. Кочуров А. А. Теоретические основы решения проблемы увеличения сроков службы аккумуляторных батарей при хранении и повышении эффективности способов их восстановления: монография / А. А. Кочуров, Н. П. Шевченко, В. Ю. Гумелев; под общ.ред. А. А. Кочурова. – Рязань: РВАИ, 2009. – 249 с. 10. Руководство по техническому обслуживанию и текущему ремонту стартерных аккумуляторных батарей. ИР 3012165-0302-94.

Bibliography (transliterated): 1. A.p. 838828USSRI/C15H01 M10/44.Way tochargeleadacid battery / V. A. Shulaev (USSR).- №2826928; appl. 17.11.1979; publ. 15.06.1981, Bull. 22. 2. A.p.372599 USSR, I. Cl. H01 M39/00, H 01 M 47/00. Method desulfationacid battery plates / F. I. Kukoz, H. K. Yavruyan (USSR). - № 1645723/24-7; appl. 14.04.1971; publ. 01.03.1971, Bull.13. 3. A.p.777760USSR, Icl.3H01M10/44. A method of formingplates and charge leadacid battery / V. V. Vasilenko, V. A. Kiselevich, M. K. Semkov (USSR). - № 2736915/24-07;appl. 10.01.1979; publ. 11.07.1970,Bull. 41. 4. Pat. 3929505 United States, Int.Cl. H 01 M 35/30. Formation of battery plates / Wilford B. Burkett, Joseph A. Orsino; assignee McCulloch Corporation.– №3929505; st. 27.07.73; pub. 30.12.75. – 13 p. 5. A.p.396761 USSRM.KI.H01M45/04. Way tochargelead battery asymmetrics hock/ V.G. Denisov, A. G. Gerasimov(USSR). - № 1724919/24-07;appl. 13.12.1971; publ. 29.08.1973, Bull. 36. 6. Gazizov M. Automatic devicefor charging batteries and recovery//To help theradio amateur. Compilation.MY. 94/80 In, Comp.VGBorisov. - M:DOSA AF, 1986. – С. 3-7. 7. Pat. 2180460 Russian Federation IPCmethod H01M10/44 lead battery charge / DuvingV.G.;applicant and patentee DuvingV. G. Number2000100072/09; appl. 05.01.2000; publ. 10.03.2002, Bull. 1. 8. DasoyanM. A. Starter batteries: Device maintenance and repairs. - Moscow: Transportation, 1991. 9. KochurovA. A. Theoretic albasis for solvingthe problem of increasingthe service life of the storage andways toimprove the efficiency of their recovery: monograph / A. A. Kochurov, N. P. Shevchenko, V. Y. Gumelev; under Society. Ed. A. A. Kochurova. - RyazanRVAI, 2009. – 249 с. 10. Guidelines formaintenance and currentre pair of starter batteries.TS3012165-0302-94.

Поступила (received) 28.04.2014

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 625.282:625.032.

В. Г. МАСЛІЄВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;

Ю. В. МАКАРЕНКО, інженер «НПП «Техносінтез», Харків;

А. О. МАСЛІЄВ, студент НТУ «ХПІ»

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ДИНАМІЧНИХ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ПУТНЮ СТРУКТУРУ ТА ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ – ВІД ФОРМИ ІМПУЛЬСНИХ ЗБУДЖЕНЬ

Встановлено залежності динамічних сил, що діють на путню структуру та транспортний засіб, який обладнано пневматичними ресорами, – від форми імпульсних збуджень, що виникають при спрацюванні регулятора положення кузова (РПК), та зроблено порівняння їх із силами, які обумовлені впливом нерівностей на путній структурі. Доведено, що завдяки використанню пневматичного ресорного підвішування, яке дозволяє суттєво збільшити статичний прогин у порівнянні з металевим на базі гвинтових пружин, зменшуються сили, що передаються від підресорної маси через колеса на путню структуру. Отримано залежності цих сил від статичного прогину пневматичних ресор та від швидкості руху транспортного засобу. Наведено приклад розрахунку раціональних геометричних та фізичних параметрів пневматичного ресорного підвішування транспортного засобу, яке можна рекомендувати на заміну металевого ресорного підвішування, щоб зменшити руйнівний вплив на путню структуру.

Ключові слова: транспортний засіб, колесо, путня структура, пневматична ресора, статичний прогин, сила, швидкість руху.

Вступ. Досвід експлуатації за кордоном великого різноманіття транспортних засобів, які обладнані пневматичним ресорним підвішуванням (Німеччина, Японія, Франція, Англія, Італія та ін), доводить доцільність його застосування, бо при цьому суттєво зменшуються витрати на ремонт та відновлення як самих транспортних засобів так і путніх структур, по яким вони рухаються, та сприяє суттєвому підвищенню комфорту для пасажирів.

Аналіз основних досягнень і літератури. Застосування на транспортних засобах пневматичного ресорного підвішування вважається перспективним напрямком вирішення проблеми збереження путніх структур, завдяки істотним перевагам перед металевим, оскільки воно дозволяє отримати (при однакових габаритах для розміщення), значно більшу величину статичного прогину, тобто реалізувати «м'яке підвішування». Це забезпечує власну частоту коливань кузова на пневморесорах меншу за 1 Гц. При цьому також зменшуються інерційні (динамічні) сили, що діють на путню структуру при русі транспортних засобів, забезпечується кращий захист від шуму та вібрацій, які виникають при котінні коліс по путній структурі [1, 2, 3, 5, 6, 7, 8].

На часі це особливо важливо, бо путні структури, як на залізничному, так і на автомобільному транспорті – застаріли: вони створювалися для значно менших транспортних навантажень та швидкостей руху.

Мета дослідження, постановка задачі. Мета дослідження полягає у встановленні залежності динамічних сил, що діють на путню структуру та кузов транспортного засобу, який обладнано пневматичними ресорами, – від форми імпульсних збуджень, що виникають при спрацюванні регулятора положення кузова (РПК), та порівняння їх із силами, які обумовлені впливом нерівностей на путній структурі.

Матеріали досліджень. Системи пневматичного ресорного підвішування використовується на транспортних засобах вже більше, ніж 50 років, і безперервно удосконалюються, бо з'явилися нові матеріали та технології, які мають підвищити його техніко-економічні властивості. На часі створена вітчизняна компактна пневморесора, у якій гнучка оболонка виконана з поліуретану замість гуми. На основі комп'ютерних технологій створений і успішно пройшов випробування оригінальний мікропроцесорний регулятор положення кузова (РПК), який мінімізує витрати стислого повітря на підпитку пневморесори і забезпечує стабільність регулювання рівня підлоги кузова щодо путньої структури при зміні умов довколишнього середовища [4, 9, 11].

Мікропроцесорний (дискретний) РПК здійснює імпульсну подачу або випуск стислого повітря з пневморесори при відхиленні її висоти від номінальної. Це може створити додаткові силові збурення, що будуть діяти на кузов та путню структуру, рівень котрих досліджено недостатньо.

Для дослідження обрано метод математичного моделювання [10] з використанням програмного комплексу Simulink.

На рис.1 наведена розрахункова схематично система пневматичного ресорного підвішування, яка досліджувалась.

Система працює таким чином. При номінальній висоті кузова 1 відносно маточини колісної осі 2 (або путньої структури), тиск повітря в пневматичній ресорі 3 урівноважує силу від ваги кузова. При цьому пневморесора від'єднана від компресора і не сполучається з атмосферою.

Якщо маса повітря в пневморесорі зменшиться, наприклад, із-за витоків його через нещільні з'єднання, або додасться навантаження до кузова, він опуститься долу, пружина приводу 7 стиснеться і діятиме на РПК, який при цьому відкриє отвір, що сполучатиме пневморесору з компресором. Це буде відтворюватися за декілька етапів з проміжними вимірюваннями, поки рівень кузова повернеться до номінального. Програмою роботи мікропроцесора РПК передбачено відкриття отвору на короткий час, який задається, щоб обмежити «пере регулювання» у системі.

Так створюється імпульсна («дискретна», на відміну від механічних РПК, які працюють за аналоговим принципом) подача стислого повітря до системи пневматичного ресорного підвішування, що спричиняє виникнення небажаних силових поштовхів на кузов та путню структуру.

Результати досліджень. На рис. 2 наведено осцилограму процесу відновлення висоти кузова відносно путньої структури за два етапи.

При збільшенні навантаження на пневморесору, (наприклад, внаслідок посадки до вагону електропотяга пасажирів), кузов опустився долу на 10мм за декілька секунд (на рис. 2 це інтервал часу від 0 до 0,5с.). Через наступні 0,5с РПК спрацював і додав стислого повітря за 0.4с від компресора до пневморесори. Це створило імпульс сили, котрий підняв кузов до гори на 10мм, (від -10 до 0 мм).

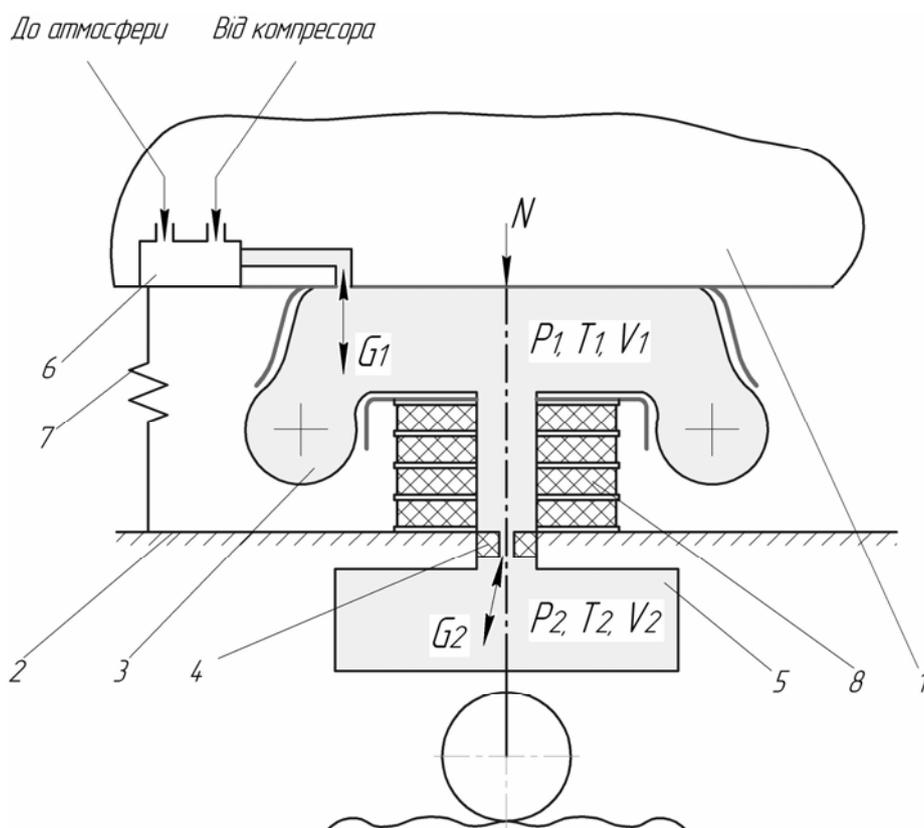


Рис. 1 – Схема системи пневматичного ресорного підвішування: 1 – кузов; 2 – маточина колісної осі; 3 – пневматична ресора; 4 – дросель; 5 – додатковий резервуар; 6 – регулятор положення кузова (РПК); 7 – пружина приводу РПК; 8 – пружинний буфер;

На інтервалі від 1с до 4с спостерігається перехідний процес: кузов відтворює періодичні коливання й встановлюється на висоті – 5мм. Оскільки при перехідному процесі коливання затухають, то вочевидь, система регулювання є «стійкою».

Від 4с і до 6с РПК робить ряд вимірювань висоти кузова відносно площини шляху. Мікроконтролер їх обробляє і приймає рішення про подання наступної порції стислого повітря в пневморесорі. Після цього висота кузова відносно площини путньої структури досягає номінального значення - в межах заданої величини «нев'язки», яка зазвичай призначається близько 5мм і зветься «зоною нечутливості» РПК.

З осцилограми видно, що на початку кожного перехідного процесу (при $t=1,3$ і $6,5$ с) спостерігається перерегулювання, яке становить 5мм.

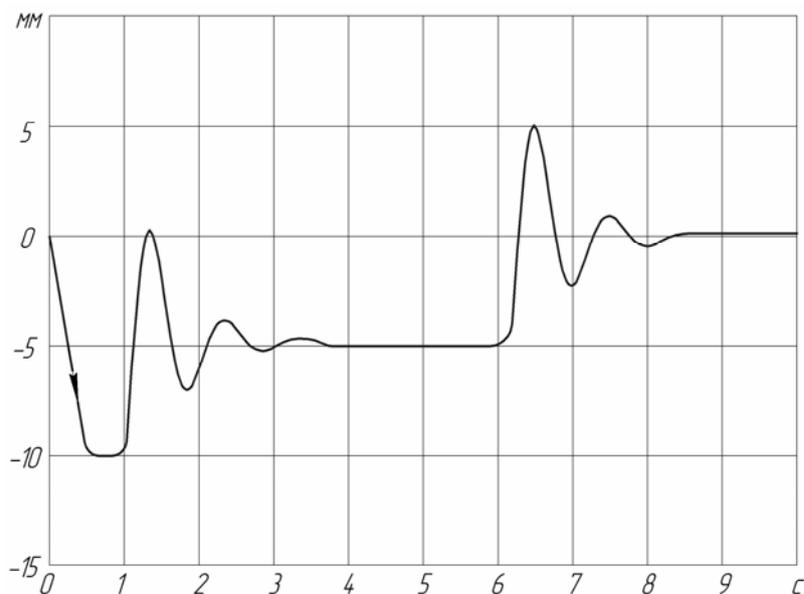


Рис. 2 – Залежність від часу зміни висоти кузова відносно площини путньої структури при імпульсній подачі стислого повітря до пневморесори

Якщо для вагона електропоїзда обрано наступні параметри: тиск повітря в пневморесорі $5,45 \cdot 10^5$ Па, ефективна площа пневморесори $0,3 \text{ м}^2$, показник політропи стиснення повітря 1,35, загальний об'єм повітря в пневматичній системі $0,1 \text{ м}^3$, статичне навантаження, що припадає на пневморесорі від кузова $mg = 137000 \text{ Н}$, її статична жорсткість складе [5]

$$C_{\Pi} \approx \frac{n P_1 F^2}{V_1 + V_2} = \frac{1,35 \cdot 5,45 \cdot 10^5 \cdot 0,3^2}{0,03 + 0,07} = 662175, \text{ Н/м.}$$

Еквівалентний статичний прогин пневморесори складе

$$Z_{\text{ст}} = mg / C_{\Pi} = 137000 / 662175 = 0,207 \text{ м.}$$

По збуренню, тобто переміщенню кузова (з урахуванням перерегулювання) на 10мм, можна оцінити коефіцієнт вертикальної динаміки - як відношення цього збурення до еквівалентного статичного прогину пневморесори

$$K_{дв} = \frac{\Delta z}{z_{ст}} = \frac{0,01}{0,207} = 0,05$$

Такий коефіцієнт вертикальної динаміки суттєво менше його припустимої величини, що встановлена для вагонів електропоїздів ($\leq 0,2$) і не погіршить комфорт пасажирів.

Дослідимо шляхом моделювання залежності динамічних сил, що будуть діяти на путню структуру та транспортний засіб, який обладнано пневматичними ресорами, – від форми імпульсних збуджень, що виникають при спрацюванні РПК, та порівняємо їх із силами, які обумовлені впливом нерівностей на путній структурі, з використанням програмного комплексу Simulink.

До входу моделі надавалися збурення – зміни висоти пневморесори у вигляді однієї «сходинки» з різним нахилом, що має відтворювати тривалість імпульсу. Тривалість імпульсу дорівнює нулю при $\alpha = 90^\circ$ (миттєва подача повітря, рис.3, а). При зменшенні α тривалість імпульсу зростатиме (рис.3, б). Для перевірки адекватності такої форми імпульсів, до входу моделі також подавалися імпульси у вигляді чверті синусоїди, яка апроксимує ці імпульси.

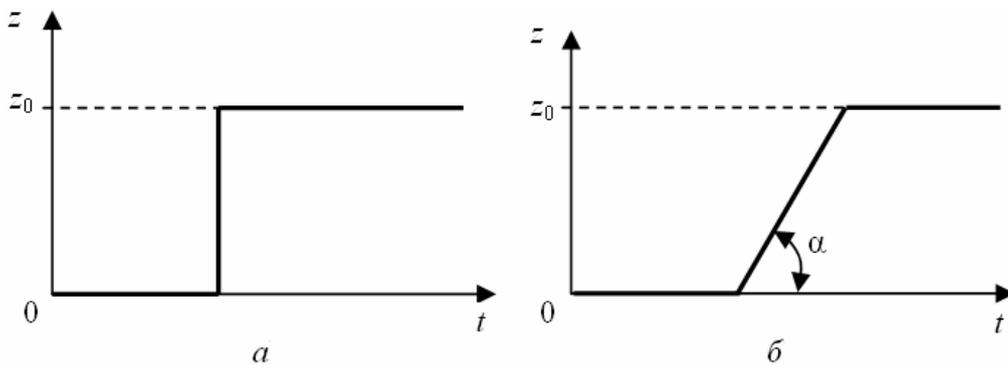


Рис. 3 – Форма імпульсів обумовлених зміною висоти пневморесори:
 $a - \alpha = 90^\circ$; $b - \alpha < 90^\circ$.

За результатами моделювання отримано осцилограми змін тиску повітря у пневморесорі при спрацюванні РПК. Одна з них наведена на рис.4.

Як видно з рис. 4, при спрацюванні РПК на впуск до пневморесори порції стислого повітря виникає перехідний процес. Такий випадок зазвичай має місце коли висота кузова над путньою структурою знизилась з якоїсь причини (наприклад, при вході транспортного засобу у криву ділянку колії). Тиск в пневморесорі зріс від 0,55 до 0,63 МПа, тобто став більше, ніж потрібно (0,575 МПа). Отже, має місце перерегулювання у системі ($\Delta p = 0,63 - 0,575 = 0,055$ МПа = 55 кПа).

Сила поштовху, що буде діяти як на кузов, так і через колеса на путню структуру, при цьому складе

$$N = \Delta\rho \cdot F = 55 \cdot 0,3 = 16,5 \text{ кН.}$$

На цьому прикладі можна побачити, що поштовх може бути досить значним. Для зменшення сили поштовхів, доцільно збільшувати час дії імпульсу Δt , або розділяти його на декілька імпульсів, як показано на рис.2.

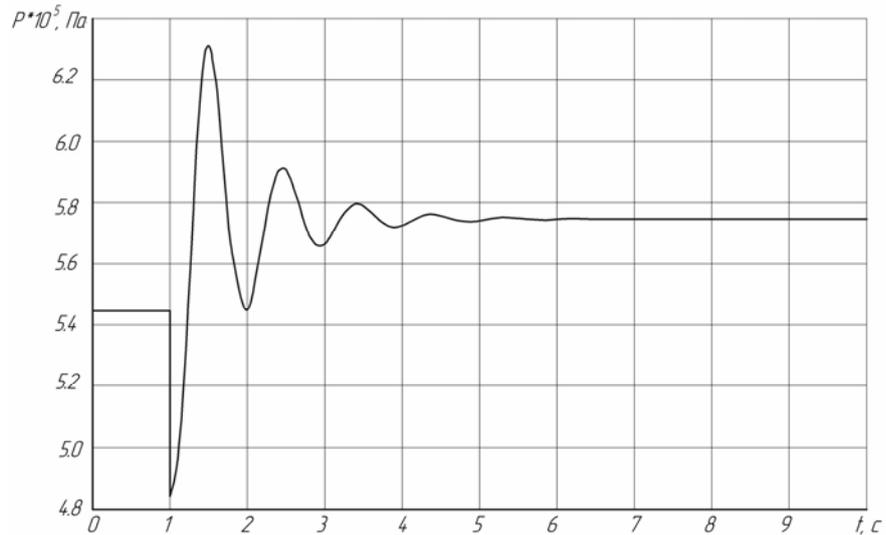


Рис. 4 – Осцилограма зміни тиску повітря у пневморесорі при спрацюванні РПК від дії імпульсу (рис. 3, а)

На рис. 5 наведено залежність сили поштовхів від нахилу сходинки збурення від спрацювання РПК.

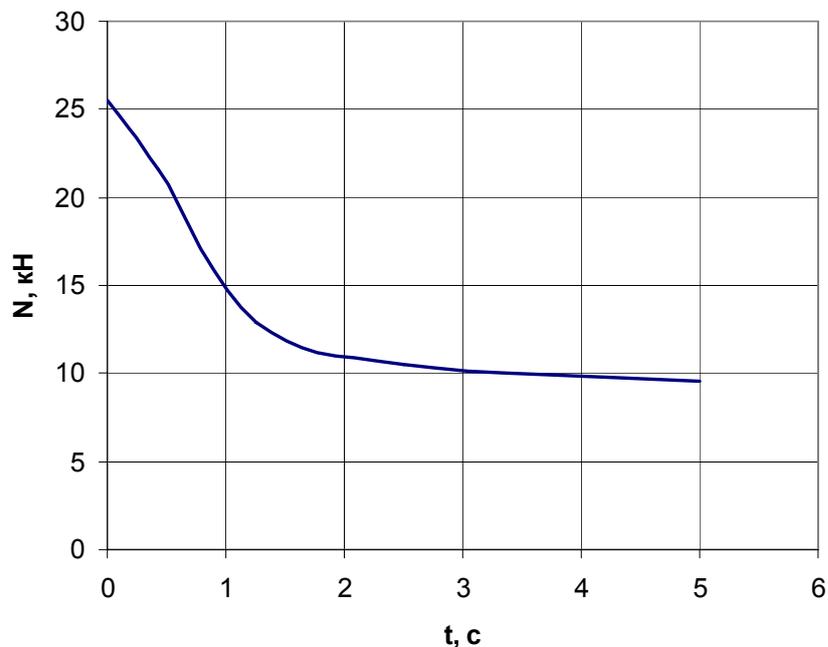


Рис. 5 – Сили, що діють від пневморесори при спрацюванні РПК на путню структуру та кузов

З рис. 5 видно, що суттєве зменшення сили поштовхів спостерігається при їх тривалості від нуля до двох секунд, а надалі вони майже не змінюються і залишаються на рівні $N = 10\text{кН}$.

Порівняємо ці сили із динамічними додатками, що мають місце при русі транспортного засобу по рейковій колії задовільного стану. Припустимі коефіцієнти динаміки для пасажирських вагонів за звичай не повинні перевищувати $K_d \leq 0,2$ [12]. При навантаженні від колеса на рейку $P_{\text{СТ}} = 100\text{кН}$ і не обрєсореній масі $q = 10\text{кН}$ динамічний додаток дорівнюватиме

$$S = K_d(P_{\text{СТ}} - q) = 0,2 \cdot (100 - 10) = 18\text{кН},$$

тобто майже в двічі більше ніж отриманий нами в процесі моделювання ($N = 10\text{кН}$).

Висновки. Таким чином, за допомогою математичного моделювання з використанням ПЕОМ MATLAB Simulink можна відобразити фізичні процеси, що відбуваються в системі пневматичного ресорного підвішування. Модель може бути використана при дослідженні впливів імпульсів збурень будь-якої форми. Модель дозволяє проводити оцінку динамічних показників транспортних засобів, які обладнано пневматичним ресорним підвішуванням, при різних збуреннях, що надходять від РПК або від колії.

Тривалість одного імпульсу подачі стислого повітря від РПК до пневматичної ресори повинен бути не менше ніж 2 с, щоб обмежити динамічної сили, що діятиме на путню структуру величиною 10 кН, або використовувати декілька імпульсів подачі стислого повітря.

Список літератури: 1. Макаренко Ю. В., Маслиев В. Г., Маслиев А. О. Исследование динамики транспортных средств, оборудованных пневматическими ресорами, при импульсных возмущениях. – Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування.– Харків: НТУ«ХПІ».-2012.-№20.-С.73-79. 2. Макаренко Ю. В., Балеv В. Н., Маслиев В. Г. Результаты исследования системы пневматического ресорного подвешивания транспортного средства с микропроцессорным управлением. – Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування.– Харків: НТУ«ХПІ».-2011.-№18.-С.69-74. 3. Маслиев В. Г., Якунин Д. И., Макаренко Ю. В., Краснобрыжева Ю. С. Некоторые результаты компьютерного моделирования динамики перспективного подвижного состава Вісник Східноукраїнського Національного університету імені В.Даля. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2007. - № 8 (114). – 4 с. 4. Патент на корисну модель № 68457. МПК В61F 5/00. Заявл. 09.09.2011. Опубл. 26.03.2012. Бюл.№6. «Пристрій для керування рівнем підресорної частини транспортного засобу при пневматичному ресорному підвішуванні» Маслиев В. Г., Макаренко Ю. В., Балеv В. М., Маслиев А. О. Власник НТУ «ХПІ». 5. Bruhat Lois. Suspension pneumatique et bogies. "Chemins de Fer", № 267, 1967. 6. Приходько В. И., Мямлин С. В.: Научные основы Создания пассажирских вагонов для скоростных перевозок: Монография [Текст]/ В. И. Приходько, С. В. Мямлин – Дн-вск: Изд-во Маковецкой, 2011. – 356 с. 7. Коробка Б. А., Шкабров О. А., Коваленко Ю. Н., Назаренко В. Ф. Отечественная пассажирская тележка на пневматическом подвешивании. – Вагонный парк. – 2010. - № 6. – 48-51 с. 8. Yoshie N. 500-Series Shinkansen for commercial operation at 300 km/h of JR West // Elektrische Bahnen – 1999. – №12. – P.421-427. 9. U.S.Patent 5947031, 105/453; 105/199.1; 105/199.2. Railway truck leveling valve

arrangement for closer overall height control / *Richard V Polley, Gahanna, Ohio*. – No.: 08/946,276. – Sep. 7,1999. **10.** Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / *Куценко С. М., Елбаев Э. П., Кирпичников В. Г., Маслиев В. Г., Рубан А. Н.* / Под ред. С. М. Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с. **11.** Теоретическое исследование пневматического рессорного подвешивания при линейном регуляторе / *Закорецкий В. А., Куценко С. М., Савушкин С. С., Шевченко П. М.* Сб. «Локомотивостроение», вып. 1, 1968. – с 35–43 **12.** *Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д.* Динамика вагона [Текст]: Учебн. для вузов ж.д. трансп. / Под ред.. С. В. Вершинского. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991, – 360 с

Bibliography (transliterated): **1.** *Makarenko Ju. V., Masliev V. G., Masliev A. O.* Issledovanie dinamiki transportnih sredstv, oborudovannyh pnevmaticheskimi resorami, pri impul'snyh vozmushhenijah. – Visnik NTU «HPI». Zbirnik naukovih prac'. Tematichnij vipusk: Transportne mashinobuduvannja.– Harkiv: NTU»HPI».–2012.–№20. **2.** *Makarenko Ju. V., Balev V. N., Masliev V. G.* Rezul'taty issledovanija sistemy pnevmaticheskogo resornogo podveshivaniya transportnogo sredstva s mikroprocessornym upravlenim. – Visnik NTU «HPI». Zbirnik naukovih prac'. Tematichnij vipusk: Transportne mashinobuduvannja.– Harkiv: NTU»HPI».–2011.–№18. **3.** *Masliev V. G., Jakunin D. I., Makarenko Ju. V., Krasnobryzheva Ju. S.* Nekotorye rezul'taty komp'juternogo modelirovanija dinamiki perspektivnogo podvizhnogo sostava Visnik Shidnoukraïns'kogo Nacional'nogo universitetu imeni V.Dalja. – Lugans'k: SNU im. V.Dalja, 2007. - № 8 (114). **4.** Patent na korisnu model' № 68457. MPK V61F 5/00. Zajavl. 09.09.2011. Opubl. 26.03.2012. Bjul.№6. «Pristrij dlja keruvannja rivnem pidresorenoï chastini transportnogo zasobu pri pnevmatichnomu resornomu pidvishuvanni» *Masliev V. G., Makarenko Ju. V., Balev V. M., Masliev A. O.* Vlasnik NTU «HPI». **5.** Bruhat Lois. Suspension pneumatique et bogies. "Chemins de Fer", № 267, 1967. **6.** *Prihod'ko V. I., Mjamlin S. V.* Nauchnye osnovy Sozdaniya passazhirskih vagonov dlja skorostnyh perevozok: Monografija: Izd-vo Makoveckij, 2011. – 356 s. **7.** *Korobka B. A., Shkabrov O. A., Kovalenko Ju. N., Nazarenko V. F.* Otechestvennaja passazhirskaja telezhka na pnevmaticheskom podveshivanii. – Vagonnyj park. – 2010. - № 6. – 48-51 s. **8.** *Yoshie N.* 500-Series Shinkansen for commercial operation at 300 km/h of JR West // Elektrische Bahnen – 1999. – №12. – P.421-427. **9.** U.S.Patent 5947031, 105/453; 105/199.1; 105/199.2. Railway truck leveling valve arrangement for closer overall height control. *Richard V Polley, Gahanna, Ohio*. – No.: 08/946,276. – Sep. 7,1999. **10.** Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов. *Kucenko S. M., Elbaev Je. P., Kirpichnikov V. G., Masliev V. G., Ruban A. N.* Pod red. S. M. Kucenko. – Har'kov: Vishha shkola, 1978. **11.** Теоретическое исследование пневматического рессорного подвешивания при линейном регуляторе. *Zakoreckij V. A., Kucenko S. M., Savushkin S. S., Shevchenko P. M.* Sb. «Lokomotivostroenie», vyp. 1, 1968. **12.** *Vershinskij S. V., Danilov V. N., Husidov V. D.* Dinamika vagona [Tekst]: Uchebn. dlja vuzov zh.d. transp. Pod red.. S. V. Vershinskogo. – 3-е изд. pererab. i.dop. – М.: Transport, 1991.

Надійшла (received) 16.05.2014

А. Д. ЧЕПУРНОЙ, д-р техн. наук, проф., директор по научно-технич. развитию «УК «РТХ», Москва, Россия;

А. В. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, директор ООО «НИЦ УК «РТХ», Мариуполь;

А. Н. БАРАНОВ, начальник лаборатории УКБВ, Нижний Тагил, Россия;

Р. И. ШЕЙЧЕНКО, начальник сектора Представительства «УК «РТХ», Мариуполь;

М. А. БОНДАРЕНКО, преподаватель-стажер НТУ «ХПИ»

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

В статье описаны методика и результаты прочностных статических испытаний крытого вагона модели 11-9962. Для проверки работоспособности, прочности, жесткости и устойчивости вновь спроектированного вагона он подвергался нормативным нагрузкам, которые имитируют реальные эксплуатационные. Регистрация напряжений в элементах конструкции вагона осуществляется при помощи тензорезисторов. Получены картины распределений напряжений по элементам вагона. Сделан вывод об удовлетворении критериев прочности, предъявляемых к конструкциям данного типа.

Ключевые слова: грузовой вагон, напряженно-деформированное состояние, эксперимент, испытания, тензорезистор, оценка прочности, расчетные режимы, допускаемые напряжения, нагрузка, элемент вагона.

Введение. Грузовые вагоны должны удовлетворять целому ряду требований для обеспечения безопасности перевозок грузов по железным дорогам [1]. Для решения этой задачи применяются различные методы, среди которых – как традиционные схемы для ручных расчетов, которые базируются на методе сил [2-5], так и современные численные методы для расчета с использованием ЭВМ (например, метод конечных элементов [6-11]). Эти методы и модели призваны обеспечить обоснованный выбор проектных параметров вагонов, которые в совокупности должны удовлетворить соответствующим нормативным документам по прочности и жесткости [12]. В то же время (и это требование самих нормативных документов) обязательным и наиболее достоверным с точки зрения полноты, точности и соответствия реальности этапом являются экспериментальные испытания.

Целью данной работы является разработка методики, проведение исследований и анализ результатов экспериментальных испытаний грузового вагона на действие статических нагрузок.

Методика исследований.

Объект испытаний. Испытаниям подвергался опытный образец крытого вагона модели 11-9962, изготовленный ООО «Новозыбковский машиностроительный завод».

Данный вагон предназначен для перевозки штучных, тарно-штучных, пакетированных и насыпных грузов, требующих защиты от атмосферных воздействий по магистральным железным дорогам колеи 1520 мм без ограничений в составе грузовых поездов. Общий вид опытного образца крытого вагона модели 11-9962 приведен на рисунке 1.



Рис. 1 – Общий вид крытого вагона модели 11-9962

Основные параметры и характеристики крытого вагона модели 11-9962 указаны в таблице 1.

Таблица 1 – Основные параметры крытого вагона модели 11-9962

№ п.п.	Наименование параметра	Значение параметра
1	Масса тары, т	26,5±0,3
2	Грузоподъемность, т	67,2
3	База вагона, мм	12625+10
4	Длина вагона по осям сцепления автосцепок, мм	18325 ⁺⁶⁰ -45
5	Расчетная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН (тс)	230,5 (23,5)
6	Высота от уровня верха головок рельсов, мм	4660
7	Высота от уровня головок рельсов до оси автосцепки, мм	1040-1080
8	Модель подкатываемой тележки	18-100, тип 2 или аналогичная типа 2 по ГОСТ 9246
9	Конструкционная скорость, км/ч	120

Вагон состоит из:

- кузова с двумя боковыми дверями;
- двух двухосных тележек модели 18-100 тип 2 по ГОСТ 9246 с осевой статической нагрузкой от колесной пары на рельсы 230,46 кН (23,5 тс);
- двух автосцепных устройств по ГОСТ Р 54749 с автосцепкой С/А-3, поглощающим аппаратом не ниже класса Т1 по ОСТ 32.175;
- пневматического автоматического тормоза с отдельным торможением тележек, оборудованного воздухораспределителем воздушным, двумя тормозными цилиндрами, двумя регуляторами тормозной рычажной

передачи, двумя концевыми кранами, разобцительным краном, соединительными рукавами, воздухопроводом с арматурой соединительной для безрезьбовых труб пневматических систем железнодорожного подвижного;

- ручного стояночного тормоза.

Кузов вагона представляет собой сварную цельнометаллическую конструкцию с несущей обшивкой, состоящую из рамы, двух боковых стен, двух торцевых стен, крыши и откатных дверей.

Рама вагона представляет собой сварную балочную конструкцию, включающую в себя хребтовую, шкворневые, лобовые, боковые, продольные и промежуточные балки.

Боковая стена состоит из обвязки, двух угловых стоек, десяти вертикальных стоек и металлической обшивки с продольными гофрами.

Торцевая стена вагона состоит из верхней обвязки, двух вертикальных поясов жесткости и обшивки с горизонтальными гофрами.

Крыша вагона – цельнометаллическая, сварной конструкции, подкрепленная арочными швеллерами и неразъемно соединена с кузовом. На продольной оси крыши расположены загрузочные люки. В случае оборудования загрузочными люками, на крышу устанавливают помосты.

Цель испытаний. Статические (прочностные) испытания проводились с целью определения напряженного состояния элементов опытного образца вагона от действия эксплуатационных нагрузок по I, III, ремонтным расчетным режимам и оценки их прочности в соответствии с [12].

Содержание испытаний. Содержание испытаний соответствует программе предварительных испытаний. Опытный образец вагона при испытаниях подвергался воздействию следующих видов нагрузок:

- вертикальная нагрузка;
- горизонтальные продольные растягивающие нагрузки;
- горизонтальные продольные сжимающие нагрузки;
- распорная, приложенная поочередно к каждой опоре одноименных стоек боковых стен кузова;
- ремонтные нагрузки, возникающие при подъеме груженого и порожнего кузова вагона домкратами;
- вертикальная статическая, приложенная к листу обшивки крыши и распределенной на определенной площадке;
- горизонтальные поперечные нагрузки, имитирующие взаимодействие вагонов в кривой;
- имитация действия боковых сил.

Испытания вагона вертикальной нагрузкой. При испытании вертикальной, равномерно распределенной по площади пола кузова вагона, нагрузкой нагружение производилось мерными грузами. Каждый мерный

груз (массой ≈ 3 т) имеет маркировку действительной массы в тоннах с точностью до 0,1 т.

Полученные величины напряжений, возникающие в элементах кузова от испытательной нагрузки, пересчитывали на напряжения от вертикальной нагрузки брутто 83,874т.

Коэффициент пересчета при этом равняется:

$$K = \frac{P_{расч.}}{P_{исп.}} = \frac{(26,5 - 9,736) + 67,2}{67} = 1,253, \quad (1)$$

где $P_{расч.}$ – брутто вагона, состоящее из массы тары (за вычетом массы тележек) и массы перевозимого груза при заполнении кузова вагона до полной грузоподъемности, т;

$P_{исп.}$ – масса мерных грузов, загружаемых при испытаниях в кузов вагона, т.

Испытания вагона продольными горизонтальными сжимающими и растягивающими нагрузками. Испытания продольными горизонтальными (растяжение и сжатие) нагрузками проводились в специальном стенде, представляющем собой замкнутую рамку, охватывающую раму вагона на уровне осей автосцепок. Испытаниям подвергался порожний вагон.

Продольная нагрузка прикладывалась к задним упорам при действии сжимающих нагрузок и к передним упорам при действии растягивающих нагрузок через специальные металлические балки, установленные вместо автосцепок и поглощающих аппаратов, ступенями:

- 1,0 МН; 1,5 МН; 2,0 МН (101,97; 152,96; 203,94 тс) – при растяжении;

- 1,0 МН; 1,5 МН; 2,0 МН; 2,5 МН (101,97; 152,96; 203,94; 254,93тс) при сжатии.

Нагрузка контролировалась по манометру, расположенному на домкрате.

Согласно [12] оценочными нагрузками при испытаниях вагона продольными нагрузками являются:

- для I режима при сжатии: 2,5 МН (254,93 тс); при растяжении: 2,0 МН (203,94 тс);

- для III режима – 1,0 МН (101,97 тс) при сжатии и растяжении.

Испытания распорной нагрузкой, приложенной поочередно к каждой паре одноименных стоек боковых стен кузова. Распорное действие сыпучего груза на боковые стены кузова вагона имитировалось специальными гидравлическими распорками.

Распорная нагрузка прикладывалась к стойкам на высоте 1/3 высоты стойки от уровня пола.

Величины распорных нагрузок на шкворневые и промежуточные стойки, определенные согласно расчета 9962.01.000PP2, составили:

для I режима: - угловая стойка 5,177 кН (0,53 тс); - 1 стойка 4,932 кН (0,5 тс); - 2-5 стойки 4,687 кН (0,48 тс); - 6 стойка (дверная стойка) 11,436 кН (1,17 тс);

для III режима: - угловая стойка 0,09765 кН (0,01 тс); - 1 стойка 0,093 кН (0,0095 тс); - 2-5 стойки 0,0884 кН (0,009 тс); - 6 стойка (дверная стойка) 0,21499 кН (0,022 тс).

Регистрация величин распорных нагрузок при испытаниях производилась с помощью предварительно проградуированных манометров, установленных на распорках. Измерение развала боковых стен кузова от распорных нагрузок проводилось рулеткой ГОСТ 7502. Величина развала боковых стен подсчитывалась как разность размеров между одноименными стойками боковых стен до и после приложения нагрузки.

Измерения величины развала боковых стен проводили в местах приложения нагрузки. По результатам проведенных измерений определялась среднеарифметическая величина. На рисунке 2 приведены величины развала боковых стен кузова у крытого вагона от распорной нагрузки, приложенной поочередно к стойкам.

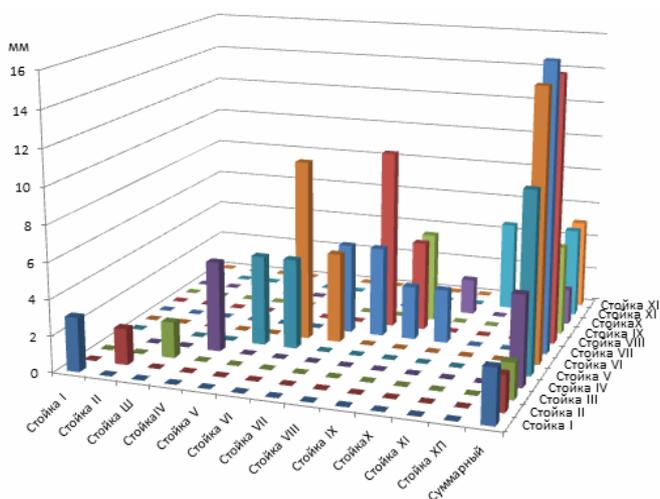


Рис. 2 – Величины развала боковых стен кузова от распорной нагрузки

Испытания вагона нагрузками, возникающими при ремонтных режимах. Нагрузки, действующие на вагон при ремонте, воспроизводились подъемом кузова вагона домкратами по следующим схемам:

- груженого до грузоподъемности вагона под оба конца шкворневой балки до отрыва пятника рамы кузова вагона от подпятника тележки;
- груженого до грузоподъемности вагона поочередно под один конец шкворневой балки до получения зазора 70 мм между скользящими рамы кузова вагона и тележки со стороны домкрата (два положения);
- порожнего кузова вагона под концы шкворневых балок по диагонали до получения зазора 70 мм между скользящими рамы кузова вагона и тележки со стороны домкрата (два положения);
- порожнего кузова вагона под розетку концевой балки до отрыва пятника рамы кузова вагона от подпятника тележки.

Испытания вагона вертикальной статической нагрузкой, приложенной к листу обшивки крыши вагона и распределенной на площадке. Для проверки прочности элементов жесткости крыши вагона прикладывались две силы по 1,0 кН каждая, распределенных на площадке 0,25x0,25 м и приложенных на расстоянии 0,5 м друг от друга. Контроль прочности проверялся визуально. Повреждений, остаточных деформаций, потери устойчивости элементов и узлов крыши не выявлено.

Схема приложения сил приведена на рисунке 3.

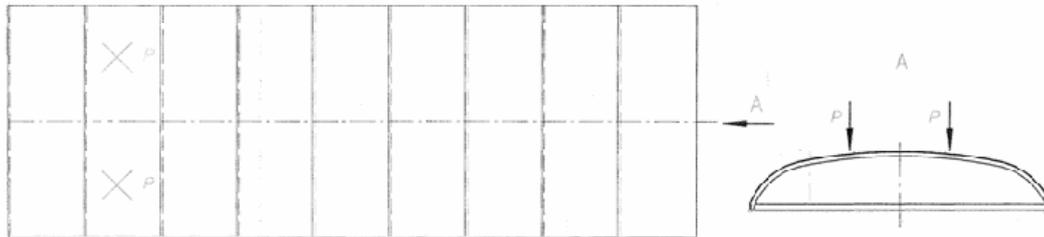


Рис. 3 – Схема приложения нагрузок при испытании элементов жесткости крыши на прочность

Испытания вагона горизонтальными нагрузками, имитирующими взаимодействие вагонов в кривой. Испытания вагона горизонтальными нагрузками, имитирующими взаимодействие вагонов в кривой, проводились в специальном стенде, представляющем собой горизонтальную замкнутую рамку, охватывающую раму кузова на уровне осей автосцепок с четырех сторон. Испытаниям подвергался порожний вагон. Нагрузка прикладывалась к торцам шкворневой балки рамы кузова. Схема приложения горизонтальных нагрузок, имитирующих взаимодействие вагонов в кривой, приведена на рисунке 4.

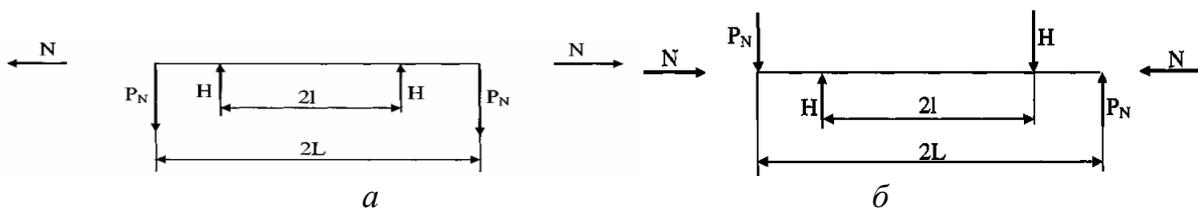


Рис. 4 – Схема приложения горизонтальных нагрузок, имитирующих взаимодействие вагонов в кривой: *a* – при действии растягивающих продольных сил; *б* – при действии сжимающих продольных сил; N – продольная сила; P_N – горизонтальная поперечная составляющая продольной силы N в связи кузова вагона и автосцепки; H – горизонтальная поперечная сила, действующая на пятник; $2l$ – база вагона; $2L$ – расстояние между упорными плитами автосцепок

Для имитации действия горизонтальных поперечных нагрузок рама кузова нагружалась гидравлическим домкратом испытательной нагрузкой

50,0 кН (5,1 тс) и 100 кН (10,2 тс). Величины напряжений от расчетных нагрузок при растяжении и сжатии соответственно, определялись пересчетом напряжений, замеренных при приложении испытательной нагрузки. Испытательная нагрузка воспроизводилась и контролировалась при помощи пресс-выжимки модели ППА-35,2.

Коэффициент пересчета при этом равен:

- для растяжения:

$$K_{\text{раст.}} = \frac{H}{P_{\text{испыт.}}} = \frac{73,0}{50} = 1,46, \quad (2)$$

где H – горизонтальная сила, действующая на пятник, кН;

$P_{\text{испыт.}}$ – испытательная нагрузка, кН.

