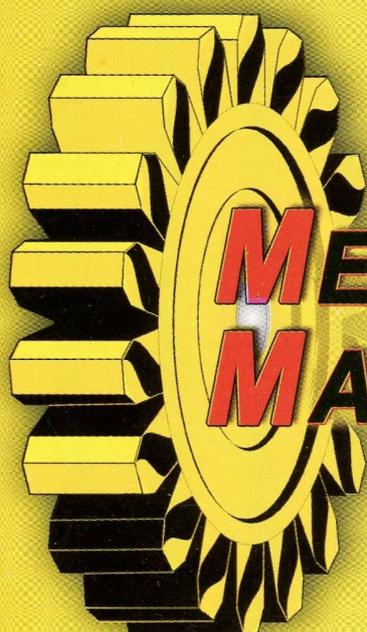


ISSN 2078-7766



МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

науково-технічний журнал

1`2016

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

1'2016

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України
КВ №3648 від 27.01.1999 р.

ЗАСНОВАНИЙ

рішенням Президії АН ВО України 28.11.96.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич

Заступники головного редактора:

д.т.н., проф. А.П. Марченко

д.т.н., проф. М.А. Ткачук

Відповідальний секретар:

к.т.н., с.н.с. М.С. Ярмак

Члени редколегії:

д.т.н., проф. К.В. Аврамов

д.т.н., проф. Д.В. Бреславський

д.т.н., проф. Ю.М. Бусяк

д.т.н., проф. В.В. Глебов

д.т.н., проф. В.В. Дущенко

д.т.н., проф. С.М. Лавриненко

д.т.н., проф. Г.І. Львов

д.т.н., проф. О.К. Морачковський

д.т.н., проф. М.А. Подригало

д.т.н., проф. В.Б. Самородов

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Фрунзе, 21,
НТУ «ХПІ», каф. ІТС КГМ
ім. О.О. Морозова
Тел. (057) 707-63-55
E-mail: mech_mb@meta.ua

ЗМІСТ

Стор.

Динаміка та міцність машин

- Ткачук Н. Н., Скрипченко Н. Б., Ткачук Н. А.* Решение задач о контактном взаимодействии шероховатых тел с применением модели нелинейного винклеровского слоя 3

Транспортне машинобудування

- Александрова Т. Е., Костяник И. В., Лазаренко А. О.* Инвариантный стабилизатор основного вооружения танка 15
- Бондарь А. И., Дегтярь С. М., Кроленко А. И., Мормило Я. М., Пилипенко О. Ю., Сливар Е. Я.* Перспективы использования электропривода в качестве силовой установки легкобронированной техники 24
- Волонцевич Д. О., Мормило Я. М.* К вопросу определения зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес 30
- Волосников С. А.* Методика определения критической скорости движения гусеничной платформы по заносу 36
- Гужва Ю. М., Нефёдов А. В., Новокрепцов А. А., Карпов Д. А.* Внедрение современных технологий и оборудования для тренажерных комплексов ГП «ХКБМ им. А.А. МОРОЗОВА» 45
- Кайдалов Р.О.* Оцінка впливу нерівномірності крутного моменту ДВЗ на додаткові втрати енергії при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс 50

Транспортне машинобудування

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <i>Петренко О.М., Доманський І.В., Любарський Б.Г.</i> Методика оптимізації режимів роботи асинхронного тягового приводу рухомого складу | 59 |
| <i>Муцинский Ю. М., Толстолицкий В. А., Федоренко Е. В., Халина И. А., Федянин А. В., Толстолицкая Т.В.</i> О разработке методики оценки военно-технического уровня образцов бронированной техники | 67 |
| <i>Муцинский Ю. М., Толстолицкий В. А., Угненко О. И., Крот С. Г.</i> О возможности использования танкового теплообменника для промежуточного охлаждения наддувочного воздуха двигателя.... | 74 |
| <i>Стрёмовский С. В., Толстолицкий В. А., Дудко В. В., Малеев И. Ю.</i> Сравнительный анализ работы автоматической коробки передач на легкобронированной колесной военной машине в автоматическом и ручном режимах управления | 80 |
| <i>Яценко К. Г.</i> Оценка возмущающих воздействий дороги на многозвенный многоосный автомобильный поезд | 89 |

Управління в технічних системах

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <i>Александрова Т.Е., Истомин А.Е.</i> Параметрический синтез оптимальной системы наведения и стабилизации танковой пушки | 95 |
| <i>Борисенко А. Н., Лавриненко О. В., Литвиненко С. А., Богаевский А. Б.</i> Оптимизация тактовой частоты измерителя фаз газораспределения двс по минимуму среднеквадратической ошибки | 104 |
| <i>Ніконов О. Я., Сильченко В.О. Сильченко М. М.</i> Розроблення системи стабілізації адаптивного головного світла транспортного засобу | 113 |
| <i>Ніконов О. Я., Сіндєєв М. В.</i> Функціональна схема інтелектуальної підвіски | 119 |

Технологія машинобудування

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <i>Волонцевич Д.О., Запорожченко Е.Е., Лавриненко С.Н., Сазонова М.С., Ярмач Н.С.</i> Программно-статистическая оценка погрешности изготовления оптических полимерных изделий | 124 |
| <i>Коритченко К.В., Кузнецов І.Б.</i> Термогазодинамічні параметри детонаційної хвилі і продуктів детонації при термоімпульсній обробці | 130 |

До обговорення

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <i>Воронцов С.Н.</i> Экспериментальное исследование характеристик гидравлического буфера со ступенчатой характеристикой | 136 |
| <i>Вимоги до статей</i> | 141 |

Механіка та машинобудування: наук.-техн. журнал. –Харків : НТУ «ХП», 2016. –№ 1. – 144с.

Збірник наукових та науково-практичних статей з питань механіки, машинобудування та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

© Міністерство освіти і науки України, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Академія наук вищої школи України, відділення механіки та машинобудування, НПКП "Механіка" 2016.

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 539.3

Ткачук Н.Н., канд. техн. наук, Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А., докт. техн. наук

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ О КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ШЕРОХОВАТЫХ ТЕЛ С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДЕЛИ НЕЛИНЕЙНОГО ВИНКЛЕРОВСКОГО СЛОЯ

Введение. Решение задач определения напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия является актуальной задачей, решаемой на этапе проектных исследований и технологической подготовки производства новых изделий в машиностроении. Для решения задач данного типа используются различные методы. Их обзоры представлены в ряде монографий [1–5]. Среди базовых методов можно выделить методы граничных интегральных уравнений, вариационных неравенств, множителей Лагранжа, штрафных функций и другие [6–13]. Дискретизация осуществляется, в частности, методами конечных элементов, конечных разностей и граничных элементов. Получаемые в результате алгоритмы и программные комплексы нацелены на решение отдельных типов задач, обладая определенными преимуществами и недостатками. Поэтому не представляется возможным выделить доминирующие подходы, методы, модели, алгоритмы и программное обеспечение для всех типов задач.

В то же время одним их важных общих недостатков существующих разработок является невозможность соединить в рамках единого подхода решение задач анализа контактного взаимодействия и геометрического синтеза поверхностей контактирующих тел. Некоторые из возможных направлений решения связанных задач данного типа предложены в работах [14–21]. В частности, они базируются на гранично-элементных формулировках контактных задач [17–21]. Эти постановки ориентированы на анализ контакта гладких и шероховатых тел, причем для последних контактная податливость моделируется линейным Винклеровым слоем. Для более сложных нелинейных законов связей "контактное сближение – контактное давление" эти подходы требуют развития.