- для сжатия:

$$K_{\text{сжат.}} = \frac{H}{P_{\text{испыт.}}} = \frac{279,3}{100} = 2,79. \quad (3)$$

Величины расчетных горизонтальных нагрузок, имитирующих взаимодействие вагонов в кривой, рассчитывались согласно [12] и составляют при растяжении $P_H = H = 0,073\text{МН}(7,44\text{тс})$, $N = 2,0\text{МН}(203,94\text{тс})$, а при сжатии – $P_M = 0,216\text{МН}(22,03\text{тс})$, $N = 0,27930\text{МН}(28,48\text{тс})$ $N = 2,5\text{МН}(254,93\text{тс})$.

Имитация действия боковых сил. Действие боковых сил при статических испытаниях учитывалось только для боковых стенок кузова и шкворневых балок путем увеличения напряжений от силы тяжести брутто на 10% – для шкворневых балок и стоек, на 7,5% – для остальных элементов в соответствии с [12]. При каждом виде статических испытаний опытного образца вагона полный цикл «нагрузка-разгрузка» проводился до получения стабильных результатов, но не менее трех раз. Регистрация показаний приборов производилась после каждой загрузки и разгрузки полувагона.

Применяемая аппаратура. Напряжения в элементах кузова и рамы вагона при всех видах испытаний замерялись с помощью тензорезисторов типа КФ5П1-20-200В базой 20 мм сопротивлением 200 Ом. Схема их расстановки на элементах вагона представлена на рисунках 5 (на торцевой стене), 6 (на стене боковой), 7 (на раме).

Средства измерения и контроля, применяемые при проведении испытаний, приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Перечень средств измерений и испытательного оборудования, применяемых при проведении испытаний крытого вагона модели 11-9962

Наименование испытательного оборудования и средств измерений, обозначение, заводской номер
Рулетка Р2УЗК ГОСТ 7502-89, предел измерений 5000 мм,
Приспособление для распора стоек полувагона и контроля усилий распора
Мерные грузы
Манометр типа МТИ, класс точности 0,6, предел измерения 0-400 кгс/см ²
Гидравлический домкрат с максимальным усилием 4,0 МН (400 тс)
Усилитель измерительный МГСplus

Регистрация показаний тензорезисторов и обработка результатов статических (прочностных) испытаний осуществлялась с помощью измерительных усилителей МГСplus и ПЭВМ.

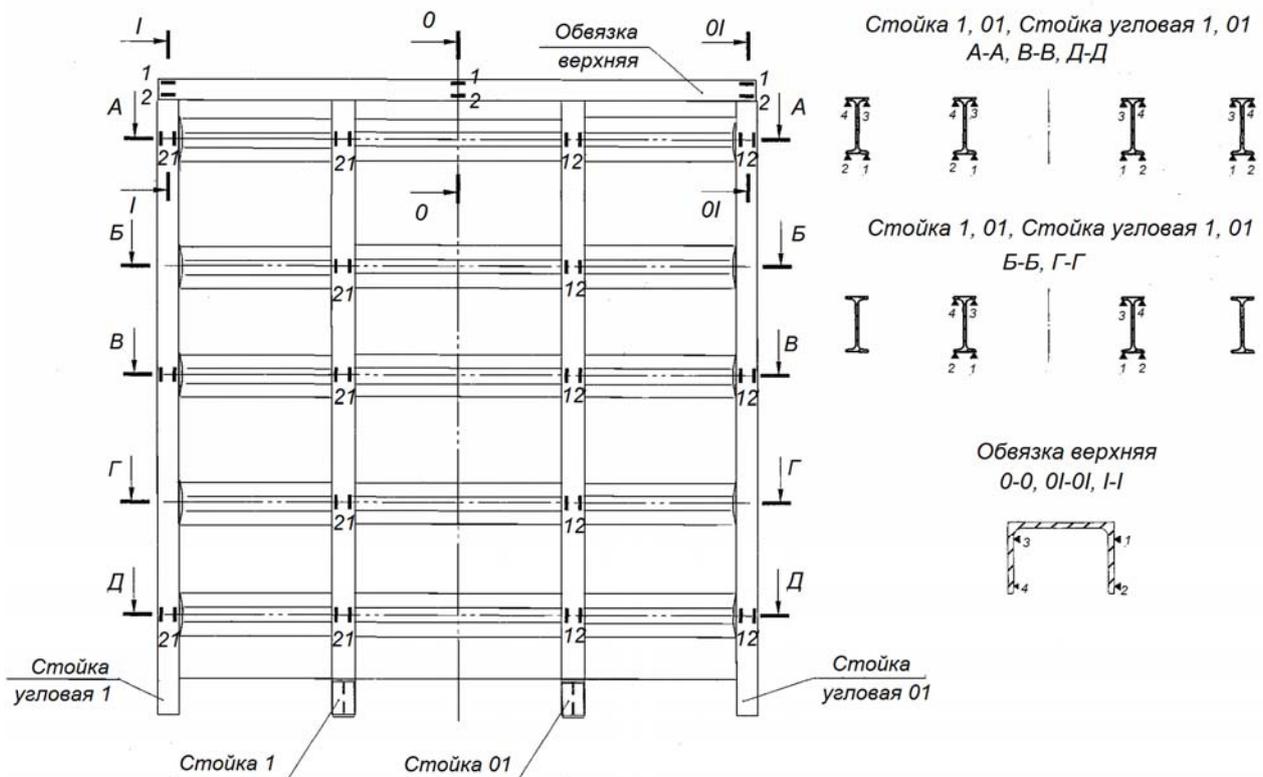


Рис. 5 – Схема расстановки тензорезисторов на торцевой стене вагона

Методы оценки прочности конструкции вагона. Согласно [12], оценка прочности конструкции опытного образца вагона при прочностных статических испытаниях производилась путем сравнения величин суммарных напряжений от сочетания расчетных эксплуатационных нагрузок по I, III и ремонтным расчетным режимам с величинами допускаемых напряжений:

I режим – трогание с места, осаживание или экстренное торможение при малых скоростях движения, соударение вагонов при маневровых работах;

III режим – движение поезда с наибольшей допускаемой скоростью;
ремонтный режим – подъемка груженого и порожнего вагона домкратами, установленными в соответствующих точках.

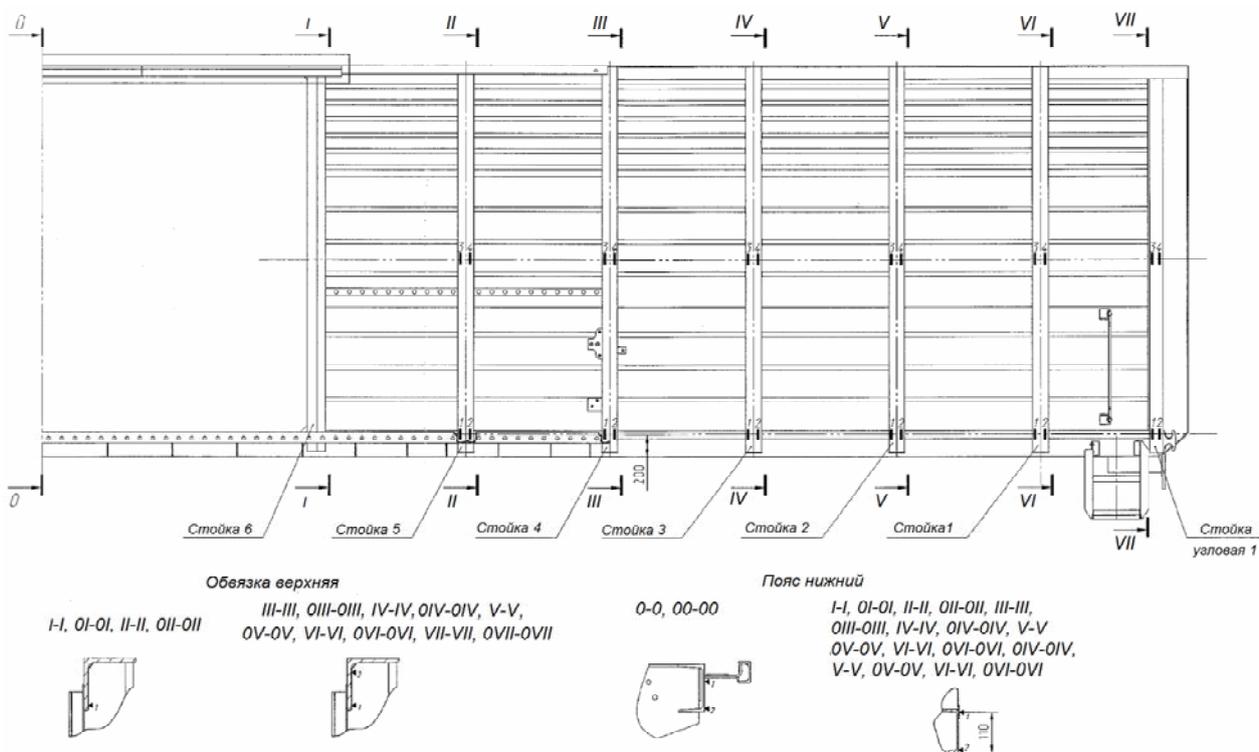


Рис. 6 – Схема расстановки тензорезисторов на стене боковой вагона

При оценке прочности элементов вагона по I расчетному режиму принимались следующие условия суммирования напряжений:

$$\sigma_{\text{верт.бр.}} + \sigma_{\text{прод.}} + \sigma_{\text{non.cocm.}} + \sigma_{\text{распораI}} \leq [\sigma]_I, \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{верт.бр.}}$ – напряжения от силы тяжести брутто без учета массы тележек 83,874 т, МПа;

$\sigma_{\text{прод.}}$ – напряжения от горизонтальных продольных нагрузок (при сжатии – 2,5 МН (254,9 тс); при растяжении – 2,0 МН (203,94 тс)), МПа;

$\sigma_{\text{non.cocm.}}$ – напряжения от поперечной горизонтальной нагрузки, имитирующей взаимодействие вагонов в кривой (при сжатии – 0,27930 МН (28,48 тс); при растяжении – 0,073 МН (7,44 тс));

$\sigma_{\text{распораI}}$ – напряжения от нагрузки, имитирующей давление распора груза по I расчетному режиму (учитывается для всех элементов кузова, кроме хребтовой балки), МПа;

$[\sigma]_I$ – допускаемые напряжения по I расчетному режиму.

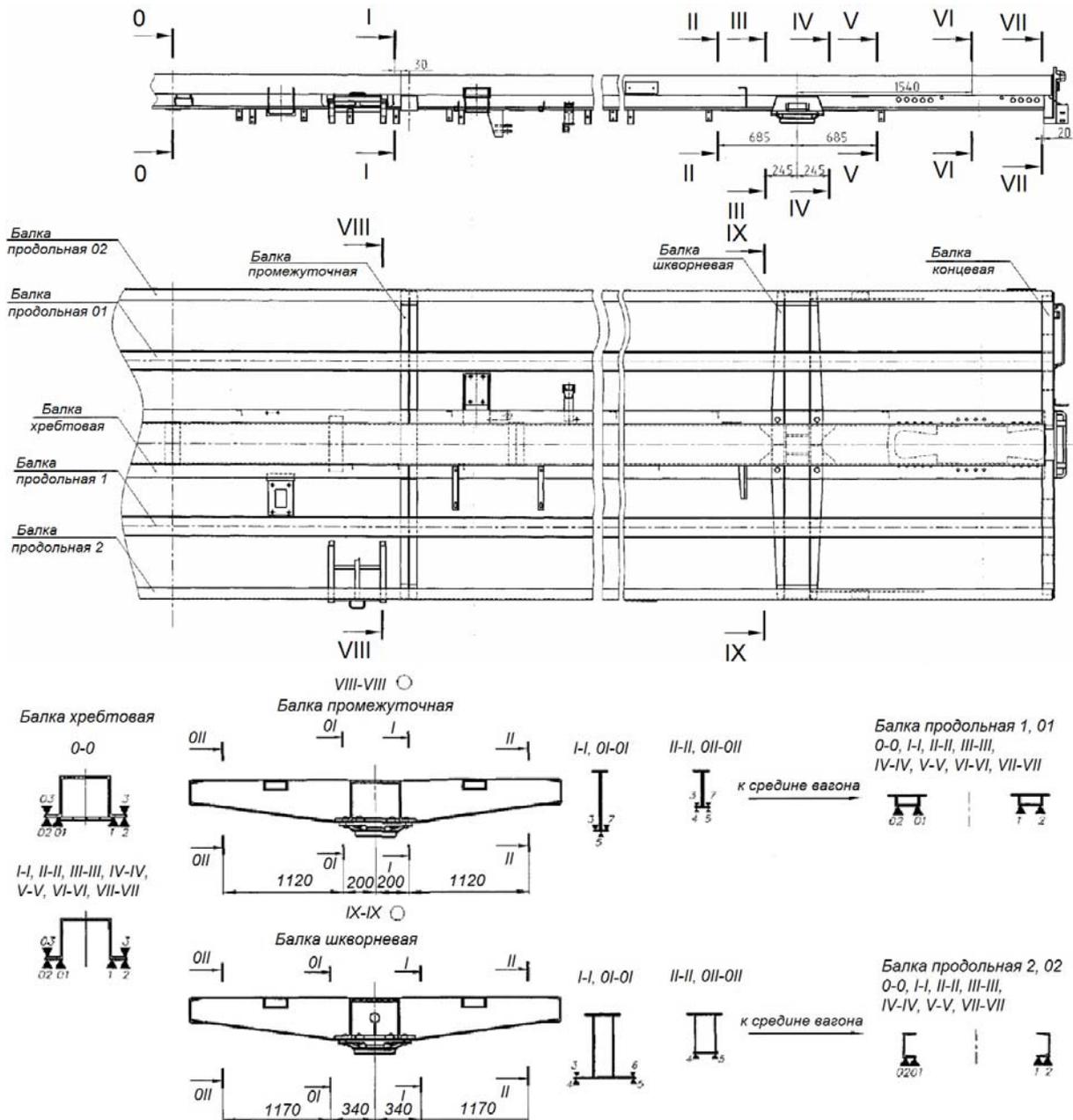


Рис. 7 – Схема расстановки тензорезисторов на раме вагона

При оценке прочности элементов вагона по III расчетному режиму принимались следующие условия суммирования напряжений:

$$\sigma_{\text{верт.бр.}} + \sigma_{\text{прод.}} + \sigma_{(\text{верт.дин.нагр.})\text{бр.}} + \sigma_{\text{распораIII}} \leq [\sigma]_{III}, \quad (5)$$

где $\sigma_{(\text{верт.дин.нагр.})\text{бр.}}$ – напряжения от вертикальной динамической нагрузки, равные

$$\sigma_{\text{верт.бр.}} \times K_{\text{дв}}, \quad (6)$$

где $K_{\text{дв}} = 0,418$ – коэффициент вертикальной динамики для шкворневых балок и шкворневых стоек вагона, согласно расчёта;

$K_{\text{дв}} = 0,348$ – для остальных элементов вагона, согласно расчёта.

$\sigma_{\text{распораIII}}$ – напряжения от нагрузки, имитирующей давление распора груза по III расчетному режиму (учитывается для всех элементов кузова, кроме хребтовой балки), МПа;

$[\sigma]_{III}$ – допускаемые напряжения по III расчетному режиму.

При оценке прочности элементов вагон при подъемке груженого вагона (ремонтные режимы) в соответствии с [12] принимались следующие условия суммирования напряжений:

$$\sigma_{\text{верт.бр.}} + \sigma_{\text{груз.под.}} \leq [\sigma]_I, \quad (7)$$

где $\sigma_{\text{груз.под.}}$ – напряжения в элементах вагона при подъемке кузова в груженом состоянии, МПа;

$[\sigma]_I$ – допускаемые напряжения по I расчетному режиму.

Результаты статических испытаний. Результаты статических испытаний крытого вагона модели 11-9962 приведены:

на рисунке 8 – величины максимальных суммарных напряжений по I режиму с учетом вертикальной силы брутто 83,87 тс, силы сжатия 2,5 МН (254,93 тс), поперечной силы (28,48 тс) и силы распора;

на рисунке 9 – величины максимальных суммарных напряжений по I режиму с учетом вертикальной нагрузки брутто 83,87 тс, силы растяжения 2 МН (203,94 тс), поперечной силы 7,44 тс и силы распора;

на рисунке 10 – величины максимальных суммарных напряжений по III режиму с учетом суммарной вертикальной нагрузки, сжимающей 1 МН (102,0 тс), боковой нагрузки и силы распора;

на рисунке 11 – величины максимальных суммарных напряжений по III режиму с учетом суммарной вертикальной нагрузки, продольной растягивающей нагрузки 1,0 МН (102,0 тс), боковой нагрузки и силы распора;

на рисунке 12 – величины максимальных напряжений от подъемки порожнего вагона под розетку концевой балки;

на рисунке 13 – величины максимальных напряжений от подъемки порожнего вагона по диагонали (диагональ 1) под концы шкворневых балок;

на рисунке 14 – величины максимальных напряжений от подъемки порожнего вагона по диагонали (диагональ 2) под концы шкворневых балок;

на рисунке 15 – величины напряжений от подъёмки груженого вагона под оба конца шкворневой балки;

на рисунке 16 – величины максимальных напряжений от подъёмки груженого вагона под один конец шкворневой балки (положение I);

на рисунке 17 – величины максимальных напряжений от подъёмки груженого вагона под один конец шкворневой балки (положение II).

На рисунках элементы рамы: 1.1 – балка хребтовая; 1.3 – балка шкворневая; 1.4 – балка промежуточная; 1.5 – балка продольная 01; 1.6 – балка продольная 1; 1.7 – балка продольная 02; 1.8 – балка продольная 2; элементы стены торцевой: 2.1 – обвязка верхняя; 2.2 – стойка угловая 01; 2.3 – стойка угловая 1; 2.4 – стойка 01; 2.5 – стойка 1; элементы стены боковой: 3.1 – стойка угловая 01; 3.2 – стойка угловая 1; 3.3 – стойка 01; 3.4 – стойка 1; 3.5 – стойка 02; 3.6 – стойка 2; 3.7 – стойка 03; 3.8 – стойка 3; 3.9 – стойка 04; 3.9.1 – стойка 4; 3.9.2 – стойка 05; 3.9.3 – стойка 5; 3.9.4 – пояс нижний; 3.9.5 – обвязка верхняя.

Данные испытаний служат основой для вывода о прочности вагона от эксплуатационных загрузок.

Анализ полученных результатов. *Оценка прочности вагона по I расчетному режиму.*

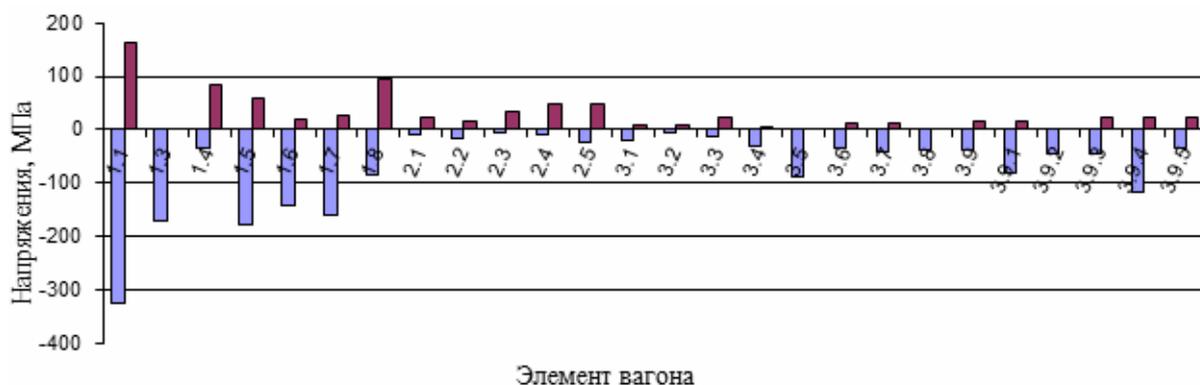


Рис. 8 – Величины максимальных суммарных напряжений в элементах вагона по I режиму с учетом сжимающей нагрузки

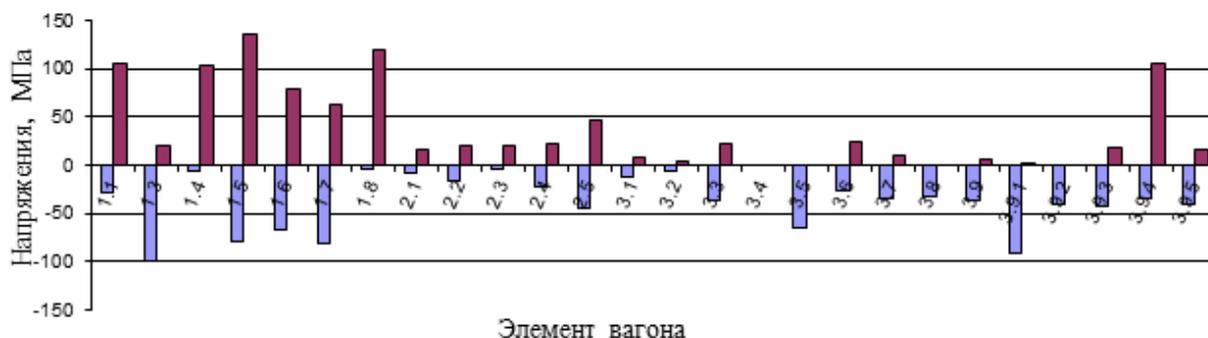


Рис. 9 – Величины максимальных суммарных напряжений в элементах вагона по I режиму с учетом растягивающей нагрузки

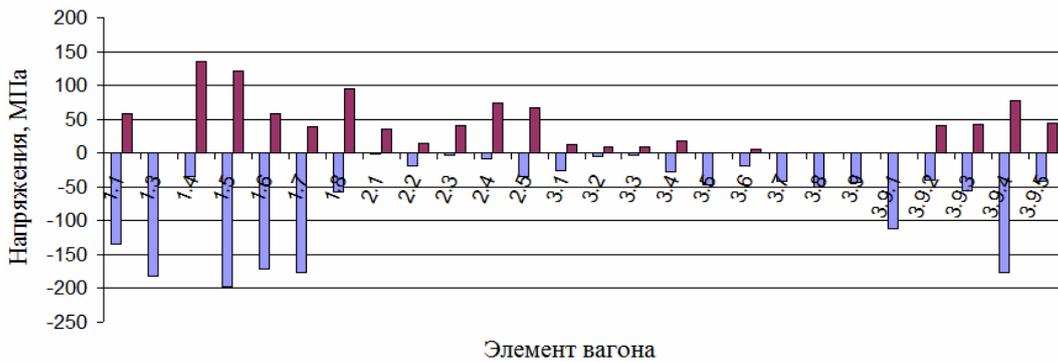


Рис. 10 – Величины максимальных суммарных напряжений в элементах вагона по III режиму с учетом сжимающей нагрузки

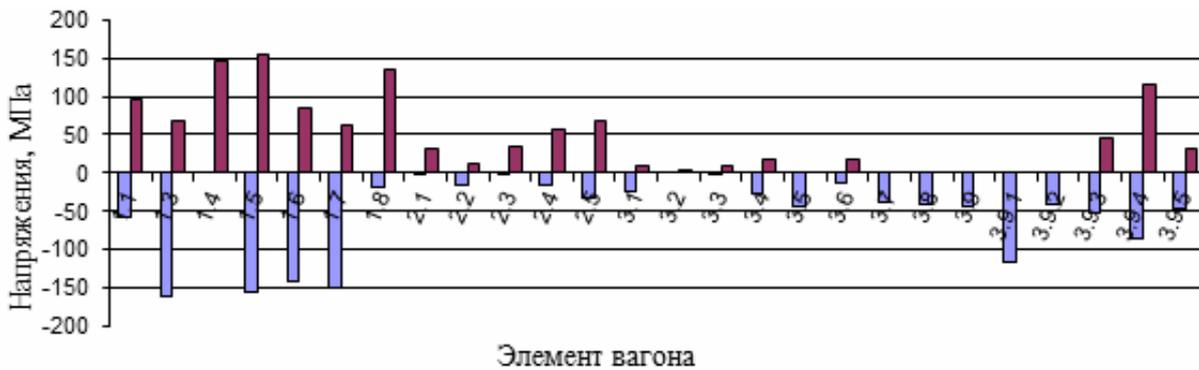


Рис. 11 – Величины максимальных суммарных напряжений в элементах вагона по III режиму с учетом растягивающей нагрузки

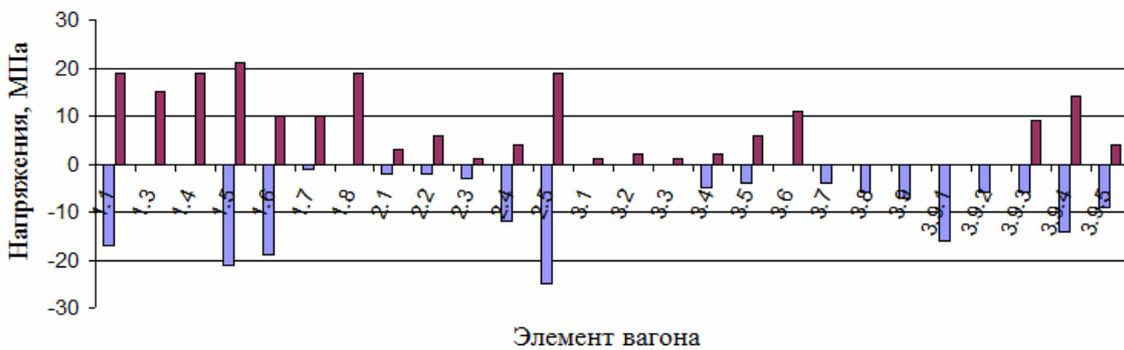


Рис. 12 – Величины максимальных суммарных напряжений от подъёмки порожнего вагона по розетку концевой балки

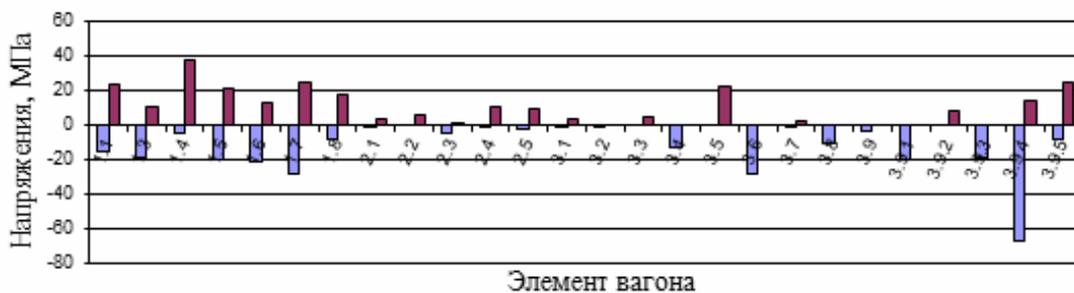


Рис. 13 – Величины максимальных суммарных напряжений от подъёмки порожнего вагона под концы шкворневых балок по диагонали 1

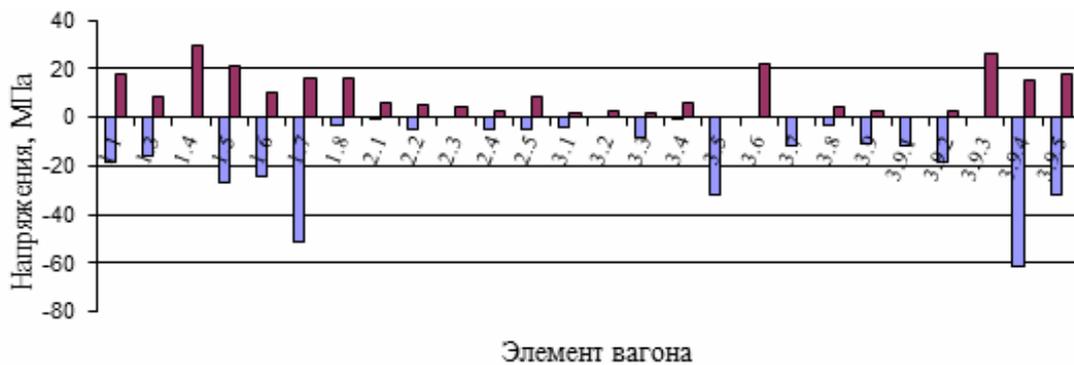


Рис. 14 – Величины максимальных суммарных напряжений от подъёмки порожнего вагона под концы шкворневых балок по диагонали 2

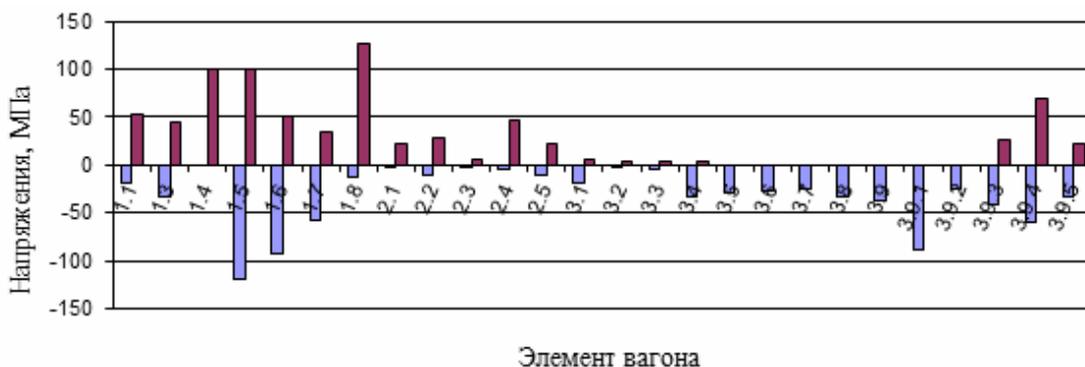


Рис. 15 – Величины максимальных суммарных напряжений от подъёмки порожнего вагона под оба конца шкворневой балки

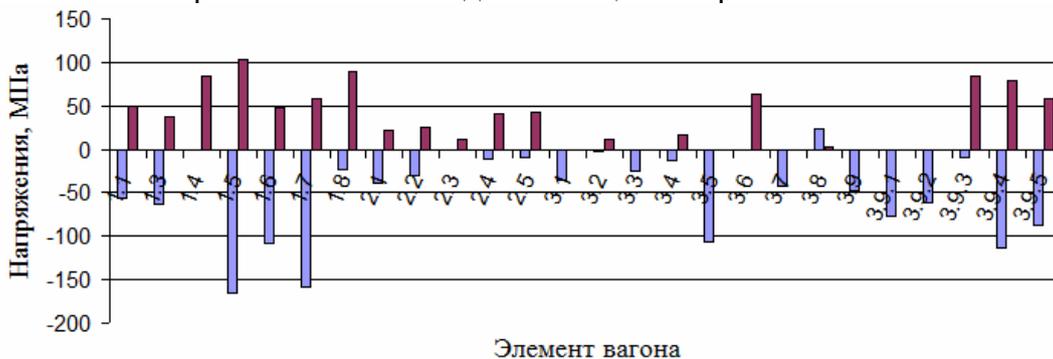


Рис. 16 – Величины максимальных суммарных напряжений от подъёмки порожнего вагона под один конец шкворневой балки (положение I)

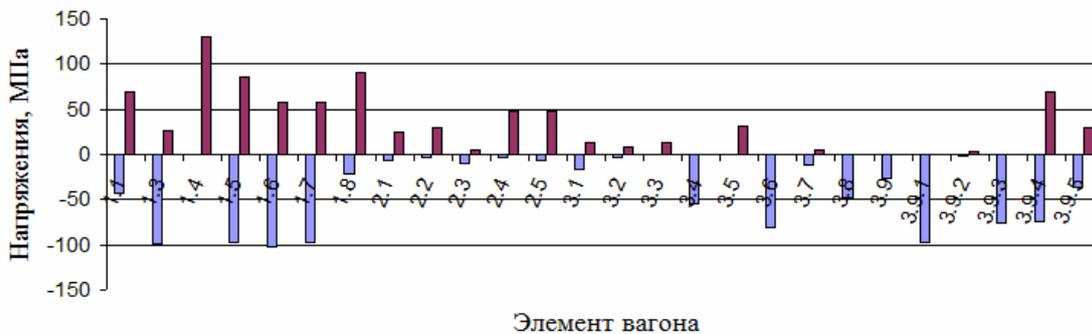


Рис.17 – Величины максимальных суммарных напряжений от подъёмки порожнего вагона под один конец шкворневой балки (положение II)

Максимальные величины напряжений по I режиму с учетом продольной сжимающей нагрузки 2,5 МН (рис. 8) зарегистрированы в:

хребтовой балке –	325 МПа, сеч. IV-IV, т. 02;
шкворневой балке –	173 МПа, сеч. I-I, т. 3;
промежуточной балке –	57 МПа, сеч. 0I-0I, т. 3;
продольной балке –	01177 МПа, сеч. I-I, т. 02;
стене торцевой:	
- стойке 01 –	116 МПа, сеч. Д-Д, т. 3;
стене боковой:	
- стойке 02 –	89 МПа, т. 1;
поясе нижнем (стена боковая) –	119 МПа, сеч. 0I-0I, т. 1;

Максимальные величины напряжений по I режиму с учетом продольной растягивающей нагрузки 2,0 МН, таблица 2, зарегистрированы в:

хребтовой балке –	106 МПа, сеч. VI-VI, т. 01;
шкворневой балке –	99 МПа, сеч. I-I, т. 5
промежуточной балке –	104 МПа, сеч. 0I-0I, т. 3;
продольной балке 2 –	120 МПа, сеч. 0-0, т. 2;
стене торцевой:	
- стойке 1 –	46 МПа, сеч. Б-Б, т. 3;
стене боковой:	
поясе нижнем (стена боковая) –	105 МПа, сеч. 0-0, т. 2.

Согласно [12] допускаемые напряжения при статических прочностных испытаниях по I расчетному режиму равны:

$$[\sigma]_I = 0,90 \times \sigma_T \text{ – для хребтовой и шкворневой балок;}$$

$$[\sigma]_I = 0,95 \times \sigma_T \text{ – для остальных элементов,}$$

где σ_T – предел текучести материала конструкции, МПа: $\sigma_T = 345 \text{ МПа}$ – для хребтовой балки (сталь марки 09Г2С), $\sigma_T = 325 \text{ МПа}$ – для шкворневой балки (сталь марки 09Г2С), $\sigma_T = 345 \text{ МПа}$ – для передней балки рамы, нижних, средних и верхних листов обшивки боковых стен, листов обшивки торцевой стены (сталь марки 09Г2С), $\sigma_T = 325 \text{ МПа}$ – для верхней обвязки, элементов кузова толщиной менее 10 мм (сталь марки 09Г2С-14), $\sigma_T = 325 \text{ МПа}$ – для боковых, продольных балок и рамы из швеллера (сталь марки 09Г2С), $\sigma_T = 295 \text{ МПа}$ – для стойки боковой стены (сталь марки 09Г2С).

Приведенные значения напряжений для элементов вагона ниже допускаемых. В остальных элементах вагона величины напряжений ниже приведенных.

Прочность элементов вагона по I расчетному режиму удовлетворяет требованиям [12].

Оценка прочности вагона по III расчетному режиму. Максимальные величины напряжений по III режиму с учетом продольной сжимающей нагрузки 1,0 МН (рис. 10) зарегистрированы в:

хребтовой балке –	135 МПа, сеч. IV-IV, т. 2;
шкворневой балке –	182 МПа, сеч. I-I, т. 3;
промежуточной балке –	135 МПа, сеч. 0II-0II, т. 7;
продольной балке 01 –	197 МПа, сеч. I-I, т. 02;
стене торцевой:	
стойка 1 –	67 МПа, сеч. Б-Б, т. 1,
стене боковой:	
стойке –	112 МПа, т. 2;
поясе нижнем (стена боковая) –	117 МПа, сеч. I-I, т. 2.

Максимальные величины напряжений по III режиму с учетом продольных растягивающих усилий 1,0 МН, таблица 4, зарегистрированы в:

хребтовой балке –	97 МПа, сеч. 0-0, т. 3;
шкворневой балке –	161 МПа, сеч. 0I-0I, т. 6;
промежуточной балке –	145 МПа, сеч. 0I-0I, т. 3;
продольной балке 01 –	157 МПа, сеч. I-I, т. 02;
стене торцевой:	
стойке 1 –	67 МПа, сеч. Б-Б, т. 1;
стене боковой:	
стойке 4 –	117 МПа, т. 2;
поясе нижнем (стена боковая) –	116 МПа, сеч. 0-0, т. 2.

Согласно [12] допускаемые напряжения при статических прочностных испытаниях по III расчетному режиму равны:

$[\sigma]_{III} = 210 \text{ МПа}$ – для хребтовой балки, $[\sigma]_{III} = 195 \text{ МПа}$ – для шкворневой балки, $[\sigma]_{III} = 220 \text{ МПа}$ – для концевой балки, листы обшивы боковых и торцевых стен, (сталь марки 09Г2С), $[\sigma]_{III} = 205 \text{ МПа}$ – для верхней обвязки и других элементов кузова толщиной менее 10 мм (сталь марки 09Г2С-14), $[\sigma]_{III} = 205 \text{ МПа}$ – для боковых и продольных балок рамы из швеллера (сталь марки 09Г2С), $[\sigma]_{III} = 195 \text{ МПа}$ – для стоек боковой стены, обшивы крыши толщиной 1,5 мм (сталь марки 09Г2С), $[\sigma]_{III} = 205 \text{ МПа}$ – для дуг крыши (сталь марки 09Г2Д).

Приведенные значения напряжений для элементов вагона ниже допускаемых. В остальных элементах вагона величины напряжений ниже приведенных.

Прочность элементов вагона по III расчетному режиму удовлетворяет требованиям [12].

Оценка прочности элементов вагона от ремонтных нагрузок. При подъёмке порожнего вагона под розетку концевой балки напряжения не превышают:

– 25 МПа – стойка 1, стена боковая (рис. 12).

При подъёмке порожнего вагона под концы шкворневых балок (диагональ I) напряжения не превысили:

– 68 МПа – пояс нижний, стена боковая (рис. 13).

При подъёмке порожнего вагона под концы шкворневых балок (диагональ II) напряжения не превышают:

– 51 МПа – балка продольная 02 (рис. 14).

При подъёмке груженого кузова вагона под оба конца шкворневой балки напряжения не превысили:

– 127 МПа – балка продольная 2 (рис. 15).

При подъёмке груженого вагона под один конец шкворневой балки (положение I) напряжения не превысили:

– 166 МПа – балка продольная 01 (рис. 16).

При подъёмке груженого вагона под один конец шкворневой балки (положение II) напряжения не превысили:

– 130 МПа – балка промежуточная (рис. 17).

$[\sigma]_I = 0,90 \times \sigma_T$ – для хребтовой и шкворневой балок;

$[\sigma]_I = 0,95 \times \sigma_T$ – для остальных элементов,

где σ_T – предел текучести материала конструкции, МПа: $\sigma_T = 345 \text{ МПа}$ – для хребтовой балки (сталь марки 09Г2С), $\sigma_T = 325 \text{ МПа}$ – для шкворневой балки (сталь марки 09Г2С), $\sigma_T = 345 \text{ МПа}$ – для передней балки рамы, нижних, средних и верхних листов обшивки боковых стен, листов обшивки торцевой стены (сталь марки 09Г2С), $\sigma_T = 325 \text{ МПа}$ – для верхней обвязки, элементов кузова толщиной менее 10 мм (сталь марки 09Г2С-14), $\sigma_T = 325 \text{ МПа}$ – для боковых, продольных балок и рамы из швеллера (сталь марки 09Г2С), $\sigma_T = 295 \text{ МПа}$ – для стойки боковой стены (сталь марки 09Г2С).

Выводы. На основании проведенных статических (прочностных) испытаний опытного образца крытого вагономодели 11-9962, изготовленного ООО «Новозыбковский машиностроительный завод» и спроектированного подразделениями УК РТХ, можно сделать следующие выводы:

1) величины суммарных напряжений в элементах опытного образца вагона при действии статических нагрузок по I-му, III-му расчетным и ремонтным режимам не превысили величин допускаемых напряжений;

2) после проведения испытаний, при визуальном осмотре, повреждений, трещин и остаточных деформаций элементов опытного вагона не обнаружено.

Таким образом, подтверждено соответствие конструкции вагона действующим нормам.

В дальнейшем будет проведено сравнение данных экспериментальных испытаний, с одной стороны, и численных расчетов – с другой.

Список литературы: 1. Вагоны грузовые крытые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия ГОСТ 10935-97 – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и спецификации – 12 с. – (Межгосударственный стандарт). 2. М. О. Бондаренко. Аналіз конструкцій залізничних вагонів і методів їх розрахунку на міцність // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2014.– №14(1057). – С. 16-22. 3. Вершинский С. В. и др. Расчет вагонов на прочность. Изд 2-е. Под ред. Л. А. Шадура. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с. 4. Вагоны: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / Л. А. Шадура, И. И. Челноков, Л.Н. Никольский, Е. Н. Никольский, В. Н. Котуранов, П. Г. Проскурнев, Г.А. Казанский, А.Л. Спиваковский, В. Ф. Девятков; Под ред. Л. А. Шадура. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с. 5. Зайцев К. Л. Расчет статически неопределимых стержневых систем методом сил: Учебное пособие. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 1998. – 54 с. 6. Zienkiewicz O. C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor. – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648 p. 7. Стренг Г., Фикс Дж. Теория метода skinченних елементів. М.: Мир, 1977. – 351 с. 8. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Мир, 1987. – 542 с. 9. Овечников Н. Н. и др. Расчет несущего кузова тепловоза как стержневой системы с использованием ЭЦВМ // Тр. ВНИТИ.– Вып.129. –1968. – С.3-39. 10. Орлов Е. А. Моделирование воздействия эксплуатационных нагрузок на рамы тепловозов: методы, модели, специализированная САПР// Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип. „Машиноведение и САПР”. – 2006. – No.24. – С.103-112. 11. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 12. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных), М., ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996 г.

Bibliography (transliterated): 1. Vagony gruzovye krytye magistral'nyh zheleznyh dorog kolei 1520 mm. Obshhie tehniczeskie uslovija GOST 10935-97 – Minsk: Mezghosudarstvennyj sovet po standartizacii, metrologii i specifikacii. 2. М. О. Bondarenko. Analiz konstrukcij zaliznichnih vagoniv i metodiv ih rozrahunku na micnist'. Visnik NTU «HPI». Serija: Transportne mashinobuduvannja. – 2014.– №14(1057). 3. Verzhinskij S. V. i dr. Raschet vagonov na prochnost'. Izd 2-e. Pod red. L. A. Shadura. – М.: Mashinostroenie, 1971. 4. Vagony: Uchebnik dlja vuzov zh.-d. transp. L. A. Shadur, I. I. Chelnokov, L.N. Nikol'skij, E. N. Nikol'skij, V. N. Koturanov, P. G. Proskurnev, G.A. Kazanskij, A.L. Spivakovskij, V. F. Devjatkov; Pod red. L. A. Shadura. – 3-e izd., pererab. i dop. – Moscow: Transport, 1980. 5. Zajcev K. L. Raschet staticheski neopredelimyh sterzhnevyyh sistem metodom sil: Uchebnoe posobie. – Arhangel'sk: Izd-vo AGTU, 1998. – 54 s. 6. Zienkiewicz O. S. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems. O. S. Zienkiewicz, R. L. Taylor. – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648 r. 7. Streng G., Fiks Dzh. Teorija metodu skinchennih elementiv. М.: Mir, 1977. 8. Vasidzu K. Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti. – М.: Mir, 1987. 9. Ovechnikov N. N. i dr. Raschet nesushhego kuzova teplovoza kak sterzhnevoj sistemy s ispol'zovaniem JeCVM. Tr. VNITI.– Vyp. 129. –1968. 10. Orlov E. A. Modelirovanie vozdeystvija jekspluatacionnyh nagruzok na ramy teplovozo: metody, modeli, specializirovannaja SAPR. Visnik NTU „HPI”. Tem. vip. „Mashinovedenie i SAPR”. – 2006. – No.24. 11. Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Chepurnoj A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2006. – №1. 12. Normy dlja rascheta i proektirovanija vagonov zheleznyh dorog kolei 1520 mm (nesamohodnyh), М., GosNIIV-VNIIZhT, 1996.

Поступила (received) 16.05.2014

С. Ю. ЧЕРВ'ЯКОВ, аспірант НТУ «ХПІ»;

Б. Г. ЛЮБАРСЬКИЙ, канд.техн.наук, доц. НТУ «ХПІ»;

Б. Х. ЄРІЦЯН, ст. викл. НТУ «ХПІ»;

М. Л. ГЛЄБОВА, канд.техн.наук, доц. ХНУМГ ім. О. М. Бекетові, Харків

О. В. КЛИМЕНКО, студент НТУ «ХПІ»;

В. М. ІВАХНЕНКО, студент НТУ «ХПІ»

РЕЖИМИ РУХУ ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ПЕРЕТВОРЮВАЧЕМ ЗМІННОГО СТРУМУ НА ДІЛЯНЦІ ШЛЯХУ ДЛЯ ЯКОГО ЗАДАНО ПРОФІЛЬ ТА ГРАФІК РУХУ

В роботі розглядається методика вибору режимів руху момент при розробці нових електрорухомих складів (ЕРС) та при моделюванні руху виникає та стратегія керування для математичної моделі руху потягу. Для створення ефективного керівного сигналу для руху потягу крім визначення можливих режимів руху розроблена стратегія керування. Виведені 5 режимів руху та умови їх зміни такі як: рух з максимальною силою тяги, що реалізується; рух на вибігу; рух з максимальною силою гальмування, що реалізується; рух при роботі електроприводу з максимальним ККД в режимі тяги та рух при роботі електроприводу з максимальним ККД в режимі гальмування. Стратегія враховує потрібні обмеження по швидкості, прискоренню та розкладу руху. Стратегія дозволяє мінімізувати енергетичні затрати з урахуванням наведених обмежень на заданій ділянці шляху.

Ключові слова: режими руху потягу, моделювання руху, стратегія керування, перехідні процеси

Вступ. Вибір режимів руху електрорухомого складу (ЕРС) значно впливає на загальну витрату енергії та на тривалість руху. Стратегія зміни режимів визначає якість перехідних процесів, що реалізуються на електроприводі рухомого складу. Визначення режимів руху та стратегія їх перемикання разом реалізують алгоритм автокерування електропотягом.

Аналіз основних досягнень і літератури. Основні режими керування рухомого складу в останні часи опираються на принцип максимуму Понтрягіна. [1,2,3], згідно якому оптимальні режими керування повинні опиратися на мінімальні втрати енергії для руху потягу на ділянці колії [4,5]. Однак, за останні часи вирішенні лише часткові випадки що до оптимальних режимів руху з дуже великими припущеннями такими, як лінійність залежностей втрат енергії, відсутність змін швидкостей руху, наявність зміни профілю шляху та ін. Поява у останні часи нових типів електромеханічних перетворювачів енергії також привела до змін у уяві до цих процесів. Тому робота направлена на розробку режимів руху ЕРС з електромеханічним перетворювачем змінного струму на ділянці шляху, у якому задано профіль та графік руху, є актуальною.

Мета роботи: розробити методика керування перемиканням режимів руху для ЕРС з ЕМП змінного струму.

Матеріал дослідження: Нами прийнято, що математична модель руху ЕРС складається з двох диференціальних рівнянь: рівняння руху поїзда та рівняння зміни температури ЕМП [6,7].

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{1}{1+\gamma} (F - W - B), \quad (1)$$

де m – маса електропоїзда; v – швидкість руху електропоїзда; $1 + \gamma$ – коефіцієнт інерції обертових частин; t – поточне значення часу; F – сила тяги; B – гальмівна сила; W – повний опір руху [8]; γ – безрозмірний коефіцієнт, що враховує вплив обертових частин на прискорення руху електропоїзда. Сила тяги і гальмування залежать від режиму роботи тягового приводу [9].

На реально існуючих ділянках шлях мінімізація витрат енергії являє складну багатокритеріальну задачу [10]. Тому для реалізації математичної моделі керівного впливу на ЕРС під час руху ділянкою шляху з напередвизначеним профілем і графіком руху та з виконанням вимог по мінімізації часу пропонуються до використання наступні режими руху ЕРС:

- рух з максимально реалізуємою силою тяги;
- рух на вибігу;
- рух з максимально реалізуємою силою гальмування;
- рух при роботі електроприводу з максимальним ККД в режимі тяги;
- рух при роботі електроприводу з максимальним ККД в режимі гальмування.

Для створення ефективного керівного сигналу для руху потягу крім визначення можливих режимів руху потрібно ввести стратегію керування [11,12]. Під стратегією керування будемо розуміти стратегію зміни режимів під час руху. Стратегія перемикання режимів працює у дескриєзованому просторі часу. Для кожного з відрізків часу вона визначає, який саме режим треба використовувати. При цьому вихідними даними для стратегії є:

- поточна швидкість руху;
- профіль шляху;
- обмеження швидкості на поточній ділянці;
- обмеження прискорення для заданого типу електрорухомого складу;
- поточний режим руху;
- «історія» режимів.

Під «історією» будемо розуміти знак прискорення стратегії: тобто чи направлена вона на підтримання швидкості, прискорення, або сповільнення руху.

Для виконання умови мінімізації часу руху ЕРС ділянкою шляху задана швидкість на кожній ділянці дорівнює швидкісному обмеженню на цій ділянці. Для реалізації стратегії пропонується ввести 2 довірчих інтервали. Інтервали можуть задаватись як абсолютно, так і відносно. В першому випадку вони інтервали задаються як абсолютні відхилення від заданої

швидкості у км/г, у другому – у процентному відхиленні. У статті будемо розглядати інтервали, що задаються абсолютно. Позначимо відповідні відхилення як δ_1 та δ_2 .

Позначемо ключові швидкості:

$$V_{vib} = V_m - \delta_1, \quad V_{pp} = V_m - \delta_2, \quad (2)$$

де V_{vib} – швидкість виходу на вибіг; V_m – задана швидкість або гранична швидкість; V_{pp} – швидкість виходу на постійну потужність.

Крім того введемо поняття перехідної швидкості, котру задамо відносно максимальної:

$$V_{pr} = V_m \cdot k_1, \quad (3)$$

де $k_1 = 0,8$.

Таким чином, довірчі інтервали розділяють простір швидкості на 3 умовних зони: I – зона в інтервалі $[0; V_m - \delta_2]$, в якій потрібно максимально реалізувати тягу для якнайскорішого досягнення заданої швидкості; II – зона в інтервалі $(V_m - \delta_2; V_m - \delta_1]$, в котрій максимальне пришвидшення вже не є обов'язковим і ЕРС може рухатись, в тому числі, в режимах вибігу та максимального ККД тяги; III – зона в інтервалі $(V_m - \delta_1; V_m]$, або зона виходу на вибіг.

Режим руху з максимально реалізуємою силою тяги використовується при початковому розгоні електропотяга, та, наприклад, при розгоні при підвищенні швидкісного обмеження. Перехід на такий режим руху виконуються з режиму стоянки, з будь якого режиму при переході складу на ділянку з більшою заданою швидкістю та з режимів вибігу та тяги з максимальним ККД у випадку, коли швидкість руху стає меншою за $V_m - \delta_2$, тобто у просторі швидкості ЕРС переміщується з зони II до зони I. Таким чином режим з максимальною силою тяги будемо завжди використовувати, коли $v < V_{per}$.

Для режиму максимальної тяги електромагнітний момент двигуна може бути визначений наступним чином:

$$M = \text{MIN}(M_{\max}(n, t^\circ), M'_k), \quad (4)$$

Де $M_{\max}(n, t^\circ)$ – максимальний момент при відповідній частоті обертання і температурі тягового двигуна, M'_k – критичний момент відповідний критичній силі тяги за обмеженням зчеплення контакту колесо-рейка.

Критичний момент, у свою чергу, можна визначити як:

$$M'_k = \frac{F'_k D}{2\mu\eta_{zp}}, \quad (5)$$

де μ – передавальне відношення редуктора ЕРС; D – діаметр середнізношеного бандажа колісної пари ЕРС для моторного вагона електропоїзда, що прийнято прирівнювати до 1,015; η_{zp} – ККД зубчастієї передачі для тягових приводів з редукторним приводом становить величину 0,98, а для безредукторного приводу дорівнює 1.

$$F'_k = 9,81 \psi m_l \cdot 1000, \quad (6)$$

де ψ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

$$\psi = 0,28 + \frac{3}{50 + 20v} - 0,0007v, \quad (7)$$

де v – швидкість руху.

Рух на вибігу використовується при швидкостях, близьких до заданої. Тобто, коли швидкість руху знаходиться в зоні III, іншими словами, коли виконується нерівність:

$$V_{vib} \leq v < V_m. \quad (8)$$

Режим руху з максимальною силою гальмування використовується при необхідності різкого зниження швидкості через обмеження швидкостного режиму руху згідно графіка руху.

Режим руху при роботі електроприводу з максимальним ККД в режимі тяги пропонується використовувати при швидкостях близьких до заданої та при великому опорі руху, як, наприклад, на затяжних підйомах. Режим використовується при

$$V_{per} \leq v < V_{vib}. \quad (8)$$

Для цього режиму визначимо момент як:

$$M = \text{MIN} \left(M(n_{\max}, t^\circ), M'_k \right), \quad (9)$$

де $M(n_{\max}, t^\circ)$ – момент на валу ЕМП при максимальному ККД при відповідній частоті обертання і температурі тягового двигуна, знайдений для відповідного типу ЕМП.

Режим руху при роботі електроприводу з максимальним ККД в режимі гальмування використовується зі швидкостями близькими до заданої та при великому негативному опорі руху, наприклад, на затяжних спусках.

Ці режими, разом зі стратегією їх зміни, узгоджуються з принципом Понтрягіна [1], згідно з яким, рух поїзда має здійснюватися з максимальною силою тяги для досягнення встановленої швидкості руху або на вибігу, після її досягнення.

Висновок. В роботі розглядається методика вибору режимів руху та стратегія керування для математичної моделі руху потягу. Виведені 5 режимів руху та умови їх зміни. Стратегія враховує потрібні обмеження по швидкості, прискоренню та розкладу руху. Стратегія дозволяє мінімізувати енергетичні витрати з урахуванням наведених обмежень на заданій ділянці шляху.

Список літератури: 1. *Понтрягин Л. С.* Математическая теория оптимальных процессов. [3-е издание] / *Л. С. Понтрягин* и др. – М. Наука, 1976. – 392с. 2. Створення тягового електроприводу моторвагонних поїздів на базі сучасних інформаційних технологій [Текст] : автореф. дис. д-ра техн. наук : 05.22.09 / *Носков Валентин Іванович*; Нац. техн. ун-т "Харк. політехн. ін-т". - Х., 2009. - 37 с. 3. Методи та моделі прогнозування ефективних параметрів керування тяговим електроприводом моторвагонного рухомого складу [Текст] : автореф. дис. д-ра техн. наук : 05.22.09 / *Блиндюк Василь Степанович* ; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. В. Лазаряна. - Дніпропетровськ, 2014. - 40 с. 4. *Носков Валентин Іванович, Дмитриєнко Валерій Дмитрієвич, Заполовський Николай Іосифович, Леонов Сергей Юрьевич.* Моделирование и оптимизация систем управления и контроля локомотивов. — Х. : ХФИ Транспорт Украины, 2003. — 248с. — (Библиотека по современной автоматике; Вып.12). — Библиогр.: с. 241-245. 5. *Мугиншейн Л. А.* Энергооптимальные методы управления движением поездов / *Л. А. Мугиншейн, А. У. Илютович, И. А. Ябко* – М.: Интекст, 2012. – 80с. 6. Основы локомотивной тяги. [Учебник для техникумов ж.-д. трансп.] / *С. И. Осипов, К. А. Миронов, В. И. Ревич.*: 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Транспорт, 1979. – 440 с. 7. *Гребенюк П. Т.* Правила тяговых расчетов поездной работы / *П. Т. Гребенюк* – М. : Транспорт. 1985. – 287 с. 8. *Черв'яков С. Ю., Любарський Б. Г.* Сили опору руху електрорухомого складу залізниць / *Б. Г. Любарський, С. Ю. Червяков, М. М. Калюжний* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ».–2012.– № 20. – С. 91-96 9. *Червяков С. Ю., Любарский Б. Г.* Определение эффективности тягового привода электропоездов / *В. И. Омеляненко, Б. Г. Любарский, С. Ю. Червяков* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2013. – № 32 – С. 67 – 75 10. *Гетьман Г. К.* Научные основы определения рационального мощностного ряда тяговых средств железнодорожного транспорта [Текст]: монография / *Г. К. Гетьман.* – Д.: Изд. Днепр. нац. ун-та ж/д трансп. им. акад. В. Лазаряна, 2008. – 444 с. 11. *Бессонов Л. А.* Теоретические основы электротехники. Электрические цепи. [9-е изд., исправленное и дополненное] / *Л. А. Бессонов* М.: Высшая школа, 1996 – 638 с. 12. *Любарский Б. Г.* Выбор типа тягового электромеханического преобразователя энергии для пригородного электропоезда / *Б. Г. Любарский,* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Х.: НТУ «ХПІ».– 2014. – № 36(1009)– С. 195–197

Bibliography (transliterated): 1. *L. S. Pontryagin* The mathematical theory of optimal processes . [3rd Edition]. *L. S. Pontryagin* , etc. - Moscow. Science , 1976. 2. Stvorenniya traction elektroprivodu railcar poїzdıv on bazi Suchasni informatsiynih How? [Text]: Author. dis. Dr. tech. Sciences: 05.22.09. *Sox Valentin Ivanovych*, 2009. 3. Metodi that modeli prognozuvannya efektivnosti parametriv keruvannya traction elektroprivodom railcar depot Ruh [Text]: Author. dis. Dr. tech. Sciences: 05.22.09. *Blindyuk Stepanovich* ; Dnipropetr . nat. Univ zalizn . transp . IM V. Lazaryana . - Dnepropetrovsk, 2014. 4. *Sox Valentin , Dmitrienko Valery, Zapolovsky Nicholas I., Sergey Leonov.* Modeling and optimization of management and control systems of locomotives. - Kharkiv: KhPhI Transport of Ukraine, 2003. 5. *Muginsheyn L. A.* Energooptimalnye methods of train control - Moscow. Intekst 2012. 6. Basics locomotive traction . [Textbook for technical railway transp .]. *S. I. Osipov, K. A. Mironov , V. I. Revich .* : 3rd ed . , Ext. and rev. - Moscow: Transport , 1979. 7. *Grebenuk P. T.* Terms of train traction calculations. *P. T. Grebenuk* - Moscow : Transport. 1985. 8. *Chervyakov S. Y., Lyubarsky B. G.* Sealy support Ruhu elektroruhomogo warehouse zaliznits. *B. G. Lyubarsky , S. Y. Worms , M. M. Kalyuzhna.* News Natsionalnogo tehnicnogo universitetu KhPI. -2012. - № 20. 9. *Tchervyakov S. Y., Lyubarskii B. G.* Determine the effectiveness of electric traction drive. *V. I. Omelyanenko , B. G. Lubarsky , S. Y. Worms.* News Natsionalnogo tehnicnogo universitetu " KhPI ." - 2013 . - № 32. 10. *Getman G. K.* Rational scientific basis for determining horsepower traction series of railway transport [Text] : monograph / *G. K. Getman.* - D.: Univ . Dnepr . nat. Univ w / d transp . im. Acad. V. Lazarian , 2008. 11. *Bessonov L.A.* Theory of Electrical Engineering . Electrical circuits . [9th ed . , Revised and enlarged] / *L. A. Bessonov* Moscow: Higher School , 1996. 12. *Lyubarskii B. G.* Selecting the type of electromechanical transducer traction energy for suburban EMUs. News Natsionalnogo tehnicnogo universitetu "KhPI" - Kharkiv.: NTU "KhPI " - 2014. . - № 36 (1009).

Надійшла (received) 15.05.2014

Д. И. ЯКУНИН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
А. О. КАРТАМЫШЕВ, студент НТУ «ХПИ»

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ УСТРОЙСТВА С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ЛИНЕЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ДЛЯ НАКЛОНА КУЗОВА СКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Рассмотрено моделирование работы системы наклона кузова на базе линейного двигателя для современного скоростного подвижного состава железных дорог. Показано, что данная технология способствует реализации скоростного движения на имеющейся сети железных дорог. Предложено применение линейного двигателя в качестве силового привода наклона кузова. Произведено моделирование работы системы наклона кузова. Предложена задача улучшения показателей работы системы путем изменения конструкции линейного двигателя с целью приближения формы его тяговой характеристики к форме нагрузочной характеристики механизма наклона кузова. Предложены и исследованы четыре типа конструкции линейных двигателей: базовая – с плоской законцовкой якоря, с сегментным якорем, с конической проставкой статора и с конической законцовкой якоря. Выявлено наибольшее соответствие нагрузочной характеристике механизма наклона кузова тяговой характеристики линейного двигателя с конической законцовкой якоря. Произведено моделирование работы системы наклона кузова средствами MATLAB Simulink, где в качестве привода использованы базовый линейный двигатель и двигатель с конической законцовкой якоря. Получены результаты моделирования, позволившие сделать заключение, что заданный угол достигается обоими двигателями, у двигателя с конической законцовкой якоря наблюдается меньшая частота импульсов напряжения в области, соответствующей углам наклона более 5° , что облегчает режим работы инвертора, питающего линейные двигатели. Такой двигатель при незначительном изменении конструкции показывает меньший уровень энергопотребления при работе в области углов наклона, близких к максимальному. Предложено исследовать варьирование параметров геометрии линейного двигателя на его основные показатели работы в составе механизма наклона кузова скоростного подвижного состава.

Ключевые слова: скоростное движение, подвижной состав, наклон кузова, линейный двигатель, моделирование, тяговая характеристика, статор, якорь, угол наклона.

Введение. Интеграция Украины в мировое сообщество цивилизованных государств требует внедрения скоростного подвижного состава [1]. Прокладка новых, высокоскоростных магистралей вряд ли возможна в имеющейся экономической ситуации. Внедрение технологии наклона кузовов в кривых позволит на имеющихся магистральных реализовать скоростное движение [2].

Анализ основных достижений и литературы. В качестве силового привода исполнительного механизма наклона кузова предлагается применение линейного двигателя (ЛД), свободного от недостатков применяемых приводов. Для обеспечения приемлемых показателей механизма, необходимо обеспечить наибольшее соответствие тяговой характеристики привода нагрузочной характеристике механизма

наклона[3].

Наибольшее распространение для наклона кузовов скоростных поездов получила схема с рычажным подвесом промежуточной балки к раме тележки. Её нагрузочная характеристика представляет собой практически линейную зависимость естественной возвращающей силы от угла наклона кузова. Такой нагрузочной характеристике механизма в наибольшей степени соответствует тяговая характеристика коаксиального электромагнитного двигателя постоянного тока с переменным воздушным зазором и полезной силой, действующей вдоль зазора [4].

Для исследования влияния показателей системы наклона на ее параметры, с помощью программы Simulink, являющейся приложением к пакету MATLAB, создана имитационная модель механизма наклона кузова [5]. Как подсистема, эта модель вошла в состав модели системы наклона кузова [6]. По результатам исследования модели показано влияние параметров устройств исполнительного механизма наклона с приводом от линейного двигателя на основные его характеристики[7].

Дальнейшее повышение показателей системы наклона кузова возможно путем введения в систему дополнительных элементов [8], либо ограничения угла наклона кузова [9].

Цель исследования, постановка задачи. Предлагается улучшить показатели работы системы путем изменения конструкции линейного двигателя, направленного на приближение формы тяговой характеристики к форме нагрузочной характеристики механизма наклона кузова[10].

Материалы исследований. Исследовано изменение конструкции как якоря, так и проставки статора. Рассмотрены четыре варианта конструкции линейного двигателя. В расчете принято значение МДС в обмотке 200000 А·в. Зазор между якорем и проставкой статора варьировался в диапазоне 0 – 100 мм с шагом 10 мм.

Исследована конструкция линейного двигателя, принятая за базовую. Ее геометрия приведена на рис. 1 а. Также рассмотрен линейный двигатель с сегментным якорем (рис. 1, б), с конической проставкой статора (рис. 1, в) и с конической законцовкой якоря (рис. 1, г).

Путем моделирования магнитного поля каждого из двигателей в FEMM [11] с последующим интегрированием, получены тяговые характеристики исследуемых конструкций, приведенные на рис. 5, где приведена также нагрузочная характеристика механизма наклона кузова. Очевидно, что ей наиболее соответствует тяговая характеристика 4 – линейного двигателя с конической законцовкой якоря.

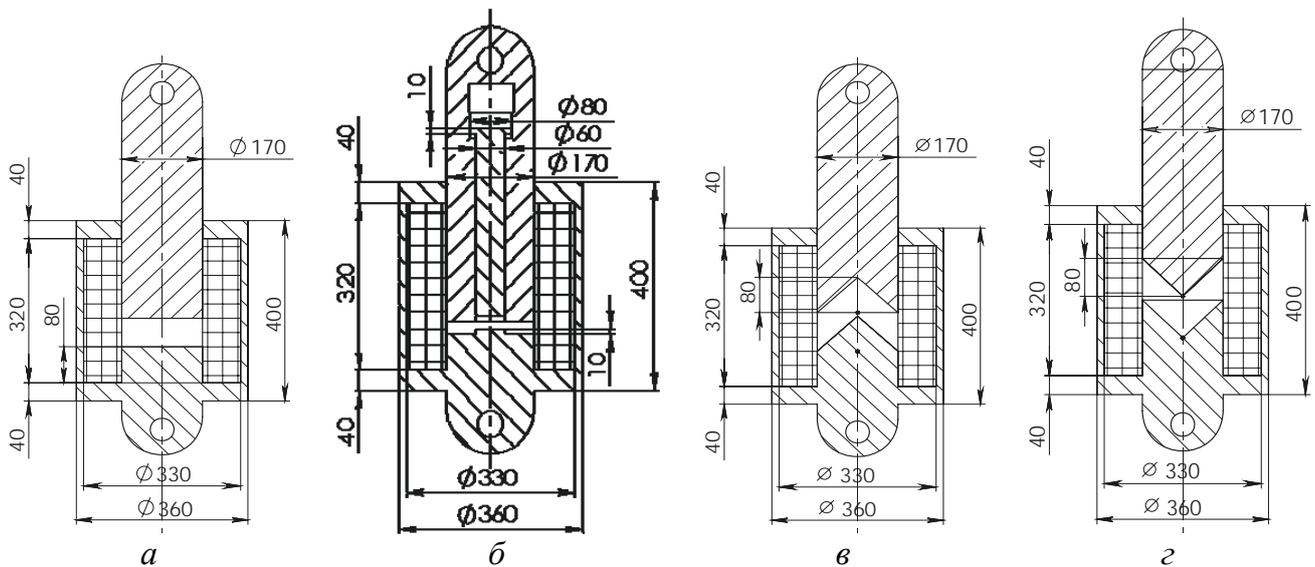


Рис. 1 – Варианты конструкции линейного двигателя:
a – базовая; *б* – с сегментным ярком; *в* – с конической проставкой статора;
г – с конической законцовкой ярка.

Результаты исследований. Изменение формы законцовки ярка и проставки наиболее влияние оказывает в области малых значений зазора N . Сегментный ярк не может быть применен в предлагаемом виде, поскольку его тяговая характеристика 2 имеет локальный минимум, лежащий ниже нагрузочной характеристики, то есть двигатель в данной области не способен выполнять свою функцию.

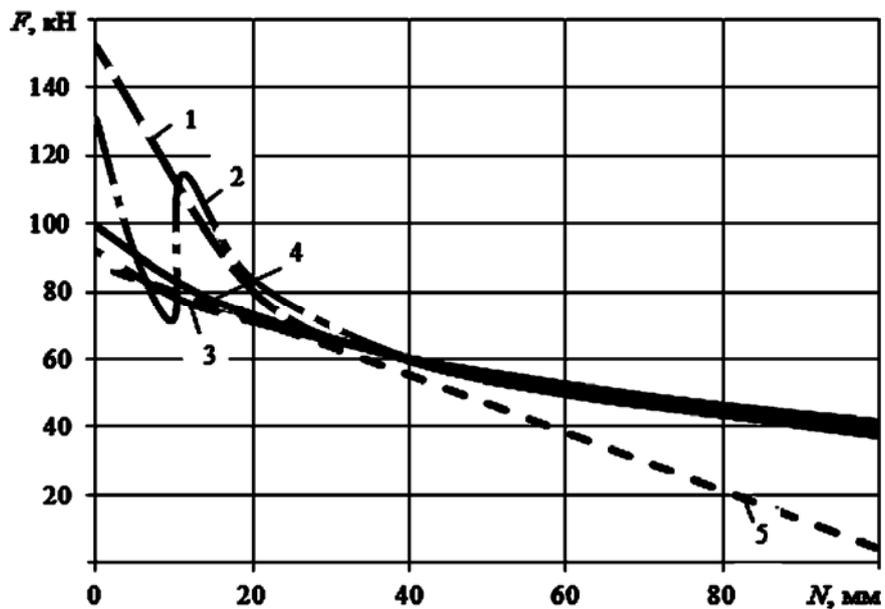


Рис. 2 – Результаты моделирования линейных двигателей:
 1...4 – тяговые характеристики линейных двигателей по рис. 1 *a*...*г* – соответственно; 5 – нагрузочная характеристика механизма наклона;
 F – сила; N – зазор между ярком и проставкой статора.

При аналогичном исполнении, двигатель с конической проставкой статора имеет несколько худшие тяговые показатели по сравнению с двигателем с конической законцовкой якоря (тяговые характеристики 3 и 4 – соответственно).

Произведено моделирование работы системы наклона кузовасредствами MATLAB Simulink [12], где в качестве привода использованы линейные двигатели, выполненные по рис. 1 *а* – базовый ЛД и *б* – принятый ЛД. Результаты моделирования приведены на рис. 3 – 5. Энергопотребление за период 6 сек. составило: для базового ЛД – 274 100 Дж., для принятого – 271 600 Дж.

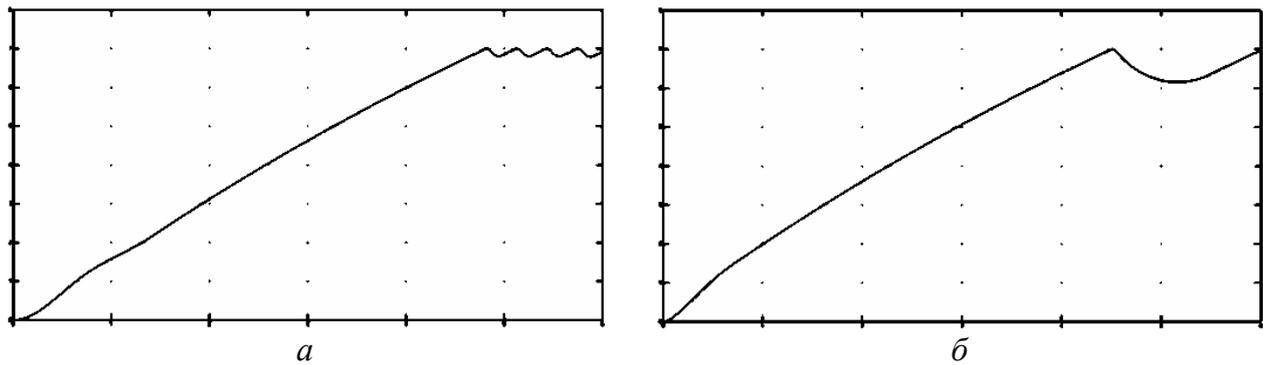


Рис. 3 – Процесс достижения заданного угла наклона (7°) во временной области: *а* – базовый ЛД, *б* – принятый ЛД.

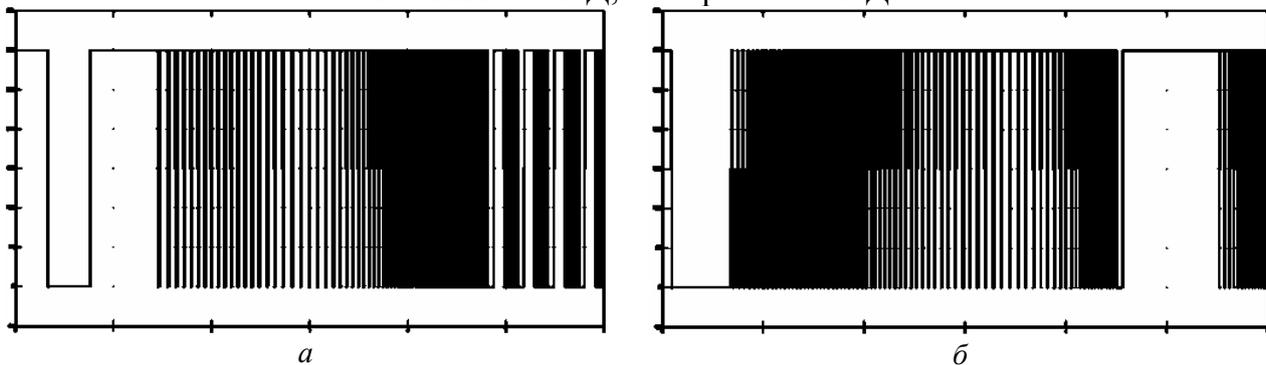


Рис. 4 – Процесс изменения напряжения на обмотке ЛД во временной области: *а* – базовый ЛД, *б* – принятый ЛД.

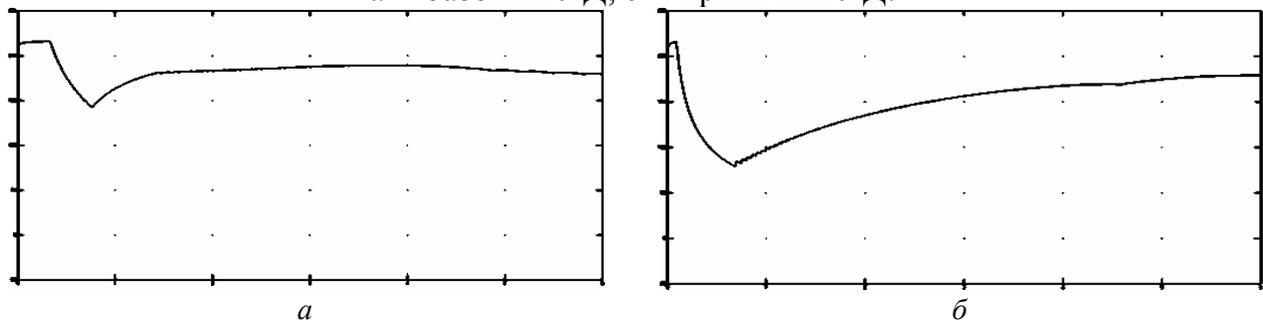


Рис. 5 – Процесс изменения среднего тока питания ЛД во временной области: *а* – базовый ЛД, *б* – принятый ЛД.

Из рисунков видно, что заданный угол достигается обоими двигателями за 4,5 сек. При этом у принятого двигателя наблюдается меньшая частота импульсов напряжения в области, соответствующей углам наклона более 5°. Это облегчает режим работы инвертора, питающего ЛД. Также очевидно меньшее значение среднего питающего тока, что обусловлено большим приближением тяговой характеристики принятого ЛД к нагрузочной характеристике механизма наклона кузова.

Следует, однако, отметить, что базовый ЛД надежнее удерживает заданный угол наклона, что обусловлено большим запасом силы этого двигателя в области максимальных углов наклона. Однако, предложенное ранее в работе [8] устройство удержания заданного угла наклона в виде управляемого демпфера, позволяет пренебречь этим фактом.

Выводы. Для облегчения режима работы прямоходового инвертора, рекомендуется выполнять линейный двигатель с конической формой законцовки якоря. Такой двигатель при незначительном изменении конструкции показывает меньший уровень энергопотребления при работе в области углов наклона, близких к максимальному.

В дальнейшем планируется исследовать влияние параметров геометрии ЛД на его основные показатели работы в составе механизма наклона кузова скоростного подвижного состава.

Список литературы: 1. Корниенко В. В. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт / В. В. Корниенко, В. И. Омеляненко // – Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. Омеляненко В. И. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения / В. И. Омеляненко, Г. В. Кривякин, Д. И. Якунин, Е. С. Редченко // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2008. – №5 С. 12-17. 3. Омеляненко В. И. Привод наклона кузовов на базе линейного двигателя / В. И. Омеляненко, Д. И. Якунин, Е. С. Редченко // Залізничний транспорт України. – Київ: Транспорт України, 2010. – № 6. – С. 23-25. 4. Якунин Д. И. Нагрузочная характеристика механизма наклона кузова / Д. И. Якунин // Вестник Национального технического университета „Харьковский политехнический институт”. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2009.– № 47.– С. 72-75. 5. Якунин Д. И. Имитационное моделирование нагрузочной характеристики механизма наклона кузовов / Д. И. Якунин // Восточно-европ. журнал передовых технологий.– 2009.– № 6/6(42).– С.14 – 17. 6. Омеляненко В. И. Моделирование механизма наклона кузова с приводом на базе линейного электродвигателя / В. И. Омеляненко, Б. Г. Любарский, Д. И. Якунин // Залізничний транспорт України. – Київ: Транспорт України, 2011. – № 2. – С. 48-52. 7. Омеляненко В. И. Влияние параметров исполнительного механизма на показатели работы линейного двигателя в системе привода наклона вагонов скоростных поездов / В. И. Омеляненко, Б. Г. Любарський, Д. І. Якунін // Електротехніка і електромеханіка.– Харків: НТУ «ХПІ», 2011.– №4.– С.47-52. 8. Якунин Д. И. Развитие имитационного моделирования электромеханической системы привода наклона кузовов / Д. И. Якунин, Б. Х. Ерищян, Д. Ю. Шаповалов // Вестник Национального технического университета „Харьковский политехнический институт”. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2012.– № 20.– С. 98-103. 9. Якунин Д. И. Предпосылки для моделирования движения по рельсовому пути экипажа, оборудованного устройствами для наклона кузова / Д. И. Якунин, Е. Ю. Зверев, А. Н. Срибник // Вестник Национального технического университета „Харьковский политехнический институт”. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2013.– № 32.– С. 76-80. 10. Якунін Д.

І. Електромеханічна система привода з лінійним двигуном для нахилу кузовів швидкісного рухомого складу: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.09 / Д. І. Якунін ; Нац. техн. ун-т "Харк. політехн. ін-т". — Х., 2010. — 21 с. — укр. **11.** <http://www.femm.info/wiki/HomePage> **12.** *Ануфриев И., Смирнов А., Смирнова Е.* MATLAB 7. Наиболее полное руководство / Санкт-Петербург: "БХВ-Петербург", 2005.— 1082 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *Kornienko V. V.* The high-speed electric transport. World experience. *V. V. Kornienko, V. I. Omelyanenko.* Kharkiv, NTU «KhPI», 2007. **2.** *Omelyanenko V. I.* Trains with tiltable baskets for speed passenger motion. *V. I. Omelyanenko, G. V. Kriviakin, D. I. Iakunin, E. S. Redchenko.* Lokomotiv. — Kharkiv: Technostandart. — 2008. — №5. **3.** *Omelyanenko V. I.* Drive of inclination of baskets on the base of linear engine. *V. I. Omelyanenko, D. I. Iakunin, E. S. Redchenko.* Railway transport of Ukraine. — Kyiv: Transport of Ukraine, 2010. — № 6. **4.** *Iakunin D. I.* Loading description of mechanism of inclination of basket. *D. I. Iakunin.* Bulletin of NTU «KhPI». Series: Transport machine building. - Kharkiv: NTU «KhPI», 2009.— № 47. **5.** *Iakunin D. I.* Imitation design of loading description of mechanism of inclination of baskets. *D. I. Iakunin.* East - European magazine of front - rank technologies. — 2009.— № 6/6(42). **6.** *Omelyanenko V. I.* Design of mechanism of inclination of basket with a drive on the base of linear electric motor. *V. I. Omelyanenko, B. G. Lubarsky, D. I. Iakunin.* Railway transport of Ukraine. — Kyiv: Transport of Ukraine, 2011. — № 2. **7.** *Omelyanenko V. I.* Influence of parameters of executive mechanism on the indexes of work of linear engine in the system of drive of inclination of carriages of high-speed trains. *V. I. Omelyanenko, B. G. Lubarsky, D. I. Iakunin.* Electrical engineering and electrical mechanika. — Kharkiv: NTU «KhPI», 2011.— №4. **8.** *Iakunin D. I.* Development of imitation design of the electromechanics system of drive of inclination of baskets. *D. I. Iakunin, B. H. Yeritsian, D. Iu. Shapovalov.* Bulletin of NTU «KhPI». Series: Transport machine building. - Kharkiv: NTU «KhPI», 2012.— № 20. **9.** *Iakunin D. I.* Pre-conditions for the design of motion on the claotype way of the crew equipped by devices for inclination of basket. *D. I. Iakunin, E. Iu. Zverev, A. N. Sribnik.* Bulletin of NTU «KhPI». Series: Transport machine building. - Kharkiv: NTU «KhPI», 2013.—№ 32. **10.** *Iakunin D. I.* Electromechanics system of drive with a linear engine for inclination of baskets of speed rolling stock: autoref. dis. ... cand.tech. science: 05.22.09. *D. I. Iakunin;* NTU «KhPI». — Kharkiv., 2010. **11.** <http://www.femm.info/wiki/HomePage>. **12.** *Anufriev I., Smirnov A., Smirnova E.* MATLAB 7. Moatfullguide/ SPb: "BHV-Petersburg", 2005.

Поступила (received) 01.04.2014

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

УДК 629.114.2.001

Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;

Н. Г. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;

ЗЫОНГ ШИ ХИЕП, аспирант НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА НЕОБХОДИМОЙ МОЩНОСТИ ДВУХПОТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

В работе на примере шасси транспортера-тягача МТ-ЛБ по классическим методикам проведены расчеты мощности, которая в рамках существующей двухпоточной главной передачи необходима для замены механических ветвей механизмов поворота на электропривод. Независимо от того, гидравлический или электромеханический тип механизмов поворота предполагается устанавливать в процессе модернизации, для любой гусеничной машины в зависимости от условий ее эксплуатации необходимо рассчитывать мощность приводов механизмов поворота для того, чтобы обеспечить не только бесступенчатое изменение радиусов поворота, а и максимальную динамичность поворота на любых грунтах. Кроме того предложенное техническое решение в перспективе позволит использовать отдельный электропривод механизмов поворота для кратковременного увеличения мощности в режимах прямолинейного движения за счет мощности, накопленной в аккумуляторных батареях, что существенно повысит характеристики подвижности машины.

Ключевые слова: гусеничная машина, механизм поворота, гибридный привод, двухпоточная трансмиссия, устойчивость движения, поворот гусеничных машин, занос, сопротивление повороту, полнос поворота, радиус поворота.

Вступление. Потребность в гибридных трансмиссиях для транспортных средств в последнее время приобрела большое значение из-за экономических и экологических проблем.

Возможность значительного сокращения расхода топлива и выделения токсичных газов при работе двигателя достигается только при применении гибридной трансмиссии, в которой избыточная энергия во время работы ДВС и генератора тока при езде накатом накапливается в АКБ и используется во время ускорения либо при резком возрастании сопротивления движению по каким-либо причинам. Такие решения использованы во многих уже серийно выпускаемых автомобилях, среди прочих Toyota Prius и Honda Civic, а также в автомобилях большой тройки США: Ford, GM и Chrysler.

Считается, что гибридные трансмиссии являются переходным этапом к электротрансмиссиям с использованием топливных элементов. Фирмы Honda и Ford уже сейчас ведут работы по их использованию в транспортных средствах.

Анализ основных достижений и литературы.

Международная Организация Электромехаников дала определение транспортному средству с гибридной трансмиссией как машине, в которой энергия, поступающая к движителю, исходит из двух либо более источников энергии – накопителей (аккумуляторов) или преобразователей энергии, при этом, по меньшей мере, один накопитель или преобразователь должен быть установлен на транспортном средстве.

Преимущества гибридных трансмиссий следующие [1]:

- значительно меньшее потребление топлива (до 30%);
- двухпоточная передача (электродвигатели и аккумуляторы, либо ДВС);
- меньшие шумность и теплоотдача;
- меньшее выделение выхлопных газов, в том числе их токсичных составляющих;
- компактное размещение агрегатов трансмиссии в машине, что позволяет значительно уменьшить её габариты;
- возможность дополнения арсенала вооружения электрическими и электромагнитными средствами поражения, а также иными видами вооружения, которые приводились бы в действие с помощью электроэнергии от аккумуляторов или другого электрооборудования машины.

Работы над применением гибридных трансмиссий ведутся уже длительное время [4-11]. Во время 1-й Мировой Войны во Франции было произведено около 400 танков с подобными трансмиссиями, масса которых достигала 23 т и вооруженных 75 мм пушками. Они были оснащены двигателями Panhard мощностью 90 л.с.

Во время 2-й Мировой Войны, в 1942 году, под руководством профессора Порше было произведено 90 образцов танка «Тигр» весом 57 т каждый, которые были оснащены гибридной трансмиссией и двумя ДВС Maybach HL120 мощностью 300 л.с. каждый. На танках были установлены 88 мм пушки.

Гибридная трансмиссия также была установлена на американском танке. В 1940 году был произведен прототип американского танка М-26 с гибридной трансмиссией, состоящей из одного V-образного восьмицилиндрового ДВС с генератором тока и двумя электродвигателями, установленными по бортам.

Однако у нас в стране разработка и применение гибридных трансмиссий для нужд армии происходит очень медленно, в то время как в других странах такие трансмиссии нашли практическое применение.

Программы, касающиеся гибридных трансмиссий, получили широкое развитие в некоторых странах НАТО, прежде всего в США, Великобритании, Германии и Франции, а также в Канаде и ЮАР. Некоторые работы проводятся в Бельгии и Голландии, а также в других странах Европы.

Цель исследования и постановка задачи.

Целью данной работы является определение необходимой мощности отдельного электропривода для двухпоточной трансмиссии тягачей типа МТ-ЛБ, который бы позволил в режиме модернизации существенно улучшить показатели подвижности и управляемости этих машин в наиболее часто встречающихся условиях движения.

Материалы исследований.

Рассмотрим равномерный поворот машины массой m со сравнительно большой и постоянной скоростью v_C на горизонтальном участке местности (рис. 1). Считая, что продольная составляющая F_X центробежной силы F_C не изменяет эпюру нормальных нагрузок на гусеницы и не вызывает изменения момента сопротивления повороту, а учитывая только действие поперечной силы F_Y , можно вычислить смещение χ полюсов поворота O_1 , O_2 и нормальные реакции грунта N_1 и N_2 .

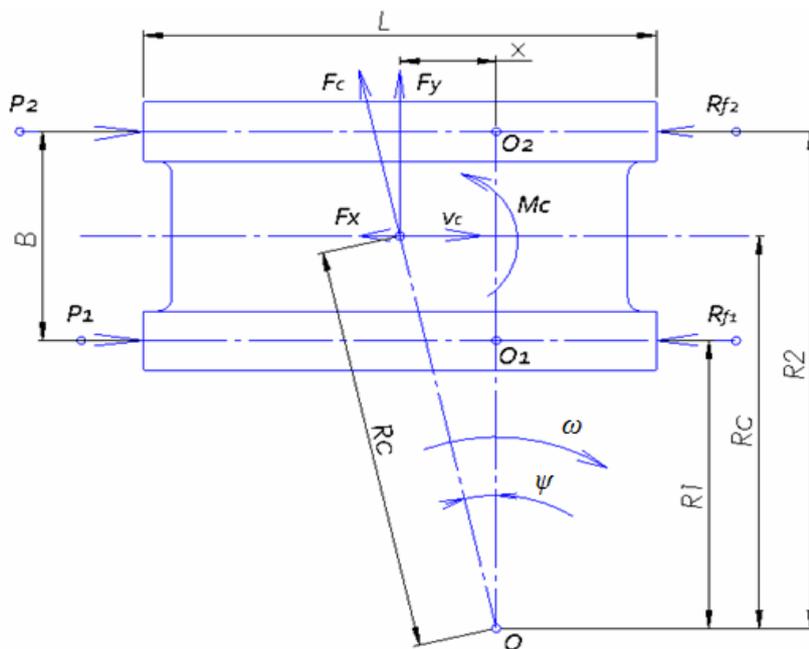


Рис. 1 – Влияние центробежной силы на поворот

Так как центробежная сила

$$F_C = m\omega^2 R_C = \frac{G}{g} \left(\frac{v_C}{R_2 - \frac{B}{2}} \right)^2 R_C,$$

то ее поперечная составляющая будет

$$F_Y = F_C \cos \psi = F_C \frac{R_2 - \frac{B}{2}}{R_C} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_C^2}{R_2 - \frac{B}{2}},$$

где G – сила тяжести машины;

ω – угловая скорость поворота машины;

R_C – радиус поворота по центру тяжести машины;

R_1 – радиус поворота по оси отстающей гусеницы;

R_2 – радиус поворота по оси забегающей гусеницы;

B – ширина машины по осям гусениц (колея машины);

ψ – центральный угол смещения полюсов поворота.

Поперечная сила F_Y вызывает смещение полюсов поворота на величину χ , так как она должна уравновеситься поперечными силами, действующими на нижние ветви гусениц в плоскости опорной поверхности

$$F_Y = 2\chi\mu \frac{G}{L},$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту;

L – длина опорной поверхности гусениц.

Откуда продольное смещение полюсов поворота составит

$$\chi = \frac{F_Y L}{2\mu G}.$$

Продольная составляющая центробежной силы будет

$$F_X = F_Y \operatorname{tg} \psi = F_Y \frac{\chi}{R_2 - \frac{B}{2}} = \frac{F_Y^2 L}{2\mu G \left(R_2 - \frac{B}{2} \right)}.$$

Если через S_1 и S_2 обозначить поперечные реакции грунта, приходящиеся на единицу длины опорной поверхности соответствующей гусеницы, то

$$S_1 = \mu \frac{N_1}{L}; \quad S_2 = \mu \frac{N_2}{L}.$$

Сумма поперечных реакций, приходящаяся на единицу длины гусениц, составит

$$S_1 + S_2 = \frac{\mu}{L}(N_1 + N_2),$$

где $N_1 + N_2 = G$.