Целью данной работы является разработка методов анализа контактного взаимодействия и геометрического синтеза поверхностей сложнопрофильных тел с учетом физической нелинейности в моделях упругого слоя, отражающих влияние шероховатости или иного промежуточного слоя между контактирующими телами (прокладки, пленки, напыление и т.п.).

Система разрешающих соотношений. В качестве отправной системы разрешающих соотношений для решения поставленной задачи привлекается система уравнений и неравенств, построенная на основе метода граничных интегральных уравнений [20, 21]. В соответствии с этим подходом суммарные перемещения w точек поверхностей S взаимодействующих тел по нормали к ним зависят от контактных давлений p следующим образом [1]:

$$w(x, y) = \lambda^* \int_{(S)} \frac{p(\zeta, \eta)}{\rho} dS, \quad (1)$$

где λ^* – параметр, характеризующий физико-механические свойства материалов двух взаимодействующих тел, которые рассматриваются как полупространства с точки зрения

деформирования под действием давления, $\rho = \sqrt{(x - \eta)^2 + (y - \zeta)^2}$ – расстояние между

парой точек с координатами (x, y) и (ζ, η) на поверхности S . Далее, связав перемещения условиями контактирования, т.е. непроникновения тел друг в друга и неотрицательности контактных давлений, можно записать первые в виде условий совместности перемещений (т.е. на области контактирования суммарные перемещения вследствие деформирования поверхностей контактирующих тел таковы, что начальные зазоры выбираются, и полностью удовлетворяются условия типа равенств, а вне этой области – не выбираются, и удовлетворяются неравенства), а вторые, наоборот, – в виде равенства нулю давлений вне области контакта и неравенства (а именно положительности) – внутри этой области, получаем разрешающую систему уравнений. Учитывая характер связи $w-p$, условия совместности перемещений приобретают вид граничных интегральных уравнений внутри искомой области контакта относительно неизвестных контактных давлений p .

Для дискретизации соотношений используется метод граничных элементов, в котором использована аппроксимация искомого распределения контактных давлений в виде совокупности локальных пирамидальных функций, опирающихся на шестиугольные основания, которые состоят из набора равносторонних треугольников (рис. 1). Введя в рассмотрение взамен двухиндексной сплошную последовательную нумерацию узлов триангуляционной сетки и, соответственно, узловых значений искомого контактных давлений p_m , получаем систему разрешающих уравнений и неравенств [20, 21]:

$$\begin{cases} \sum C_{nm} p_m - \delta = -h_n, n \in J; \\ \frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \sum_{n \in J} p_n = P; \\ p_n \geq 0, n \in J; \\ p_n = 0, n \notin J \end{cases} \quad (2)$$

Здесь C_{nm} – коэффициенты матрицы влияния C , h_n – узловые значения зазора между контактирующими телами, образующие вектор \mathbf{h} , δ – сближение тел под действием силы P , J – множество узлов, в которых реализуется контакт сопряженных тел, а N – общее количество узлов триангуляционной сетки на поверхности возможного контакта. В соотношениях (2) коэффициенты влияния C_{nm} определяют перемещения в нормальном к поверхности направлении в m -м узле триангуляционной сетки при приложении единичной нагрузки по распределению, представленному на рис. 1 (т.е. локально приложенная в окрестности узла n нагрузка).

Если удовлетворить требованию неотрицательности контактных узловых давлений p_n , то соотношения (2) формально представляют собой систему линейных алгебраических уравнений относительно переменных – узловых значений $p = \{p_1, \dots, p_N\}^T$, а также величины сближения δ , при заданных усилении P и массиве узловых зазоров $h = \{h_1, \dots, h_N\}^T$. Таким образом, эту систему уравнений можно записать в виде отражения T множества $\{h, P\}$ на множество $\{p, \delta\}$:

$$\{p, \delta\} = T\{h, P\}. \quad (3)$$

В данном конкретном случае отражение T конкретизируется при помощи обратной матрицы K линейных алгебраических уравнений:

$$\mathbf{\Pi} = \{p, \delta\}^T = K^{-1} \{h, P\}^T; \mathbf{\Pi} = K^{-1} \mathbf{H}, \quad (4)$$

$$\text{где } K = \begin{pmatrix} & & & -1 \\ & C & & \dots \\ \frac{\sqrt{3}}{2}c^2 & \dots & \frac{\sqrt{3}}{2}c^2 & 0 \end{pmatrix},$$

а в левой и правой части – векторы $\mathbf{\Pi}$, \mathbf{H} , составленные из искомых и заданных величин соответственно.

С другой стороны, задачу (2) можно обратить:

$$\{h, P\} = T^{-1} \{p, \delta\}, \quad (5)$$

причем конкретно для системы (4) это – формально связь линейная:

$$\mathbf{H} = \{h, P\}^T = K \{p, \delta\}^T; \mathbf{H} = K\mathbf{\Pi}. \quad (6)$$

Таким образом, получаем пару взаимнообратных задач (3), (5), или в конкретизированном матричном виде – (4), (6), причем системы (4) и (6) – формально линейные.

Данные постановки (опять же формально) равноправны. Соответственно, они напрямую могут быть применимы как для решения задач анализа, так и геометрического синтеза. Здесь имеется в виду, что задача анализа состоит в определении распределений контактных давлений p при заданном усилии P и распределении зазора h , а геометрический синтез состоит в отыскании такого h , который обеспечивает заданное распределение p . Первичный качественный анализ структуры соотношений (2) в русле работы [22] дает основание для следующих заключений: коэффициенты матрицы C определяют физико-механические свойства взаимодействующих упругих тел; величина δ описывает смещение тел как недеформируемых; массив величин h определяет распределение зазора, т.е., по существу, отличие формы поверхностей взаимодействующих тел в направлении нормали между ними; сила P задает общее интегральное воздействие на контактирующие тела.

Таким образом, структурно в соотношениях (2) присутствует "геометрическая" h , "кинематическая" δ , "силовая" P , "статическая" p составляющие информации, с которой производится оперирование в ходе решения задач (3), (5) (или (4), (6)). Если в какие-либо из этих составляющих общего информационного массива вносится какая-либо коррекция, то общая структура соотношений сохраняется, хотя сами они могут видоизменяться.

Так, если учесть шероховатость поверхностей взаимодействующих контактирующих тел в виде линейного Винклера слоя (рис.2), для которого связь "перемещение w – давление p " имеет вид:

$$w = \lambda p, \quad (7)$$

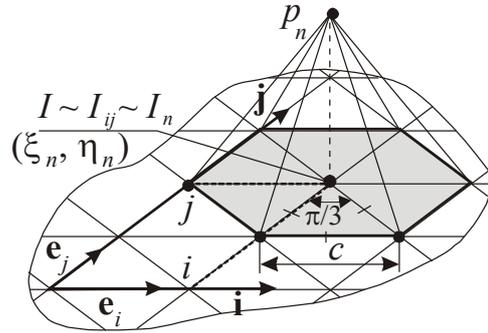


Рис. 1. Базисные линейчатые функции с единичным значением в центральном узле и нулевыми – в периферийных

где λ – податливість, то уравнения совместности перемещений точек поверхностей тел в контакте в (2) не изменится. При этом сами коэффициенты матрицы C изменятся:

$$C := C + \lambda E, \quad (8)$$

где E – единичная диагональная матрица.