Момент сопротивления повороту M_C определяется следующим выражением:

$$M_C = \int_0^{\frac{L}{2}+\chi} (S_1 + S_2)\chi dx + \int_0^{\frac{L}{2}-\chi} (S_1 + S_2)\chi dx = \mu \frac{G}{L} \left(\frac{L^2}{4} + \chi^2 \right) = \mu \frac{GL}{4} \left[1 + \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right].$$

Из уравнений моментов относительно полюсов поворота $\Sigma M_{O_1} = 0$ и $\Sigma M_{O_2} = 0$ получим силы тяги и торможения соответственно на забегающей и отстающей гусеницах:

$$P_2 = R_2 + \frac{M_C}{B} - \frac{F_Y \chi}{B} + \frac{F_X}{2}, \quad P_1 = R_1 - \frac{M_C}{B} + \frac{F_Y \chi}{B} + \frac{F_X}{2}.$$

Соответственно при коэффициенте сопротивления движению f силы сопротивления движению будут $R_{f_2} = fN_2$ и $R_{f_1} = fN_1$.

Если вычислить распределение нагрузок между гусеницами (рис. 2)

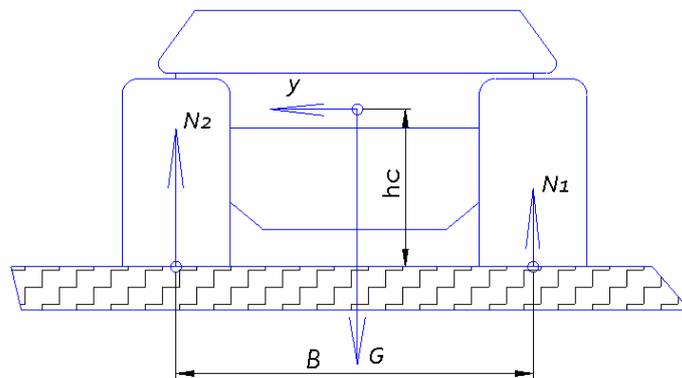


Рис. 2 – Распределение нагрузок по гусеницам под действием F_C

$$N_2 = \frac{G}{2} + F_Y \frac{h_C}{B} \quad \text{и} \quad N_1 = \frac{G}{2} - F_Y \frac{h_C}{B},$$

то окончательно имеем

$$R_2 = f\left(\frac{G}{2} + F_Y \frac{h_C}{B}\right) \text{ и } R_1 = f\left(\frac{G}{2} - F_Y \frac{h_C}{B}\right),$$

где h_C – высота расположения центра тяжести.

Если учесть, что $F_Y = 2\chi\mu \frac{G}{L}$, то выражения для сил тяги будут

$$P_2 = f\left(\frac{G}{2} + F_Y \frac{h_C}{B}\right) + \mu \frac{GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2\right] + \frac{F_X}{2};$$

$$P_1 = f\left(\frac{G}{2} - F_Y \frac{h_C}{B}\right) - \mu \frac{GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2\right] + \frac{F_X}{2}$$

с повышением скорости движения составляющие F_X и F_Y увеличиваются, а силы тяги уменьшаются, т.е. поворот гусеничной машины облегчается. Одновременно возрастает смещение полюсов поворота. Когда оно достигает величины $\chi = \frac{L}{2}$ происходит “занос” гусеничной машины и траектория

машины искажается. Для этого случая можно записать, что $F_Y = 2\chi\mu_{\max} \frac{G}{L}$.

Подставив значение поперечной составляющей, а также соответствующую величину смещения, получим

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v_C^2}{R_2 - \frac{B}{2}} = 2 \frac{L}{2} \mu_{\max} \frac{G}{L}.$$

Отсюда можно выразить предельные значения скорости гусеничной машины:

по условию полного заноса

$$v_C \geq \sqrt{\mu_{\max} g \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)};$$

по условию частичного заноса

$$\sqrt{\mu g \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)} \leq v_C < \sqrt{\mu_{\max} g \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)};$$

по условию без заноса

$$v_C < \sqrt{\mu g \left(R_2 - \frac{B}{2} \right)}.$$

$$\text{Здесь } \mu = \frac{\mu_{\max}}{a + \frac{(1-a)R_2}{B}}, a=0,85.$$

Полученные результаты для различных коэффициентов сопротивления повороту μ_{\max} приведены на графиках, представленных на рис. 3-5.

Для определения затрат мощности зададимся следующими исходными данными: $m=10000$ кг; $B=2,5$ м; $L=3,7$ м; $h_C=1,1$ м; $f=0,08$; $\mu_{\max}=0,8$. Скорости и радиусы поворота, обеспечиваемы штатной трансмиссией тягача МТ-ЛБ в режиме максимальной мощности, приведены в таблице.

На первой передаче при медленном повороте относительный радиус поворота $\rho = 2R_2 / B = 2$ и можно определить силовой фактор поворота по следующей формуле:

$$q_g = \frac{\mu L}{2fB} = \frac{0,8 \cdot 3,7}{2 \cdot 0,08 \cdot 2,5} = 7,4.$$

Скорость центра тяжести машины в повороте:

$$v_C = \frac{v_2 + v_1}{2} = \frac{1,11 + 0}{2} = 0,55 \text{ м/с.}$$

Центробежная сила:

$$F_Y = m \frac{v_C^2}{R_2 - B/2} = 10000 \frac{0,55^2}{2,5 - 1,25} = 2420 \text{ Н.}$$

Текущее значение μ :

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0,85 + \frac{(1-0,85)R_2}{B}} = \frac{0,8}{0,85 + \frac{(1-0,85)2,5}{2,5}} = 0,8.$$

Смещение полюсов:

$$\chi = \frac{F_Y L}{2\mu mg} = \frac{2420 \cdot 3,7}{2 \cdot 0,8 \cdot 10000 \cdot 9,81} = 0,057 \text{ м.}$$

Продольная составляющая силы инерции:

$$F_X = F_Y \frac{\chi}{R_2 - B/2} = 2420 \frac{0,057}{2,5 - 1,25} = 110,4 \text{ Н.}$$

Потребные силы тяги по забегающему и отстающему бортам:

$$P_2 = f \left(\frac{mg}{2} + F_Y \frac{h_C}{B} \right) + \mu \frac{mgL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] + \frac{F_X}{2} = 4009 + 29010 + 55 = 33074 \text{ Н.}$$

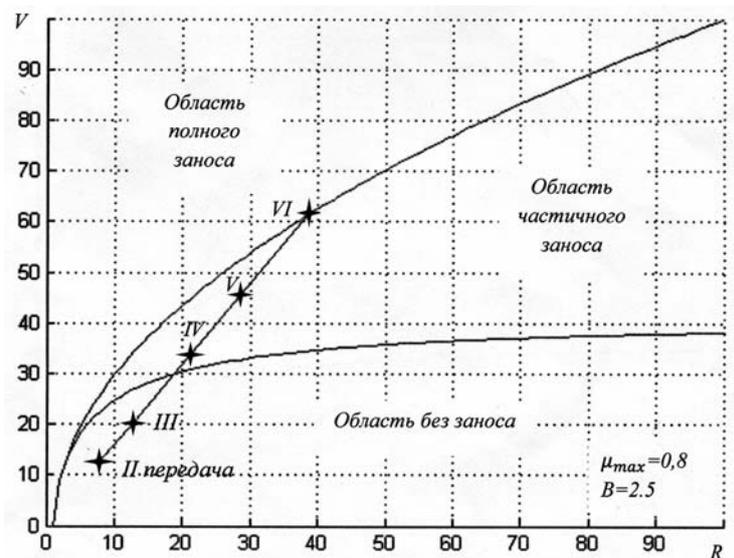


Рис. 3 – Зависимость скорости от радиуса поворота при $\mu_{\max} = 0,8$

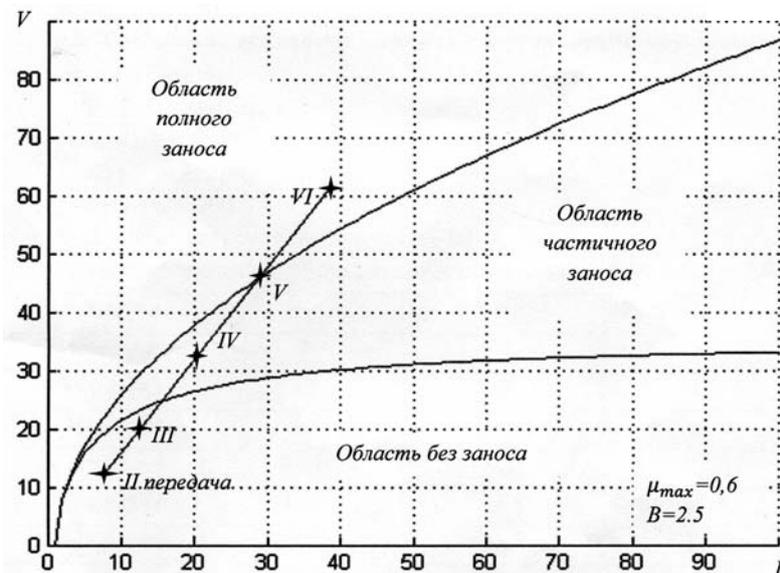


Рис. 4 – Зависимость скорости от радиуса поворота при $\mu_{\max} = 0,6$

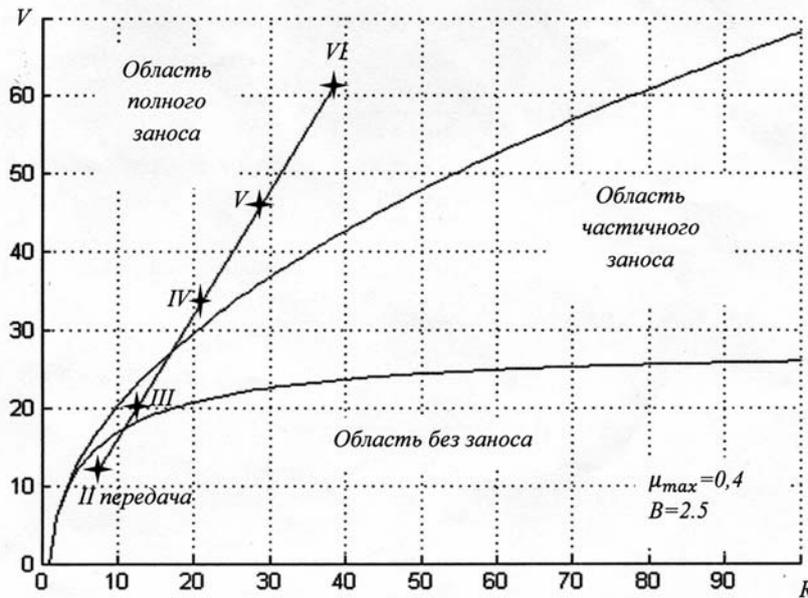


Рис. 5 – Зависимость скорости от радиуса поворота при $\mu_{\max}=0,4$

Таблица – расчетные параметры МТ-ЛБ в повороте (часть 1)

№ передачи	v_2 , м/с	v_1 , м/с	R_2 , м	v_C , м/с	F_Y , Н	F_X , Н	χ , м	μ
I	1,11	0	2,50	0,56	2464	115	0,058	0,800
II	3,33	2,22	7,50	2,78	12321	744	0,378	0,615
III	5,75	4,64	12,95	5,20	23066	1744	0,885	0,492
IV	9,47	8,36	21,33	8,92	39583	3917	1,987	0,376
V	13	11,89	29,28	12,45	55256	6694	3,395	0,307
VI	17,08	15,97	38,47	16,53	73371	10768	5,462	0,253
R	2,86	1,75	6,44	2,31	10234	588	0,298	0,647

Таблица – расчетные параметры МТ-ЛБ в повороте (часть 2)

№ передачи	P_2 , Н	P_1 , Н	N_2 , кВт	N_1 , кВт	$N_{\text{пов}}$, кВт	$N_{\text{пр}}$, кВт	ΔN , кВт
I	32990	-25028	36,62	0,00	36,62	8,71	27,91
II	25702	-17110	85,59	-37,98	47,60	26,13	21,47
III	18562	-8970	106,73	-41,62	65,11	45,13	19,98
R	27091	-18655	77,48	-32,65	44,83	22,45	22,39

$$P_1 = f\left(\frac{mg}{2} - F_Y \frac{h_C}{B}\right) - \mu \frac{mgL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2\right] + \frac{F_X}{2} = 3839 - 29010 + 55 = -25116 \text{ Н.}$$

Требуемая мощность до входа поворот:

$$N_{\text{пр}} = mgfv_C = 10000 \cdot 9,81 \cdot 0,08 \cdot 1,11 = 8711 \text{ Вт.}$$

Мощность внешних сопротивлений при повороте:

$$N_{\text{пов}} = P_1 v_1 + P_2 v_2 = -25028 \cdot 0 + 32990 \cdot 1,11 = 36620 \text{ Вт.}$$

Дополнительная мощность, которую необходимо подвести через механизмы поворота без учета потерь при рекуперации:

$$\Delta N = N_{\text{пов}} - N_{\text{пр}} = 36,62 - 8,71 = 27,91 \text{ кВт.}$$

Для остальных передач результаты расчетов приведены в таблице.

Выводы.

Из полученных результатов следует, что

1) При переходе на электромеханические механизмы поворота целесообразно применить вариант двухпоточной трансмиссии с солнечными шестернями суммирующих планетарных рядов, остановленными при прямолинейном движении. Это позволит не использовать электропривод при прямолинейном движении без необходимости дополнительной мощности.

2) Величину затрат мощности на поворот целесообразно рассчитывать не по существующим радиусам поворота, а по оптимальным, находящимся на границе зоны поворота без заноса и с частичным заносом на самом тяжелом грунте с $\mu_{\text{max}} = 0,8$. Это связано с жесткой схемой существующего механизма, приводящей к выходу не только в зону частичного, но и полного заноса машины даже на грунтах с хорошим сцеплением в случае использования фиксированных радиусов поворота и полной мощности двигателя.

Список литературы: 1. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: Учебное пособие. / С. В. Бахмутов, А. Л. Карунин, А. В. Круташов и др. // – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 71 с. 2. Балдин В. А. Теория и конструкция танков. – М.: Изд. АБТВ, 1972. – 782 с. 3. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 4. Электрические трансмиссии для современных боевых машин / Рон Хэр, Алан Лосе, представители группы "Деренс Системз" фирмы FMC. http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. 5. Миллер М. Л. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC / Technion – Israel. Institute of Technology, Haifa, Israel. Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. http://btvt.narod.ru/4/electric_mech_trans.htm. 6. Конструкторы «ВПК» создали шасси «Крымск» с гибридной энергоустановкой для перспективного бронетранспортера. http://rosinform.ru/2013/07/17/konstruktory-vpk-sozdali-shassi-krymsk-s-gibridnoy-energoustanovkoj-dlya-perspektivnogo-bronetransportera_01/. 7. Чернышев В. Л. Проект «ЭТА». Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка «Молот» изд. 477. <http://btvt.narod.ru/raznoe/eta.htm>. 8. Огоркевич Р. М. ELECTRIC TRANSMISSION PROGRESS IN GERMANY. // INTERNATIONAL DEFENSE REVIEW, – 1992. – No2, – p. 153-154.

http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. **9.** Раймонд Селемонт. Электрические трансмиссии для бронированных машин. // Armor, 1938, Jan./Feb., p. 34-39. http://btvt.narod.ru/1/el_transm.htm. **10.** Петер Эрхарм. Elektrische Kraftübertragung-Technologie und praktische Anwendung // Soldat und Technik, –Mai, 2003, –S. 22-27. http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. **11.** Jerzy Walentynowicz. Гибридный и электро-энергетический привод боевых машин. // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1 2011 p.471-478.

Bibliography (transliterated): **1.** Konstruktivnye shemy avtomobilej s gibridnymi silovymi ustanovkami: Uchebnoe posobie. S. V. Bahmutov, A. L. Karunin, A. V. Krutashov i dr. – Moscow: MGTU «MAMI», 2007. **2.** Baldin V. A. Teorija i konstrukcija tankov. – Moscow: Izd. ABTV, 1972. **3.** Zabavnikov N. A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin. – Moscow: Mashinostroenie, 1975. **4.** Jelektricheskie transmissii dlja sovremennyh boevyh mashin. Ron Hjer, Alan Lose, predstaviteli grupy "Derens Sistemz" firmy FMS. http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. **5.** Miller M. L. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC. Technion – Israel. Institute of Technology, Haifa, Israel. Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. http://btvt.narod.ru/4/electric_mech_trans.htm. **6.** Konstruktory «VPK» sozdali shassi «Krymsk» s gibridnoj jenergoustanovkoj dlja perspektivnogo bronetransportera. http://rosinform.ru/2013/07/17/konstruktory-vpk-sozdali-shassi-krymsk-s-gibridnoj-energoustanovkoj-dlya-perspektivnogo-bronetransportera_01/. **7.** Chernyshev V. L. Proekt «JeTA». Jelektromehaničeskaja transmissija perspektivnogo sovetskogo tanka «Molot» izd. <http://btvt.narod.ru/raznoe/eta.htm>. **8.** Ogorkevich R. M. ELECTRIC TRANSMISSION PROGRESS IN GERMANY. INTERNATIONAL DEFENSE REVIEW, – 1992. – No2. http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. **9.** Rajmond Selemont. Jelektricheskie transmissii dlja bronirovannyh mashin. // Armor, 1938, Jan./Feb., p. 34-39. http://btvt.narod.ru/1/el_transm.htm. **10.** Peter Jerhart. Elektrische Kraftübertragung-Technologie und praktische Anwendung. Soldat und Technik, –Mai, 2003. http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. **11.** Jerzy Walentynowicz. Gibridnyj i jelektro-jenergetičeskij privod boevyh mashin. // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1 2011.

Поступила (received) 15.05.2014

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 539.3

А. А. АТРОШЕНКО, аспірант НТУ «ХПІ»

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ НЕЛИНЕЙНОСТИ НА РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОБ ИЗГИБЕ ПОЛОСЫ

На конкретном примере в статье предлагается провести сравнение решения задачи об изгибе полосы с учетом геометрической нелинейности, решаемой методом конечных разностей (МКР) и методом конечных элементов (МКЭ), реализуемым в системе ANSYS. Размеры исследуемой полосы приближены к размерам полосы, выделенной из панели металлического зернохранилища. Проектирование таких конструкций как силосные установки (цилиндрические емкости для хранения зернопродуктов) должно, в первую очередь, базироваться на современных методах расчета, позволяющих учитывать все существенные факторы. Данные установки имеют ряд преимуществ: легкость и быстрота сборки, экономичность, легко обслуживаемые в работе и т.д. В связи с этим необходимо рассчитывать их напряженно-деформированное состояние (НДС) под действием внутреннего давления столба зерновой массы. Это влечет за собой использование той или иной расчетной модели элементов металлоконструкции исследуемого силоса.

Ключевые слова: силос, полоса, машиностроительная конструкция, нагрузка, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, метод конечных разностей, численные методы, геометрическая нелинейность, погрешность.

Введение. Современное машиностроение разрабатывает все более сложные конструкции, обеспечение прочности и надежности которых при их высокой экономичности имеет важное значение. Проектирование таких конструкций как силосные установки (цилиндрические емкости для хранения зернопродуктов) должно, в первую очередь, базироваться на современных методах расчета, позволяющих учитывать все существенные факторы. Данные установки имеют ряд преимуществ: легкость и быстрота сборки, экономичность, легко обслуживаемые в работе и т.д. Вопросы напряженно-деформированного состояния, вызываемого влиянием геометрической нелинейности, имеют большое значение для обеспечения прочности и эффективного обоснования параметров, обеспечивающих функционирование силосных установок.

В связи с этим необходимо рассчитывать их напряженно-деформированное состояние (НДС) под действием внутреннего давления столба зерновой массы. Это влечет за собой использование той или иной расчетной модели элементов металлоконструкции исследуемого силоса [1-3, 7-13].

В качестве конкретного примера в статье предложено провести сравнение решения задачи об изгибе полосы с учетом геометрической

нелинейности, решаемой методом конечных разностей (МКР) и методом конечных элементов (МКЭ), реализуемым в системе ANSYS [4, 6, 12, 13].

Цель данной работы заключается в проведении сравнения решений исследуемой задачи об изгибе полосы с учетом геометрической нелинейности, полученные при помощи МКР и МКЭ. Ставится также задача провести анализ полученных результатов, определить погрешность результатов, получаемых с использованием предлагаемой методики решения.

Постановка задачи. Данную задачу предлагается решить на базе конкретного примера. Рассматривается полоса геометрические параметры сечения которой равны: длина $l = 1$ м, ширина $A = 0,012$ м, толщина $B = 0,003$ м. В дальнейшем будем представлять полосу в виде стержня со следующими параметрами: площадь поперечного сечения стержня $S = 3,6e-5$ м², модуль упругости материала $E = 2,1e-11$ Н/м², момент инерции $I = 2,7e-11$ м². Данные размеры приближены к размерам полосы, выделенной из панели металлического зернохранилища. Распределенная погонная нагрузка, действующая на поверхность стержня, равняется $q = 150$ Н/м. Схема исследуемой конструкции показана на рисунке 1.

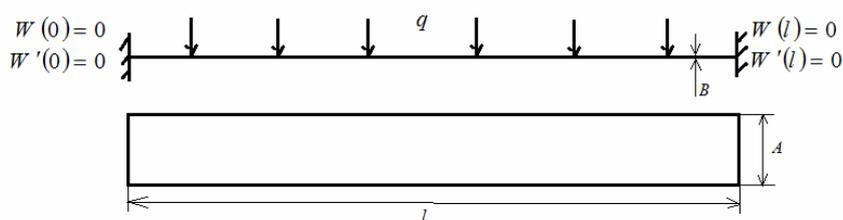


Рис. 1 – Схема исследуемой конструкции

Достоинство конечно-разностного метода заключается в том, что он сводит решение краевой задачи для дифференциального уравнения к решению системы

алгебраических уравнений относительно значений искомой функции на заданном множестве точек [2, 3, 6].

Материалы исследования. Поскольку в рассматриваемом случае предполагаются умеренные прогибы полосы, нагруженных поперечной нагрузкой, то в первом приближении для оценки напряженно-деформированного состояния можно применить геометрически нелинейные соотношения для связанного изгиба и растяжения стержней [4]. При этом для вычисления деформаций ε_x при изгибе используется соотношения:

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx} - z \frac{d^2 w}{dx^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dx} \right)^2, \quad (1)$$

где z – расстояние по толщине от срединной линии стержня, u, w – компоненты перемещения точек стержня вдоль оси X и Z соответственно [4].

Из выражения (1) путем интегрирования по толщине и осреднения по длине определяем продольные усилия (P):

$$P = ES \left(u' + \frac{1}{2} (w')^2 \right) \approx ES \frac{1}{2l} \int_0^l (w')^2 dl \approx$$

$$\approx ES \frac{1}{2l} \sum_i^{n-1} \left(\frac{w_{i+1} - w_i}{\Delta} \right)^2 \cdot \Delta = \frac{1}{2l} \frac{ES}{\Delta} \sum_i^{n-1} (w_{i+1} - w_i)^2. \quad (2)$$

Для решения совместной задачи влияния усилий изгиба стержня и растяжения запишем систему уравнений [5]:

$$EIw^{IV} + Pw'' = q. \quad (3)$$

где E – модуль упругости, I – момент инерции, EI – изгибная жесткость стержня, w – величина прогиба, q – распределенная погонная нагрузка.

Проводится дискретизация системы (3) методом конечных разностей с привлечением матриц (M_1) и (M_2), введенных в статье [2]. Тогда система уравнений (3) принимает следующий вид:

$$(M_1 + P \cdot M_2)W = Q. \quad (4)$$

Данное уравнение используется для определения изгиба стержня с учетом продольных усилий, в свою очередь зависящих от W по соотношению (2). Для решения системы уравнений (2), (4) будем использовать метод простой итерации с ускорением. Через значения неизвестных на k -й итерации будут находиться их значения на следующей итерации [6].

Дискретная постановка задачи. Для реализации задачи методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS [12,13], была построена модель с применением BEAM элементов, по краям полоса жестко фиксировалась и на верхнюю поверхность задавалась распределенная нагрузка q (рис. 2, 3).

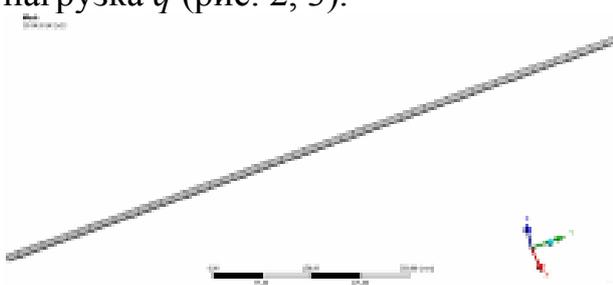


Рис. 2 – Конечно-элементная модель с BEAM элементами



Рис.3 – Приложение граничных условий

Исследуемая задача решалась в двух постановках: с учетом и без учета больших перемещений (геометрическая нелинейность).

При данном разбиении применяется конечный элемент классификации BEAM 188. Данный элемент пригоден для моделирования прямых балочных конструкций, имеющих умеренное соотношение длины и толщины. Элемент

BEAM 188 является линейным (с двумя узлами) пространственным балочным элементом. Данный элемент пригоден для линейных, а также для нелинейных задач с большими поворотами и большими деформациями [12,13]

Результаты расчета. Рассмотрим результаты полученные в системе ANSYS. На рисунке 4 показан прогиб полосы без учета больших перемещений, которое составляет 0,07229 м. На рисунке 5 показан прогиб полосы с учетом больших перемещений, которое составляет 0,009238 м.

Из полученных результатов видно, что учет больших перемещений значительно влияет на решение задач данного характера.

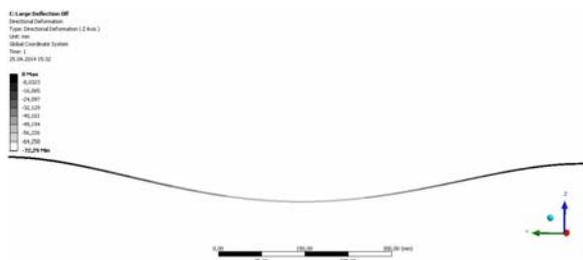


Рис. 4 – Изгиб полосы без учета больших перемещений

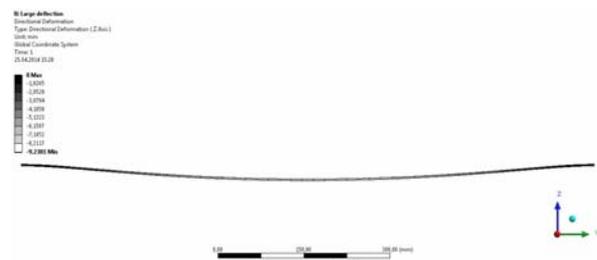


Рис.5 – Изгиб полосы с учета больших перемещений

Проведем сравнение полученных результатов решения задачи по МКР и по МКЭ. На рисунке 6 показан график зависимости максимальных прогибов исследуемой полосы от нагрузки. В таблице 1 представлены значения полученных результатов.

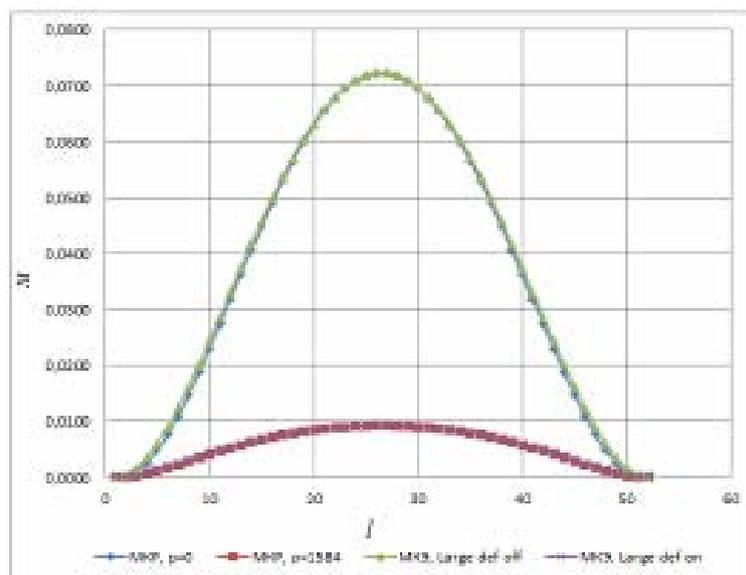


Рис. 6 – Максимальный прогиб МКР и МКЭ с учетом и без учета геометрической нелинейности

Таблица 1 – Полученные результаты при решении задачи МКР и МКЭ

№	Метод решения	Без учета больших перемещений, м	С учетом больших перемещений, м
1	МКР	0,07222	0,00932
2	МКЭ	0,07229	0,009238
3	Отличие, %	0,1	0,8

Из данных результатов следует, что при сравнении предлагаемой методики решения с использованием МКР и решением МКЭ, реализованным в системе ANSYS [12,13], наблюдается хорошее соответствие по точности с отличием в диапазоне $0,1 \div 0,8\%$.

Выводы. Предложенный в статье подход для определения изгиба полосы с учетом геометрической нелинейности с применением МКР дает хороший результат по точности в сравнении с решением задачи по МКЭ, реализованным в программном комплексе ANSYS. Отличие между результатами, получаемые с использованием сравниваемых методов, составляет $0,1 \div 0,8\%$.

В дальнейшем планируется исследование данной задачи для системы пластин, соединенных болтовым крепежом, в геометрически нелинейной постановке.

Список литературы: 1. *Атрошенко О. О.* Обгрунтування розрахункових моделей елементів силосу / *В. Б. Третьяков, И. И. Иванцов, О. В. Веретельник, О. О. Атрошенко* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія.: Машинознавство та САПР. – 2013. – № 1. – С. 139-154. 2. *Атрошенко О. О.* Численное исследование контактных задач для системы пластин, соединенных болтовым крепежом. в геометрически нелинейной постановке / *О. О. Атрошенко* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2013. №1 (975). – с. 3-14. 3. *Атрошенко О. О.* Экспериментальное исследование системы пластин, соединенных болтовым крепежом / *О. О. Атрошенко* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія.: Транспортне машинобудування. – 2014. №14 (1057). – с. 105-112. 4. *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности: Пер. с англ. / *К. Васидзу* – М.: Мир, 1987. – 542 с. 5. *Биргер И.А.* Сопrotивление материалов: учебное пособие / *И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов* / – М.: Наука. Гл. Ред.. физ.-мат. лит., 1986 – 560 с. 6. *Турчак Л. И.* Основы численных методов / *Турчак Л.И., Плотников П.В.* Москва ФИЗМАТЛИТ, 2002 – 304с. 7. *Бурдун Е.Т.*, Напряженно-деформированное состояние гофрированных пластин и пологих оболочек при действии поверхностных нагрузок / *Бурдун Е. Т., Кочанов В. Ю., Куприевич А. Б., Коссе В. К.* // 36. наук. пр. нац. ун-ту кораблебудування. – 2009 р. – №5(428). – 45-53 с. 8. *Короткий О. А.* Совершенствование конструкции цилиндрических силосов, используемых в сельском хозяйстве. Автореферат дис. канд. тех. наук., Москва, 2009 г. – 24 с. 9. *Ращепкин С. В.* Принципы конструирования и экспериментальные исследования новых металлических спиральных силосов. Дис. канд. тех. наук., Саратов, 2003. – 172 с. 10. *Кузнецов И. М.* Пространственная работа гибкого металлического силоса с наружным стержневым каркасом. дис. канд. тех. наук., Москва, 2000. – 181 с. 11. *Ягофаров А. Х.* Совершенствование конструкции, уточнение расчета и оптимальные параметры стального круглого бункера. Дис. канд. тех. наук., Екатеринбург, 2005. – 146 с. 12. *Басов К. А.* ANSYS: справочник пользователя / *К. А. Басов.* – М. ДМК Прессе, 2005. – 640с. 13. *Капун А. Б.* ANSYS в руках инженера / *А. Б. Капун.* – М.: Единотриал, 2003. – 272 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Atroshenko O. O.* Obgruntuvannja rozrahunkovih modelej elementiv silosu. *V. B. Tret'jakov, I. I. Ivancov, O. V. Veretel'nik, O. O. Atroshenko.* Visnik NTU «HPI». Serija.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2013. – № 1. 2. *Atroshenko O. O.* Chislennoe issledovanie kontaktnyh zadach dlja sistemy plastin, soedinennyh boltovym krepezhom. v geometricheski nelinejnoj postanovke. *O. O. Atroshenko.* Visnik NTU «HPI». Tem.vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2013. №1 (975). 3. *Atroshenko O. O.* Jeksperimental'noe issledovanie sistemy plastin, soedinennyh boltovym krepezhom. *O. O. Atroshenko.* Visnik NTU «HPI». Serija.: Transportne mashinobuduvannja. – 2014. №14 (1057). 4. *Vasidzu K.* Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti: Per. s angl. *K. Vasidzu* – Moscow: Mir, 1987. 5. *Birger I. A.* Soprotivlenie materialov: uchebnoe posobie. *I. A. Birger, R. R. Mavljutov.* – Moscow: Nauka. Gl. Red.. fiz.-mat. lit., 1986. 6. *Turchak L. I.* Osnovy chislennyh metodov. *Turchak L.I., Plotnikov P.V.* Moskva FIZMATLIT, 2002. 7. *Burdun E. T.* Naprjazhenno-deformirovanoe sostojanie gofrirovannih plastin i pologih obolochek pri dejstvii poverhnostnih zagruzok. *Burdun E. T., Kochanov V. Ju., Kuprievich A. B., Kosse V. K.* Zb. nauk. pr. nac. yn-tu korablebuduvannja. – 2009. – №5(428). 8. *Korotkij O. A.* Sovershenstvovanie konstrukcii cilindricheskih silosov, ispol'zuemyh v sel'skom hozjajstve. Avtoreferat dis. kand. teh. nauk., Moskva, 2009. 9. *Rashhepkin S. V.* Principy konstruirovaniya i jeksperimental'nye issledovanija novyh metallicheskih spiral'nyh silosov. Dis. kand. teh. nauk., Saratov, 2003. 10. *Kuznecov I. M.* Prostranstvennaja rabota gibkogo metallicheskogo silosa s naruzhnym sterzhnevym karkasom. Dis. kand. teh. nauk., Moskva, 2000. 11. *Jagofarov A. H.* Sovershenstvovanie konstrukcii, utochnenie rascheta i optimal'nye parametry stal'nogo kruglogo bunkera. Dis. kand. teh. nauk., Ekaterenburg, 2005. 12. *Basov K. A.* ANSYS: spravochnik pol'zovatelja. *K. A. Basov.* – M. DMK Prese, 2005. 13. *Kaplun A. B.* ANSYS v rukah inzhenera. *A. B. Kaplun.* – M.: Edinotrial, 2003.

Поступила (received) 16.05.2014

О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, мл. научн. сотр. НТУ «ХПИ»

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ САЙЛЕНТБЛОКА

В различных узлах и агрегатах транспортных средств применяются резинометаллические шарниры, которые являются важными элементами и повреждения или износ которых может привести к неблагоприятным последствиям во время движения транспортного средства. Один из таких объектов – сайлентблок, который является важным компонентом ходовой части транспортного средства. В данной работе представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния элементов сайлентблока, содержащие материалы с резко различающимися свойствами. Исследования проводились с помощью метода конечных элементов. В работе были рассмотрены различные конструкции сайлентблоков, при этом были показаны особенности напряженно-деформированного состояния сайлентблока. В данной работе свойства резины были описаны постоянными величинами, которые не учитывали специфические свойства материала.

Ключевые слова: резинометаллический шарнир, виброизолятор, напряженно-деформированное состояние, сайлентблок, резина, конечно-элементная модель, метод конечных элементов.

Введение. Современное транспортное средство представляет собой сложную механическую систему, состоящую из множества деталей, узлов и агрегатов. В конструкции транспортного средства достаточно много относительно небольших по размерам и простых по своему строению деталей, но пренебрежительное отношение к таким элементам может привести к самым неблагоприятным последствиям. Одними из таких элементов могут быть резинометаллические шарниры (их еще достаточно часто называют сайлентблоками).

Сайлентблок представляет собой две металлические втулки, вставленные одна в другую и промежуток между которыми заполнен резиновой вставкой. Использование сайлентблоков позволяет погасить колебания, возникающие между элементами подвески и корпусом транспортного средства. При этом сайлентблок может деформироваться в разных плоскостях и направлениях. Помимо этого, он обеспечивает угловую, осевую и радиальную податливость.

Изношенный сайлентблок может привести к потере устойчивости во время движения транспортного средства, а также появлению дополнительных вибраций корпуса кузова транспортного средства.

Во время эксплуатации резинометаллические шарниры подвергаются высоким нагрузкам, поэтому необходимо контролировать текущее состояние сайлентблоков. Также необходимо учитывать способность сайлентблоков противостоять различным климатическим условиям, в которых они

работают, так как свойства резиновой вставки зависят от температурных перепадов окружающей среды.

Анализ состояния проблемы и постановка задачи. В публикациях достаточно много встречается статей, посвященных определению параметров напряженно-деформированного состояния резинотехнических конструкций и резинотехнических изделий, например таких как резиновые виброизоляторы. В работах таких ученых, как В. Л. Бидерман, Н.А. Сухова [1, 2], С.И. Дымников [3], Э.Э. Лавендел [4] и др., также в публикациях [5-7] встречается множество исследований, посвященных резинотехническим изделиям, кроме того, встречается достаточно много работ, посвященных рассмотрению самих резин и каучуков, используемых в изготовлении резинотехнических изделий [8-12].

Однако в публикациях практически нет работ посвященных исследованиям по определению компонент напряженно-деформированного состояния полной параметрической модели, описывающей сайлентблок, как целостной механической системы с учетом специфических механических свойств резин, а также резко различающихся свойств материалов других элементов сайлентблоков.

Таким образом, с появлением новых материалов и технологий производства появляется необходимость, а также актуальность проведения исследований напряженно-деформированное состояние резинотехнических шарниров. Развитие специализированных программных комплексов дает возможность описать любую сложную геометрическую форму сайлентблоков, задать любые граничные и начальные условия, и с помощью численных методов найти компоненты напряженно-деформированного состояния элементов сайлентблока.

Цель работы. Данная работа открывает цикл исследований, посвященных исследованию напряженно-деформированного состояния резинотехнических шарниров, а именно сайлентблоков. В данной работе представлены результаты численных исследований сайлентблоков двух различных конструкций.

Материал исследований. Рассмотренные сайлентблоки состоят из металлической внешней оболочки и внутреннего металлического пальца – оси, заполненных между ними резиновой вставкой. Однако первая конструкция имела еще дополнительные торцевые шайбы, выполненные из металла. Внешний вид геометрической модели всего сайлентблока и отдельно взятой резиновой вставки представлены на рис. 1. Для уменьшения размерности задачи и уменьшения расчетного времени была добавлена симметрия. На рис. 2 представлены геометрические и конечно-элементные модели с симметрией, участвовавшие в расчетах. В моделях насчитывалось

около 85 тыс. и 90 тыс. элементов для моделей без торцевых шайб и с ними соответственно.

На рис. 3 представлена модель с внешними нагрузками и закреплением, симметрией.

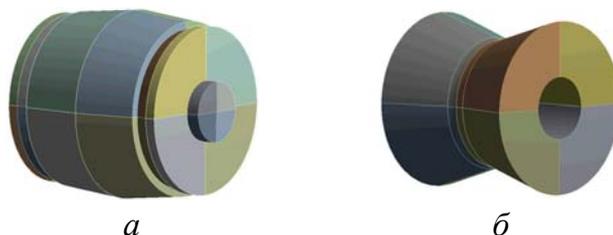


Рис. 1 – Геометрические модели всего сайлентблока и отдельно взятой резиновой вставки: *а* – полная геометрическая модель сайлентблока; *б* – геометрическая модель резиновой вставки.

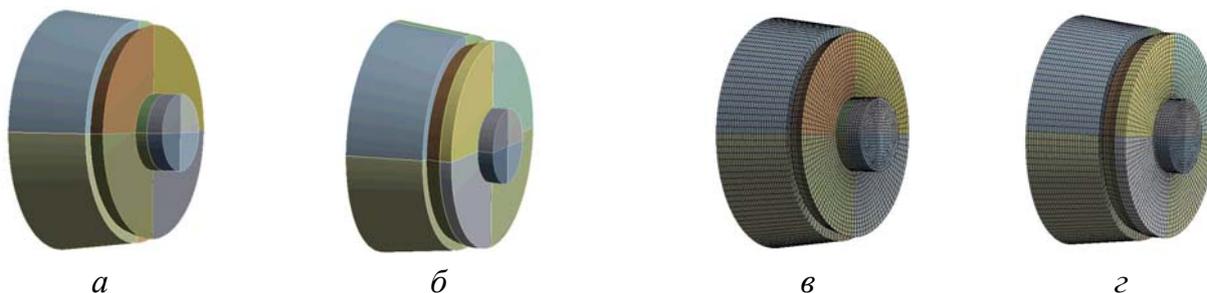


Рис. 2 – Геометрические и конечно-элементные модели сайлентблоков: *а* – геометрическая модель без шайбы; *б* – геометрическая модель с шайбой; *в* – конечно-элементная модель без шайбы; *г* – конечно-элементная модель с шайбой.

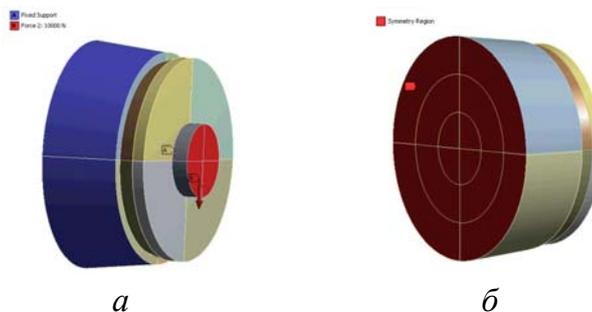


Рис. 3 – Модель с внешним нагружением и закреплением, а также симметрией: *а* – Нагрузка и закрепление; *б* – симметрия.

В ходе расчетов было проведено исследование трех моделей: первая и вторая модели, описывающие сайлентблок, имеют торцевые шайбы, в третьей модели их нет. При этом первая модель и вторая имели отличия лишь в различных условиях контактного взаимодействия пары "резиновая вставка – торцевая шайба": для первой постановки "frictionless" – без трения, для

второй "bonded" – "соединение", т.е. элементы пары "резиновая вставка – торцевая шайба" определяются как единое целое.

В табл. 1 приведены физико-механические характеристики элементов сайлентблока. При этом нужно отметить, что на данном этапе исследования свойства резины были описаны константами, которые не учитывали специфические характеристики резины. В дальнейших исследованиях напряженно-деформированного состояния элементов сайлентблоков предполагается описание свойств резины, которые бы учитывали специфическое ее поведение.

Таблица 1 – Физико-механические характеристики материалов

Материал	Модуль Юнга E, (Па)	Коэффициент Пуассона ν
Резина	$1 \cdot 10^7$	0,49
Сталь	$2 \cdot 10^{11}$	0,3

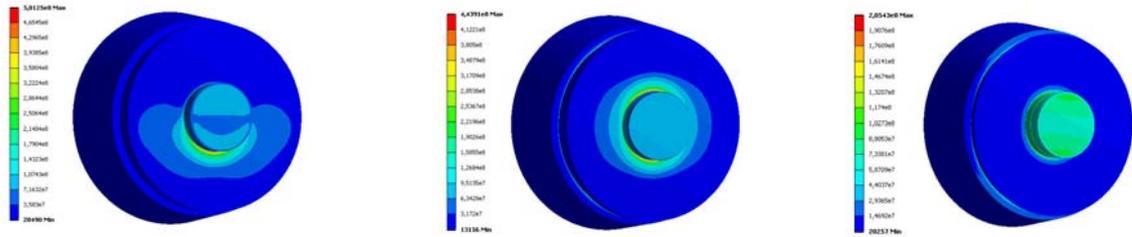
Результаты исследований. По результатам проведенных численных исследований были получены компоненты напряженно-деформированного состояния сайлентблоков. Были определены максимальные эквивалентные напряжения по von-Mises и полные перемещения для полной модели, описывающей весь сайлентблок, а также для резиновой вставки отдельно.

В табл. 1 представлены числовые значения искомых величин.

Таблица 2 – Определенные расчетным путем значения эквивалентных напряжений и перемещений

№ Расчетной схемы	Макс. эквив. напр. по von-Mises в сайлентблоке, Па	Макс. эквив. напр. по von-Mises в резиновой вставке, Па	Полные перемещения в резиновой вставке, м
1 ("frictionless")	$5,01 \cdot 10^8$	$3,52 \cdot 10^7$	$6,15 \cdot 10^{-5}$
2 ("bonded")	$4,43 \cdot 10^8$	$1,55 \cdot 10^7$	$2,9 \cdot 10^{-5}$
3 (без шайбы)	$2,05 \cdot 10^8$	$5,7 \cdot 10^7$	$6,039 \cdot 10^{-5}$

На рис. 4 и 5, приведены поля эквивалентных напряжений сайлентблоков и отдельно резиновой вставки для всех расчетных схем, соответственно. Полные перемещения в сайлентблоках представлены на рис. 6, на рис. 7 представлены полные перемещения для резиновой вставки (а также представлены с двукратным увеличением степени деформирования).