Если принять нелинейную модель упругого слоя, моделирующего шероховатость контактирующих тел, вида [23]

$$w = \bar{\lambda} \cdot p^s, \quad (9)$$

где $\bar{\lambda}, s$ – некоторые эмпирические или вычисляемые параметры, то изменится сам вид уравнений совместности перемещений точек контактирующих поверхностей взаимодействующих тел (из линейных они превратятся в нелинейные).

Таким образом, структурные нелинейности, т.е. условия контактного взаимодействия в виде условий непроникновения взаимодействующих тел друг в друга, которые в первом приближении традиционно содержат только линейные функции от перемещений, дополняются в случае модели (9) нелинейными слагаемыми. В результате формально пару соотношений (3), (5) нельзя привести к системе матричных соотношений (4), (6). Таким образом, возникает задача разработки методов решения таких задач, что и составляет, как отмечалось выше, цель данной работы.

Метод дополнительных зазоров. Если записать соотношения совместности перемещений, входящие в систему (2), в виде подсистемы

$$C p = \delta - h - \bar{\lambda} q; \quad q = \{p_1^s, p_2^s, \dots, p_N^s\}^T, \quad (10)$$

то формально ее можно представить как

$$C p = \delta - \bar{h}, \quad (11)$$

где
$$\bar{h} = \bar{h}(p) = h + \bar{\lambda} q = h + \Delta h(p). \quad (12)$$

Тогда соотношения (11) формально повторяют линейные соотношения в (2), но в которых начальный зазор h дополнен некоторыми слагаемыми $\Delta h(p)$. По аналогии с методом дополнительных нагрузок [24] эти слагаемые можно назвать дополнительными зазорами. Уравнения (11) представляют собой нелинейное операторное уравнение, для которого действительное распределение контактных давлений является неподвижной точкой оператора. Таким образом, можно организовать итерационный процесс:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau := 0; (*) \quad p^{(\tau)} := 0; (**) \quad q^{(\tau)} = \left\{ [p_1^{(\tau)}]^s, \dots, [p_N^{(\tau)}]^s \right\}^T; (***) \quad \Delta h^{(\tau)} = \bar{\lambda} q^{(\tau)}; (^{\wedge}) \\ \bar{h}^{(\tau)} = h^{(0)} + \Delta h^{(\tau)}; (^{\wedge\wedge}) \quad \left\{ p^{(\tau)}, \delta^{(\tau)} \right\}^T = K^{-1} \left\{ \bar{h}^{(\tau)}; P \right\}^T; (^{\wedge\wedge\wedge}) \quad \tau := \tau + 1. (:) \end{array} \right. \quad (13)$$

В (13) величины P, q, h, δ участвуют в итерационном уточнении решения (^{\wedge\wedge\wedge}).

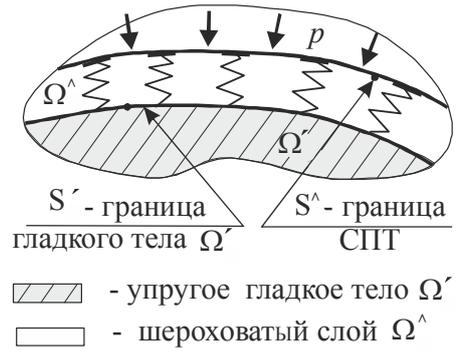


Рис. 2. Модель шероховатого тела

При этом $h^{(0)}$ – вектор начальных (номинальных) зазоров между поверхностями контактирующих тел. Итерации производятся в пределах цикла $(***) \rightarrow (:) \rightarrow (***)$. Условием окончания этого процесса может быть или критерий по уточнению дополнительных зазоров, или – давлений:

$$\Delta_h^{(\tau)} = \left\| \Delta h^{(\tau)} - \Delta h^{(\tau-1)} \right\| / \left\| \Delta h^{(\tau)} \right\| \leq \varepsilon_h; \quad \Delta_p^{(\tau)} = \left\| \Delta p^{(\tau)} - \Delta p^{(\tau-1)} \right\| / \left\| \Delta p^{(\tau)} \right\| \leq \varepsilon_p. \quad (14)$$

Здесь $\Delta_h^{(\tau)}, \Delta_p^{(\tau)}$ – контролируемые параметры сходимости процесса, $\varepsilon_h, \varepsilon_p$ – наперед заданные пороговые значения соответственно для $\Delta_h^{(\tau)}, \Delta_p^{(\tau)}$, после достижения которых упомянутый итерационный процесс прекращается, а $\|\bullet\|$ – некоторая норма (например, евклидова или чебышевская) для оценки величин векторов. Кроме того, можно также контролировать итерационный процесс по скорости изменения $\delta^{(\tau)}$:

$$\Delta_\delta^{(\tau)} = \left| \delta^{(\tau)} - \delta^{(\tau-1)} \right| / \left| \delta^{(\tau)} \right| \leq \varepsilon_\delta, \quad (15)$$

где смысл величин соответствует введенным в (14).

Таким образом, решение поставленной задачи эквивалентно решению задачи (2) для контакта гладких тел, но со скорректированным распределением зазоров.

Естественно, что сама область контакта вследствие введения нелинейного упругого слоя изменяется, поэтому удовлетворения в ходе итерационного уточнения требуют не только условия типа равенства для перемещений в области контакта и давлений – вне ее, но и условия типа равенства для давлений внутри области контакта и неравенства относительно перемещений – вне области. В (2) все они сформулированы относительно искомым p_n . В ходе этого процесса изменяется соответственно множество $J^{(\tau)}$ узлов, удовлетворяющих условиям (2) на τ -м шаге итерационного процесса. Таким образом, уточняется и сама область контакта $S^{(\tau)}$.

С другой стороны, при решении теперь уже обратной задачи (5) с нелинейным упругим слоем, подчиняющимся зависимости (9), можно организовать следующий итерационный процесс поиска решения:

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma := 0; \quad P = \sum_r p_r; (*) \quad \delta = \sum_r C_{\mu r} p_r, r \in J; \quad \mu: h_\mu = 0; (**) \\ h_n^{(\gamma)} = \delta - \sum_m C_{nm} p_m - \bar{\lambda} p_n^s; n \in J, m \in J; h \neq \mu; (***) \\ h_n^{(\gamma)} = \delta - \sum_m C_{nm} p_m, n \notin J, m \in J; (\wedge) \quad \bar{h}_n^{(\gamma)} := h_n^{(\gamma)}, n \notin J; (\wedge\wedge) \\ \bar{h}_n^{(\gamma)} := \left\{ L_e \left(p_{e_f}' \cdot \Delta_{e_f}^{(\gamma)(\gamma)'} \right) \varepsilon, e \in \Gamma(J); f = 1 \div 7 \right\}; (\wedge\wedge\wedge) \quad \gamma := (\gamma + 1).(:) \end{array} \right. \quad (16)$$

В итерационном процессе (16) циклы осуществляются в пределах $(**) \rightarrow (:) \rightarrow (**)$. При этом прямое и явное вычисление зазоров h_n на этапе с номером γ по соотношениям (***) не решает задачи напрямую (хотя в этих уравнениях не

присутствуют слагаемые, явно изменяющиеся с γ). Неявное же влияние производится по результатам этапов $(\wedge) - (\wedge\wedge)$. В частности, на этапе $(\wedge\wedge)$ осуществляется удовлетворение условию положительности зазора вне зоны контакта путем назначения там зазоров $\bar{h}_n^{(\gamma)}$ превышающими $h_n^{(\gamma)}$, которые удовлетворяют (\wedge) , но вне области контакта.