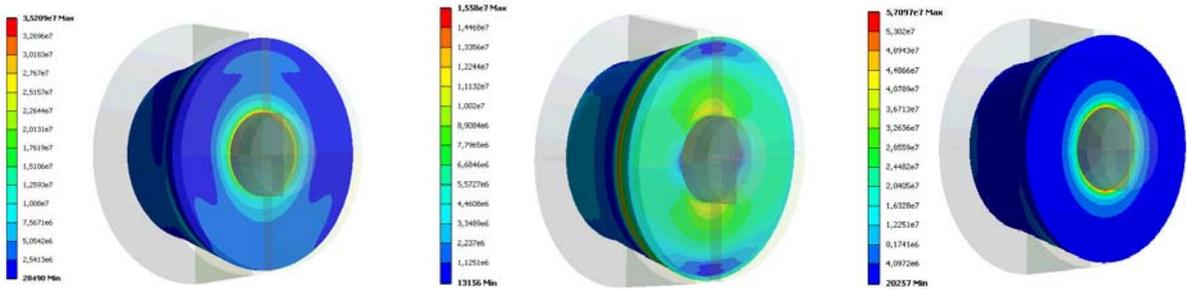


Расчетная схема 1
("frictionless")

Расчетная схема 2
("bonded")

Расчетная схема 3
(без шайбы)

Рис. 4 – Эквивалентные напряжения по von-Mises в сайлентблоке (Па)

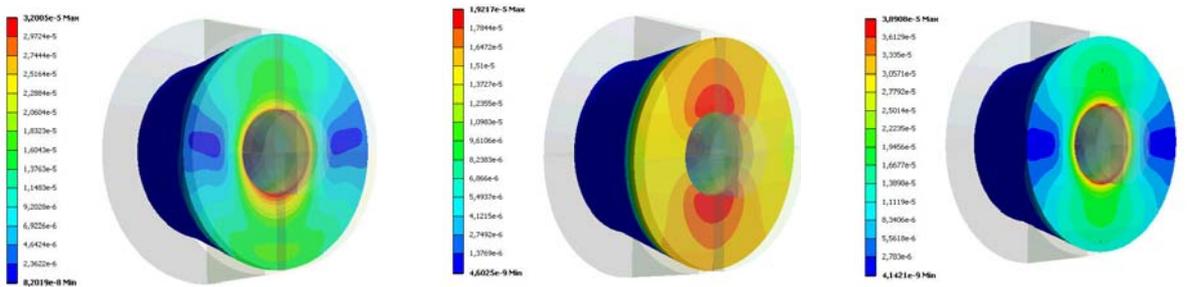


Расчетная схема 1
("frictionless")

Расчетная схема 2
("bonded")

Расчетная схема 3
(без шайбы)

Рис. 5 – Эквивалентные напряжения по von-Mises в резиновой вставке (Па)

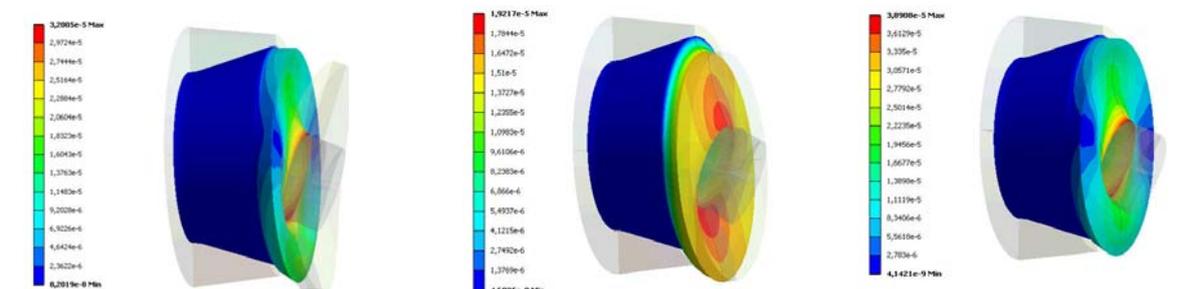


Расчетная схема 1
("frictionless")

Расчетная схема 2
("bonded")

Расчетная схема 3
(без шайбы)

Рис. 6 – Полные перемещения в резиновой вставке (м)



Расчетная схема 1
("frictionless")

Расчетная схема 2
("bonded")

Расчетная схема 3
(без шайбы)

Рис. 7 – Полные перемещения в резиновой вставке с двукратным увеличением степени деформирования (м)

Анализ результатов показал, что наибольшие напряжения в резиновой вставке наблюдаются в третьей расчетной схеме (без шайбы), при этом для первой расчетной схемы ("frictionless") напряжения меньше в 1,6 раза по сравнению с третьей расчетной схемой. Наименьшие напряжения в резиновой вставке наблюдаются во второй расчетной схеме ("bonded") – в 3,7 раза меньше наибольших, возникших в третьей расчетной схеме. Из рассмотрения полных перемещений резиновой вставки картина складывается иная, чем для напряжений: для первой и третьей расчетных схем перемещения практически равны и являются наибольшими среди трех моделей, во второй модели полные перемещения – наименьшие, и отличие составляет практически два раза.

Выводы. При проведении данных исследований был сделан вывод о том, что вторая конструкция сайлентблока, соответствующая второй расчетной схеме, является наиболее благоприятной к использованию.

В дальнейшем планируется провести исследования сайлентблоков, в которых материал, описывающий резиновую вставку, будет учитывать специфические свойства резины.

Список литературы. 1. Бидерман В. Л. Расчет цилиндрических и прямоугольных длинных резиновых амортизаторов сжатия / В. Л. Бидерман, Н. А. Сухова // Расчеты на прочность. – 1968. – № 13. – С. 55-72., 2. Сухова Н. А. К расчету резиновых амортизаторов, работающих на сжатие / Н. А. Сухова, В. Л. Бидерман // Расчеты на прочность. – 1962. – № 8. – С. 200-211. 3. Дымников С. И. Расчет резино-технических деталей при средних деформациях / С. И. Дымников // Механика полимеров. – 1968. – № 2. – С. 271-275. 4. Лавендел Э. Э. Расчет резинотехнических изделий / Э. Э. Лавендел. – М. : Машиностроение, 1976. – 232 с. 5. Мартынов В. И., Кракшин М. А. Морозостойкость эластомеров и резинотехнические изделия на их основе // Тезисы докладов семинара на ВДНХ 15-19 апреля 1981г.-М.,-с.20 6. Прогнозирование свойств резин и резино-технических изделий. / Тр. НИИРП.-М.:ЦНИИТЭнефтехим,1979.-вып.4(11).-207с 7. Бабицкий Б. Л. Морозостойкость эластомеров и резино-технических изделий на их основе / Тезисы докладов семинара на ВДНХ 15-19 апреля. М.Д981.-С.34-35 8. Резниченко С. В., Лысова Г. А., Морозов Ю. Л. // Каучук и резина. 1997. №6. 28-32 9. Морозов Ю. Л., Резниченко С. В. // Каучук и резина. 2000. №4. С26-28 10. Сазыкин В. В.// Каучук и резина. 2002. №2. С31-36 11. Синтетический каучук / Под ред. И.В. Гармонова. 2-е изд., перераб.-Л.: Химия, 1983.-580с 12. Мамедов Ш. М., Ядреев Ф. И., Ривин Э. М. Бутадиен-нитрильные каучуки и резины на их основе.-Баку: Элм, 1991.-204с.

Bibliography (transliterated): 1. Biderman V. L. Raschet cilindricheskikh i prjamougol'nyh dlennyh rezinovyh amortizatorov szhatija. V. L. Biderman, N. A. Suhova. Raschety na prochnost'. – 1968. – № 13. 2. Suhova N. A. K raschetu rezinovyh amortizatorov, rabotajushhij na szhatie. N. A. Suhova, V. L. Biderman. Raschety na prochnost'. – 1962. – № 8. 3. Dymnikov S. I. Raschet rezino-tehnicheskikh detalej pri srednih deformacijah. S. I. Dymnikov. Mehanika polimerov. – 1968. – № 2. 4. Lavendel Je. Je. Raschet rezinotekhnicheskikh izdelij. Je. Je. Lavendel. – Moscow: Mashinostroenie, 1976. 5. Martynov V. I., Krakshin M. A. Morozostojkost' jelastomerov i rezinotekhnicheskie izdelija na ih osnove. Tezisy dokladov seminar na VDNH 15-19 aprelja 1981g.-Moscow. 6. Prognozirovanie svojstv rezin i rezino-tehnicheskikh izdelij. Tr. NIIRP.-M.:CNIITJeneftehim,1979.-vyp.4(11). 7. Babickij B. L. Morozostojkost' jelastomerov i rezino-tehnicheskikh izdelij na ih osnove. Tezisy dokladov seminar na VDNH 15-19 aprelja. M.D981. 8. Reznichenko S. V., Lysova G. A., Morozov Ju. L. Kauchuk i rezina. 1997. №6. 9. Morozov Ju. L., Reznichenko S. V. Kauchuk i rezina. 2000. №4. 10. Sazykin V. V. Kauchuk i rezina. 2002. №2. 11. Sinteticheskij kauchuk. Pod red. I. V. Garmonova. 2-e izd., pererab.-Leningrad: Himija, 1983. 12. Mamedov Sh. M., Jadrejev F. I., Rivin Je. M. Butadien-nitril'nye kauchuki i reziny na ih osnove.-Baku: Jelm, 1991.

Поступила (received) 16.05.2014

Ю. В. КОСТЕНКО, аспирант НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ НА ХАРАКТЕР ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМАХ: МОДЕЛИ И ЧИСЛЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Для ряда виброударных машин характерным свойством их работы является то, что масса технологического груза, с которым происходит взаимодействие, не является постоянной. Это приводит к тому, что влияние на характер динамических процессов в системе «машина-груз», особенно в случае тяжелонагруженных машин, является фактором, который необходимо учитывать для получения достоверных и точных результатов. Задача о влиянии переменной массы на характер динамических процессов в виброударной системе уже была рассмотрена ранее, но в ней закон изменения массы был представлен в упрощенной форме в виде линейной и кусочно-линейной функций. В данной статье рассматривается задача о влиянии переменной массы технологического груза на характер протекающих динамических процессов. Закон изменения массы является не задаваемым априорно, а определяемым из условий колебаний корпуса виброударной машины и технологического груза, зависящим от диссипируемой энергии.

Ключевые слова: виброударная машина, динамические процессы, переменная масса, закон изменения массы, диссипируемая энергия, метод Рунге-Кутты.

Введение. Виброударные машины являются одним из тех классов машин, которые имеют весьма широкое применение в современной технике. При анализе динамики таких систем в подавляющем большинстве случаев используется достаточно простая постановка, представляющая собой двухмассовую систему, в которой присутствуют усилие ударного взаимодействия. Для такой системы решение может быть получено путем интегрирования системы дифференциальных уравнений движения. Контактная сила ударного взаимодействия обычно представляется в виде зависимости от относительной скорости и величины взаимного сближения (внедрения друг в друга) двух взаимодействующих тел. Характер этих зависимостей может иметь различный вид [1–9]. Это обусловлено рядом различных влияющих факторов (геометрической формой, свойства материала тела и т. п.) для каждого из рассматриваемых случаев.

Что характерно для этих случаев, так это то, что ключевые параметры системы – массы тел, жесткости связей, вязкости, являются постоянными в ходе интегрирования разрешающей системы уравнений. Это означает, что по результатам такого поиска можно получить характер динамического процесса лишь для какого-то конкретного набора параметров, который соответствует определенному интервалу времени. Этот интервал времени является малой частью всего временного промежутка, за который рассматриваемый объект выполняет операцию и который нас интересует как объект исследования в общей постановке задачи. Данное упрощение позволяет сделать описание

процессов менее громоздкими и сложными, но при этом увеличивает степень несоответствия между моделью и реальным объектом. Такое несоответствие обусловлено тем, что для реального процесса многие из вышеперечисленных параметров не являются константами (например, при осуществлении выбивки литейных деталей из песчано-глинистых форм снижение массы технологического груза составляет 50-70%; жесткость составных опорных пружин ступенчато может изменяться в 2 и более раз). Для повышения адекватности и степени соответствия с реальным объектом предлагается использовать в рассматриваемой модели переменные параметры, как зависящие от текущего состояния динамического процесса, так и оказывающие обратное влияние на дальнейший характер его протекания. Частично данная задача уже была реализована и более детально описана в работе [8].

Задача о моделировании динамических процессов в виброударных системах с частичным разрушением технологического груза была поставлена в статье [7]. Для того, чтобы описать силы ударного взаимодействия в простейших виброударных системах (рис. 1), применяется численное интегрирование системы уравнений

$$\{m_1 \ddot{w}_1 + C_1 \dot{w}_1 + H_1 w_1 + A \sin \omega t + m_1 g + F = 0; m_2 \ddot{w}_2 + m_2 g - F = 0, \quad (1)$$

где w_1 и w_2 - с точностью до направления перемещения тел 1 и 2 с массами m_1, m_2 (возможно внедрение тел друг в друга); C_1, H_1 - коэффициенты жесткости и вязкости системы подрессоривания тела 1; A, ω - амплитуда и круговая частота внешней возбуждающей гармонической силы; g - ускорение свободного падения [1].

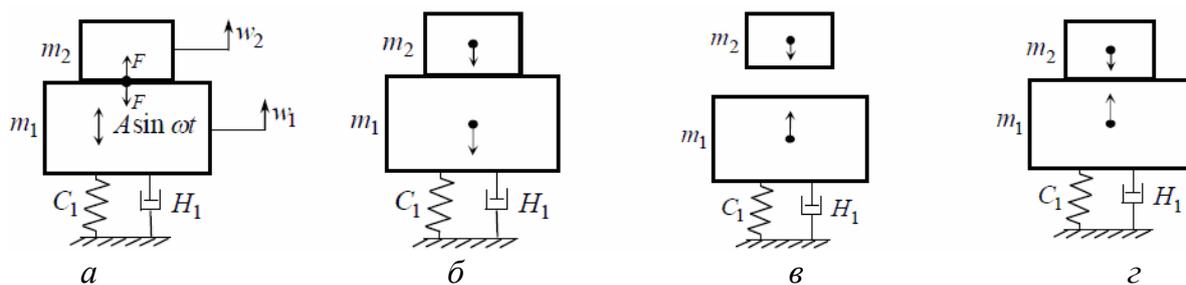


Рис. 1 – Виброударная система, состоящая из двух тел: а – г – расчетная схема.

В статье [7] предложена идея, которая состоит в новом представлении неотрицательной силы ударного взаимодействия F в виде функции относительного сближения $\zeta = (w_1 - w_2)$ грузов 1 и 2 и скорости $\dot{\zeta}$, причем:

$$F = F(\zeta, \dot{\zeta}) \quad F = 0 \text{ при } \zeta < 0; \quad F = F^{\wedge} \geq 0 \text{ при } \zeta \geq 0; \quad (2)$$

$$F(\zeta, \dot{\zeta}) = F(\zeta, 0), \dot{\zeta} < 0; \quad F(\zeta, \dot{\zeta}) > F(\zeta, 0) \text{ при } \dot{\zeta} > 0. \quad (3)$$

При этом в первом квадранте ($\zeta > 0, \dot{\zeta} > 0$) функция F совпадает с ее представлением в виде степенного или иного функционального ряда, в частности, ряда Тейлора:

$$F^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}) = \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \dot{\zeta} + \alpha_3 \zeta \dot{\zeta} + \dots \quad (4)$$

В статье [8] были описаны модификация данного подхода для случая, когда $m_2 = m_2(t) \neq const$ и представлены результаты численного моделирования исследуемого процесса. При этом m_2 представляется в виде заранее заданной функции (такое представление позволяет задать любой характер изменения массы груза, основываясь на теоретических либо экспериментальных данных).

В данной статье рассматривается движение технологического груза с медленно меняющейся (убывающей из-за частичного разрушения технологического груза) массой. Пренебрегая реактивной составляющей силы, действующей со стороны отделяемой части груза на оставшуюся его часть (вследствие малой, практически нулевой скорости разделения частей груза и того, что масса груза значительно превосходит массу отделяющихся частиц), получаем для описания динамики исследуемой системы упрощение системы уравнений

Однако при этом масса технологического груза $m_k(t)$ не задается априори, а определяется условиями выбивки. В качестве модельного закона скорости разрушения (например, для песчано-глинистых комьев) примем следуя работе [10], дифференциальную зависимость

$$\frac{dm}{dt} = -K_e \cdot N^{\wedge}; \quad m(0) = m_0, \quad (5)$$

где m_0 - начальная масса груза;

K_e - коэффициент, определяемый из экспериментов (отражает свойства материала кома и условия его изготовления);

$$N^{\wedge} = \frac{dE^{\wedge}}{dt}(w_1, w_2, \dot{w}_1, \dot{w}_2) \quad - \text{ мощность диссипируемой энергии } E^{\wedge} \text{ в}$$

системе во время ударного взаимодействия груза с машиной.

Учитывая, что за время единичного акта взаимодействия изменение массы груза Δm_i (i - номер ударного взаимодействия в серии ударов на протяжении технологической операции выбивки) незначительно по

сравнению с текущей его массой, уравнение (5) можно записать в приращениях, отнеся момент изменения массы к моменту разделения груза и машины после окончания ударного взаимодействия:

$$\Delta m_i = -K_e \cdot E_i^{\wedge}, \quad (6)$$

где E_i^{\wedge} - часть механической энергии, теряемой в ходе частичного неупругого взаимодействия за один удар.

В результате получаем связанную начальную задачу относительно переменных w_1, w_2, m_k , которую можно решать численно. В отличие от случаев, когда $m(t)$ задается как функция, в данном случае $m(t)$ определяется в ходе интегрирования системы разрешающих уравнений.

В качестве тестовой задачи рассмотрим случай для той же виброударной системы, что и в предыдущих работах. При этом коэффициент K_e будет варьировемым.

Постановка задачи. Решение для данной задачи предлагается получить на основе тестовой виброударной системы. Рассматривается виброударная система, описанная в [1], обладающая следующими значениями параметров: $m_1 = 15960 \text{ кг}$, $m_2 = 5000 \text{ кг}$, $C = 5280 \text{ кН/м}$, $H = 127680 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$, $A = 293 \text{ кН}$, $\nu = 16 \text{ Гц}$, $C_{add} = 870 \text{ кН/м}$. C_{add} - представляет собой компонент дополнительной жесткости, который в натурной модели реализован в виде пружины меньшего диаметра и длины, чем основная пружина. Длительность рассматриваемого процесса составляет 120с, которым соответствует 40000 шагов интегрирования. Таким образом, для моделирования одной секунды требуется прохождение 333 шагов интегрирования. На графиках и рисунках, которые будут представлены далее, продолжительность процесса представлена именно в количестве шагов интегрирования. Выбор длительности рассматриваемого процесса в 120с обусловлен тем, что по экспериментальным данным именно столько времени в среднем требуется для полного разрушения опоки.

Используя метод Рунге-Кутты для численного интегрирования системы уравнений (1) с нулевыми начальными условиями, получаем временные распределения для различных характеристик динамического процесса для исследуемой системы.

Моделирование влияния различных факторов на поведение виброударной системы (1) можно осуществить путем варьирования количества и типа членов в разложении функции F (4). Для оценки влияния переменной массы на характер динамического процесса в системе предлагается использовать зависимость величины изменения массы от

мощности диссипируемой энергии E^{\wedge} и коэффициента K_e для всего процесса движения.

Математическая модель. Для описания исследуемой тестовой виброударной системы используется система уравнений (1). При анализе многомассовых систем получение и последующее использование аналитического решения представляется достаточно сложным. В связи с этим, видится более целесообразным применение прямого численного интегрирования системы дифференциальных уравнений. Для этого можно воспользоваться схемой интегрирования по методу Рунге-Кутты [11], которая программно реализована в пакете символьных Maple. Для случая, когда $\delta^* > 0$ (длительность импульса), получаем непрерывную функцию $F_{\text{имп}}(t)$. Если же шаг интегрирования Δ задать значительно больше δ^* , то можно получить численные решения, которые будут отражать поведение тестовой динамической системы с достаточной точностью.

Результаты расчетов. В данном подходе предлагается определять величину утраченной массы в ходе удара в зависимости от диссипируемой энергии E_i^{\wedge} и коэффициента K_e (7). При этом величина E_i^{\wedge} определяется в ходе численного интегрирования, а K_e задается на основании экспериментальных данных. На рисунке 2 представлен график, на котором отображена зависимость изменения массы от времени для текущего коэффициента K_e . Рисунок 3 представляет собой более подробную картину изменения массы на более коротком временном интервале.

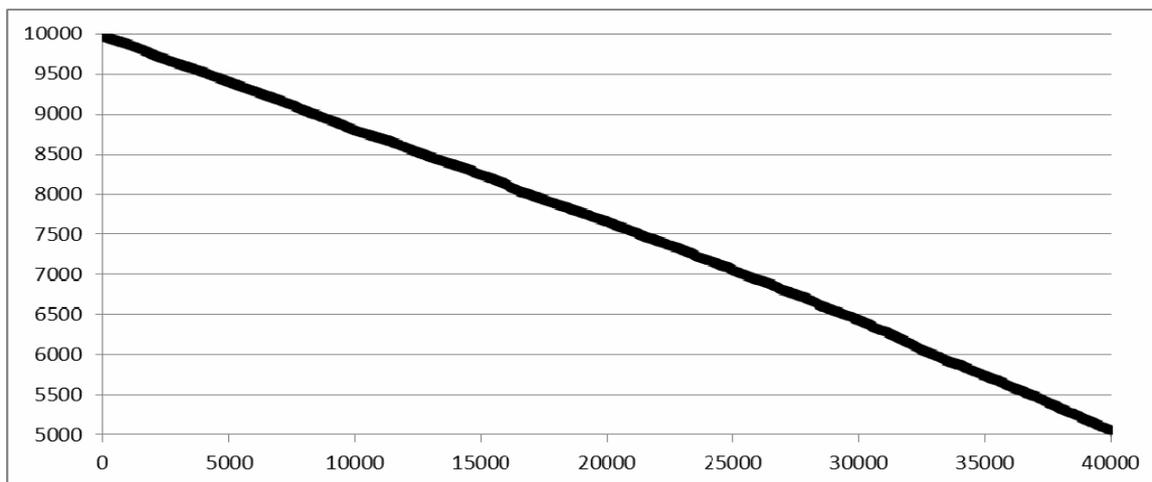


Рис. 2 – Изменение массы на интервале 120с

С целью исследования влияния коэффициента K_e на характер процесса было проведено исследование, в рамках которого данный коэффициент

варьировался в обе стороны от базового значения таким образом, что максимальное отклонение составляет один порядок с разбиением каждого интервала на 5 равных шагов. Эти шаги будут обозначены через индексы от -5 до +5. Данные исследования представлены на рисунках 4-7.

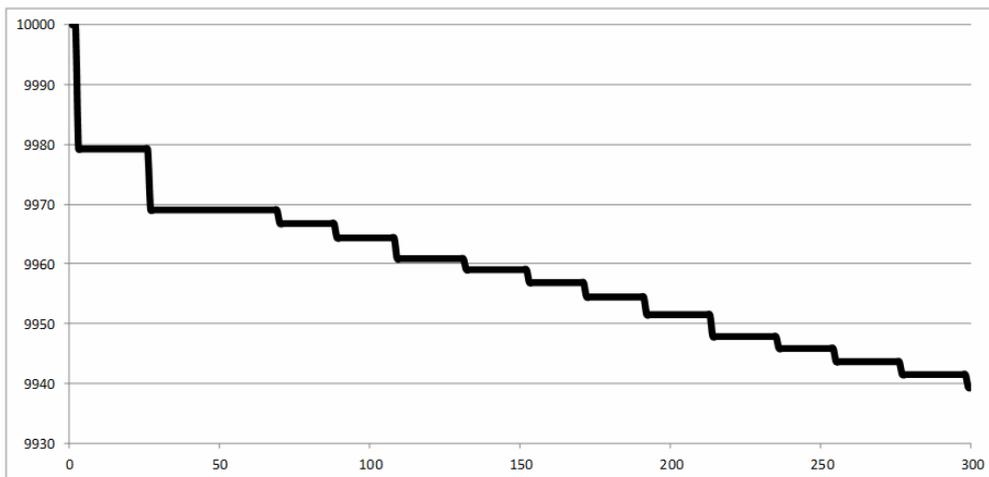


Рис. 3 – Изменение массы на интервале 1с

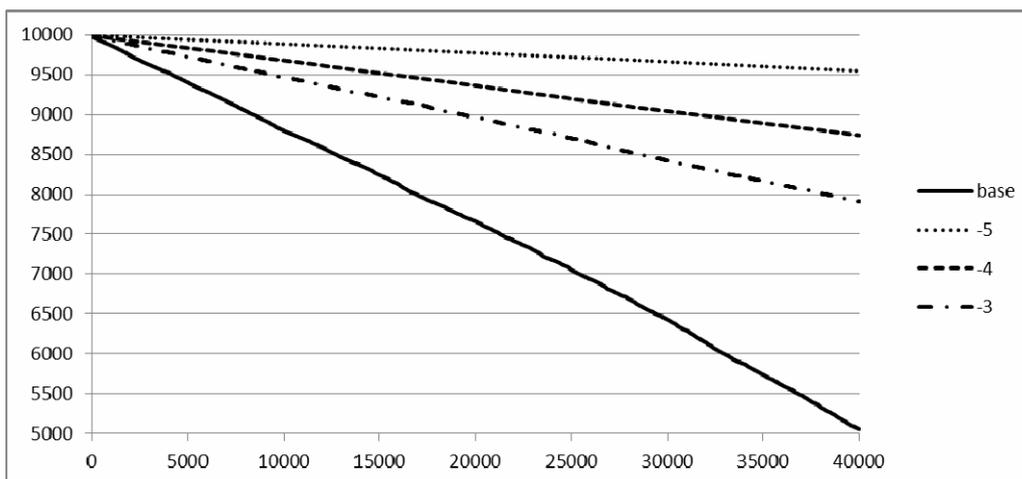


Рис. 4 - Изменение массы на шагах -5, -4, -3

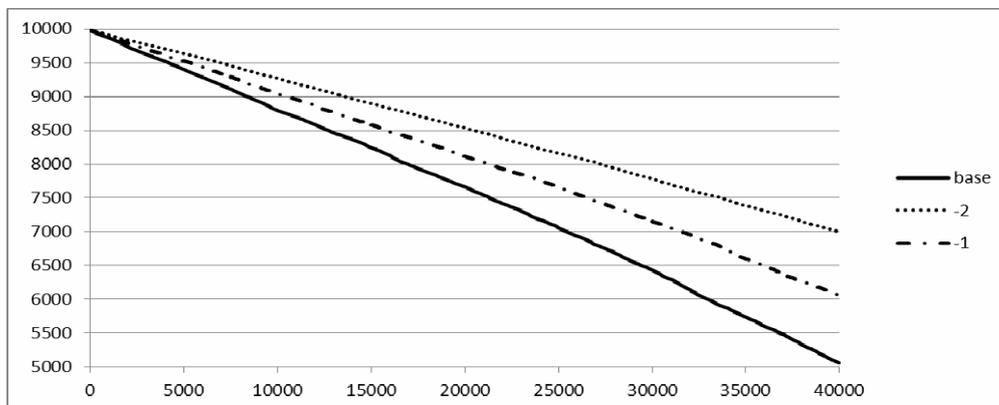


Рис. 5 - Изменение массы на шаге -2, -1

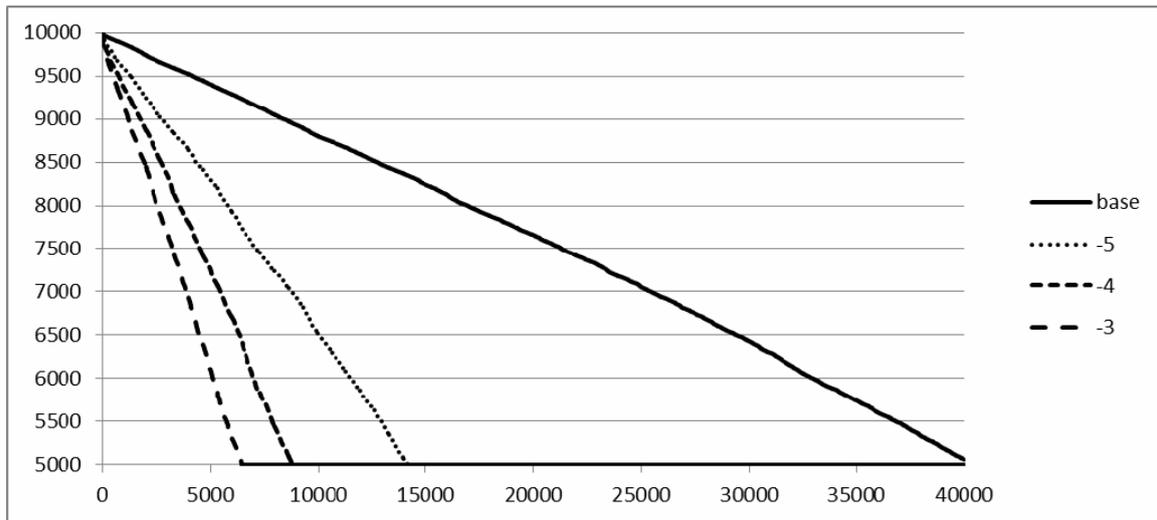


Рис. 6 - Изменение массы на шаге +1, +2, +3

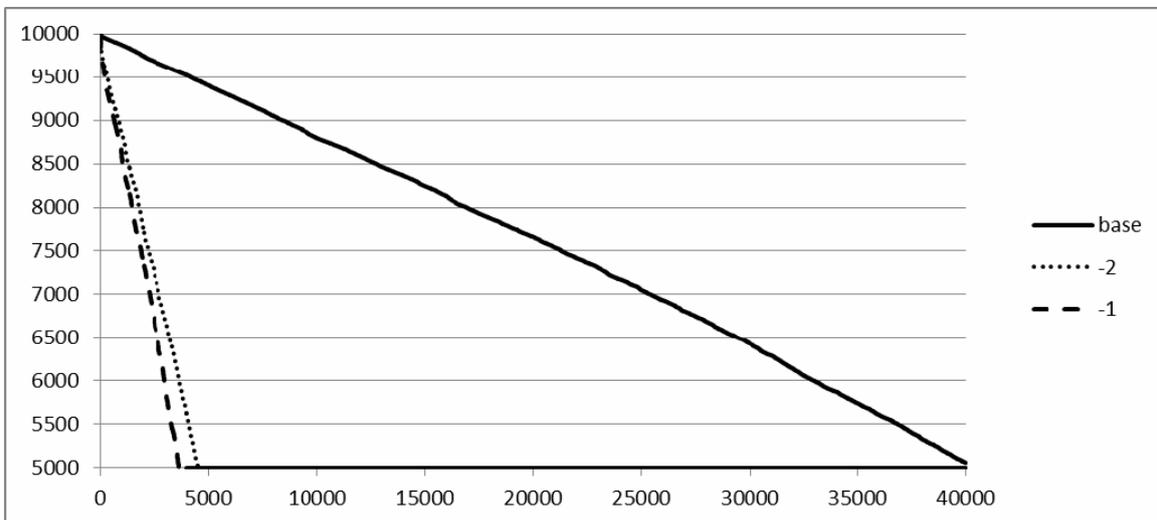


Рис. 7 - Изменение массы на шаге +4, +5

Также, было проведено сравнение результатов, полученных ранее для случая с предопределенным и жестко заданным законом изменения массы, и текущим случаем. Результаты сравнения можно увидеть на рисунках 8, 9, где m_E построена по результатам с учетом диссипируемой энергии, а m_L - заданный линейный закон изменения.

Как можно увидеть из рисунка 8, общий характер процесса, что для первого, что для второго случая очень схож, хотя и обладает некоторыми незначительными различиями, рисунки 8, 9 отражают характер изменения m_E , m_L (в частности, наблюдается более быстрое изменение массы кома в начале процесса выбивки для второго случая).

Таким образом, можно утверждать, что одна из первоначальных гипотез о характере изменения массы нашла свое подтверждение по результатам дальнейших исследований.

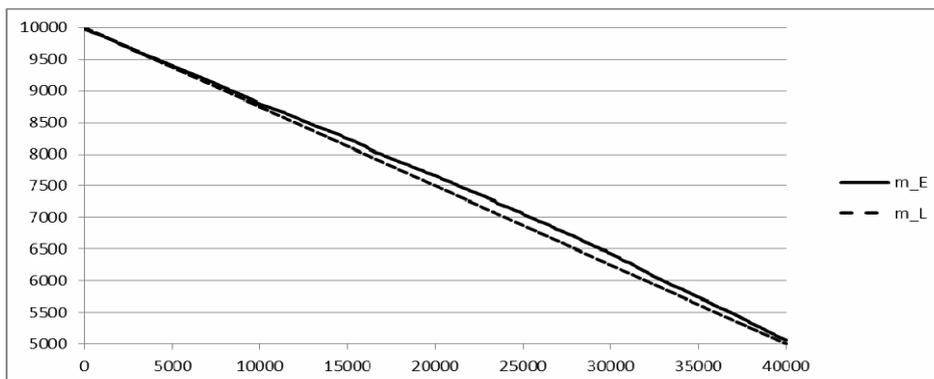


Рис. 8 – Сравнение характеров изменения масс, при различных способах задания

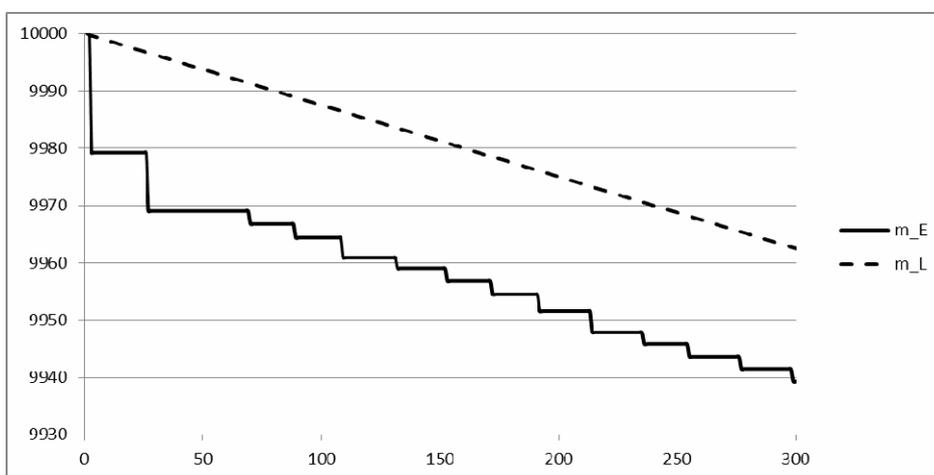


Рис. 9 – Сравнение характеров изменения масс, при различных способах задания

Ниже, на рисунках 10-11, приведены перемещения элементов системы с переменной массой, зависящей от величины диссипируемой энергии.

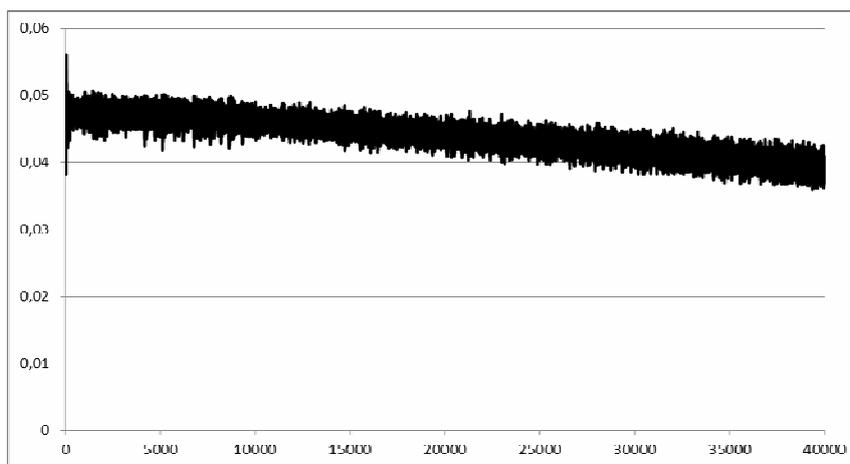


Рис. 10 – Характер изменения перемещений машины

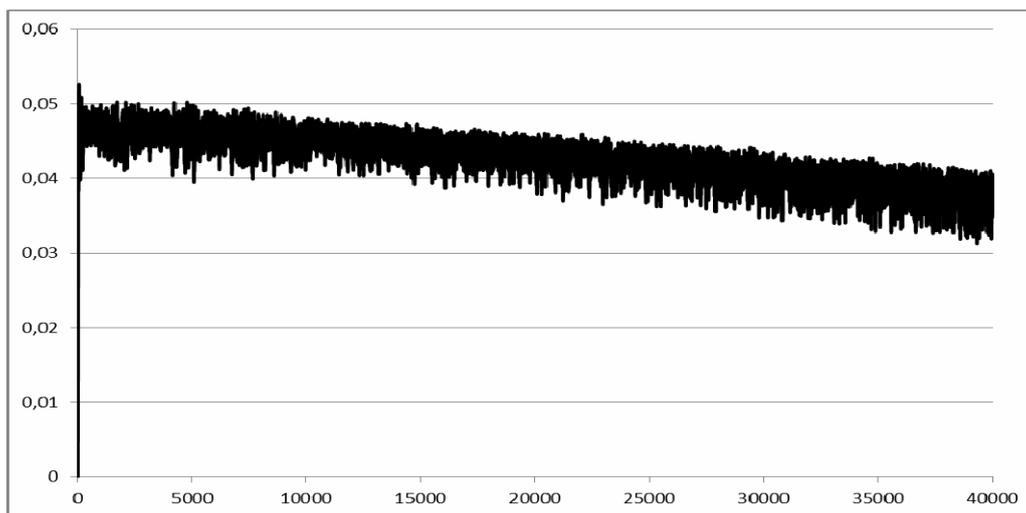


Рис.11 – Характер изменения перемещений кома

Анализ результатов. Полученные результаты дают основание заключить, что более корректным описанием процесса изменения массы в модели является описание на основе вычисления величины диссипированной энергии, поскольку оно не подчиняется стороннему навязанному закону, а само выполняется в соответствии с условиями и параметрами в самой системе. Для некоторых случаев (как и для данного в частности) возможно использование упрощенных моделей, содержащих предварительно заданные законы изменения массы.

Выводы:

1. Был разработан и протестирован подход, который позволяет учитывать переменную массу тела в системе, а также позволяет определять закон изменения массы в зависимости от энергии диссипируемой при соударении тел.

2. Был определен коэффициент, определяющий влияние свойств песчано-глиняной смеси на характер выбивного процесса.

3. По результатам многовариантного расчета было определено влияние коэффициента свойств песчано-глиняной смеси K_e на характер изменения массы и динамических процессов в системе.

Дальнейшее усовершенствование методов расчета виброударных систем, в частности подхода с использованием переменных во времени параметров является объектом дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Грабовский А. В. О расчетно-экспериментальном моделировании динамических процессов в виброударных системах // *Механiка та машинобудування*. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2009. – № 1. – С. 119-129. 2. Грабовский А. В. Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. – Харків: УДАЗТ. – 2010. – № 3/9(45). – С. 42-46. 3. Баженов В. А., Погорелова О. С., Постникова Т. Г.и др. Сравнительный анализ способов моделирования контактного взаимодействия в виброударных системах // *Пробл. прочности*. – 2009. – № 4. – С.

69-77. **4.** *Баженов В. А., Погорелова О. С., Постникова Т. Г. и др.* Анализ динамики ударно-вибрационного майданчика при зміні його параметрів // Пробл. прочности. – 2008. – № 6. – С. 82-90. **5.** *Ткачук Н. Н., Грабовский А. В., Ткачук Н. А.* Подход к идентификации ударной модели для виброударной системы // Вісник СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ. – 2010. – №110. – С. 55-60. **6.** *Вибрации в технике: Справочник в 6 томах.* – М.: Машиноведение. – 1981. **7.** *Ткачук Н. А., Грабовський А. В., Ткачук Н. Н., Костенко Ю. В., Артемов И. В.* Численное моделирование динамических процессов в виброударных системах // «Вісник НТУ «ХПІ». Тем. випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях, № 42, 2011. – С.179-187. **8.** *Костенко Ю. В., Ткачук А. В., Грабовский А. В., Ткачук Н. Н.* Изменение массы одного из компонентов и его влияние на характер динамических процессов в виброударных системах: модели и численные результаты // «Вісник НТУ «ХПІ». Тем. випуск: Машинознавство та САПР, № 1(975), 2013. — С. 71-85. **9.** *Yu. Kostenko, M. M. Tkachuk, A. Grabovsky, M. A. Tkachuk* Subharmonic modes in vibroimpact systems // Pp. 83-86. The Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics – 2013». Proceedings. June, 19-22, 2013, Sevastopol (Ukraine) [Ю. В. Міхлін, М. В. Перепелкін Нелінійна динаміка / Тезиси доповідей 4-ої Міжнародної конференції (19-22 червня, 2013 р., Севастополь). – Х.: Вид-во «Точка», 2013. – 444 с.]. **10.** *Горский А. И.* Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с. **11.** *Форсайт Дж.* Машинные методы математических вычислений / Дж. Форсайт, М. Малькольм, К. Моулер. – М.: Мир, 1980. – 280 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *Grabovskij A. V.* O raschetno-jeksperimental'nom modelirovanii dinamicheskikh processov v vibroudarnyh sistemah. Mehanika ta mashinobuduvannja. – Harkiv: NTU „HPI”. – 2009. – № 1. **2.** *Grabovskij A. V.* Metody i algoritmy verifikacii sil udarnogo vzaimodejstvija v vibroudarnyh sistemah. Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij. – Harkiv: UDAZT. – 2010. – № 3/9(45). **3.** *Bazhenov V. A., Pogorelova O. S., Postnikova T. G. i dr.* Sravnitel'nyj analiz sposobov modelirovanija kontaktного vzaimodejstvija v vibroudarnyh sistemah. Probl. prochnosti. – 2009. – № 4. **4.** *Bazhenov V. A., Pogorelova O. S., Postnikova T. G. i dr.* Analiz dinamiki udarno- vibracijnogo majdanchika pri zmini jogo parametriv. Probl. prochnosti. – 2008. – № 6. **5.** *Tkachuk N. N., Grabovskij A. V., Tkachuk N. A.* Podhod k identifikacii udarnoj modeli dlja vibroudarnoj sistemy. Visnik SevNTU. Mehanika, energetika, ekologija. – Sevastopol': SevNTU. – 2010. – №110. **6.** *Vibracii v tehnike: Spravochnik v 6 tomah.* – Moscow: Mashinovedenie. – 1981. **7.** *Tkachuk N. A., Grabovskij A. V., Tkachuk N. N., Kostenko Ju. V., Artemov I. V.* Chislennoe modelirovanie dinamicheskikh processov v vibroudarnyh sistemah // «Visnik NTU «HPI». Tem. vipusk: Matematichne modeljuvannja v tehnici ta tehnologijah, № 42, 2011. **8.** *Kostenko Ju. V., Tkachuk A. V., Grabovskij A. V., Tkachuk N. N.* Izmenenie massy odnogo iz komponentov i ego vlijanie na harakter dinamicheskikh processov v vibroudarnyh sistemah: modeli i chislennye rezul'taty // «Visnik NTU «HPI». Tem. vipusk: Mashinoznnavstvo ta SAPR, № 1(975), 2013. **9.** *Yu. Kostenko, M. M. Tkachuk, A. Grabovsky, M. A. Tkachuk* Subharmonic modes in vibroimpact systems. The Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics – 2013». Proceedings. June, 19-22, 2013, Sevastopol (Ukraine) [Ju. V. Mihlin, M. V. Perepelkin Nelinijna dinamika. Tezisi dopovidej 4-ої Mizhнародної конференції (19-22 chervnja, 2013 r., Sevastopol'). – Kharkiv: Vid-vo «Tochka», 2013. **10.** *Gorskij A. I.* Raschet mashin i mehanizmov avtomaticheskikh linij litejnogo proizvodstva. – Moscow. Mashinostroenie, 1978. **11.** *Forsajt Dzh.* Mashinnye metody matematicheskikh vychislenij / Dzh. Forsajt, M. Mal'kol'm, K. Mouler. – Moscow: Mir, 1980.

Поступила (received) 01.04.2014

А. В. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, соискатель НТУ «ХПИ»;
Н. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
А. В. ГРАБОВСКИЙ, канд. техн. наук, ст.науч. сотр. НТУ «ХПИ»;
А. Ю. ВАСИЛЬЕВ, канд. техн. наук, науч. сотр. каф. НТУ «ХПИ»;
А. Ю. ТАНЧЕНКО, канд. техн. наук, мл. науч. сотр. НТУ «ХПИ»

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАЩИЩЕННОСТИ КОРПУСОВ БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН

В данной работе описана общая постановка проблемы, а также связанных задач проектно-технологического обеспечения защищенности бронекорпусов легкобронированных машин. Эта проблема является предметом, содержанием и целью комплекса исследований. Описаны подходы, методы, модели и средства, предложенные, разработанные и привлеченные в ходе решения задач исследований.