Кроме того, назначаемые таким образом зазоры $\bar{h}_n^{(\gamma)}$ можно подчинить определенным требованиям на границе Γ области контакта. Если исходить из выполнения тождества

$$\Omega = p \cdot \Delta \equiv 0 \tag{17}$$

всюду, где $\Delta = \begin{cases} \bar{h}_n^{(\gamma)} - h_n^{(\gamma)}, & n \notin J; \\ 0, & n \in J \end{cases}$ – зазор между контактирующими телами в актуальной

конфигурации, то при дифференцировании Ω по нормали n к Γ условие:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial n} \cdot \Delta + p \cdot \frac{\partial \Delta}{\partial n} \tag{18}$$

выполняется за счет обнуления там p в силу закономерностей контакта тел с поверхностями, имеющими плавно изменяющуюся нормаль [1], а также в силу, того, что зазор

$$\{\Delta|_S \equiv 0, \Gamma \subset S\} \Rightarrow \Delta|_\Gamma \equiv 0. \tag{19}$$

Повторное дифференцирование дает:

$$\frac{\partial^2 \Omega}{\partial n^2} = \frac{\partial^2 p}{\partial n^2} \cdot \Delta + 2 \frac{\partial p}{\partial n} \cdot \frac{\partial \Delta}{\partial n} + p \frac{\partial^2 \Delta}{\partial n^2}, \tag{20}$$

и для выполнения условия $\left. \frac{\partial^2 \Omega}{\partial n^2} \right|_\Gamma = 0$ требуется, чтобы

$$\left(\frac{\partial p}{\partial n} \cdot \frac{\partial \Delta}{\partial n} \right) \Big|_\Gamma = 0. \tag{21}$$

Из (21) следует обнуление градиента p на границе контакта, градиента зазора в актуальном состоянии. Это – сильное ограничение. Учитывая произвольность в задании распределения p , выполнение (21) следует обеспечить за счет градиента Δ , причем не строго, а с некоторой заданной погрешностью ε (см. $(\wedge\wedge)$ в (16)), учитывая также, что задача решается на дискретной сетке.

В случае дискретизации задачи по методу граничных элементов, как это сделано в настоящей работе, граница области контакта представляется в виде множества узлов Γ_J , примыкающих к J . Если их пронумеровать через $e = 1, 2, \dots, N_\Gamma$, то они, рассматриваемые как центральные для каждой шестиугольной ячейки, окажутся соседствующими с 6 другими. Среди этих узлов часть принадлежит множеству J , часть – нет. Такие ячейки являются, условно говоря, "смешанными" (содержащими узлы сетки, принадлежащие и не принадлежащие J). Таким образом, образуется множество "смешанных" шестиугольных

ячеек, частично перекрывающих друг друга. Если ввести в каждой ячейке свою локальную нумерацию $e_f, f = 1 \div 7$, то условие (21) может получить свой дискретный аналог (символ $\wedge\wedge$) в (16)). Там L_e – оператор, осуществляющий аппроксимацию (коллокацию или осреднение) левой части (21) по ячейке e . В скобках (т.е. "аргументы" оператора L_e) в (символ $\wedge\wedge$) – дискретные аналоги операторов $\partial p / \partial n$ и $\partial \Delta / \partial n$ в (21) соответственно. Они отнесены к набору узлов e_f в ячейке.

Как уже отмечалось, требование равенства нулю производной по нормали к границе контактной области на самой границе Γ зачастую невыполнимо в сильном смысле в силу недифференцируемости условий Герца-Синьорини. Однако ослабленная формулировка типа описанной выше применима. Учитывая это, условие (21) можно постараться выполнить либо точно (с соблюдением всех ограничений на давления и зазоры), либо с некоторой допустимой погрешностью. В любом случае определяемый вообще и таким образом в частности набор зазоров $h_n^{(\gamma)} (n \in J)$ и $\bar{h}_n^{(\gamma)} (n \notin J)$ должен не нарушать условий представления свойств упругих тел свойствами полупространств (например, недопустимо образование за счет варьирования h разрывов ("ступенек"), изломов и т.п.). Если условия, перечисленные здесь, не удастся выполнить за счет подходящего выбора $\bar{h}_n^{(\gamma)}$, то придется либо переназначить распределение $p_n (n \in J)$, а, значит, $J^{(\gamma)}$ станет изменяемым в ходе итерационного процесса, либо изменить δ , и получим изменяемый $\delta^{(\gamma)}$.

Таким образом, решение задачи геометрического синтеза условно подразделяется на более простые процедуры вычислений для внутренних узлов зоны контактирования (J), и на более сложные – для внешних и пограничных к/с ней узлов.

Метод переменных коэффициентов влияния. Представив уравнения совместности перемещений в системе (2) при наличии на границе тел Винклера слоя (9) в виде:

$$C p + (\bar{\lambda} p^{(s-1)}) \cdot p = \delta - h, \quad (22)$$

и введя обозначение $\bar{\bar{\lambda}}(p) = \bar{\lambda} p^{(s-1)}$, по аналогии с методом переменных параметров упругости [14] (22) можно переписать в виде

$$\bar{\bar{C}} p = \delta - h, \quad (23)$$

где $\bar{\bar{C}}(p) = C + \bar{\bar{\lambda}} \cdot E$, где E – единичная матрица.

Для решения (23) можно организовать итерационный процесс:

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta := 0; (*) \quad \bar{\bar{C}}^{(\beta)} := C; (**) \quad K^{(\beta)} = K(\bar{\bar{C}}^{(\beta)}); (***) \\ \Pi^{(\beta)} = \{p^{(\beta)}, \delta^{(\beta)}\}^T = (K^{(\beta)})^{-1} \cdot H = (K^{(\beta)})^{-1} \cdot \{h, P\}^T; (\wedge) \\ J^{(\beta)} : \{p_n \geq 0 \forall n \in J^{(\beta)}; p_n = 0 \forall n \notin J^{(\beta)}\}; \\ \Delta_n = 0 \forall n \in J^{(\beta)}; \Delta_n \geq 0 \forall n \notin J^{(\beta)}\}; \quad (\wedge\wedge) \\ \bar{\bar{C}}^{(\beta)} := C + \bar{\lambda} [p^{(\beta)}]^{s-1} \cdot E; (\wedge\wedge\wedge) \quad \beta := \beta + 1. (:) \end{array} \right. \quad (24)$$

В (24) итерационный процесс идет в последовательности $(***) \rightarrow (:) \rightarrow (***)$. При этом этап $(***)$ означает сборку матрицы системы линейных алгебраических уравнений $K^{(\beta)}$ по скорректированной на этапе $(^^)$ подматрице $\bar{C}^{(\beta)}$ (аналогично расшифровке K в (4)), причем множество контактирующих узлов $J^{(\beta)}$ уточняется на этапе $(^^)$.

Приостановку итерационного процесса (23) можно осуществлять по условию:

$$J^{(\beta)} = J^{(\beta-1)}. \quad (25)$$

Представленный алгоритм (24) отличается от алгоритма (13) тем, что перестройке подвергается не правая часть системы уравнений при неизменной по структурным компонентам подматрице C , а, наоборот, изменяется сама матрица, в то время как правая часть – постоянна.

Предложенный подход можно трактовать как обобщение (8), а именно: в ходе решения (23) по алгоритму (24) определяется такое распределение по узлам сетки коэффициентов податливости λ_n ($n \in J$) линейно упругого Винклерова слоя с неравномерной по площади контакта жесткостью, что решение задачи с матрицей

$$C : C_{nm} = C_{nm} + \lambda_n \cdot \delta_{nm}, \quad \delta_{nm} = \begin{cases} 0, & m \neq n, \\ 1, & m = n \end{cases} \quad (26)$$

дает то же распределение контактных давлений, что и в случае нелинейно упругого слоя (9).