Ключевые слова: корпус, легкобронированная машина, военные колесные и гусеничные машины, прочность, тактико-технические характеристики, напряженно-деформированное состояние, спектр собственных частот колебаний, защищенность.

Введение. Постановка задач исследований. Анализ состояния проектирования и применения военных гусеничных и колесных машин (ВГКМ) свидетельствует о том, что масштабная проблема обеспечения защищенности бронекорпусов современных боевых машин решается различными способами, обеспечивается на различных уровнях и в разной степени, моделируется разнообразными средствами, в том числе – аналитическими, численными и экспериментальными методами. Как показал анализ множества публикаций [1 - 25], среди всего арсенала способов обеспечения защищенности элементов корпусов боевых машин не уделяется должного внимания именно технологическим факторам.

В то же время, хотя тактико-технические характеристики (ТТХ) военных гусеничных и колесных машин рассчитываются и закладываются на этапе конструирования, а реализуются – в ходе боевого применения и эксплуатации боевых машин, однако физическое воплощение «в металле» и обеспечение в комплексе свои компоненты они получают в ходе технологической подготовки и собственно производства. Действительно, хронологически последовательность этапов жизненного цикла (ЖЦ) «тактико-технические требования (ТТТ) – утилизация изделия» для военных гусеничных и колесных машин можно представить в виде линейной диаграммы (рис. 1).

Вместе с тем, как видно из условно показанной на рис. 1 шкалы некоторого компонента тактико-технических характеристик,

результатирующий его уровень определяется нижним уровнем трех составляющих, соответственно – на каждом из этапов II, III, IV. Это наглядно представлено на круговой диаграмме (рис. 2). Видно, что та или иная составляющая ТТХ находится на уровне круга самого малого из радиусов, порождаемых секторами II, III, IV (соответствуют этапам проектирования, технологической подготовки и производства того или иного объекта бронетанковой техники). Тем самым естественным образом следует критерий о сбалансированности уровней тактико-технических характеристик, достигаемых в каждом из секторов II, III, IV. При этом как относительные провалы одного из этих уровней по сравнению с другими, так и возвышения одинаково вредны с точки зрения конечного результата.

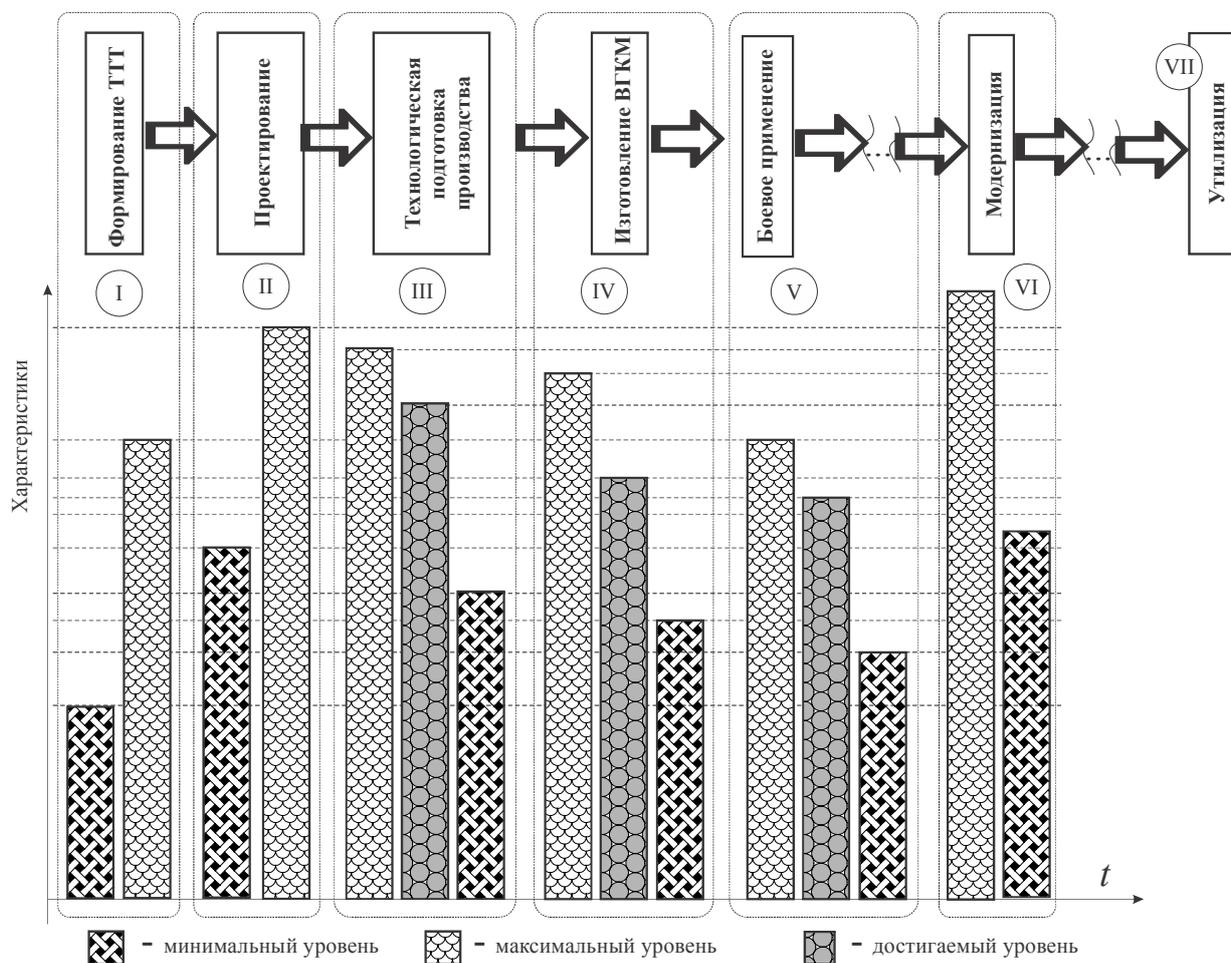


Рис. 1 – Жизненный цикл и тактико-технические характеристики военных гусеничных и колесных машин

Таким образом, технология, образно говоря, должна обеспечивать проектные тактико-технические характеристики, а изготовление – воплощать реальные ТТХ, и все – примерно на заданном тактико-технических требованиями уровне. Отсюда следует вывод о том, что не обеспечив

соответствующий уровень технологической подготовки и, собственно, производства ВГКМ, ставить вопрос об обеспечении конечных уровней ТТХ, реализуемых на поле боя и в других условиях боевого применения, некорректно. Тем самым в среде отечественного бронетанкостроения обозначено одно из наиболее узких мест, для ликвидации которого первоочередным является разработка научных основ проектно-технологического обеспечения тактико-технических характеристик военных гусеничных и колесных машин, в первую очередь – защищенности. В результате проведенного анализа таким образом определены направления необходимых комплексных исследований.

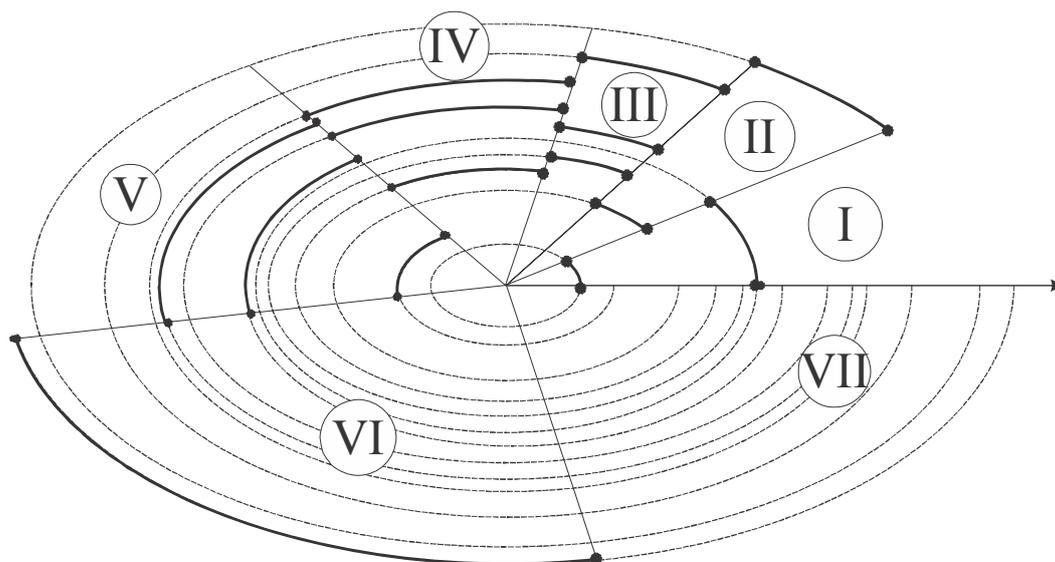


Рис. 2 – Соотношение ТТХ на разных этапах ЖЦ ВГКМ

Методы решения задач. Тезис о важности технологической подготовки, а также организации, оснащенности и культуры производства объектов бронетанковой техники отнюдь не нивелирует того очевидного факта, что несмотря на их важность, в то же время все ТТХ проявляются только в условиях боевого применения, выполнения боевых задач и действия поражающих факторов. При этом возникают определенные физико-механические процессы и состояния: разрушение броневой панели кинематическими или кумулятивными снарядами, напряженно-деформированное состояние при действии ударной волны от взрывов боеприпасов, импульсные процессы при производстве выстрелов из собственного оружия, динамическое воздействие от усилий в подвеске и т. д. Таким образом, тактико-технические характеристики являются функцией взаимодействия бронетехники, обладающей параметрами, заложенными на этапах II, III, IV (см. рис. 1, 2), и режимов боевого применения, как это показано на рис. 3. Отмеченное обстоятельство получило отправной точкой в разработке принципиально нового подхода к обеспечению ТТХ на базе

обобщенного параметрического моделирования [20-39]. Именно этот подход, развитый и адаптированный в работе, дает возможность объединить в едином множестве проектные, производственные, поражающие факторы, а также, что отличает его от традиционных, еще и факторы технологические. В результате множество обобщенных параметров (внутренних факторов), идентифицирующих объект бронетанковой техники во всей полноте его свойств при действии внешних факторов, пополнено новым подмножеством. Это переводит исследование на более высокий уровень полноты, адекватности и управляемости во всей цепочке жизненного цикла (см. рис. 1).

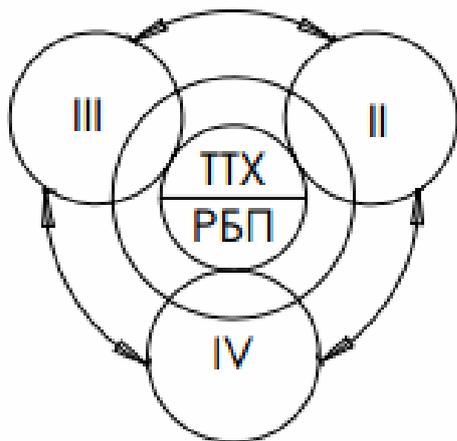


Рис. 3 – ТТХ ВГКМ как результат взаимовлияния проектных (II), технологических (III), производственных (IV) факторов с учетом режимов боевого применения (РБП)

Естественно, что с учетом этого аспекта для прогнозирования достижимости тех или иных тактико-технических характеристик на ранних этапах создания объектов бронетанковой техники необходимо располагать средствами моделирования упомянутых процессов и состояний. Коль скоро речь идет о таком сложном объекте как военные гусеничные и колесные машины, то аналитические модели имеют ограниченную область использования, экспериментальные методы – ресурсозатратны, и, значит, на первый план выдвигаются численные методы моделирования, воплощаемые в компьютерных средствах различного назначения.

На данном направлении существует три значительных препятствия:

1) необходимость совершенствования математических моделей процессов и состояний в объектов бронетанковой техники как основы численных алгоритмов и программного обеспечения, их реализующих; это вызвано стремлением повысить степень адекватности используемых моделей и, как следствие, – достоверность рекомендаций, разрабатываемых на основе получаемых при моделировании результатов;

2) потребность в создании среды описания (идентификации) объекта исследований, объединяющей все важные факторы (проектные и технологические параметры, условия изготовления, режимы боевого применения, действующие поражающие факторы и, наконец, получаемые, улучшаемые или корректируемые ТТХ) на единой методологической платформе; при этом важно иметь инструмент не просто идентификации объектов бронетанковой техники по тем или иным наборам из

перечисленных свойств, но и средство варьирования с целью определения влияния на изменение тактико-технических характеристик или, наоборот, определения рациональных их значений с точки зрения достижения заданных ТТХ путем целенаправленного изменения этих свойств, т.е. решения обратной задачи;

3) целесообразность реализации двух перечисленных выше инструментов в виде компьютерной программно-модельной среды, предоставляющей возможности оперативного исследования как задач единичного анализа процессов и состояний, так и параметрического анализа и синтеза; проблемность ситуации заключается в том, что существующие компьютерные средства моделирования физико-механических процессов и состояний (т. е. универсальные программные комплексы) не обладают средствами учета особенностей исследуемого объекта бронетанковой техники (отсутствует средство трансляции режимов боевого применения, тактико-технических характеристик, проектно-технологических особенностей на язык формального математического описания характеристик математических моделей); с другой стороны, отсутствует средство варьирования того или иного объекта бронетанковой техники как цельной совокупности структур, параметров, характеристик, т. е. как физико-механического объекта.

Для разрешения данных проблемных противоречий применительно к корпусам ВГКМ привлекается математический аппарат механики. Так, на этапе 1 применяются нелинейные модели процессов бронепробивания, нестационарные модели газодинамического обтекания ударной волной бронекорпуса; динамические модели НДС бронекорпусов при действии на них усилий различного происхождения; нелинейная теория возмущений спектральных свойств частот собственных колебаний бронекорпусов как континуальных объектов при изменении их инерционно-жесткостных свойств [26 - 39].

На этапе 2 используются возможности метода обобщенного параметрического описания объектов бронетанковой техники как сложных систем, причем за счет варьирования этих обобщенных параметров получается решение задач идентификации конкретной реализации объектов бронетанковой техники, ее варьирования и улучшения тактико-технических характеристик.

На этапе 3 применяются подходы по созданию мета-моделей компьютерного моделирования сложных объектов в виде специализированных программно-модельных комплексов (СПМК). Данные комплексы соединяют универсальные средства компьютерного моделирования и спецмодули, т. е. дают возможность, с одной стороны, нацеливать компьютерную модель на конкретный класс объектов бронетанковой техники, причем переводят ее на язык той или иной

предметной области, а с другой – использовать всю мощь моделирования, которые предоставляют современные универсальные системы моделирования типа Creo, ANSYS, SolidWorks. Основным базовым численным методом во всех случаях выступает метод конечных элементов (МКЭ).

Подробное изложение этапов 1) – 2) содержится в работах [26 - 39].

Перечисленные выше методы и средства не только привлекаются, а дополняются, развиваются и адаптируются применительно к решаемой в работе проблеме обеспечения защищенности бронекорпусов военных гусеничных и колесных машин. В частности, используемые и развиваемые математические модели переводятся на язык обобщенного параметрического описания, переводя на качественно более высокий уровень их возможности с решения задач единичного анализа на множественный, тем самым приближая по возможностям к аналитическим моделям. В то же время метод обобщенного параметрического описания развивается, распространяясь на новый, ранее не учитываемый класс факторов – технологический; при этом не просто производится механическое пополнение параметрического пространства новым подпространством, а устанавливается тесная взаимосвязь между элементами данного подпространства и остальными на уровне объединенных комплексных математических моделей и состояний. И, наконец, создаваемые специализированные программно-модельные комплексы приобретают не просто развитие с уровня CAD/CAE на уровень CAD/CAM/CAE/PDM, но и получают средства управления новым набором параметров – технологическими.

Центральным звеном и методологической основой теоретических разработок, осуществляемых в работе, является метод обобщенного параметрического моделирования объектов бронетанковой техники. Именно возможности этого метода дают средства для организации исследований на этапе математического и численного моделирования, причем появляются новые, ранее не выявляемые, средства определения чувствительности ТТХ к изменению проектно-технологических параметров. Еще одним важным преимуществом является универсальность метода с точки зрения инертности по отношению к типу исследуемого объекта, процесса, состояния или средствам для его моделирования.

После осуществления описанных выше теоретических разработок появляются возможности для решения конкретных прикладных задач [26 - 39]. В частности, исследуется влияние проектно-технологических параметров на защищенность бронекорпусов ВГКМ от действия кинетических боеприпасов. С этой целью развивается метод 3D диаграмм бронестойкости. С учетом варьирования свойств панелей бронекорпусов в различных проекциях строятся 3D полидиаграммы, каждый лепесток которых является

изменяемым вследствие изменения свойств каждой бронепанели. Возможности моделирования проиллюстрированы на бронекорпусах машин типа МТ-ЛБ, БТР-80, а также, с разработкой конкретных рекомендаций, – БТР-3Е.

Кроме того, решена задача анализа чувствительности характеристик защищенности бронекорпусов ВГКМ от действия ударной волны при изменении их проектно-технологических параметров и характеристик ударной волны. Так, исследуется реакция бронекорпусов МТ-ЛБ, БТР-80 и БТР-3Е на изменение структуры бронекорпуса, на варьирование толщин и свойств материалов, из которых они изготовлены, а также на направление прихода ударной волны на бронекорпус [26-39].

Для решения задачи влияния на прочность бронекорпусов военных гусеничных колесных машин динамического нагружения развивается методология анализа динамического напряженно-деформированного состояния при варьировании свойств материалов и размеров бронепанелей корпусов военных гусеничных и колесных машин. Для обоснования проектно-технологических решений осуществляется выявление проблемных зон и рекомендуются средства их ликвидации (уточнения).

Решению задачи о вибрационной возбужденности опирается на развитие метода определения чувствительности бронекорпусов к изменению проектно-технологических параметров на основе прямого конечного возмущения их конечно-элементных моделей. В отличие от предлагаемых ранее разработок, этот метод дополняется использованием многолепестковой структуры аппроксимационной поверхности отклика, т. е. учитывается и величина, и знак приращения варьируемого параметра. При анализе адекватности, прочности и обоснованности построенных моделей, полученных результатов и разработанных рекомендаций было предложено развить традиционные подходы к расчетно-экспериментальным исследованиям сложных объектов. В частности, предложен усовершенствованный, по сравнению с традиционными, стратификационный подход к процессу расчетно-экспериментальных исследований. В соответствии с этим предлагаемым подходом уточняются, верифицируются и проверяются на соответствие результаты расчетных и экспериментальных исследований, получаемые на моделях разного уровня сложности: начинается сравнение и обоснование параметров расчетных моделей с фрагментов бронепанелей, затем исследования переводятся на уровень масштабных моделей, а завершаются – на реальном объекте. Для этого были использованы методы голографической интерферометрии, акселерометрии, тензометрии и способ фиксации узловых линий собственных форм колебаний при помощи сыпучих материалов. Таким образом, верифицируются и проверяются не только конечные результаты, а вся их цепочка. Это обеспечивает высокую степень обоснованности созданных моделей, достоверности полученных результатов и разработанных на их

основе рекомендаций.

Так, после изготовления опытной партии бронекорпусов БТР-3Е с использованием рекомендаций, разработанных по итогам исследований, было проведено комплексное исследование собственных частот колебаний этих бронекорпусов. На корпусе БТР-3Е были размещены датчики-акселерометры и зафиксирован отклик на серию импульсных воздействий на множестве характерных точек. Эти точки расположены на бронепанелях в разных частях корпуса. Полученные акселерограммы дали возможность определить собственные частоты колебаний бронекорпуса и установить высокую степень соответствия их прогнозированным значениям (по результатам расчета) с полученными в ходе эксперимента. Погрешность не превышает уровня 7-10%. Таким образом, можно сделать вывод о том, что адекватность математических моделей, точность созданных численных моделей и полученных с их помощью результатов, а также достоверность и обоснованность сделанных выводов и рекомендаций получили свое подтверждение в ходе испытаний натурного изделия [40 - 44].

Общая структура проведенных комплексных исследований представлена на рисунке 4. В соответствии с изложенными выше этапами, методами и средствами были реализованы следующие задачи:

1) на основе метода обобщенного параметрического моделирования разработана новая усовершенствованная комплексная математическая модель физико-механических процессов и состояний бронекорпусов военных гусеничных и колесных машин с учетом воздействия на тактико-технические характеристики их проектно-технологических параметров;

2) разработан специализированный программно-модельный комплекс, реализующий возможности созданного математического обеспечения;

3) проведен комплекс численных исследований объектов бронетанковой техники и на этой основе разработаны рекомендации по проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов ВГКМ;

4) проведено расчетно-экспериментальное исследование фрагментов, макетов и натуральных образцов бронекорпусов ВГКМ и определена точность полученных численных результатов;

5) проведено внедрение результатов исследований в производство.

Для реализации всего комплекса исследований использовалось лицензионное программное обеспечение Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»: системы SolidWorks, Creo, ANSYS, LS-DYNA. Для экспериментальных исследований привлекались вибростенды, голографические установки, акселерометрическая аппаратура, тензометрические датчики и приборы, датчики давлений, прогибомеры и другая аппаратура, имеющаяся в распоряжении НТУ «ХПИ» и предприятий ПАО «Азовмаш». При этом

использовалась аттестованная аппаратура для проведения комплекса экспериментальных исследований, которая прошла метрологическую проверку и обладает высокой точностью (погрешность на уровне 2 - 4%).

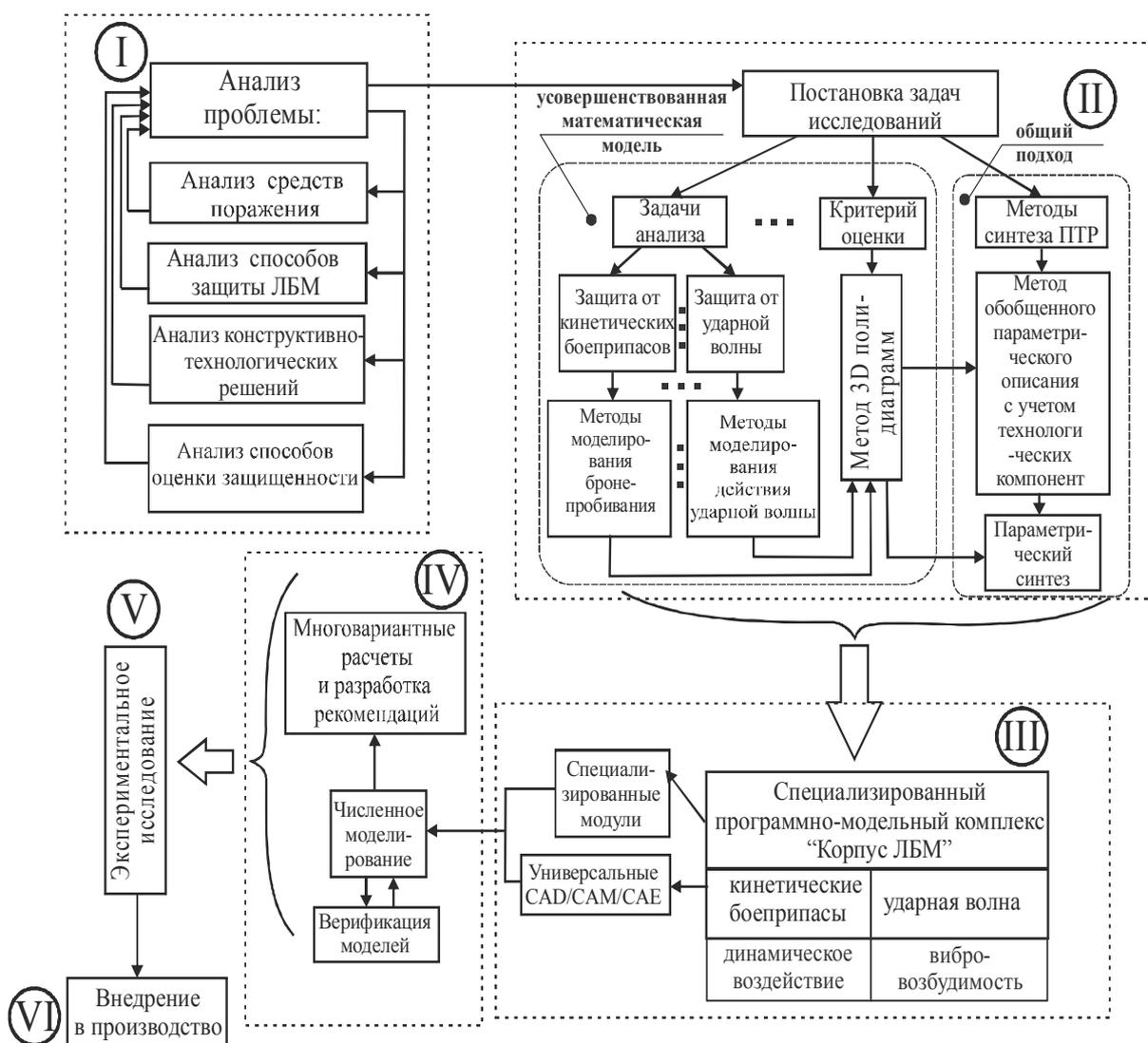


Рис. 4 – Структура комплексных исследований

Выводы. В работе отображены новые подходы к обеспечению тактико-технических характеристик легкобронированных машин путем обоснования проектно-технологических решений, позволяющих обеспечить защищенность, прочность и жесткость ЛБМ. Работа носит объединяющий методологический характер, обобщая результаты комплексных исследований, отраженных в публикациях [29 - 44].

В дальнейшем планируется на основе предложенных подходов решить ряд новых прикладных задач, возникающих в ходе проектирования, технологической подготовки и изготовления корпусов легкобронированных машин.

Список литературы: 1. *Чепков И. Б.* Попередня оцінка бронепробиття бронебійно-підкаліберного снаряда / *И. Б. Чепков* // Артилерійське і стрілецьке озброєння. – 2003. – №1. – С. 4-9. 2. *Веретельник Ю.В.* Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем / *Ю. В. Веретельник, Ю. Я. Миргородский, Е. В. Пелешко, Н. А. Ткачук* // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХПИ», 2003. – № 1.– Том 2.– С. 3–8. 3. *Глуценко Э. В.* Формирование математических моделей для исследования прочности и жесткости элементов корпусов транспортных средств специального назначения / *Э. В. Глуценко, Е. В. Пелешко, О. Е. Шаталов, В. А. Колесник* // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Колесные и гусеничные машины специального назначения. – 2003. – №27. – С. 62-70. 4. *Бруль С. Т.* К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины / *С. Т. Бруль, А. Ю. Васильев* // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С. 29-34. 5. *Бруль С. Т.* Моделирование реакции корпуса боевой машины на действие подвижной нагрузки: теория, методы и модели // Вісник НТУ „ХПИ”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – №3. – С. 24-43. 6. *Бруль С. Т.* Моделирование реакции корпусов легкобронированных машин на действие ударно-импульсных нагрузок / *С. Т. Бруль, И. Н. Карпейчик, В. М. Мазин [и др.]* // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 22. – С. 12–19. 7. *Васильев А. Ю.* К вопросу о деформировании корпусов транспортных средств при действии ударных нагрузок / *А. Ю. Васильев* // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Динамика и прочность машин. – 2005. - №47. – С. 42-50. 8. *Муйземнек А. Ю.* Математическое моделирование процесса удара и взрыва в программе LS-DYNA: Учеб.пос. / *А. Ю. Муйземнек, А. А. Богач* – Пенза: Информационно издательский центр ПГУ, 2005. – 106 с. 9. *Зукас Дж. А.* Динамика удара / *Дж. А. Зукас, Т. Николас, Х. Ф. Свифт.* – М.: Мир – 1985. – 296 с. 10. *Степанов Г. В.* Анализ процесса ударного индентирования по результатам компьютерного моделирования / *Г. В. Степанов, В. И. Зубов, Е. Е. Александров* // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХПИ», 2003/1. – том 2. – С. 45-52. 11. *Горельский В. А.* Численное моделирование при ударе по нормали и под углом к поверхности преграды / *В. А. Горельский* // Проблемы прочности. – 2002.- №3. – С. 109-113. 12. *Чепков И. Б.* Модель процесса проникновения составного удлиненного поражающего элемента в экранированную преграду/ *И. Б. Чепков, С. А. Лавриков* // Пробл. прочности. – 2003. –№2. – С. 46-55. 13. *Чепков И. Б.* Числове моделювання ударно-хвильового навантаження днища транспортного засобу / *И. Б. Чепков, С. П. Бісик, В. Г. Корбач В. А. Голуб* // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХПИ», 2011. – № 1. – С. 203-212. 14. *Чепков И. Б.* Защитные устройства динамического типа от тандемных кумулятивных боеприпасов / *И. Б. Чепков, В. О. Хитрик* // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2008. – №3. 15. *Бісик С. П.* Числове вирішення задачі ударно-хвильового навантаження пластини / *С. П. Бісик, В. А. Голуб, В. Г. Корбач* // Військово-технічний збірник. Академія сухопутних військ. – Львів: АСВ, 2011. – №2(5). – С. 3-6. 16. *Круковський-Сіневич К. Б.* Дослідження навантаження вибухом макетів днищ бойових машин / *К. Б. Круковський-Сіневич, І. Б. Чепков, Л. О. Волгін, С. П. Бісик [та ін.]* // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХПИ», 2012. – № 2. – С. 110-118. 17. *Бисык С. П.* Исследование влияния угла заострения днища боевой машины на его стойкость к действию взрыва / *С. П. Бисык, В. А. Голуб, В. Г. Корбач, Д. В. Криворучко* // Артиллерийское и стрелковое вооружение. Международный научно-технический журнал. – К.: НТЦ АСВ. – 2011. – №4. – С. 20-23. 18. *Бісик С. П.* Дослідження навантаження вибухом макетів днищ бойових машин / *С. П. Бісик, К. Б. Круковський-Сіневич, І. Б. Чепков, Л. О. Волгін, В. А. Голуб, О. Ю. Ларін* // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПИ», 2012. – С. 149-154. 19. *Карпенко В. А.* К вопросу моделирования подсистемы тягач – прицеп – подвеска - движитель шарнирно-сочлененных колесных машин / *В. А. Карпенко, В. М. Качур, Д. О. Волонцевич* // Вісник НТУ "ХПИ". Тем. вип.: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПИ", 2004. – №2. – С. 26-30. 20. *Васильев А. Ю.* Використання сучасного програмного забезпечення при моделюванні процесу пробиття / *А. Ю. Васильев, О. Ю. Ларін, М. А. Ткачук [та ін.]* // Збірник наукових праць Військового інституту ВВ МВС України. – 2004. – №1-2. – С. 55-57. 21. *Васильев А. Ю.* Построение параметрических

моделей корпусов многоцелевых транспортеров для расчета их прочностных и жесткостных характеристик / *А. Ю. Васильев, Е. В. Пелешко* // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Колесные и гусеничные машины специального назначения. – 2003. – № 28. – С. 102-112. **22.** *Бруль С. Т.* К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины / *С. Т. Бруль, А. Ю. Васильев* // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2005. – №53. – С. 29-34. **23.** *Пономарев Е. П.* К вопросу о проведении многовариантного анализа динамики поведения корпуса МТ-ЛБ при одиночном выстреле / *Е. П. Пономарев, А. Ю. Васильев* // Вестник НТУ «ХПИ». Машиноведение и САПР. – 2005. – №53. – С. 111-116. **24.** *Степанов Н. М.* О новых подходах к обоснованию проектных решений универсальных боевых бронированных платформ / *Н. М. Степанов, Н. А. Ткачук, А. Ю. Васильев* [и др.] // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2009. – №28. – С. 102-107. **25.** *Васильев А. Ю.* Исследование процесса обтекания корпусов легкобронированных машин ударной волной / *А. Ю. Васильев* // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХП», 2009. – №1. – С. 96-107. **26.** *Васильев А. Ю.* К вопросу интегрированных систем анализа динамических процессов в корпусах транспортных средств специального назначения / *А. Ю. Васильев, А. Н. Малакей, Е. В. Пелешко, О. Е. Шаталов* // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХП», 2004. – №1 – С. 51-60. **27.** *Пелешко Е. В.* Специализированный интегрированный программно-модельный комплекс на основе обобщенного параметрического описания сложных механических систем / *Е. В. Пелешко, Н. Н. Ткачук, Г. Д. Гриценко, Н. А. Ткачук* // Вісник НТУ "ХПІ" Тем. вип.:Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХП», 2007. – № 3. – С. 101-117. **28.** *Пелешко Е. В.* Применение обобщенно-параметрического подхода к анализу корпусов транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХП», 2005. – №1. – С. 83-87. **29.** *Чепурной А. Д.* Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / *А. Д. Чепурной, Г. П. Глинин, А. В. Литвиненко, Н. А. Ткачук* // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХП», 2009. – №2. – С. 103-108. **30.** *Ткачук Н. А.* Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных схем / *Н. А. Ткачук, Ю. В. Веретельник, Ю. Я. Миргородский, Е. В. Пелешко* // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХП», 2004. – № 2, т. 2. – С. 79-84. **31.** *Ткачук Н. А.* Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / *Н. А. Ткачук, С. Т. Бруль, А. Н. Малакей* [и др.] // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХП», 2005. – №1. – С. 184-194. **32.** *Бруль С. Т.* Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / *С. Т. Бруль, Н. А. Ткачук, А. Ю. Васильев* [и др.] // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХП», 2011. – №1. – С. 66–73. **33.** *Карпейчик И. Н.* Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударно-волновой загрузки / *И. Н. Карпейчик, С. Т. Бруль, В. М. Мазин* [и др.] // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 51. – С. 59–65. **34.** *Чепурной А. Д.* Автоматизированное проектирование карт раскроя, подготовки и выпуска управляющих программ для машин термической резки в производстве бронедеталей корпусов и башен БТР / *А. Д. Чепурной, А. В. Литвиненко, И. В. Артемов* // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХП», 2007. – №23. – С. 121-127. **35.** *Пелешко Є. В.* Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / *Є. В. Пелешко, М. А. Ткачук, С. Т. Бруль, О. В. Литвиненко, І. М. Карпейчик* // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ 2010, «ХПИ». – №39. – С. 116–131. **36.** *Литвиненко А. В.* Совершенствование математических и численных моделей напряженно-деформированного состояния элементов бронекорпусов при действии ударной волны / *А. В. Литвиненко, Н. А. Ткачук, А. Ю. Васильев* [и др.] // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХП», 2012. – №1. – С. 155-161. **37.** *Литвиненко А. В.* Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения / *А. В. Литвиненко, Н. А. Ткачук, Б. Я. Литвин, А. И. Шейко* //

Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журн. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №2. – С. 221-229. **38.** *Танченко А. Ю.* Напряженно-деформированное состояние пространственных тонкостенных конструкций с учетом утонения стенок несущих элементов / *А. Ю. Танченко, Н. А. Ткачук, Ю. Б. Гусев* // Вісник СевНТУ. Зб. наук. праць. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2011. – Вип. 120. – С. 35-40. **39.** *Ткачук Н. А.* Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-элементных моделей / *Н. А. Ткачук, А. Ю. Танченко, А. Н. Ткачук* [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 22. – С. 147-169. **40.** *Пелешко Е. В.* Расчетно-экспериментальные исследования динамических характеристик бронекорпусов машин легкой категории по массе / *Е. В. Пелешко, А. В. Литвиненко, С. Т. Бруль* // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №22. – С. 81-86. **41.** *Карпейчик И. Н.* Расширенная расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения / *И. Н. Карпейчик, А. В. Литвиненко, С. Т. Бруль, Н. А. Ткачук, А. Ю. Васильев* // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №22. – С. 69-77. **42.** *Ткачук Н. А.* Экспериментальные исследования корпусов легкобронированных машин / *Н. А. Ткачук, И. Н. Карпейчик, А. В. Литвиненко* // Вісник СевНТУ. Зб. наук. праць. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – № 133/2012. – С. 37-43. **43.** *Литвиненко А. В.* Комплексные экспериментальные исследования динамических характеристик фрагментов, макетов и натуральных образцов элементов бронекорпусов транспортных средств специального назначения / *А. В. Литвиненко* // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 1(975). – С. 85-93. **44.** *Ткачук Н. А.* Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / *Н. А. Ткачук, Г. Д. Грищенко, Э. В. Глущенко* и др. // Механіка та машинобудування. Наук.-техн. журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – № 2. – С. 85–96.

Bibliography (transliterated): **1.** *Chepkov I. B.* Poperednja ocinka broneprobittja bronebijno-pidkalibernogo snarjada. Artilerijs'ke i strilec'ke ozbroennja. – 2003. – №1. **2.** *Veretel'nik Ju. V.* Parametricheskie modeli jelementov slozhnyh sistem kak osnova postroenija specializirovannyh raschetnyh sistem. *Ju. V. Veretel'nik, Ju. Ja. Mirgorodskij, E. V. Peleshko, N. A. Tkachuk.* Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn. – Harkiv: NTU «HPI», 2003. – № 1.– Tom 2. **3.** *Glushhenko Je. V.* Formirovanie matematicheskikh modelej dlja issledovanija prochnosti i zhestkosti jelementov korpusov transportnyh sredstv special'nogo naznachenija. *Je. V. Glushhenko, E. V. Peleshko, O. E. Shatalov, V. A. Kolesnik.* Vestnik NTU “HPI”. Tem. vyp.: Kolesnye i gusenichnye mashiny special'nogo naznachenija. – 2003. – №27. **4.** *Brul' S. T.* K voprosu o modelirovanii vozdeystviya udarnoj volny na korpus boevoj mashiny. *S. T. Brul', A. Ju. Vasil'ev.* Vestnik NTU „HPI”. Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR”. – 2005. – №53. **5.** *Brul' S. T.* Modelirovanie reakcii korpusa boevoj mashiny na dejstvie podvizhnoj nagruzki: teorija, metody i modeli. Visnik NTU „HPI”. Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2007. – №3. **6.** *Brul' S. T.* Modelirovanie reakcii korpusov legkobronirovannyh mashin na dejstvie udarno-impul'snyh nagruzok. *S. T. Brul', I. N. Karapejchik, V. M. Mazin* [i dr.]. Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – 2011. – № 22. **7.** *Vasil'ev A. Ju.* K voprosu o deformirovanii korpusov transportnyh sredstv pri dejstvii udarnykh nagruzok. *A. Ju. Vasil'ev.* Vestnik NTU “HPI”. Tem. vyp.: Dinamika i prochnost' mashin. – 2005. - №47. **8.** *Mujzemnek A. Ju.* Matematiceskoe modelirovanie processa udara i vzryva v programme LS-DYNA: Ucheb.pos. *A. Ju. Mujzemnek, A. A. Bogach* – Penza: Informacionno izdatel'skij centr PGU, 2005. **9.** *Zukas Dzh. A.* Dinamika udara. *Dzh. A. Zukas, T. Nikolas, H. F. Swift.* – Moscow: Mir – 1985. **10.** *Stepanov G. V.* Analiz processa udarnogo indentirovanija po rezul'tatam komp'juter-nogo modelirovanija. *G. V. Stepanov, V. I. Zubov, E. E. Aleksandrov.* Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn. – Harkiv: NTU «HPI», 2003/1. – tom 2. **11.** *Gorel'skij V. A.* Chislennoe modelirovanie pri udare po normali i pod uglom k poverhnosti pregrady. Problemy prochnosti. – 2002.- №3. **12.** *Chepkov I. B.* Model' processa proniknovenija sostavnogo udlinnennogo porazhajushhego jelementa v

jekranirovannuju pregradu. *I. B. Chepkov, S. A. Lavrikov*. Probl. prochnosti. – 2003. – №2. **13.** *Chepkov I. B.* Chislove modeljuvannja udarno-hvil'ovogo navantazhennja dnishha transportnogo zasobu. *I. B. Chepkov, S. P. Bisik, V. G. Korbach V. A. Golub*. Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhur. – Harkiv: NTU «HPI», 2011. – № 1. **14.** *Chepkov I. B.* Zashhitnye ustrojst-va dinamicheskogo tipa ot tandemnyh kumuljativnyh boeprisasov. *I. B. Chepkov, V. O. Hitrik*. Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie. – 2008. – №3. **15.** *Bisik S. P.* Chislove virishennja zadachi udarno-hvil'ovogo navantazhennja plastini. *S. P. Bisik, V. A. Golub, V. G. Korbach*. Vijs'kovo-tehnichnij zbirnik. Akademija suhoputnih vijs'k. – L'viv: ASV, 2011. – №2(5). **16.** *Krukovs'kij-Sinevich K. B.* Doslidzhennja navantazhennja vibuhom maketiv dnishh bojovih mashin. *K. B. Krukovs'kij-Sinevich, I. B. Chepkov, L. O. Volgin, S. P. Bisik* [ta in.]. Mehanika ta mashino-buduvannja. Nauk.-tehn. zhurn. – Harkiv: NTU «HPI», 2012. – № 2. **17.** *Bisyk S. P.* Issledovanie vlijanija ugla zaostrenija dnishha boevoj mashiny na ego stojkost' k dejstvu vzryva. *S. P. Bisyk, V. A. Golub, V. G. Korbach, D. V. Krivoruchko*. Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie. Mezhdunarodnyj nauchno-tehnicheskij zhurnal. – K.: NTC ASV. – 2011. – №4. **18.** *Bisik S. P.* Doslidzhennja navantazhennja vibuhom maketiv dnishh bojovih mashin. *S. P. Bisik, K. B. Krukovs'kij-Sinevich, I. B. Chepkov, L. O. Volgin, V. A. Golub, O. Ju. Larin*. Mehanika ta mashinobuduvannja. Naukovo-tehnichnij zhurnal. – Harkiv: NTU «HPI», 2012. **19.** *Karpenko V. A.* K voprosu modelirovanija podsistemy t'jagach – pricep – podveska - dvizhitel' sharnirno-sochlenennyh kolesnyh mashin. *V. A. Karpenko, V. M. Kachur, D. O. Voloncevich*. Vis-nik NTU "HPI". Tem. vip.: Avtomobile- ta traktorobuduvannja. – Harkiv: NTU "HPI", 2004. – №2. **20.** *Vasil'ev A. Ju.* Viktoristannja suchasnogo programnogo zabezpechennja pri modelju-vanni procesu probittja. *A. Ju. Vasil'ev, O. Ju. Larin, M. A. Tkachuk* [ta in.]. Zbirnik naukovih prac' Vijs'kovogo institutu VV MVS Ukraïni. – 2004. – №1-2. **21.** *Vasil'ev A. Ju.* Postroenie parametricheskijh modelej korpusov mnogocelevyh transporterov dlja rascheta ih prochnostnyh i zhestkostnyh harakteristik. *A. Ju. Vasil'ev, E. V. Peleshko*. Vestnik NTU "HPI". Tem. vyp.: Kolesnye i gusenichnye mashiny special'nogo naznachenija. – 2003. – № 28. **22.** *Brul' S. T.* K voprosu o modelirovanii vozdejstvija udarnoj volny na korpus boevoj mashiny. *S. T. Brul', A. Ju. Vasil'ev*. Vestnik NTU „HPI”. Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – 2005. – №53. **23.** *Ponomarev E. P.* K voprosu o provedenii mnogovariantno-go analiza dinamiki povedenija korpusa MT-LB pri odinochnom vystrele. *E. P. Ponomarev, A. Ju. Vasil'ev*. Vestnik NTU „HPI”. Mashinovedenie i SAPR. – 2005. – №53. **24.** *Stepanov N. M.* O novyh podhodah k obosnovaniju proektnyh reshenij universal'nyh boevyh bronirovannyh platform. *N. M. Stepanov, N. A. Tkachuk, A. Ju. Vasil'ev* [i dr.]. Vestnik NTU „HPI”. Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – 2009. – №28. **25.** *Vasil'ev A. Ju.* Issledovanie processa obtekanija korpusov legkobronirovannyh mashin udarnoj volnoj. *A. Ju. Vasil'ev*. Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhur. – Harkiv: NTU «HPI», 2009. – №1. **26.** *Vasil'ev A. Ju.* K voprosu integrirovannyh sistem analiza dinamicheskijh processov v korpusah transportnyh sredstv special'nogo naznachenija. *A. Ju. Vasil'ev, A. N. Malakej, E. V. Peleshko, O. E. Shatalov*. Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn. – Harkiv: NTU «HPI», 2004. – №1. **27.** *Peleshko E. V.* Specializirovannyj integriro-vannyj programmno-model'nyj kompleks na osnove obobshhennogo parametricheskogo opisanija slozhnyh mehanicheskijh sistem. *E. V. Peleshko, N. N. Tkachuk, G. D. Gricenko, N. A. Tkachuk*. Vis-nik NTU "HPI" Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Harkiv: NTU "HPI", 2007. – № 3. **28.** *Peleshko E. V.* Primenenie obobshhenno-parametricheskogo podhoda k analizu korpusov transportnyh sredstv special'nogo naznachenija. Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn. – Harkiv: NTU «HPI», 2005. – №1. **29.** *Chepurnoj A. D.* Obschij po-dhod k obosnovaniju parametrov proektiruemyh mashin na osnove gibridnyh raschetno-jekspirimental'nyh modelej. *A. D. Chepurnoj, G. P. Glinin, A. V. Litvinenko, N. A. Tkachuk*. Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn. – Harkiv: NTU „HPI”, 2009. – №2. **30.** *Tkachuk N. A.* Parametricheskie modeli jelementov slozhnyh sistem kak osnova postroenija specializirovannyh raschetnyh shem. *N. A. Tkachuk, Ju. V. Veretel'nik, Ju. Ja. Mirgorodskij, E. V. Peleshko*. Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn. – Harkiv: NTU „HPI”, 2004. – № 2. **31.** *Tkachuk N. A.* Struktura specializirovannyh integrirovannyh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza jelementov transportnyh sredstv special'nogo naznache-nija. *N. A. Tkachuk, S. T. Brul', A. N. Malakej* [i dr.]. Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn. – Harkiv: NTU «HPI», 2005. – №1. **32.** *Brul' S. T.* Modelirovanie fiziko-mechanicheskijh processov v korpusah legkobronirovannyh

mashin: podhody, modeli, jeffekty. *S. T. Brul', N. A. Tkachuk, A. Ju. Vasil'ev* [i dr.]. *Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn.* – Harkiv: NTU «HPI», 2011. – №1. **33.** *Karapejchik I. N.* Chislennoe modeliro-vanie reakcii tonkostennoj konstrukcii na dejstvie udarno-volnovoj zagruzki. *I. N. Karapejchik, S. T. Brul', V. M. Mazin* [i dr.]. *Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mashinove-denie i SAPR.* – 2011. – № 51. **34.** *Chepurnoj A. D.* Avtomatizirovannoe proektirova-nie kart raskroja, podgotovki i vypuska upravljajushhijh programm dlja mashin termicheskoj rezki v proizvodstve bronedetelej korpusov i bashen BTR. *A. D. Chepurnoj, A. V. Litvinenko, I. V. Artemov.* *Visnik NTU "HPI". Zb. nauk. prac'. Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR.* – Harkiv: NTU «HPI», 2007. – №23. **35.** *Peleshko E. V.* Kompleksne doslidzhennja mic-nosti ta zhorstkosti korpusiv transportnih zasobiv special'nogo priznachennja. *E. V. Peleshko, M. A. Tkachuk, S. T. Brul', O. V. Litvinenko, I. M. Karapejchik.* *Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Transportnoe mashinostroenie.* – Har'kov: NTU 2010, «HPI». – №39. **36.** *Litvinenko A. V.* Sovershenstvovanie matematicheskijh i chislennyh modelej naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija jelementov bronekorpusov pri dejstvii udarnoj volny. *A. V. Litvinenko, N. A. Tkachuk, A. Ju. Vasil'ev* [i dr.]. *Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn.* – Harkiv: NTU «HPI», 2012. – №1. **37.** *Litvinenko A. V.* Obshhij podhod k proektno-tehnologicheskomu obespecheniju zashhishhennosti bronekorpusov transportnyh sredstv special'nogo naznachenija. *A. V. Litvinenko, N. A. Tkachuk, B. Ja. Litvin, A. I. Shejko.* *Mehanika ta mashinobuduvannja. Nauk.-tehn. zhurn.* – Harkiv: NTU «HPI», 2012. – №2. **38.** *Tanchenko A. Ju.* Naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie prostranstvennyh tonkostennyh konstrukcij s uchetom utonenija stenok nesushhijh jelementov / *A. Ju. Tanchenko, N. A. Tkachuk, Ju. B. Gusev.* *Visnik SevNTU. Zb. nauk. prac'. Serija: Mehanika, energetika, ekologija.* – Sevastopol', 2011. – Vip. 120. **39.** *Tkachuk N. A.* Analiz chuvstvitel'nosti prochnostnyh i dinamiche-skih charakteristik mashinostroitel'nyh konstrukcij na osnove prjamogo vozmushhenija konechno-jelementnyh modelej. *N. A. Tkachuk, A. Ju. Tanchenko, A. N. Tkachuk* [i dr.]. *Visnik NTU «HPI». Zb. nauk. prac'. Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR.* – Harkiv: NTU «HPI», 2012. – № 22. **40.** *Peleshko E. V.* Raschetno-jeksperimental'nye issledovanija dinamiceskijh charakteristik bronekorpusov mashin legkoj kategorii po masse. *E. V. Peleshko, A. V. Litvinenko, S. T. Brul'.* *Visnik NTU «HPI». Zb. nauk. prac'. Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR.* – Harkiv: NTU «HPI», 2011. – №22. **41.** *Karapejchik I. N.* Rasshirennaja raschetno-jeksperimental'naja identi-fikacija parametrov chislennyh modelej korpusnyh jelementov transportnyh sredstv special'nogo naznachenija. *I. N. Karapejchik, A. V. Litvinenko, S. T. Brul', N. A. Tkachuk, A. Ju. Vasil'ev.* *Visnik NTU «HPI». Zb. nauk. prac'. Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR.* – Harkiv: NTU «HPI», 2012. – №22. **42.** *Tkachuk N. A.* Jeksperimental'nye issledovanija korpusov legkobro-nirovannyh mashin. *N. A. Tkachuk, I. N. Karapejchik, A. V. Litvinenko.* *Visnik SevNTU. Zb. nauk. prac'. Serija: Mehanika, energetika, ekologija.* – Sevastopol': SevNTU, 2012. – № 133/2012. **43.** *Litvinenko A. V.* Kompleksnye jeksperimental'nye issledovanija dinamiceskijh charakteristik fragmentov, maketov i naturnyh obrazcov jelementov bronekorpusov transport-nyh sredstv special'nogo naznachenija. *A. V. Litvinenko.* *Visnik NTU «HPI». Zb. nauk. prac'. Serija: Mashinoznavstvo ta SAPR.* – Harkiv: NTU «HPI», 2013. – № 1(975). **44.** *Tkachuk N. A.* Reshenie zadach raschetno-jeksperimental'nogo issledovanija jelementov slozhnyh mehanicheskijh sistem. *N. A. Tkachuk, G. D. Gricenko, Je. V. Glushhenko* i dr. *Mehanika ta mashinobudu-vannja. Nauk.-tehn. zhurnal.* – Harkiv: NTU «HPI», 2004. – № 2.