Замечание 1: указанная здесь для обоих методов неизменность матрицы или правой части соблюдается в пределах неизменяемости множества контактирующих узлов. В противном случае перестройке подвергаются все компоненты подматрицы влияния и соответствующего подвектора правых частей.

Замечание 2: предложенные выше методы дополнительных зазоров и переменных коэффициентов влияния являются всего лишь частными случаями решения задачи о контактом взаимодействии двух шероховатых тел, моделируемых полупространствами с нелинейным Винклеровым слоем: описаны лишь 2 частных метода из множества возможных к применению для решения систем нелинейных уравнений; при этом необходимо отметить, что они имеют явную физическую трактовку, не всегда наличествующую при использовании иных методов; использована лишь степенная модель для описания свойств слоя шероховатости на контактирующих поверхностях, хотя в литературе содержится множество иных зависимостей "перемещение – контактное давление"; здесь уместно, однако, отметить, что степенная зависимость достаточно часто применяется для решения множества прикладных задач [23] с сохранением приемлемой точности.

Также необходимо отметить, что сходимость алгоритмов (13), (24) зависит от свойств нелинейно-упругого слоя (здесь – от параметров $\bar{\lambda}, S$ в (9)). Анализ условий сходимости представляет собой отдельную задачу [25] и будет рассмотрен в последующих исследованиях. Тем не менее, предложенный подход в принципе естественным образом может быть обобщен по каждому из двух отмеченных направлений с точки зрения расширения применимости.

Общая постановка задачи. Рассмотрим общую постановку задачи о контактировании шероховатых тел, моделируемых подпространствами. Отвлекаясь от вида зависимости " $w - p$ ", ее в общем случае можно представить в виде:

$$w = w(p). \quad (27)$$

Данная зависимость может иметь сложный характер в связи с учетом различных факторов, быть самой разной по способу используемых статистических моделей для описания формы микронеровностей или по применяемому типу модели единичной микронеровности в контакте, а также следовать из обработки массива экспериментальных данных и т.п. [23, 26–28]. Данные зависимости не исчерпывают всего множества типов соотношений (27), а лишь иллюстрируют их многообразие.

Тогда система разрешающих уравнений, дискретизированная по методу граничных элементов, может быть представлена в виде:

$$\begin{cases} \sum_m C_{nm} p_m + w(p_n) = \delta - h_n, n \in J; m \in J; (i) & \frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \sum_n p_n = P, n \in J; (ii) \\ p_n \geq 0, n \in J; (iii) & p_n = 0, n \notin J; (iiii) & \sum C_{nm} p_m < \delta - h_n, n \notin J. (iiii) \end{cases} \quad (28)$$

Данную систему соотношений можно трактовать как нелинейную систему уравнений (i, ii) относительно вектора неизвестных $\{p, \delta\}^T = \Pi$ при ограничениях (iii, iii, iiiii), одновременно формирующих и множество контактирующих узлов J , а с ним – и компоненты подвектора p . Отсюда, переписав (28), получаем:

$$U(\Pi_J) = 0; \quad V(\Pi_J) \geq 0. \quad (29)$$

Здесь U – оператор нелинейной системы уравнений (i, ii) в (28), а V – оператор ограничений, записанных в (28) ниже. Тогда для отыскания решения (29) можно применить, например, процедуру Ньютона-Рафсона. Достоинствами постановки (28) и алгоритма Ньютона-Рафсона является общность, универсальность, устойчивость и сходимости. Вместе с тем теряется наглядность физической трактовки (13) и (24).

Заключение. В работе поставлены новые задачи, предложены новые подходы и методы для исследования контактного взаимодействия сложнопрофильных шероховатых тел.

При этом учтены следующие особенности: нелинейность упругих свойств винклеровского слоя, моделирующего шероховатость, а также различных прокладок, пленок, напылений и т.п.; возможность сведения задачи к описанным ранее постановкам для гладких и шероховатых тел с линейной моделью замещающего винклеровского слоя; приспособленность к решению и прямых задач анализа распределения контактных давлений, и обратных задач синтеза геометрической формы поверхностей контактирующих тел, обеспечивающих требуемое распределение контактных давлений.

Представленные результаты дают основание для следующих выводов.

1. Разработан метод дополнительных зазоров, дающий возможность свести контактную задачу при наличии нелинейного упругого слоя к итерационной последовательности решений задач о контактном взаимодействии гладких тел, но со скорректированным (по сравнению с действительным) распределением зазоров.

2. Как один из вариантов решения задач анализа контактного взаимодействия разработан метод переменных коэффициентов влияния, при помощи которого задача с нелинейно упругим винклеровым слоем сводится к итерационной последовательности задач с введением упругого слоя, но с неравномерным распределением жесткостных свойств по площадке контакта. При этом жесткостные характеристики этого слоя уточняются в процессе решения на каждом цикле итерационного процесса.

3. Для решения задачи анализа контактного взаимодействия шероховатых тел в общем случае предложена формулировка, предполагающая применение различных методов

решения системы нелинейных уравнений с ограничениями типа равенств и неравенств. В частности, предложено использование для этих целей метода Ньютона-Рафсона.

4. Решение задач синтеза геометрической формы поверхностей контактирующих тел при задании их общих сближений и требуемого распределения контактного давления сведено к итерационной процедуре уточнения площадки актуального контакта и зазоров в ней и вне ее, удовлетворяющей системе уравнений и ограничений, которые формально совпадают с системой соотношений для задач анализа контактных давлений. Таким образом, на основе единой системы соотношений можно решать упомянутые прямые и обратные задачи.

Достоинством предложенных постановок, рассмотренных моделей и разработанных методов, является свобода от каких-либо упрощающих предложений, кроме адекватности свойств "глобальной" податливости контактирующих тел на поверхностях возможного контакта свойствам полупространств, а также о плавности поворота нормали при обходе этих поверхностей по произвольным путям. При этом "локальная" податливость, описывающая свойства шероховатости, прокладок или пленок, моделируется нелинейными соотношениями "сближение – контактное давление". Кроме того, все представленные формулировки оперируют с единым описанием контактного взаимодействия, к тому же – однотипно дискретизированным. В дополнение появляется единая математическая модель, в которой сконденсированы геометрические, кинематические, статические и физико-механические характеристики, предоставляющая к тому же возможным образом ставить и решать прямые и обратные задачи анализа контактных давлений и синтеза геометрической формы поверхностей контактирующих тел на основе единой системы разрешающих соотношений.

Решение ряда прикладных задач этих типов – направление дальнейших исследований.