Надійшла (received) 27.05.2014

В. И. СЕРИКОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИРОДЫ И ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ МЕХАНИЗМЕ

В статье описан математический аппарат, использованный для анализа параметров рабочего цикла комплекса механизмов. Сопоставление прогнозируемых параметров и полученных экспериментальным путем показало высокую достоверность полученных результатов и эквидистантность кривых, характеризующих расчетные и экспериментальные параметры. Однако на отдельных участках наблюдалось существенное отличие значений. Проведенная работа позволила выявить природу и оценить причину отличий.

Ключевые слова: механизм, кинематическая цепь, анализ кинематики, анализ динамики, двухзвенник, конструкционные параметры, эксперимент, косвенное измерение, моделирование сложных механических систем

Постановка проблемы. В процессе создания нового комплекса механизмов для перемещения грузов по заранее заданной траектории были проведены мероприятия по улучшению характеристик работы этого комплекса. К таким характеристикам согласно техническому заданию были отнесены минимальное время одного рабочего цикла как в прямом (с доставляемым грузом), так и в обратном (возвращение на исходную позицию) направлении. Был изготовлен комплекс механизмов, в котором были учтены рекомендации для достижения необходимых характеристик. Проведенные эксперименты в достаточной степени подтвердили прогнозируемые значения параметров работы. Однако, фиксируемые в ходе эксперимента параметры в некоторые моменты времени значительно отличались от прогнозируемых. В связи с этим возникла необходимость в исследовании источника и природы указанных отличий.

Основной материал. Многие задачи, связанные с предварительной оценкой тех или иных параметров отдельных узлов и агрегатов, проектирование которых невозможно без анализа динамики их поведения, имеют довольно разработанный математический аппарат, который может быть формализован и представлен в виде алгоритма для решения при помощи ЭВМ.

К таким задачам можно отнести разработку механизмов для перемещения стандартных грузов.

Для исследования динамики указанных объектов применяется единый подход, основанный на использовании унифицированной математической модели [3]. Несмотря на принципиальные отличия в конструкции механических частей, все механизмы приводятся к одномассовой системе [4],

движение которой в общем случае описывается известным уравнением Лагранжа II рода в виде.

$$J\ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \dot{\varphi}^2 = M_{\delta} + M_T - M_{TP} \quad (1)$$

где $J=J(\varphi)$ – приведенный момент инерции системы, включающий моменты инерции собственно механизма, редукторов и приводных электродвигателей; φ – угол поворота звена приведения; M_{δ} – приложенный к звену приведения движущий момент; M_T – момент, обусловленный действием сил тяжести перемещаемых грузов и звеньев механизма; M_{TP} – момент сил трения, действующих в сопряжениях деталей механизма.

Момент инерции I может быть переменным или постоянным в зависимости от кинематической схемы механизма. В последнем случае второе слагаемое левой части уравнения (1) отсутствует. Момент M_T может быть положительным, отрицательным или равным нулю. Количество приводных двигателей и редукторов зависит от конструкции механизма и его нагрузки. В качестве звеньев приведения указанных механизмов могут выбираться различные элементы кинематической цепи.

В процессе работы над новой конструкцией был проведен ряд экспериментов. На вал электродвигателя, приводящий в движение механизм, был прикреплен индукционный датчик частоты, напряжение через дополнительное сопротивление подавалось на шлейф осциллографа, ток – через шунт.

Осциллограмма, на которой зафиксированы сила тока и напряжение приводного двигателя механизма изображена на рис.1. Расстояние между вертикальными линиями соответствуют 0,1 секунды.

Анализируя осциллограмму, можно отметить, что процесс старта двигателя характеризуется значительным скачком силы тока (зона I рис.1). Затем сила тока несколько снижается, что обусловлено траекторией исполнительного органа (зона II рис.1). В зоне III вновь наблюдается всплеск, который фактически связан с торможением двигателя в момент постановки на стопор. То, что обороты двигателя значительно снизились можно наблюдать по кривой 3 рис.1 в этой зоне.

Как было сказано выше, в процессе эксперимента замерялись сила тока и напряжение на приводном электродвигателе, замеров ускорений не проводилось. С другой стороны, в математическую модель рассматриваемого механизма не входила полная математическая модель электродвигателя, позволяющая иметь в качестве выходных параметров силу тока и напряжение. Механические характеристики двигателя были получены от заказчика в виде графиков и аппроксимированы в виде функций зависимости момента от угловой скорости двигателя.

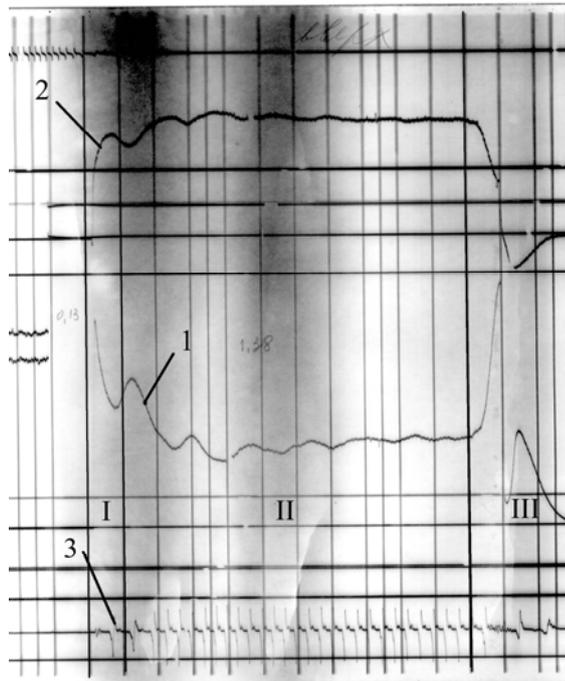


Рис.1 – Осциллограмма.: 1 – сила тока; 2 – напряжение; 3 – обороты двигателя; I – момент старта; II – рабочий ход; III – постановка на стопор.

Проанализируем степень достоверности расчетной модели в области характеристики происходящих процессов. Необходимо отметить, что в нашем случае мощность является параметром, который получен в результате перемножения отдельных параметров (напряжения и силы тока, момента и угловой скорости), и, следовательно, позволяет комплексно проанализировать входящие в него параметры. Поэтому, в случае, если характер экспериментальной и расчетной кривой, иллюстрирующих изменение во времени потребляемой мощности, будет совпадать, то можно однозначно утверждать, что остальные параметры, входящие в произведение, совпадают тем более.

Для дальнейшего анализа расчетная и экспериментальная кривые совмещаются на одном графике

Результат сравнения вычисленных значений и экспериментальных приведен на рис.2.

Анализируя совмещенные графики, можно отметить следующее:

- Кривые мощности в целом совпадают друг с другом (количественная оценка дается ниже), что говорит об удовлетворительном совпадении реального и смоделированного процессов.

2. Расчетная кривая отличается от экспериментальной на 12-15%, что является достаточно достоверным совпадением для упрощенной модели. Кроме этого, необходимо отметить, что в процессе проведения эксперимента

было обнаружено, что характеристики приводных электродвигателей отличаются. В связи с чем можно ожидать повышения точности расчетов при использовании более достоверной характеристики электродвигателя

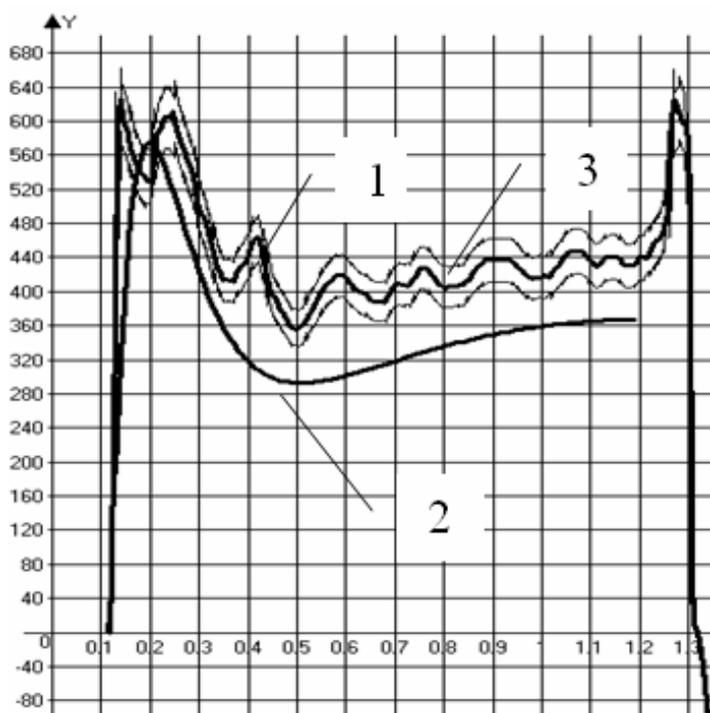


Рис.2 – Сравнение экспериментальной (1) и расчетной (2) кривых с учетом доверительного

3. Расчетное время работы механизма ниже экспериментального (1,05 с по расчетам против 1,38 с по осциллограмме). Расхождение объясняется тем, что расчет выполнен на основании математической модели, которая не учитывает наличие дополнительных устройств (стопоры, защелки и пр.).

Для количественной оценки совпадения графиков построим кривую абсолютной погрешности, полученную как разность измеренных и вычисленных значений мощности (рис.3).

Максимальная разность между исследуемыми кривыми превышает 300 Вт (38,6%).

Математическое ожидание погрешности вычислено по формуле:

$$M(x) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (2)$$

где n – число значений,
 x_i – величина погрешности.

Значение математического ожидания погрешности составляет 5,92 Вт. Среднее квадратическое отклонение определяется формулой

$$S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - x)^2} \quad (3)$$

и имеет величину 86,52 Вт.

Значительная максимальная разность опытных и расчетных значений мощности, малое значение математического ожидания погрешности, полученная величина среднего квадратического отклонения являются следствием колебательного характера экспериментальной кривой мощности.



Рис. 3 – Разность между вычисленными и экспериментальными значениями мощности

грузом или без.

Анализ указанных графиков позволил свести в таблицу 1 периоды колебаний.

Таблица 1 – Периоды колебаний механизма

Номер серии	Период	Номер серии	Период
При движении с грузом		При движении без груза	
1	0,135	5	0,15
2	0,14	6	0,158
3	0,14	7	0,152
4	0,148	8	0,15
Среднее	0,141	Среднее	0,153

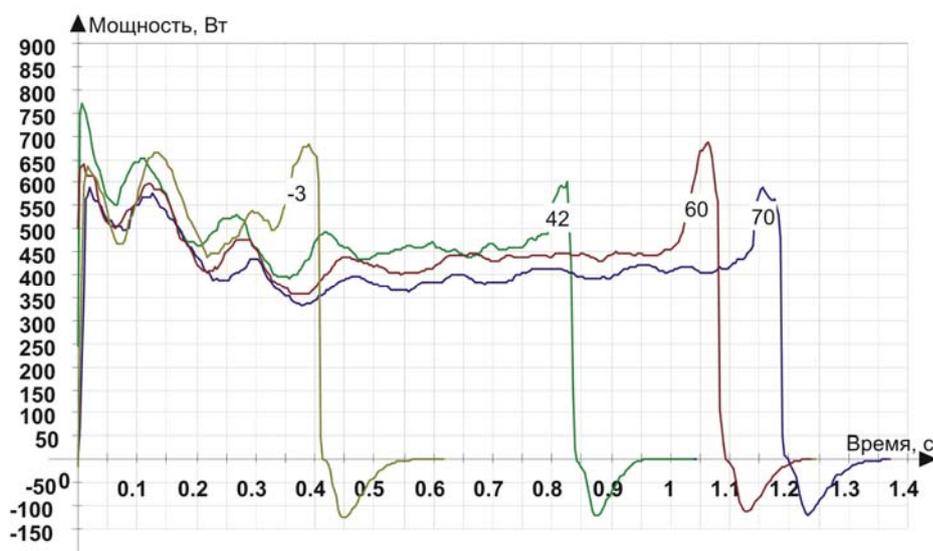


Рис. 4 – Изменение потребляемой мощности при движении механизма с грузом

Выясним природу указанных колебаний. Для этого сведем в один график значения изменения мощности при движении механизма с грузом (рис.4) и без (рис.5) при разных начальных положениях. Как видно из рис. 4 и 5, колебательные процессы практически не зависят от начального положения, но существенно различаются при движении механизма с

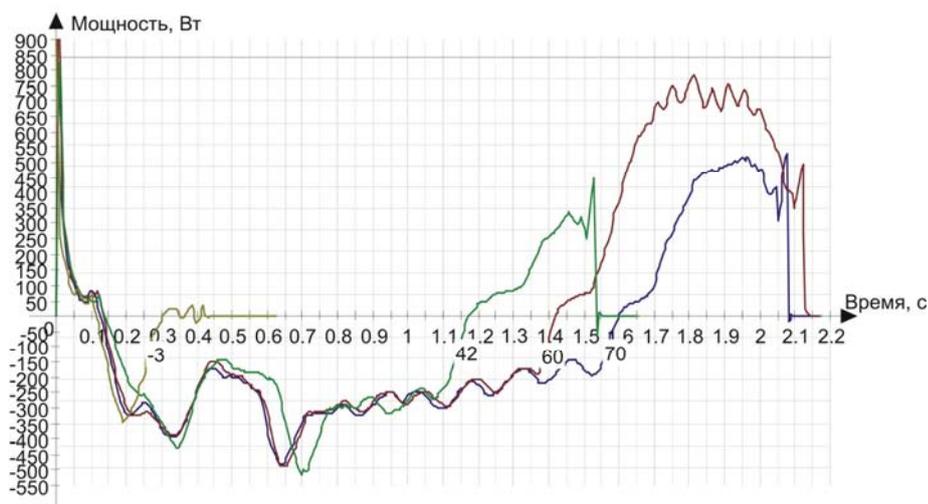


Рис. 5 – Изменение потребляемой мощности при движении механизма без груза

Последнее обстоятельство указало на возможную связь характера кривой мощности с упругими колебаниями механизма, частота которых изменяется при изменении его массовых характеристик. Таким образом, речь идет о свободных колебаниях системы, возникающих вследствие единичных возмущений.

Вывод. Найденные графически и численно периоды колебаний действительно практически одинаковы для разных серий экспериментов с разными начальными условиями, но одинаковыми массово-инерционными и жесткостными параметрами механизма. Это обстоятельство подтверждает выдвинутое предположение о природе расхождений экспериментальных и расчетных данных на отдельных временных участках исследуемого процесса. Представляет интерес дальнейшее исследование процесса с учетом жесткостных характеристик механизма.

Список литературы: 1. Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах: учеб. пособие для вузов. Т. 2: Динамика. - М: Наука. - 1968. - 624 с. 2. Грановский В. А., Синая Т. Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. - Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1990. - 287с. 3. Грановский В. А., Синая Т. Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. - Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1990. - 287с. 4. Белоконев И. М. Теория механизмов и машин. Методы автоматического проектирования. - К.: Выща школа, 1990. - 208 с. 5. Медведев Н. Г., Абляскин О. И., Сериков В. И. Повышение быстродействия механизмов для перемещения стандартных грузов.// Материалы междунар. науч.-техн. конф. "MicroCAD'97". 12-14 мая 1997 г. Харьков: ХГПУ. 1996. Ч.3. С. 344. 7. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Глуценко Э. В., Ткачук А. В. Программно-аппаратный комплекс для анализа и синтеза моделей элементов сложных механических систем // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Тематичний випуск: "Динаміка і міцність машин". Збірник наукових праць НТУ "ХПІ". - Харків: НТУ "ХПІ", 2004.- № 31. - с.154-165. 8. Ткачук Н. А., Пономарев Е. П., Медведева А. В., Миргородский Ю. Я., Малакей А. Н., Гриценко Г. Д. Определение рациональных параметров элементов механических систем // Механіка та машинобудування. - 2001.- №1,2. - С.308-314. 9. Веретельник Ю. В., Миргородский Ю. Я.,

Пелешко Е. В., Ткачук Н. А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // *Механіка та машинобудування*. – 2003. – №1. – Том 2. – С.3-7. **11.** *Тропина А. А., Марасов С. Н.* Кинематический анализ манипуляционной системы робота // *Автомобильный транспорт*. – 2008. – Вип. 22. – С. 154-158.

Bibliography (transliterated): **1.** *Bat' M. I., Dzhanlidze G. Ju., Kel'zon A. S.* Teoreticheskaja mehanika v primerah i zadachah: ucheb. posobie dlja vtuzov. T. 2: Dinamika. - Moscow: Nauka. - 1968. **2.** *Granovskij V. A., Siraja T. N.* Metody obrabotki jeksperimental'nyh dannyh pri izme-renijah. – L.: Jenergoatomizdat, Leningr. otd-nie, 1990. **3.** *Granovskij V. A., Siraja T. N.* Metody obrabotki jeksperimen-tal'nyh dannyh pri izmerenijah . – Leningrad: Jenergoatomizdat, Le-ningr. otd-nie, 1990. **4.** *Belokonev I. M.* Teorija meha-nizmov i mashin. Metody avtomaticheskogo proektirovanija. - Kiev: Vyshha shkola, 1990. **5.** *Medvedev N. G., Abljaskin O. I., Serikov V. I.* Povyszenie bystrodejstvija mehanizmov dlja pe-remeshhenija standartnyh грузов. Materialy mezhdunar. nauch.-tehn. konf. "MicroCAD'97". 12-14 maja 1997 g. Har'kov: HGPU. 1996. Ch.3. **7.** *Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Glushhenko Je. V., Tkachuk A. V.* Programmno-apparatnyj kompleks dlja analiza i sinteza modelej jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem. Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu "HPI". Tematicnij vipusk: "Dinamika i micnist' mashin". Zbirnik naukovih prac' NTU "HPI". – Harkiv: NTU "HPI", 2004.– № 31. **8.** *Tkachuk N. A., Ponomarev E. P., Medvedeva A. V., Mirgorodskij Ju. Ja., Malakej A. N., Gricenko G. D.* Opredelenie ra-cional'nyh parametrov jelementov mehanicheskikh sistem // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2001.– №1,2. **9.** *Veretel'nik Ju. V., Mirgorodskij Ju. Ja., Peleshko E. V., Tkachuk N. A.* Parametricheskie modeli jelementov slozhnyh sistem kak osnova postroenija specializirovannyh raschetnyh sistem. *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2003.– №1. – Том 2. **11.** *Tropina A. A., Marasov S. N.* Kinematicheskij analiz manipulja-cionnoj sistemy robota. *Avtomobil'nyj transport*. – 2008. – Vip. 22.

Поступила (received) 15.05.2014

Н. Б. СКРИПЧЕНКО, аспирант НТУ «ХПИ»

ОСОБЕННОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ ПРИ КОНТАКТЕ ТЕЛ КОНЕЧНЫХ РАЗМЕРОВ ПО ПОВЕРХНОСТЯМ БЛИЗКОЙ ФОРМЫ ПРИ ВАРЬИРОВАНИИ ИХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ

Для современного машиностроения характерным является широкое применение машин, в которых передача требуемых сложных видов движения и значительных рабочих усилий осуществляется посредством контакта сложнопрофильных деталей. В силу этого между контактирующими телами возникают значительные контактные давления, во многих случаях определяющие несущую способность машиностроительных конструкций. В работе поставлена и решена задача о влиянии изменения геометрических размеров контактирующих тел на распределение контактных давлений и размеры контактной площадки в сопряжении тел конечных размеров. Осуществлена параметризация задачи относительно геометрических размеров контактирующих тел. Получены значения максимальных контактных давлений и длины полуосей контактного пятна.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, напряженно-деформированное состояние, модель Герца, метод конечных элементов, геометрический синтез, сложнопрофильное тело, кинематически генерируемая поверхность, контактное давление, контактные площадки, контакт тел близкой формы.

Введение. В конструкциях машин, оборудования и оснастки для осуществления связанных движений и усилий сопряжения традиционно применялись различные виды подвижных соединений. Однако тенденции усложнения кинематических схем, а также интенсификация условий нагружения приводят к неприменимости как известных конструктивных решений, так и методов их расчета. Для современного машиностроения характерным является широкое применение машин, в которых передача требуемых сложных видов движения и значительных рабочих усилий осуществляется посредством контакта сложнопрофильных деталей. Это, например, передача технологических усилий в штампах различного типа, закрепление и базирование заготовок при механообработке на разнообразных металлорежущих станках, передача рабочих нагрузок между зубчатыми колесами в редукторах, усилия сопряжения поршней в гидрообъемных передачах, усилия опирания механизма наклона дуговых сталеплавильных печей и т. п. В силу этого между контактирующими телами возникают значительные контактные давления, во многих случаях определяющие несущую способность машиностроительных конструкций.

Кроме того, характер распределения контактных давлений обуславливает величины и картины распределения перемещений точек взаимодействующих деталей как гладких или шероховатых упругих тел. Это, в свою очередь, влияет на жесткость исследуемого узла, что влечет за собой,

например, обеспечение или необеспечение точности выполнения технологической операции. Соответственно, при проектировании таких элементов машин важным является определение напряженно-деформированного состояния в сопряжении упругих деформируемых тел с учетом их контактного взаимодействия [1].

Общий подход к решению задачи. Ставится задача анализа контактного взаимодействия тел конечных размеров по поверхностям близкой формы при варьировании их геометрических размеров в плане.

Одним из направлений решения поставленной задачи является подход, предложенный в работе [2]. Основными источниками проблем при исследовании контактного взаимодействия тел конечных размеров с близкими по форме поверхностями являются следующие факторы: на начальной стадии проектирования необходим умеренно точный, но очень оперативный инструмент определения напряженно-деформированного состояния; на этапе оптимизации конструкции необходим точный метод определения контактных нагрузок в локальной области контакта и оперативный инструмент определения напряженно-деформированного состояния (НДС) во всем объеме.

Предлагается новый подход, состоящий в том, что для решения задач анализа контактного взаимодействия привлекается общая локальная или вариационная постановка. Для дискретизации получаемых задач используются методы конечных элементов и граничных элементов, реализуемые как в универсальных комплексах типа ANSYS, так и в оригинальных авторских программах [2]. Далее для определенного класса тел исследуется путем численного анализа влияние тел или иных факторов. Это дает возможность, во-первых, строить аппроксимационные зависимости для определения контактных зон и контактных давлений, а, во-вторых, получать базовую информацию для оценки адекватности и точности результатов, получаемых с применением других моделей и методов.

В данной статье будет описано решение задач анализа распределения контактных давлений при контакте тел конечных размеров при варьировании их геометрических размеров в плане.

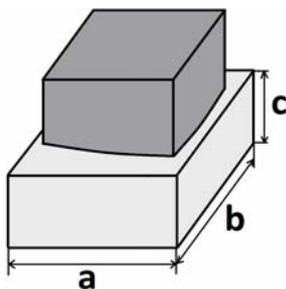


Рис. 1 – Расчетная схема модельной задачи

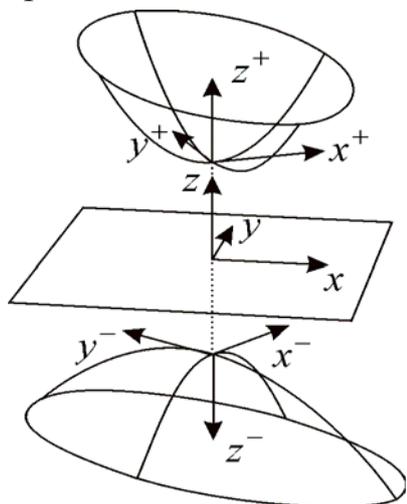
Следует заметить, что частично основные элементы математических моделей (Герц, МКЭ, МГЭ) для данных объектов описаны в [2]. В связи с этим в данной статье основное внимание будет уделено постановке, решению и анализу численных результатов, полученных при решении тестовых задач.

Тестовая задача. Решается задача о контакте плоского тела с частью параболоида. Расчетная схема модельной задачи представлена на рисунке 1. Размеры тел: $a = 0.015$ м, $b = 0.015$ м, $c = 0.01$ м. Радиусы кривизны: $R_1 = 50$ м и $R_2 = 5\,000$ м. Величина прижимающего усилия: $F = 400$ Н. Материал: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu = 0.3$. Тела – гладкие. Напряженно-

деформированное состояние симметрично относительно вертикальных плоскостей. В связи с этим рассматривается 1/4 конструкции.

Варьируемым параметром является величина размера c , которая изменялась в диапазоне $1,5 \cdot 10^{-2} - 0,5 \cdot 10^{-2}$ м.

Поскольку, как указывалось выше, среди существующих методов анализа нельзя выделить однозначного лидера (все применяемые методы имеют свои рамки применения, характеризуются различной степенью точности и требовательностью к затрачиваемым ресурсам), для решения задачи контактного взаимодействия предлагается использовать как аналитический метод (модель Герца [3]) так и численный (метод конечных элементов (МКЭ) [4,5]).



Модель Герца (см. рис. 2) дает возможность определить распределение контактных давлений для случая контакта двух параболоидов по эллипсу с полуосями a, b и их максимальные значения, а также длины полуосей контактных пятен:

$$\sigma_{\max} = \frac{3P}{2\pi ab}. \quad (1)$$

Рис. 2 – Контакт двух параболоидов

Здесь P – величина прижимающего усилия; a, b – большая и меньшая длина полуоси контактного

пятна соответственно:

$$a = 1.109 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot R_1}{E}}, \quad b = 1.109 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot R_2}{E}}, \quad (2)$$

где R_1, R_2 – радиусы кривизны параболоида в двух главных направлениях.

Численное решение по МКЭ проводилось в программном комплексе ANSYS Workbench. С использованием построенной конечно-элементной модели были получены зависимости максимальных контактных давлений P (рис. 3) и максимальных эквивалентных напряжений (рис. 4) от изменения величины стороны c .

Во время проведенного исследования были получены зависимости значений длин контактного пятна a' и b' от изменения величины стороны a (рис. 5). Здесь a' – значение длины контактного пятна, направленное вдоль варьируемого размера a ; b' – вдоль размера b соответственно (см. рис. 1, 2).

Аналитическим методом Герца по соотношениям (1,2) и численным методом конечных элементов были получены формы распределения контактных давлений при изменении величины размера c (см. рис. 6). На представленных зависимостях видно, что если не учитывать численную

составляющую форм, то распределения контактных давлений, полученных аналитическим и численным методом, имеют одинаковый характер поведения функции распределения контактных давлений. Например, для модели с величиной размера $c = 0,6 \cdot 10^{-2}$ м отличие составило около 8%.

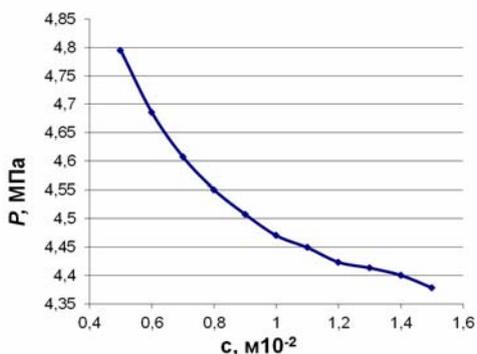


Рис. 3 – Зависимости максимальных контактных давлений P от изменения величины стороны c

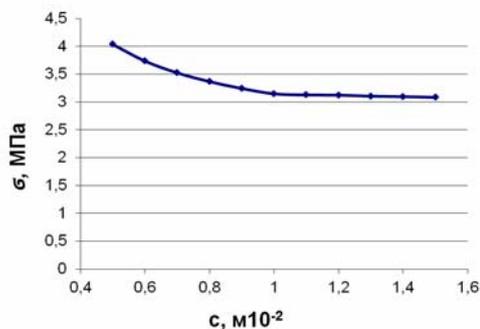
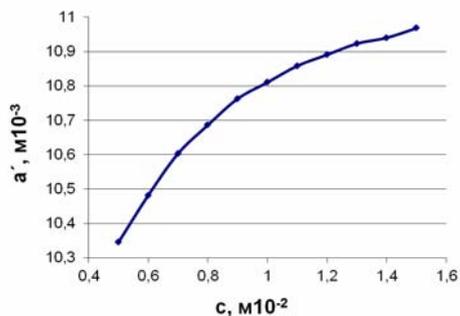
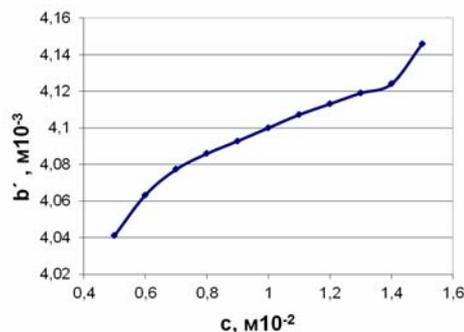


Рис. 4 – Зависимости максимальных эквивалентных напряжений σ от изменения величины стороны c

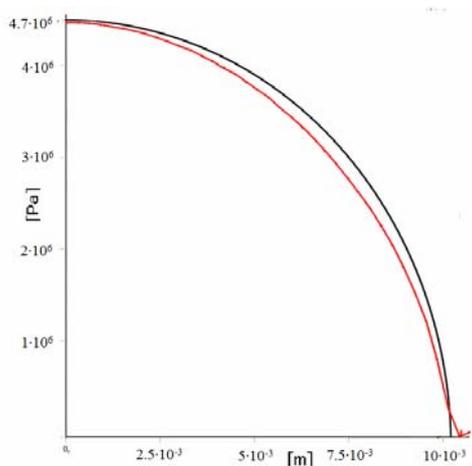


a

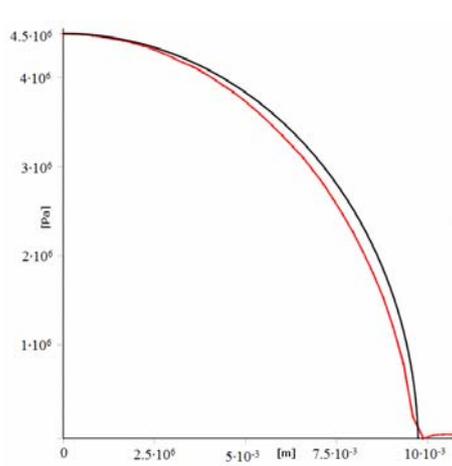


б

Рис. 5 – Зависимости длин сторон контактного пятна от изменения величины размера c : *a* – пятна a' ; *б* – пятна b' .



a



б

Рис. 6 – Формы распределения контактных давлений от изменения величины размера c : *a* – $c = 0,6 \cdot 10^{-2}$ м; *б* – $c = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м.

Выводы. В статье описаны результаты исследования распределения контактных давлений для случая контакта тел с близкими радиусами кривизны при изменении размера тел, находящихся в контакте.

На модельных задачах проиллюстрировано, что уменьшение размера тел в плане слабо влияет на формы распределения контактных давлений.

Однако следует учитывать, что разница между численными значениями максимальных контактных давлений, полученных с помощью модели Герца и МКЭ, составляет около 20%. Главным образом, это обусловлено ограничениями для применимости модели Герца (соизмеримость площади пятна контакта с размерами поверхностей контакта, близость формы контактирующих тел и ограниченность их высоты).

Список литературы: 1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 2. Ткачук Н. Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопольных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Ткачук Николай Николаевич. – Харьков, 2010 – 203 с. 3. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper. Math.. – 1881. – Vol. 4. Belytschko T., Liu W.K. and Moran B. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures – New York: J. Wiley & Sons. – 2000. – 600 pp. 5. Стренг Э. Теория метода конечных элементов. – М.: Мир, 1977. – 349 с.

Bibliography (transliterated): 1. Dzhonson K. Mehanika kontaktnogo vzaimodejstvija. – M.: Mir, 1989. 2. Tkachuk N. N. Analiz kontaktnogo vzaimodejstvija slozhnoprofil'nyh jelementov mashinostroitel'nyh konstrukcij s kinematcheski soprjazhennymi poverhnostjami: diss. kandidata tehn. nauk: 05.02.09. Tkachuk Nikolaj Nikolaevich. – Har'kov, 2010 – 203 s. 3. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper. Math.. – 1881.. 4. Belytschko T., Liu W.K. and Moran B. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures – New York: J. Wiley & Sons. – 2000. 5. Streng Je. Teorija metoda konechnyh jelementov. – Moscow: Mir, 1977.

Поступила (received) 01.04.2014

РЕФЕРАТИ

УДК 629.1.032.531.3

Гідрооб'ємно-механічна трансмісія гусеничної машини з безступінчастим регулюванням швидкості та радіусу повороту / В. Б. Самородов, І. В. Удод, О. І. Деркач // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 3 – 12. – Бібліогр. : 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Запропоновано оригінальну схему безступінчатої гідрооб'ємно-механічної трансмісії гусеничної машини з диференціалом на вході. Трансмісія виконана за бортовий схемою. Проведено кінематичний, силовий і енергетичний аналіз запропонованої трансмісії, дано науково-технічне обґрунтування її ефективного використання на гусеничних тракторах і бульдозерах.

Ключові слова: гусенична машина, нерегулюємий мотор, гідропіджимна муфта, коефіцієнт корисної дії, прямолінійний рух, потужність, енергонасиченість, трансмісійне матричне моделювання, техніко-економічні показники.

УДК 656.08

Ходова лабораторія для дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля / А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 13 – 21. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Представлена сучасна ходова лабораторія для виміру експлуатаційних властивостей автомобіля, яка розроблена на кафедрі автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ). Особливістю даної ходової лабораторії є можливість отримання необхідної інформації одночасно по всіх вимірювальних каналах, які відповідають за дослідження основних експлуатаційних властивостей автомобіля. Це дозволяє наочно спостерігати картину протікання, наприклад, такого багатогранного і складного процесу, як гальмування автомобіля не тільки за параметрами гальмівної ефективності, але й з урахуванням динаміки гальмівного привода, зміни зусилля на гальмівній педалі, зміни курсової стійкості і появою коливань від нерівностей дороги.

Ключові слова: автомобіль, експлуатаційні властивості, дослідження, ходова лабораторія, прилад, контролер, датчик, вимір, точність, програма.

УДК 629.4-592

Експериментальне дослідження процесу гальмування колісного трактора Fendt 936 Varjo / А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 22–29. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

В роботі наведена методика експериментального дослідження впливу законів натиснення на педаль гальма та керування джойстиком при русі з усіма та одним ведучим мостом дорогами з різним коефіцієнтом зчеплення, та варійованою силою тяги на гаку на керованість та гальмівну ефективність трактора з гідрооб'ємно-механічною трансмісією Fendt 936 Varjo, описано принцип дії приладів та апаратури, що використовувалися при випробуваннях. Основними з яких є мобільний вимірювальний комплекс, що розроблений кафедрою технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, та електронний динамометр. Описано принцип дії програми для візуалізації отриманих результатів з електронного динамометра.

Ключові слова: колісний трактор, гальмування, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, експериментальне дослідження.

УДК 629.1.032.531.3

Вплив способів заряду свинцево-кислотних акумуляторних батарей на їх стан / М. Є. Сергієнко, А. М. Сергієнко, М. Є. Оверко, А. М. Маренич // Вісник НТУ «ХП». Серія:

Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 30 – 35. –
Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

У роботі проведено аналіз існуючих способів заряду кислотних акумуляторних батарей. Описано основні застосовувані способи заряду акумуляторів, їх переваги і недоліки. Запропоновано спосіб заряду акумуляторів, який включає 3 етапи: десульфатація, основний заряд і зрівняльний заряд.

Ключові слова: акумулятор, свинцево-кислотний, заряд, пристрій, алгоритм, відновлення, спосіб, струм, ємність, оцінка, показники.

УДК 625.282:625.032.

Дослідження залежності динамічних сил, що діють на путню структуру та транспортний засіб – від форми імпульсних збуджень / В. Г. Маслієв, Ю. В. Макаренко, А. О. Маслієв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 36 – 43. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Встановлено залежності динамічних сил, що діють на путню структуру та транспортний засіб, який обладнано пневматичними ресорами, – від форми імпульсних збуджень, що виникають при спрацюванні регулятора положення кузова (РПК), та зроблено порівняння їх із силами, які обумовлені впливом нерівностей на путній структурі. Доведено, що завдяки використанню пневматичного ресорного підвішування, яке дозволяє суттєво збільшити статичний прогин у порівнянні з металевим на базі гвинтових пружин, зменшуються сили, що передаються від підресореної маси через колеса на путню структуру. Отримано залежності цих сил від статичного прогину пневматичних ресор та від швидкості руху транспортного засобу. Наведено приклад розрахунку раціональних геометричних та фізичних параметрів пневматичного ресорного підвішування транспортного засобу, яке можна рекомендувати на заміну металевого ресорного підвішування, щоб зменшити руйнівний вплив на путню структуру.

Ключові слова: транспортний засіб, колесо, путня структура, пневматична ресора, статичний прогин, сила, швидкість руху.

УДК 629.4: 539.3

Експериментальні дослідження вантажного вагону / О. Д. Чепурний, О. В. Литвиненко, А. М. Баранов, Р. І. Шейченко, М. О. Бондаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 44 – 61. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

У статті описані методика і результати статичних випробувань на міцність критого вагона моделі 11-9962. Для перевірки працездатності, міцності, жорсткості і стійкості щойно спроектованого вагона він піддавався нормативним навантаженням, які імітують реальні експлуатаційні. Реєстрація напружень в елементах конструкції вагона здійснюється за допомогою тензорезисторів. Отримано картини розподілів напружень в елементах вагона. Зроблено висновок щодо задоволення критеріїв міцності, які пред'являються до конструкцій даного типу.

Ключові слова: вантажний вагон, напружено-деформований стан, експеримент, випробування, тензорезистор, оцінка міцності, розрахункові режими, допустимі напруження, навантаження, елемент вагону.

УДК 621.313

Режими руху електрорухомого складу з електромеханічним перетворювачем змінного струму на ділянці шляху для якого задано профіль та графік руху / С. Ю. Черв'яков, Б. Г. Любарський, Б. Х. Єрицян, М. Л. Глебова, О. В. Клименко, В. М. Іваненко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 62 – 66. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В роботі розглядається методика вибору режимів руху момент при розробці нових електрорухомих складів (ЕРС) та при моделюванні руху виникає та стратегія керування для математичної моделі руху потягу. Для створення ефективного керівного сигналу для руху потягу крім

визначення можливих режимів руху розроблена стратегія керування. Виведені 5 режимів руху та умови їх зміни такі як: рух з максимальною силою тяги, що реалізується; рух на вибігу; рух з максимальною силою гальмування, що реалізується; рух при роботі електроприводу з максимальним ККД в режимі тяги та рух при роботі електроприводу з максимальним ККД в режимі гальмування. Стратегія враховує потрібні обмеження по швидкості, прискоренню та розкладу руху. Стратегія дозволяє мінімізувати енергетичні затрати з урахуванням наведених обмежень на заданій ділянці шляху.

Ключові слова: режими руху потягу, моделювання руху, стратегія керування, перехідні процеси

УДК625.282:625.032.07

Моделювання роботи пристрою з модифікованим лінійним двигуном для нахилу кузова швидкісного рухомого складу / Д. І. Якунін, А. О. Картамишев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 67 – 72. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Розглянуто моделювання роботи системи нахилу кузова на базі лінійного двигуна для сучасного швидкісного рухомого складу залізниць. Показано, що ця технологія сприяє реалізації швидкісного руху на наявній мережі залізниць. Запропоновано застосування лінійного двигуна в якості силового приводу нахилу кузова. Виконано моделювання роботи системи нахилу кузова. Запропоновано завдання поліпшення показників роботи системи шляхом зміни конструкції лінійного двигуна з метою наближення форми його тягової характеристики до форми характеристики навантаження механізму нахилу кузова. Запропоновані і досліджені чотири типи конструкції лінійних двигунів: базова з плоскою законцовкою якоря, з сегментним якорем, з конічною проставкою статора і з конічною законцовкою якоря. Виявлена найбільша відповідність характеристикі навантаження механізму нахилу кузова тягової характеристики лінійного двигуна з конічною законцовкою якоря. Виконано моделювання роботи системи нахилу кузова засобами MATLAB Simulink, де в якості приводу використані базовий лінійний двигун і двигун з конічною законцовкою якоря. Отримані результати моделювання, що дозволили зробити висновки, що заданий кут досягається обома двигунами, у двигуна з конічною законцовкою якоря спостерігається менша частота імпульсів напруги в області, що відповідає кутам нахилу більше 5° , що полегшує режим роботи інвертора, який живить лінійні двигуни. Такий двигун при незначній зміні конструкції показує менший рівень енергоспоживання при роботі в області кутів нахилу, близьких до максимальних. Запропоновано досліджувати варіювання параметрів геометрії лінійного двигуна на його основні показники роботи у складі механізму нахилу кузова швидкісного рухомого складу.

Ключові слова: швидкісний рух, рухомий склад, нахил кузова, лінійний двигун, моделювання, тягова характеристика, статор, якор, кут нахилу.

УДК 629.114.2.001

Оцінка необхідної потужності двохпоточного механізму повороту гусеничної машини / Д. О. Волонцевич, М. Г. Медведєв, Зионг Ші Хієп // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 73–83. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

В роботі на прикладі шасі транспортера-тягача МТ-ЛБ за класичними методиками проведені розрахунки потужності, яка в межах існуючої двохпоточної головної передачі потрібна для заміни механічних гілок механізмів поворотів на електропривод. Незалежно від того, гідравлічний або електромеханічний тип механізмів повороту передбачається встановлювати в процесі модернізації, необхідно для будь-якої гусеничної машини в залежності від умов її експлуатації вміти розраховувати необхідну потужність приводів механізмів повороту для того, щоб забезпечити не тільки плавну зміну радіусів повороту, а й максимальну динамічність повороту на будь-яких ґрунтах.

Ключові слова: гусенична машина, механізм повороту, гібридний привод, двохпоточна трансмісія, стійкість руху, поворот гусеничних машин, занос, опір повороту, полюс повороту, радіус повороту.

УДК 539.3

Порівняльний аналіз впливу геометричної нелінійності на рішення задачі про прогиб полоси / О. О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 84 – 89. – Бібліогр. : 13 назв. – ISSN 2079-0066.

В якості конкретного прикладу в статті пропонується провести порівняння вирішення завдання про вигин полоси з урахуванням геометричної нелінійності, розв'язуваної методом скінченних різниць (МКР) і методом скінченних елементів (МСЕ), реалізованим в системі ANSYS. Розміри досліджуваної полоси наближені до розмірів полоси, виділеної з панелі металевого зерносовища. Проектування таких конструкцій як силосні установки (циліндричні ємності для зберігання зернопродуктів) повинно, в першу чергу, базуватися на сучасних методах розрахунку, що дозволяють враховувати всі істотні фактори. Дані установки мають ряд переваг: легкість і швидкість збірки, економічність, легко обслуговувані в роботі та ін.. У зв'язку з цим необхідно розраховувати їх напружено-деформований стан (НДС) під дією внутрішнього тиску стовпа зернової маси. Це тягне за собою використання тієї чи іншої розрахункової моделі елементів металоконструкції досліджуваного силосу.

Ключові слова: силос, полоса, машинобудівна конструкція, навантаження, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, метод скінченних різниць, числові методи, геометрична нелінійність, похибка.

УДК 539.3

Напружено-деформований стан елементів сайлентблока / О. В. Веретельник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 90 – 95. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

У різних вузлах і агрегатах транспортних засобів застосовуються резинометалличні шарніри, які є важливими елементами і пошкодження або зношення яких може привести до несприятливих наслідків під час руху транспортного засобу. Один з таких об'єктів – сайлентблок, який є важливим компонентом ходової частини транспортного засобу. У даній роботі представлені результати дослідження напружено-деформованого стану елементів сайлентблока, що містять матеріали, які різко відрізняються за властивостями. Дослідження проводилися за допомогою методу скінченних елементів. У роботі були розглянуті різні конструкції сайлентблоків, при цьому були показані особливості напружено-деформованого стану сайлентблока. У даній роботі властивості гуми були описані постійними величинами, які не враховували специфічні властивості матеріалу.

Ключові слова: резинометалличний шарнір, віброізолятор, напружено-деформований стан, сайлентблок, гума, скінчено-елементна модель, метод скінчених елементів.

УДК 539.3

Вплив змінної маси на характер динамічних процесів в vibroudarnykh системах: моделі і чисельні результати / Ю. В. Костенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 96 – 105. – Бібліогр. : 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Для низки віброударних машин характерною особливістю їх роботи є те, що маса технологічного вантажу, з якою відбувається взаємодія, не є постійною. Це призводить до того, що вплив на характер динамічних процесів у системі «машина-вантаж», особливо для випадку важко навантажених машин, є фактором, що необхідно враховувати для отримання достовірних та точних результатів. Задача про вплив змінної маси на характер динамічних процесів у віброударній системі все була розглянута раніше, але в ній закон зміни маси був представлений у спрощеній формі у вигляді лінійної та частково лінійної функцій. У даній статті розглядається задача про вплив змінної маси технологічного вантажу на характер динамічних процесів, що протікають. Закон зміни маси не задається апіорно, а визначається з умов коливань корпусу віброударної машини та технологічного вантажу.

Ключові слова: віброударна машина, динамічні процеси, змінна маса, закон зміни маси, дисипуєма енергія, метод Рунге-Кутти.

УДК 623.438:539.3

Методи і засоби рішення проблеми проектно-технологічного забезпечення захищеності корпусів бойових броньованих машин // А. В. Літвіненко, Н. А. Ткачук, А. В. Грабовській, А. Ю. Васильєв, А. Ю. Танченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 106 – 119. – Бібліогр. : 44 назв. – ISSN 2079-0066.

У даній роботі описана загальна постановка проблеми, а також зв'язаних задач проектно-технологічного забезпечення захищеності бронекорпусів легкоброньованих машин. Ця проблема є предметом, змістом і метою комплексу досліджень. Описано підходи, методи, моделі та засоби, які запропоновані, розроблені і залучені в ході розв'язання завдань досліджень.

Ключові слова: корпус, легкоброньована машина, військові колісні та гусеничні машини, міцність, тактико-технічні характеристики, напружено-деформований стан, спектр власних частот коливань, захищеність.

УДК 531.8

Дослідження природи і параметрів коливального процесу в технологічному механізмі / В. І. Сериков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 120 – 126. – Бібліогр. : 11 назв. – ISSN 2079-0066.

У статті описаний математичний апарат, використаний для аналізу параметрів робочого циклу комплексу механізмів. Зіставлення прогнозованих параметрів і отриманих експериментальним шляхом показало високу достовірність отриманих результатів і еквідистантним кривих, що характеризують розрахункові та експериментальні параметри. Однак на окремих ділянках спостерігалось істотне відміну значень. Проведена робота дозволила виявити природу і оцінити причину відмінностей.

Ключові слова: механізм, кінематичний ланцюг, аналіз кінематики, аналіз динаміки, двухзв'язник, конструкційні параметри, експеримент, непряме вимірювання, моделювання складних механічних систем

УДК 539.3

Особливості розподілу контактних тисків при контакті тіл кінцевих розмірів по поверхнях близької форми при варіюванні геометричних розмірів / Н. Б. Скрипченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 22 (1065). – С. 121 – 125. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2079-0066.

Для сучасного машинобудування характерним є широке застосування машин, в яких передача необхідних складних видів руху і значних робочих зусиль здійснюється за допомогою контакту складнопрофільних деталей. В силу цього між контактуючими тілами виникає значний контактний тиск, який у багатьох випадках визначає несучу здатність машинобудівних конструкцій. У роботі поставлена та розв'язана задача про вплив зміни геометричних розмірів контактуючих тіл на розподіл контактних тисків і розміри контактної площадки в сполученні тіл кінцевих розмірів. Здійснено параметризацію задачі відносно геометричних розмірів контактуючих тіл. Отримані значення максимальних контактних тисків і довжини напівосей контактної плями.

Ключові слова: контактна взаємодія, напружено-деформований стан, модель Герца, метод скінченних елементів, геометричний синтез, складнопрофільне тіло, кінематично генеруєма поверхня, контактний тиск, контактні площадки, контакт тіл близькою форми.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.1.032.531.3

Гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничной машины с бесступенчатым регулированием скорости и радиуса поворота / В. Б. Самородов, И. В. Удод, О. И. Деркач //

Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 3 – 12. – Библиогр. : 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Предложена оригинальная схема бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничной машины с дифференциалом на входе. Трансмиссия выполнена по бортовой схеме. Проведен кинематический, силовой и энергетический анализ предложенной трансмиссии, дано научно-техническое обоснование ее эффективного использования на гусеничных тракторах и бульдозерах.

Ключевые слова: гусеничная машина, нерегулируемый гидромотор, гидроподжимные муфты, коэффициент полезного действия, прямолинейное движение, мощность, энергонасыщенность, трансмиссионное матричное моделирование, технико-экономические показатели.

УДК 656.08

Ходовая лаборатория для исследования эксплуатационных свойств автомобиля / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 13 – 21. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Представлена современная ходовая лаборатория для измерения эксплуатационных свойств автомобиля, которая разработана на кафедре автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ). Особенностью данной ходовой лаборатории есть возможность получения необходимой информации одновременно по всем измерительным каналам, которые отвечают за исследование основных эксплуатационных свойств автомобиля. Это позволяет наглядно наблюдать картину протекания, например, такого многогранного и сложного процесса, как торможение автомобиля не только по параметрам тормозной эффективности, но и с учетом динамики тормозного привода, изменения усилия на тормозной педали, изменения курсовой стойкости и появлением колебаний от неровностей дороги.

Ключевые слова: автомобиль, эксплуатационные свойства, исследование, ходовая лаборатория, прибор, контроллер, датчик, измерение, точность, программа.

УДК 629.4-592

Экспериментальное исследование процесса торможения колесного трактора Fendt 936 Vario / А. И. Бондаренко, Е. С. Пелипенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 22–29. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

В работе приведена методика экспериментального исследования влияния законов нажатия на педаль тормоза и управления джойстиком при движении со всеми и одним ведущим мостом дорогами с разным коэффициентом сцепления, и варьируемой силой тяги на крюке на управляемость и тормозную эффективность трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией Fendt 936 Vario, описан принцип действия приборов и аппаратуры, которые использовались при испытаниях. Основным из которых является мобильный измерительный комплекс, разработанный кафедрой технологии машиностроения и ремонта машин Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, и электронный динамометр. Описан принцип действия программы для визуализации полученных результатов с электронного динамометра.

Ключевые слова: колесный трактор, торможение, гидрообъемно-механическая трансмиссия, экспериментальное исследование.

УДК 621.355.5

Влияние способов заряда свинцово-кислотных аккумуляторных батарей на их состояние / Н. Е. Сергиенко, А. Н. Сергиенко, Н. Е. Оверко, А.Н. Маренич // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 30 – 35. – Библиогр. : 10 назв. – ISSN 2079-0066.

В работе проведён анализ существующих способов заряда кислотных аккумуляторных батарей. Описаны основные применяемые способы заряда аккумуляторов, их достоинства и недостатки. Предложен список заряда аккумуляторов, который включает 3 этапа: десульфатацию, основной заряд и уравнивающий заряд. Разработана структурная схема зарядного устройства, включающая трансформатор, тиристоры, блок управления тиристорами, блок регулировки разрядного тока, главный блок регулирования разрядного тока. Определён алгоритм работы зарядного устройства в зависимости от технического состояния аккумуляторной батареи. Переключение этапов заряда осуществляется в зависимости от параметров аккумулятора.

Ключевые слова: аккумулятор, свинцово-кислотный, заряд, устройство, алгоритм, восстановление, способ, ток, ёмкость, оценка, показатели.

УДК 625.282:625.032.

Исследование зависимости динамических сил, действующих на путевую структуру и транспортное средство - от формы импульсных возмущений / В. Г. Маслиев, Ю. В. Макаренко, А. О. Маслиев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 36-43. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Установлены зависимости динамических сил, действующих на подходящую структуру и транспортное средство, который оборудован пневматическими рессорами, - от формы импульсных возмущений, возникающих при срабатывании регулятора положения кузова (РПК), и проведено сравнение их с силами, которые обусловлены влиянием неровностей на путный структуре. Доказано, что благодаря использованию пневматического рессорного подвешивания, которое позволяет существенно увеличить статический прогиб в сравнении с металлическим на базе винтовых пружин, уменьшаются силы, которые передаются от підресореної массы через колеса на подходящую структуру. Получены зависимости этих сил от статического прогиба пневматических рессор и от скорости движения транспортного средства. Приведен пример расчета рациональных геометрических и физических параметров пневматического рессорного подвешивания транспортного средства, которое можно рекомендовать на замену металлического рессорного подвешивания, чтобы уменьшить разрушительное влияние на подходящую структуру.

Ключевые слова: транспортное средство, колесо, путня структура, пневматическая рессора, статический прогиб, сила, скорость движения.

УДК 629.4: 539.3

Экспериментальные исследования грузового вагона / А. Д. Чепурной, А. В. Литвиненко, А. Н. Баранов, Р. И. Шейченко, М. А. Бондаренко // Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 44 – 61. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В статье описаны методика и результаты прочностных статических испытаний крытого вагона модели 11-9962. Для проверки работоспособности, прочности, жесткости и устойчивости вновь спроектированного вагона он подвергался нормативным нагрузкам, которые имитируют реальные эксплуатационные. Регистрация напряжений в элементах конструкции вагона осуществляется при помощи тензорезисторов. Получены картины распределений напряжений по элементам вагона. Сделан вывод об удовлетворении критериев прочности, предъявляемых к конструкциям данного типа.

Ключевые слова: грузовой вагон, напряженно-деформированное состояние, эксперимент, испытания, тензорезистор, оценка прочности, расчетные режимы, допускаемые напряжения, нагрузка, элемент вагона.

УДК 621.313

Режимы движения электроподвижного состава с электромагнитным преобразователем переменного тока на участке пути с заданной профилем и графиком движения / С. Ю. Червяков, Б. Г. Любарский, Б. Х. Ерицян, М. Л. Глебова, О. В. Клименко, В. М. Ивахненко //

Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 62 – 66. – Библиогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

На текущий момент при разработке новых электроподвижных составов (ЭПС) и при моделировании движения возникает вопрос управления режимами движения поезда. В работе рассматривается методика выбора режимов движения и стратегии управления для математической модели движения поезда. Для создания эффективного управляющего сигнала для движения поезда кроме определения возможных режимов движения разработана стратегия управления. Выведены 5 режимов движения и условия их изменения такие как: движение с максимальной реализуемой силой тяги; движение на выбеге ; движение с максимальной реализуемой силой торможения; движение при работе электропривода с максимальным КПД в режиме тяги и движение при работе электропривода с максимальным КПД в режиме торможения. Стратегия учитывает необходимые ограничения по скорости, ускорению и расписанию движения. Стратегия позволяет минимизировать энергетические затраты с учетом приведенных ограничений на заданном участке пути.

Ключевые слова: режимы движения поезда, моделирования движения, стратегия управления, переходные процессы

УДК 625.282:625.032.07

Моделирование работы устройства с модифицированным линейным двигателем для наклона кузова скоростного подвижного состава / Д. И. Якунин, А. О. Картамышев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 67 – 72. – Библиогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Рассмотрено моделирование работы системы наклона кузова на базе линейного двигателя для современного скоростного подвижного состава железных дорог. Показано, что данная технология способствует реализации скоростного движения на имеющейся сети железных дорог. Предложено применение линейного двигателя в качестве силового привода наклона кузова. Произведено моделирование работы системы наклона кузова. Предложена задача улучшения показателей работы системы путем изменения конструкции линейного двигателя с целью приближения формы его тяговой характеристики к форме нагрузочной характеристики механизма наклона кузова. Предложены и исследованы четыре типа конструкции линейных двигателей: базовая – с плоской законцовкой якоря, с сегментным якорем, с конической проставкой статора и с конической законцовкой якоря. Выявлено наибольшее соответствие нагрузочной характеристике механизма наклона кузова тяговой характеристики линейного двигателя с конической законцовкой якоря. Произведено моделирование работы системы наклона кузова средствами MATLAB Simulink, где в качестве привода использованы базовый линейный двигатель и двигатель с конической законцовкой якоря. Получены результаты моделирования, позволившие сделать заключение, что заданный угол достигается обоими двигателями, у двигателя с конической законцовкой якоря наблюдается меньшая частота импульсов напряжения в области, соответствующей углам наклона более 5°, что облегчает режим работы инвертора, питающего линейные двигатели. Такой двигатель при незначительном изменении конструкции показывает меньший уровень энергопотребления при работе в области углов наклона, близких к максимальному. Предложено исследовать варьирование параметров геометрии линейного двигателя на его основные показатели работы в составе механизма наклона кузова скоростного подвижного состава.

Ключевые слова: скоростное движение, подвижной состав, наклон кузова, линейный двигатель, моделирование, тяговая характеристика, статор, якорь, угол наклона.

УДК 629.114.2.001

Оценка необходимой мощности двухпоточного механизма поворота гусеничной машины / Д. О. Волонцевич, Н. Г. Медведев, Зьонг Ши Хиеп // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 73–83. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

В работе на примере шасси транспортера-тягача МТ-ЛБ по классическим методикам проведены расчеты мощности, которая в рамках существующей двухпоточной главной передачи необходима для замены механических ветвей механизмов поворота на электропривод. Независимо

от того, гидравлический или электромеханический тип механизмов поворота предполагается устанавливать в процессе модернизации, необходимо для любой гусеничной машины в зависимости от условий ее эксплуатации уметь рассчитывать необходимую мощность приводов механизмов поворота для того, чтобы обеспечить не только плавное изменение радиусов поворота, а и максимальную динамичность поворота на любых грунтах.

Ключевые слова: гусеничная машина, механизм поворота, гибридный привод, двухпоточная трансмиссия, устойчивость движения, поворот гусеничных машин, занос, сопротивление повороту, полюс поворота, радиус поворота.

УДК 539.3

Анализ влияния геометрической нелинейности на решение задачи об изгибе полосы / А. А. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 84 – 89. – Бібліогр. : 13 назв. – ISSN 2079-0066.

На конкретном примере в статье предлагается провести сравнение решения задачи об изгибе полосы с учетом геометрической нелинейности, решаемой методом конечных разностей (МКР) и методом конечных элементов (МКЭ), реализуемым в системе ANSYS. Размеры исследуемой полосы приближены к размерам полосы, выделенной из панели металлического зернохранилища. Проектирование таких конструкций как силосные установки (цилиндрические емкости для хранения зернопродуктов) должно, в первую очередь, базироваться на современных методах расчета, позволяющих учитывать все существенные факторы. Данные установки имеют ряд преимуществ: легкость и быстрота сборки, экономичность, легко обслуживаемые в работе и т.д. В связи с этим необходимо рассчитывать их напряженно-деформированное состояние (НДС) под действием внутреннего давления столба зерновой массы. Это влечет за собой использование той или иной расчетной модели элементов металлоконструкции исследуемого силоса.

Ключевые слова: силос, полоса, машиностроительная конструкция, нагрузка, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, метод конечных разностей, численные методы, геометрическая нелинейность, погрешность.

УДК 539.3

Напряженно-деформированное состояние элементов сайлентблока / О. В. Веретельник // Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 90 – 95. – Библиогр. : 12 назв. – ISSN 2079-0066.

В различных узлах и агрегатах транспортных средств применяются резинометаллические шарниры, которые являются важными элементами и повреждения или износ которых может привести к неблагоприятным последствиям во время движения транспортного средства. Один из таких объектов – сайлентблок, который является важным компонентом ходовой части транспортного средства. В данной работе представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния элементов сайлентблока, содержащие материалы с резко различающимися свойствами. Исследования проводились с помощью метода конечных элементов. В работе были рассмотрены различные конструкции сайлентблоков, при этом были показаны особенности напряженно-деформированного состояния сайлентблока. В данной работе свойства резины были описаны постоянными величинами, которые не учитывали специфические свойства материала.

Ключевые слова: резинометаллический шарнир, виброизолятор, напряженно-деформированное состояние, сайлентблок, резина, конечно-элементная модель, метод конечных элементов.

УДК 539.3

Влияние переменной массы на характер динамических процессов в виброударных системах: модели и численные результаты / Ю. В. Костенко // Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 96 – 105. – Библиогр. : 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Для ряда виброударных машин характерным свойством их работы является то, что масса технологического груза, с которым происходит взаимодействие, не является постоянной. Это приводит к тому, что влияние на характер динамических процессов в системе «машина-груз», особенно в случае тяжело нагруженных машин, является фактором, который необходимо учитывать для получения достоверных и точных результатов. Задача о влиянии переменной массы на характер динамических процессов в виброударной системе уже была рассмотрена ранее, но в ней закон изменения массы был представлен в упрощенной форме в виде линейной и кусочно-линейной функций. В данной статье рассматривается задача о влиянии переменной массы технологического груза на характер протекающих динамических процессов. Закон изменения массы является не задаваемым априорно, а определяемым из условий колебаний корпуса виброударной машины и технологического груза, зависящим от диссипируемой энергии.

Ключевые слова: виброударная машина, динамические процессы, переменная масса, закон изменения массы, диссипируемая энергия, метод Рунге-Кутты.

УДК 623.438:539.3

Методы и средства решения проблемы проектно-технологического обеспечения защищенности корпусов боевых бронированных машин // А. В. Литвиненко, Н. А. Ткачук, А. В. Грабовский, А. Ю. Васильев, А. Ю. Танченко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 106 – 119. – Библиогр. : 44 назв. – ISSN 2079-0066.

В данной работе описана общая постановка проблемы, а также связанных задач проектно-технологического обеспечения защищенности бронекорпусов легкобронированных машин. Эта проблема является предметом, содержанием и целью комплекса исследований. Описаны подходы, методы, модели и средства, предложенные, разработанные и привлеченные в ходе решения задач исследований.

Ключевые слова: корпус, легкобронированная машина, военные колесные и гусеничные машины, прочность, тактико-технические характеристики, напряженно-деформированное состояние, спектр собственных частот колебаний, защищенность.

УДК 531.8

Исследование природы и параметров колебательного процесса в технологическом механизме / В. И. Сериков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 120 – 126. – Библиогр. : 11 назв. – ISSN 2079-0066. В статье описан математический аппарат, использованный для анализа параметров рабочего цикла комплекса механизмов. Сопоставление прогнозируемых параметров и полученных экспериментальным путем показало высокую достоверность полученных результатов и эквидистантность кривых, характеризующих расчетные и экспериментальные параметры. Однако на отдельных участках наблюдалось существенное отличие значений. Проведенная работа позволила выявить природу и оценить причину отличий.

Ключевые слова: механизм, кинематическая цепь, анализ кинематики, анализ динамики, двухзвенник, конструкционные параметры, эксперимент, косвенное измерение, моделирование сложных механических систем

УДК 539.3

Особенности распределения контактных давлений при контакте тел конечных размеров по поверхностям близкой формы при варьировании их геометрических размеров / Н. Б. Скрипченко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 127 – 131. – Библиогр. : 5 назв. – ISSN 2079-0066.

Для современного машиностроения характерным является широкое применение машин, в которых передача требуемых сложных видов движения и значительных рабочих усилий осуществляется посредством контакта сложнопрофильных деталей. В силу этого между контактирующими телами возникают значительные контактные давления, во многих случаях

определяющие несущую способность машиностроительных конструкций. В работе поставлена и решена задача о влиянии изменения геометрических размеров контактирующих тел на распределение контактных давлений и размеры контактной площадки в сопряжении тел конечных размеров. Осуществлена параметризация задачи относительно геометрических размеров контактирующих тел. Получены значения максимальных контактных давлений и длины полуосей контактного пятна.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, напряженно-деформированное состояние, модель Герца, метод конечных элементов, геометрический синтез, сложнопрофильное тело, кинематически генерируемая поверхность, контактное давление, контактные площадки, контакт тел близкой формы.

ABSTRACTS

Hydrostatic-mechanical transmission of caterpillar machine with the adjusting of speed and radius of turn / V. B. Samorodov, I. V. Ydod, O. I. Dercach // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 3 – 12. – Bibliogr. : 11. – ISSN 2079-0066.

An original scheme stepless hydrostatic-mechanical transmission of a tracked vehicle with a differential at the input. Transmission is based on circuit board. Conducted kinematic power and energy analysis of the proposed transmission, given scientific and technical rationale for its effective use on crawler tractors and bulldozers.

Conclusions: developed original GOMT for a caterpillar machine; by the transmission matrix design optimum mass of tractor is neat 9 tons; by a mathematical model the indexes of minimum radius of turn of tractor are certain on all range; found out the range of optimum speeds during work on a tractor with offered GOMT; the spatial model of transmission is projected and the prochnostnoy analysis is conducted at rectilinear motion of tractor, found out the range of optimum speeds during work on a tractor with offered GOMT; the spatial model of transmission is projected and the prochnostnoy analysis is conducted at rectilinear motion of tractor.

Key words: caterpillar machine, unregulated motor, hydraulic biasing coupling efficiency, linear motion, power, energy saturation, transmission matrix modeling, technical and economic characteristics

Study of operational characteristics of an automobile vehicle by means of a mobile laboratory / A. M. Turenko, V. I. Klimenko, O.V. Sarayev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – С. 13 – 21. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0066.

This study presents a modern mobile laboratory intended for measurements of operational characteristics of an automobile vehicle. The presented laboratory was developed in the Department of Automobile Vehicles of the Kharkov National Automobile and Highway University (KhNAHU). The mobile laboratory is capable of acquiring a necessary information through all the relevant measurement channels simultaneously. The mobile laboratory is capable of acquiring a necessary information through all the relevant measurement channels simultaneously. This measurement system, for example, allows to visually observe such an important and complex phenomenon as the car braking process, taking into account not only the braking efficiency parameters, but also the braking system dynamics, change of applied force on a braking pedal, change of a rout stability, and vibrations related to the road roughness.

Keywords: automobile vehicle, operational characteristics, study, mobile laboratory, device, controller, sensor, measurement, accuracy, program.

Experimental research of process of braking of the wheeled tractor of Fendt 936 Vario / A. I. Bondarenko, E. S. Pelipenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 22–29. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0066.

In work the method of experimental research of influencing of laws of pressure is resulted on the pedal of brake and management by a joystick at motion with all and one leading bridge by roads with a different coefficient of rolling friction, and varied tractive force, on a hook on dirigibility and brake

efficiency of tractor with the hydrostatic mechanical transmission of Fendt 936 Vario, principle of action of devices and apparatus, which were used for the tests, is described. From which the mobile measuring complex developed by the department of technology of machine building and repair of machines of the Kharkov national motor-car-travelling university, and electronic dynamometer, is basic. Principle of action of the program is described for visualization of the got results from an electronic dynamometer.

In work the resulted method of experimental research of influencing of laws of pressure on the pedal of brake and management by a joystick at motion with all and one anchorman by a bridge by roads with a different coefficient of rolling friction, and varied tractive force, on a hook on dirigibility and brake efficiency of tractor of Fendt 936 Vario, principle of action of devices and apparatus, which were used for the tests, is described.

Keywords: wheeled tractor, braking, hydrostatic mechanical transmission, experimental research.

Influence of the charge lead-acid batteries for their state/ N. E. Sergienko, A. N. Sergienko. N. E. Overko, A. N. Marenich // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 22 (1065). – P. 30 – 35. – Bibliogr. : 10. – ISSN 2079-0066.

The analysis of existing methods of charge acid batteries. The basic methods used battery charge, their advantages and disadvantages. Proposed sposok battery charge, which includes three stages: desulfatation, the main charge and equalizing charge. The block diagram of the charger, which includes a transformer, thyristors, power thyristor control unit adjusting the discharge current, the main control unit of the discharge current. Defined algorithm the charger depending on the technical condition of the battery. Switching stages charge is dependent on the parameters of the battery.

Keywords: battery, lead-acid, charge, device, algorithm, recovery method, current, capacitance, evaluation indicators.

Study of the dependence of the dynamic forces acting on the appropriate structure and the vehicle is on the shape of the impulse perturbations / V. G. Masliew, Y. V. Makarenko, A. O. Masliew // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Transport machine building. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 22 (1065). – P. 36-43. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

The dependences of the dynamic forces acting on the appropriate structure and the vehicle that is equipped with air springs, from the shape of the pulsed perturbations arising at operation of the regulator of body position (PKK), and compared them with those forces, which is due to the influence of roughness on good structure. It is proved that the use of pneumatic spring suspension, which allows to increase essentially static deflection in comparison with metal-based coil springs, decrease of power that is transferred from parashorea through the mass of wheels on the appropriate structure. The dependences of these forces from the static deflection of air springs and from the speed of the vehicle. The example of calculation of rational geometrical and physical parameters of pneumatic spring suspension of the vehicle, which can be recommended to replace the metal spring suspension to reduce the devastating impact on the appropriate structure.

Thus, by the mathematical design with the use of MATLAB Simulink it is possible to represent physical processes which take place in the system of the pneumatic springing hanging. A model can be used for research of influencing of impulses of indignations of any form. A model allows to conduct the estimation of dynamic indexes of transports vehicles which are equipped to the pneumatic springing hangings, at different indignations which act from pтк or from track.

Duration of one impulse of serve of the compressed air from pтк to the pneumatic spring must be no less than 2 s, to limit dynamic force that will operate on a costing structure by a size 10 кN, or to use a few impulses of serve of the compressed air.

Keywords: vehicle, wheel, Putna structure, pneumatic springs, static deflection, strength, speed of movement.

Experimental investigations of freight wagon/ A. D. Chepurnoy, A. V. Litvinenko, A. N. Baranov, R. I. Sheychenko, M. A. Bondarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 44 – 61. – Bibliogr. : 12. – ISSN 2079-0066.

This article describes the methodology and results of static strength tests covered wagon model 11-9962. To verify the functionality, strength, stiffness and stability of the newly designed wagon he was subjected to normative loads that mimic real operating. Registration of stresses in wagon's structural elements carried out by means strain gages. Stress distributions on the elements of the wagon were obtained. It is concluded on satisfaction the strength criteria requirements for structures of this type.

On the basis of the conducted static tests of pre-production model of covered wagon model 11-9962, made LTD. «Novozybkovskyy machine-building plant» and projected by subdivisions of UK RTKH, it is possible to draw following conclusions: sizes of total tensions in the elements of pre-production model of carriage at the action of the static loadings on I, to the III calculations and repairs modes did not exceed the sizes of the assumed tensions; after testing, at visual examination, it is not found out the damages, cracks and remaining deformations of elements of experimental carriage. Thus, accordance of construction of carriage to the operating norms is confirmed. Comparison of information of experimental tests will be conducted in future, with one side, and numeral calculations - with other.

Keywords: freight wagon, stress-strain state, experiment, test, test gage, strength assessment, analysis modes, allowable stress, loads, element of wagon.

Motion modes of electric rolling stock with AC electromagnetic transformer on a section of the path with profile and timetable / S. Y. Cherviakov, B. G. Lyubarskiy, B. H. Yeritsyan, M. L. Glebova, O. V. Klimenko, V. M. Ivakhnenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 62 – 66. – Bibliogr. : 12. – ISSN 2079-0066.

Currently the development of new electric rolling stock (ERS) and motion modeling raises the question of controlling the modes of motion. This paper describes the method of selecting motion modes and its' switching strategy for mathematical model of train's motion. To create an effective control signals for the train apart from identifying possible modes of movement strategy of control. 5 modes of motion are derived and their conditions change such as traffic with a maximum pulling force that is realized; movement to overrun ; movement with maximum braking force that is realized; movement when operating the electric drive with maximum efficiency using traction and movement when working with maximum efficiency electric braking mode. The strategy considers velocity, acceleration restrictions and schedule. The strategy allows to minimize energetically costs of movement considering mentioned restrictions on the given path.

Keywords: modes of the train, motion simulation, strategy management, transients

A design of work of device is with the modified linear engine for inclination of basket of speed rolling stock / D. I. Iakunin, A. O. Kartamyshev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 67 – 72. – Bibliogr. : 12. – ISSN 2079-0066.

The design of work of the system of inclination of basket is considered on the base of linear engine for the modern speed rolling stock of railways. It is shown that this technology assists realization of speed motion on a present trackage. Application of linear engine is offered as a power drive of inclination of basket. The design of work of the system of inclination of basket is produced. The task of improvement of indexes of work of the system is offered by the change of construction of linear engine with the purpose of approaching of form of his hauling description to the form of loading description of mechanism of inclination of basket. Four types of construction of linear engines are offered and investigational: base - with the flat trailing edge of anchor, with a segment anchor, with conical stator's end and with the conical trailing edge of anchor. Most accordance is educed to loading description of mechanism of inclination of basket of hauling description of linear engine with the conical trailing edge of anchor. The design of work of the system of inclination of basket facilities of MATLAB Simulink is produced, where as a drive a base linear engine and engine are used with the conical trailing edge of anchor. Results are got designs allowing to conclude, that the set corner is arrived at by both engines, an engine with the conical trailing edge of anchor has less frequency of impulses of tension in area of, corresponding to the angles of slope more than 5°, that facilitates the mode of operations of negator a feed-in linear engines. Such engine at the insignificant change of construction shows the less level of energy consumption during work in area of angles of slope, near to maximal. It is suggested to investigate varying of parameters of geometry of linear

engine on his basic indexes of work in composition the mechanism of inclination of basket of speed rolling stock.

Keywords: speed motion, rolling stock, inclination of basket, linear engine, design, hauling description, stator, anchor, angle of tilting.

Assessment of necessary power for the two-line turn mechanism on the track laying vehicle / D. O. Volontsevich, N. G. Medvedev, Zyong Shi Hiep // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 73–83. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0066.

In work on the example of the conveyor tractor MT-LB chassis by classical techniques calculations of power which within existing main transfer is necessary for replacement of mechanical branches of mechanisms of turn by the electric drive are carried out. Irrespective of, the hydraulic or electromechanical type of mechanisms of turn is supposed to be established in the course of modernization, it is necessary for any track laying vehicle depending on conditions of its operation to be able to count the necessary power of drives of turn mechanisms to provide not only smooth change of turn radiuses, and the maximum dynamism of turn on any soil. Besides the proposed technical solution in prospect will allow to use the separate electric drive of mechanisms of turn for short-term increase in power in modes of rectilinear movement for the account of the power which has been saved up in storage batteries that will significantly raise characteristics of mobility of the track laying vehicle.

Keywords: track laying vehicle, turn mechanism, hybrid drive, two-line transmission, stability of movement, turn of track laying vehicles, drift, resistance to turn, turn pole, turn radius.

Comparative analysis of the influence of geometric nonlinearity on solving task with bend stripe / A. A. Atroshenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 84 – 89. – Bibliogr. : 13. – ISSN 2079-0066.

As a specific example , the article suggests a comparison of solving the problem of the bending of the strip based on the geometric nonlinearity solved by finite difference method (FDM) and finite element method (FEM) implemented in the system ANSYS. Dimensions investigated strip close to the size of the band derived from the metal panel granaries. Designing such structures as silos installation (cylindrical storage tanks for grain products) must, first and foremost, based on modern methods of calculation, allowing to consider all relevant factors. These construction have a different advantages: easy and quick assembly, cost, easily serviced in the workplace, etc. In this connection it is necessary to calculate their stress-strain state under the internal pressure of the column of the grain mass. This entails the use of a particular design model elements investigated metal silo.

Approach offered in the article for determination of bend of bar taking into account geometrical nonlinearity with the use of mkr gives a good result on exactness by comparison to the decision of task on mke, realized in the programmatic complex of ANSYS. A difference between results, got with the use of the compared methods, makes. In future research of this task is planned for the system of the plates connected by screw-bolt, in the geometrically nonlinear raising.

Keywords: silo, stripe, engineering design, load, stress-strain state, finite element method, finite difference method, numerical methods, geometric nonlinearity, fault.

Tensely-deformed state of elements of saylentbloka / O. B. Веретельник // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 90 – 95. – Bibliogr. : 12. – ISSN 2079-0066.

In various units and aggregates of vehicles used rubber mounts, which are important elements and damage or wear which may lead to adverse effects while driving the vehicle. One of such objects - silentblock, which is an important component of the vehicle chassis. This paper presents the results of a study of the stress-strained state of silentblock containing materials with very different properties. Studies were carried out using the finite element method. In this paper we have discussed various design silentblocks, were shown at the same peculiarities of the stress-strain state silentblock. In this paper, the properties of rubber have been described as constants that do not take into account the specific properties of the material.

During conducting of these researches a conclusion was done that the second construction of saylentbloka, proper to the second calculation chart, is nayboleee favourable to the use. In future it is planned to conduct researches of saylentblokov, in which material describing the rubber insertion, uchytyvat' specific properties of rubber.

Keywords: rubber mount, vibration insulator, the stress-strain state, silentblock, rubber, finite element model, finite element method.

Influence of variable mass on character of dynamic processes in the vybroudarnykh systems: models and numeral results / Y. V. Kostenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 96 – 105. – Bibliogr. : 11. – ISSN 2079-0066.

For a number of vibroimpact machines the characteristic feature of their work is that the mass of the weight, is not constant. This leads to the fact that the influence on the character of dynamic processes in the system "vibroimpact machine-weight", is a factor that have to be considered to obtain reliable and accurate results, especially for the heavily loaded machines. The task about the influence of variable mass on the character of dynamical processes in vibroimpact systems was reviewed previously, but the law of mass change was represented in linearized and partially linearized functions. This paper describes the task about influence of the variable mass on the character of the occuring dynamical processes. The law of mass variation is not given by a priori. It is determined by the conditions of the housing vibrations of vibroimpact machine and weight.

It was developed and tested approach which allows variable mass of body in the system, and also allows to determine the law of change of mass depending on energy of dyssypyruemoy at soudarennyy of bodies. A coefficient determining influence of properties of sandy-clay mixture on character of vybyvnogo process was certain. On results a multiple calculation influence of coefficient of properties of sandy-clay mixture was certain on character of change of mass and dynamic processes in the system. Further improvement of methods of calculation of the vybroudarnykh systems, in particular approach with the use of variables in time of parameters is the object of further researches.

Keywords: vibroimpact machine, dynamical processes, variable mass, the law of mass change, energy dissipation, Runge-Kutta method.

Methods and facilities of decision of problem of the project-technological providing of protected of corps of the fighting reserved machines // A. V. Lytvynenko, N. A. Tkachuk, A. V. Grabovskiy, A. Y. Vasylev, A. Y. Tanchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 106 – 119. – Bibliogr. : 44. – ISSN 2079-0066.

In this paper a general formulation of the problem and related tasks of design and technology to ensure a protection for light armored vehicle's hulls are describes. This problem is subject, content and purpose of research complex. Approaches, methods, models and tools are describes which are proposed, developed and raised during research tasks' solving.

In work new approaches are represented to providing of taktyko-tekhnycheskykh descriptions of machines by the ground of project-technological decisions, allowing to provide protected, durability and inflexibility of LBM. Work carries uniting methodological character, summarizing the results of the complex researches reflected in the publications.

In future is planned on the basis of offered approaches to decide the row of the new applied tasks, arising up during planning, technological preparation and making of corps of machines.

Keywords: hull, lightly armored vehicles, military wheeled and tracked vehicles, strength, performance characteristics, stress-strain state, spectrum of eigenfrequencies, protection.

Research of nature and parameters of swaying process in a technological mechanism / V. I. Serikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 120 – 126. – Bibliogr. : 11. – ISSN 2079-0066.

In the article a mathematical tool used for analyzing the parameters of the working cycle of the complex mechanisms is described. Comparison of the predicted parameters and experimentally obtained ones showed the high reliability of the results and equidistant curves characterizing the calculated and experimental parameters. However, there was a significant difference between the levels in some areas. The work carried out has revealed the nature and evaluate the cause of differences.

Found graphically and numeral the periods of vibrations are indeed practically identical for the different series of experiments with different initial conditions, but identical mass-inertias and zhestkostnymy parameters of mechanism. This circumstance confirms the pulled supposition out about nature of divergences of experimental and calculations information on the separate temporal areas of the explored process. It is of interest further research of process taking into account zhestkostnykh descriptions of mechanism.

Keywords: mechanism kinematic chain, kinematics analysis, dynamics analysis, dvuhzvennik, structural parameters, experiment, indirect measurement, modeling of complex mechanical systems

Features of distributing of kontaknykh pressures at the contact of bodies last sizes on the surfaces of near form at varying of geometrical sizes / N. B. Scripchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 22 (1065). – P. 127 – 131. – Bibliogr. : 5. – ISSN 2079-0066.

The using of the machines is characteristic for the modern engineering which the transfer of required complex types of motion and significant efforts carried out by workers contact of complex details. Because of this, the considerable contact pressure occurs between the contact bodies, in many cases, determine the carrying capacity of engineering structures. In this paper the problem of the effect of changes in the geometric dimensions of the contacting bodies at the contact pressure distribution and size of the contact area in conjunction finite bodies was posed and solved. Parameterization of the problem concerning the geometric dimensions of the contacting bodies was implemented. The values of maximum contact pressure and the length of the semiaxes of the contact spot were obtained.

In the article the results of research of distributing of contact pressures are described for the case of contact of bodies with the near radiuses of curvature at the change of size of bodies being in the contact. On toy problems illustrated, that diminishing of size of bodies in a plan is weak influences on the forms of distributing of contact pressures. However necessary it is uchytyvat', that a difference between the numeral values of the maximal contact pressures got by the model of Hertz and makes about 20%. Mainly, it is conditioned by limitations for applicability of model of Hertz (commensurableness of area of spot of contact with the sizes of surfaces of contact, closeness of form of contacting bodies and narrow-mindedness of their height).

Keywords: contact interaction, the stress-strain state, the Hertz's model, the finite element method, geometric synthesis of complex body, the kinetically generated surface, contact pressure, contact areas, contact of close form body.

ЗМІСТ

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

<i>Самородов В. Б., Удод И. В., Деркач О. И.</i> Гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничной машины с бесступенчатым регулированием скорости и радиуса поворота.....	3
<i>Туренко А. М., Клименко В. І., Сараєв О. В.</i> Ходова лабораторія для дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля.....	13
<i>Бондаренко А. І., Пелипенко Є. С.</i> Експериментальне дослідження процесу гальмування колісного трактора Fendt 936 Vario.....	22
<i>Сергиенко Н. Е., Сергиенко А. Н., Оверко Н. Е., Маренич А. Н.</i> Влияние способов заряда свинцово-кислотных аккумуляторных батарей на их состояние.....	30

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

<i>Маслієв В. Г., Макаренко Ю. В., Маслієв А. О.</i> Дослідження залежності динамічних сил, що діють на путню структуру та транспортний засіб – від форми імпульсних збуджень	36
<i>Чепурной А. Д., Литвиненко А. В., Баранов А. Н., Шейченко Р. И., Бондаренко М. А.</i> Экспериментальные исследования грузового вагона.....	44
<i>Черв'яков С. Ю., Любарський Б. Г., Єрицяні Б. Х., Глебова М. Л., Клименко О. В., Іваненко В. М.</i> Режимы руху електрорухомого складу з електромеханічним перетворювачем змінного струму на ділянці шляху для якого задано профіль та графік руху.....	62
<i>Якунин Д. И., Картамышев А. О.</i> Моделирование работы устройства с модифицированным линейным двигателем для наклона кузова скоростного подвижного состава	67

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

<i>Волонцевич Д. О., Медведев Н. Г., Зыонг Ши Хиен</i> Оценка необходимой мощности двухпоточного механизма поворота гусеничной машины.....	73
--	----

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

<i>Атрошенко А. А.</i> Анализ влияния геометрической нелинейности на решение задачи об изгибе полосы.....	84
<i>Веретельник О. В.</i> Напряженно-деформированное состояние элементов сайлентблока.....	90
<i>Костенко Ю. В.</i> Влияние переменной массы на характер динамических процессов в виброударных системах: модели и численные результаты.....	96

Литвиненко А. В., Ткачук Н. А., Грабовский А. В., Васильев А. Ю., Танченко А. Ю. Методы и средства решения проблемы проектно- технологического обеспечения защищенности корпусов боевых бронированных машин.....	106
Сериков В. И. Исследование природы и параметров колебательного процесса в технологическом механизме.....	120
Скрипченко Н. Б. Особенности распределения контактных давлений при контакте тел конечных размеров по поверхностям близкой формы при варьировании их геометрических размеров.....	127
Реферати	132
Рефераты	136
Abstracts	142

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Транспортне машинобудування

№ 22 (1065)

Науковий редактор канд. техн. наук, проф. В. В. Єпіфанов
Технічний редактор канд. техн. наук, доц. А. І. Бондаренко
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ».
Факультет транспортного машинобудування.
Тел.: (057)-707-63-81, (057)-707-67-62; e-mail: anatoliybon@rambler.ru

Обл.-вид № 73-14.

Підп. до друку 10.06.2014 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 7,2.
Наклад 300 пр. Зам. № 43. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта
видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Віддруковано у видавництві «Федорко».
Харків, вул. Сумська, 4, оф.135,
тел.: (057)-758-19-46, 050-323-55-86, e-mail: print@mail.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ХК №164 від 20.12.2005 р.