Литература: 1. Джонсон К. *Механика контактного взаимодействия* / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с. 2. Галин Л.А. *Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости* / Л.А. Галин. – М.: Наука, 1980. – 303 с. 3. Goryacheva I.G. *Contact Mechanics in Tribology* / I.G. Goryacheva. – Dordrecht–Boston–London.: Kluwer Academic Publishers, 1998. – 360 p. 4. Александров В.М. *Введение в механику контактных взаимодействий* / В.М. Александров, М.И. Чебаков // Ростов-на-Дону: ООО "ЦВВР", 2007. – 114 с. 5. Аргатов И.И. *Основы теории упругого дискретного контакта* / И.И. Аргатов, Н.Н. Дмитриев // СПб.: Политехника, 2003. – 233 с. 6. Kalker J.J. *Variational principles of contact elastostatics* / J.J. Kalker. – J. Inst. Math. and Appl. – 1977. – Vol. 20. – P. 199–221. 7. Кравчук А.С., Сурсыков В.А. *Численное решение геометрически нелинейных контактных задач*. // Доклады АН СССР, 1981. – Т.259. – №6. – С.1327–1329. 8. Vollebregt E.A.H. *Assessing the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms* / E.A.H. Vollebregt, S.D. Iwnicki, G. Xie // *Vehicle System Dynamics*. – 2012. – Vol. 50. – P.1–17. 9. Vollebregt E.A.H. *A Gauss-Seidel type solver for special convex programs, with application to frictional contact mechanics* / E.A.H. Vollebregt // *Journal of Optimization Theory and Applications*. – 1995. – Vol. 87. – P. 47–67. 10. Vollebregt E.A.H. *Refinement of Kalker's rolling contact model* / E.A.H. Vollebregt. In: Bracciali editor / E.A.H. Vollebregt // *Proceedings of the 8th international conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems*. – 2009. – P. 149–156. 11. Bertsekas D.P. *Constrained Optimization and Lagrange Multiplier Methods* / D.P. Bertsekas. – New York : Academic Press, 1984. – 372 p. 12. Oden J.T. *Exterior penalty methods for contact problems in elasticity* / J.T. Oden. – Berlin : Springer, 1981. – 219 p. 13. Simo J.C. *A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems* / J.C. Simo, P. Wriggers, R.L. Taylor // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. – 1985. – Vol. 50. – P. 163–180. 14. Kim Г.С. *Осесиметрична контактна задача для шару та півпростору з геометричним збуренням поверхні* / Г.С. Kim, Б.С. Монастирський // *Мат. методи і фіз.-мех. поля*. – 2000 – Т. 43. – №1. – С.115–123. 15. Li J. *A semi-analytical approach to three-dimensional normal contact problems with friction* / J. Li, E.J. Berger // *Computational Mechanics*. – 2003. – Vol. 30. – P. 310–322. 16. Vollebregt E.A.H. *Improving the speed and accuracy of the frictional rolling contact model "CONTACT"* / E.A.H. Vollebregt, B.H.V. Toppings, J.M. Adam. – *Proceedings of the 10th International Conference on Computational Structures Technology*. – 2010. – P. 1–15. 17. Ткачук Н.Н. *Моделирование контактного взаимодействия плоского штампа с полупространством* / Н.Н. Ткачук,

Н.А. Ткачук // КШП. ОМД. – Москва: ООО "Тисо Принт", 2012. – №10. – С. 11–17. **18.** Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие соотношения / Н.Н. Ткачук, И.Я. Мовшович, Н.А. Ткачук, Н.Б. Скрипченко, А.В. Литвиненко // КШП. ОМД. – Москва: ООО "Тисо Принт", 2014. – / № 3. – С. 3-10 / № 4. – С. 3-8. **19.** Ткачук Н.Н. Многоуровневые модели в задаче анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел: алгоритмы, реализация и анализ применимости / Н.Н. Ткачук, А.Д. Чепурной, Н.Б. Скрипченко, А.В. Литвиненко Н.А. Ткачук // КШП. ОМД. – Москва: ООО "Тисо Принт", 2014. – / №6. – С. 10–16. / №7. – С. 11-20. / № 8. – С. 6-8. **20.** Ткачук Н. Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс... канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динамика и прочность машин / Ткачук Николай Николаевич. – Харьков, 2010. – 203 с. **21.** Скрипченко Н. Б. Контактна взаємодія складнопрофільних деталей машинобудівних конструкцій з урахуванням локальної податливості поверхневого шару: автореф. дисс. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 "Динаміка і прочность машин" / Н.Б. Скрипченко. – Харьков, 2016. – 24 с. **22.** Ткачук Н.Н. Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза / Н.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук // *Механіка та машинобудування*. – 2011. – №2. – С. 75-86. **23.** Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с. **24.** Биргер И.А. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1968. **25.** Трауб Дж. Итерационные методы решения уравнений – М.: Мир, 1985. – 264 с. **26.** Демкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей / Н.Б. Демкин. – М.: Наука, 1970. – 226 с. **27.** Трение, изнашивание и смазка: справочник в 2-х кн. Кн. 1. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – 400 с. **28.** Ткачук А.Н. Методы анализа конструкционной прочности элементов машин при термомеханическом контакте: дисс... канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динамика и прочность машин / Ткачук Антон Николаевич. – Харьков, 2010. – 180 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Dzhonson K. *Mehanika kontaktного vzaimodejstviya* / K. Dzhonson. – Moscow: Mir, 1989. – 510 p. **2.** Galin L.A. *Kontaktnye zadachi teorii uprugosti i vjzkouprugosti* / L.A. Galin. – Moscow: Nauka, 1980. – 303 p. **3.** Goryacheva I.G. *Contact Mechanics in Tribology* / I.G. Goryacheva. – Dordrecht–Boston–London.: Kluwer Academic Publishers, 1998. – 360 p. **4.** Aleksandrov V.M. *Vvedenie v mehaniku kontaktnyh vza-imodejstvij* / V.M. Aleksandrov, M.I. Chebakov // Rostov-na-Donu: ООО "CVVR", 2007. – 114 p. **5.** Argatov I.I. *Osnovy teorii uprugogo diskretnogo kontakta* / I.I. Argatov, N.N. Dmitriev // SPb.: Politehnika, 2003. – 233 p. **6.** Kalker J.J. *Variational principles of contact elastostatics* / J.J. Kalker. – J. Inst. Math. and Appl. – 1977. – Vol. 20. – P. 199–221. **7.** Kravchuk A.S., Sursjakov V.A. *Chislennoe reshenie geometricheski nelinejnyh kontaktnyh zadach* // *Doklady AN SSSR*, 1981. –T.259. –№6.– P. 1327–1329. **8.** Vollebregt E.A.H. *Assessing the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms* / E.A.H. Vollebregt, S.D. Iwnicki, G. Xie // *Vehicle System Dynamics*. – 2012. – Vol. 50. – P.1–17. **9.** Vollebregt E.A.H. *A Gauss-Seidel type solver for special convex programs, with application to frictional contact mechanics* / E.A.H. Vollebregt // *Journal of Optimization Theory and Applications*. – 1995. – Vol. 87. – P. 47–67. **10.** Vollebregt E.A.H. *Refinement of Kalker's rolling contact model ollebregt*. In: Bracciali editor / E.A.H. Vollebregt // *Proceedings of the 8th international conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems*. – 2009. – P. 149–156. **11.** Bertsekas D.P. *Constrained Optimization and Lagrange Multiplier Methods* / D.P. Bertsekas. – New York : Academic Press, 1984. – 372 p. **12.** Oden J.T. *Exterior penalty methods for contact problems in elasticity* / J.T. Oden. – Berlin : Springer, 1981. – 219 p. **13.** Simo J.C. *A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems* / J.C. Simo, P. Wriggers, R.L. Taylor // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. – 1985. – Vol. 50. – P. 163–180. **14.** Kit H.S. *Osesymetrychna kontaktна zadacha dlya шару та pivprostору z heometrychnym zburennyam poverkhni* / H.S. Kit, B.Ye. Monastyr's'kyi // *Mat. metody i fiz.-mekh. polya*. – 2000 – T. 43. – No 1. – P.115–123. **15.** Li J. *A semi-analytical approach to tree-dimensional normal contact problems with friction* / J. Li, E.J. Berger // *Computational Mechanics*. – 2003. – Vol. 30. – P. 310-322. **16.** Vollebregt E.A.H. *Improving the speed and accuracy of the frictional rolling contact model "CONTACT"* / E.A.H. Vollebregt, B.H.V. Toppings, J.M. Adam. – Proceedings of the 10th International Conference on Computational Structures Technology. – 2010. – P. 1–15. **17.** Tkachuk N.N. *Modelirovanie kontaktного vzaimodejstviya ploskogo shtampa s poluprostranstvom* / N.N. Tkachuk, N.A. Tkachuk // KShP. OMD. – Moscow: ООО "Tiso Print", 2012. –No 10. – P. 11–17. **18.** Tkachuk N.N. *Analiz kontaktного vzaimodejstviya gladkih i sherohovatyh tel metodom granichnyh jelementov: modeli i razreshajushhie sootnoshenija* / N.N. Tkachuk, I.Ja. Movshovich, N.A. Tkachuk, N.B. Skripchenko, A.V. Lit-

vinenko // KShP. OMD.– Moscow: OOO "Tiso Print", 2014. – /No 3. – P. 3-10 / No 4. – P. 3-8. **19.** Tkachuk N.N. *Mnogourovnevye modeli v zadache analiza kontaktnogo vzaimodejstviya slozhnopofil'nyh tel: algoritmy, realizacija i analiz primenimosti* / N.N. Tkachuk, A.D. Chepurnoj, N.B. Skripchenko, A.V. Litvinenko, N.A. Tkachuk // KShP. OMD. – Moscow: OOO "Tiso Print", 2014. – / No 6. – P. 10–16. / №7. – P. 11-20 / No 8. – P. 6-8. **20.** Tkachuk N.N. *Analiz kontaktnogo vzaimodejstviya slozhnopofil'nyh jelementov mashinostroitel'nyh konstrukcij s kinematicheski soprjazhennymi poverhnostjami: diss... kand. tehn. nauk: spec. 05.02.09 – dinamika i prochnost' mashin* / Tkachuk Nikolaj Nikolaevich. – Kharkov, 2010. – 203 p. **21.** Skripchenko N. B. *Kontaktna vzajemodiya skladnopofil'nykh detaley mashynobudivnykh konstruksiy z urakhuvannyam lokal'noyi podatlyvosti poverkhnevoho sharu: avtoref. dyss. na zbuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.02.09 "Dynamyka y prochnost' mashyn"* / N.B. Skripchenko. – Kharkov, 2016. – 24 p. **22.** Tkachuk N.N. *Kontakt slozhnopofil'nyh tel: syjazannaja zadacha analiza naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija i geometricheskogo sinteza* / N.N. Tkachuk, N.A. Tkachuk // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2011. – No 2. – P. 75-86. **23.** Reshetov D.N. *Tochnost' metallorzhushhjih stankov* / D.N. Reshetov, V.T. Portman. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 336 p. **24.** Birger I.A. *Prochnost', ustojchivost', kolebanija. Spravochnik. V 3-h t.* – Moscow: Mashinostroenie, 1968. **25.** Traub Dz. *Iteracionnye metody reshenija uravnenij* – Moscow: Mir, 1985. – 264 p. **26.** Demkin N.B. *Kontakti-rovanie sherohovatyh poverhnostej* / N.B. Demkin. – Moscow: Nauka, 1970. – 226 p. **27.** *Trenie, iznashivanie i smazka: spravochnik v 2-h kn. Kn. 1.* / Pod red. I.V. Kragel'skogo, V.V. Alisina. – Moscow: Mashinostroenie, 1978. – 400 p. **28.** Tkachuk A.N. *Metody analiza konstrukcionnoj prochnosti jelementov mashin pri termomechanicheskom kontakte: diss... kand. tehn. nauk: spec. 05.02.09 – dinamika i prochnost' mashin* / Tkachuk Anton Nikolaevich. – Kharkov, 2010. – 180 p.

Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ О КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ШЕРОХОВАТЫХ ТЕЛ С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДЕЛИ НЕЛИНЕЙНОГО ВИНКЛЕРОВСКОГО СЛОЯ

В статье предложены методы решения задач о контактном взаимодействии шероховатых тел с применением модели нелинейного винклеровского слоя. Разработаны алгоритмы итерационного решения нелинейных задач контактного взаимодействия, основанные на их сведении к последовательности линейных. Для дискретизации поставленных задач привлечен метод граничных интегральных уравнений с аппроксимацией решения методом граничных элементов. Получены разрешающие уравнения, которые учитывают не только структурную нелинейность в виде условий контактного сопряжения, но и физическую нелинейность, присутствующую в соотношениях "сближение – контактные давления".

Ткачук М.М., Скрипченко Н.Б., Ткачук М.А.

РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ПРО КОНТАКТНУ ВЗАЄМОДІЮ ШОРСТКИХ ТІЛ З ВИКОРИСТАННЯМ МОДЕЛІ НЕЛІНІЙНОГО ВІНКЛЕРОВСЬКОГО ШАРУ

У статті запропоновано методи розв'язання задач про контактну взаємодію шорстких тіл з використанням моделі нелінійного вінклеровського шару. Розроблено алгоритми ітераційного розв'язання нелінійних задач контактної взаємодії, засновані на їх зведенні до послідовності лінійних. Для дискретизації поставлених задач залучений метод граничних інтегральних рівнянь з апроксимацією розв'язання методом граничних елементів. Отримані розв'язувальні рівняння, які враховують не тільки структурну нелінійність у вигляді умов контактного сполучення, а й фізичну нелінійність, присутню у співвідношеннях "зближення – контактний тиск".

Tkachuk M.M., Skripchenko N.B., Tkachuk M.A.

SOLVING OF PROBLEMS ON CONTACT INTERACTION OF ROUGH BODIES USING MODEL OF NONLINEAR WINKLER LAYER

Methods for solving of problems on contact interaction of rough bodies using model of nonlinear Winkler layer are suggested. Algorithms for iterative solution of nonlinear problems of contact interaction are developed, based on their reduction to the linear sequence. For problem discretization, the method of boundary integral equations is involved with approximation of solution by boundary element method. Resolving equations are obtained that take into account not only the structural nonlinearity in the form of a contact conjunction's conditions, but also the physical nonlinearity that presents in relation "convergence – contact pressure."

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.77

Александрова Т.Е., д-р техн. наук; Костяник И.В., канд. техн. наук; Лазаренко А.О., канд. техн. наук

ИНВАРИАНТНЫЙ СТАБИЛИЗАТОР ОСНОВНОГО ВООРУЖЕНИЯ ТАНКА

Постановка задачи. Современные стабилизаторы основного вооружения танков являются двухплоскостными, т. е. осуществляют стабилизацию оси канала ствола танковой пушки относительно линии прицеливания в вертикальной плоскости путем поворота пушки относительно оси цапф, а в горизонтальной плоскости – путем поворота танковой башни относительно оси вращения башни. В качестве чувствительных элементов стабилизаторов в каналах вертикального и горизонтального наведения используются гироскопические датчики углов и угловых скоростей, причем реализуется принцип регулирования по отклонению, возникающему под действием внешних возмущений. Но в канале горизонтального наведения украинских танков Т-80УД и Т-84 использован более сложный закон стабилизации, в связи с тем, что танковая башня с пушкой не уравновешена относительно оси вращения, и составляющая линейного ускорения, возникающая при повороте танка и направленная вдоль его поперечной оси, вызывает возмущающий момент, который уводит башню с пушкой от заданного наводкой направления на цель. Поскольку первичной причиной такого увода является составляющая линейного ускорения башни, направленная вдоль ее поперечной оси, в канал горизонтального наведения башни введен датчик линейных ускорений, а алгоритм стабилизации формируется в виде

$$u_{\psi}(t) = k_{\psi}\psi(t) + k_{\dot{\psi}} \frac{\dot{\psi}(t)}{dt} + k_a a_y(t), \quad (1)$$

где $\psi(t)$ – угол отклонения оси канала ствола танковой пушки относительно линии прицеливания в горизонтальной плоскости; $a_y(t)$ – составляющая линейного ускорения башни относительно ее поперечной оси; k_{ψ} , $k_{\dot{\psi}}$, k_a – коэффициенты усиления электронного блока.

При использовании алгоритма стабилизации (1) на выходе электронного блока стабилизации появляется сигнал, обусловленный последним слагаемым (1) еще до появления отклонения оси канала ствола от направления на цель. Для замкнутой системы стабилизации линейное ускорение $a_y(t)$ является внешним возмущением, а стабилизатор, реализующий алгоритм (1), объединяет два известных принципа управления: принцип регулирования по отклонению и принцип регулирования по возмущению. Такое объединение придает замкнутой системе стабилизации свойство инвариантности к действию внешних возмущений, что в конечном итоге приводит к повышению точности стабилизации в канале горизонтального наведения.

В статье [1] рассмотрен инвариантный стабилизатор танковой пушки в канале вертикального наведения, реализующий закон стабилизации

© Т.Е. Александрова, 2016

$$u_{\varphi}(t) = k_{\varphi}\varphi(t) + k_{\dot{\varphi}}\frac{\varphi(t)}{dt} + k_p\Delta p(t), \quad (2)$$

где $\Delta p(t)$ – разность давлений рабочей жидкости в полостях исполнительного гидроцилиндра, причем

$$M_{\varepsilon}(t) = k_M\Delta p(t). \quad (3)$$

При этом стабилизатор начинает реагировать на внешнее возмущение, не дожидаясь отклонения объекта стабилизации от заданного направления, а замкнутая система наведения и стабилизации приобретает свойство инвариантности к действию внешнего возмущения.

В [1] приведена математическая модель возмущенного движения объекта стабилизации, имеющая следующий вид:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}(t) &= -\frac{k_M}{I_n}\Delta p(t) + \frac{1}{I_n}M_{\varepsilon}(t); \\ \Delta\ddot{p}(t) &= -\frac{c}{I_{\kappa}}\Delta p(t) - \frac{f}{I_{\kappa}}\Delta\dot{p}(t) + \frac{k_e k_D}{r_y I_{\kappa}}u_{\varphi}(t), \end{aligned} \quad (4)$$

где I_n – момент инерции танковой пушки относительно оси цапф; I_{κ} – момент инерции коромысла электрогидравлического усилителя стабилизатора; c – коэффициент жесткости фиксирующей пружины стабилизатора; f – коэффициент жидкостного трения в оси коромысла; r_y – сопротивление обмотки управления электрогидравлического усилителя; k_e, k_D, k_M – коэффициенты пропорциональности.

Если бы объект (4) был полностью управляем, то закон стабилизации целесообразно было бы представить в виде

$$u_{\varphi}(t) = k_{\varphi}\varphi(t) + k_{\dot{\varphi}}\frac{\varphi(t)}{dt} + k_p\Delta p(t) + k_{\dot{p}}\frac{\Delta p(t)}{dt}. \quad (5)$$

При движении танка по пересеченной местности подрессоренная часть его корпуса совершает вертикальные и продольно-угловые вынужденные колебания. При этом рамки гироскопических чувствительных элементов совершают прецессионные и нутационные колебания, которые можно рассматривать как помехи измерений, существенно влияющие на точность стабилизации оси канала ствола танковой пушки. Кроме того, составляющая сухого трения в оси цапф пушки и исполнительном гидроцилиндре приводит к появлению высших гармоник при измерении сигнала $\Delta p(t)$, которые тоже рассматриваются как помехи измерений, многократно усиливающиеся при формировании сигнала $\Delta\dot{p}(t)$. В этой связи для повышения точности инвариантной системы стабилизации танковой пушки целесообразно использование динамических фильтров, например, фильтров Калмана. Выбору параметров таких фильтров и посвящена предлагаемая статья.

Структурная схема системы с динамическим фильтром. Дифференциальные уравнения возмущенного движения объекта управления (1) в нормальной форме принимают вид

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1(t) &= x_2(t); \\
 \dot{x}_2(t) &= -\frac{k_M}{I_n} x_3(t) + \frac{1}{I_n} M_\varepsilon(t); \\
 \dot{x}_3(t) &= x_4(t); \\
 \dot{x}_4(t) &= -\frac{c}{I_\kappa} x_3(t) - \frac{f}{I_\kappa} x_4(t) + \frac{k_e k_D}{r_y I_\kappa} u_\varphi(t)
 \end{aligned} \tag{6}$$

или в матрично-векторной форме

$$\dot{X}(t) = A \cdot X(t) + B \cdot u_\varphi(t) + G \cdot M_\varepsilon(t), \tag{7}$$

где вектор состояния $X(t)$ и матрицы A , B и G равны

$$X(t) = \begin{bmatrix} \varphi(t) \\ \dot{\varphi}(t) \\ \Delta p(t) \\ \Delta \dot{p}(t) \end{bmatrix}; A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_M}{I_n} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{c}{I_\kappa} & -\frac{f}{I_\kappa} \end{bmatrix}; B(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_e k_D}{r_y I_\kappa} \end{bmatrix}; G(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \frac{1}{I_n}. \tag{8}$$

Вектор измерений $Y(t)$ представим в виде

$$Y(t) = X(t) + D \cdot v(t),$$

где $v(t)$ – вектор ошибок датчиков; D – матрица вектора ошибок.

Тогда дифференциальное уравнение динамического фильтра принимает вид [2]

$$\dot{\hat{X}}(t) = A \cdot \hat{X}(t) + B \cdot u_\varphi(t) + L \cdot [\hat{X}(t) - Y(t)], \tag{9}$$

где L – матрица коэффициентов усиления динамического фильтра

$$L = \begin{bmatrix} l_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_4 \end{bmatrix}. \tag{10}$$

Пусть управляющая функция $u_\varphi(t)$ определяется соотношением

$$u_\varphi(t) = P \cdot \hat{X}(t). \tag{11}$$

Тогда уравнения (7) и (9) принимают вид

$$\dot{X}(t) = A \cdot X(t) + B \cdot P \cdot \hat{X}(t) + G \cdot M_g(t); \quad (12)$$

$$\dot{\hat{X}}(t) = (A + BP)\hat{X}(t) + L \cdot [\hat{X}(t) - X(t)] - L \cdot D \cdot v(t) \quad (13)$$

Введем в рассмотрение ошибку динамического фильтра

$$\tilde{X}(t) = \hat{X}(t) - X(t). \quad (14)$$

Вычитая из уравнения (13) уравнение (12), получаем

$$\dot{\tilde{X}}(t) = A \cdot \tilde{X}(t) + L \cdot \tilde{X}(t) - G \cdot M_g(t) - L \cdot D \cdot v(t).$$

Для того, чтобы ошибка фильтра $\tilde{X}(t)$ была ограничена, необходимо, чтобы общее решение однородного дифференциального уравнения

$$\dot{\tilde{X}}(t) = (A + L) \cdot \tilde{X}(t) \quad (15)$$

было асимптотически устойчивым.

Структурная схема системы с динамическим фильтром приведена на рис.1.

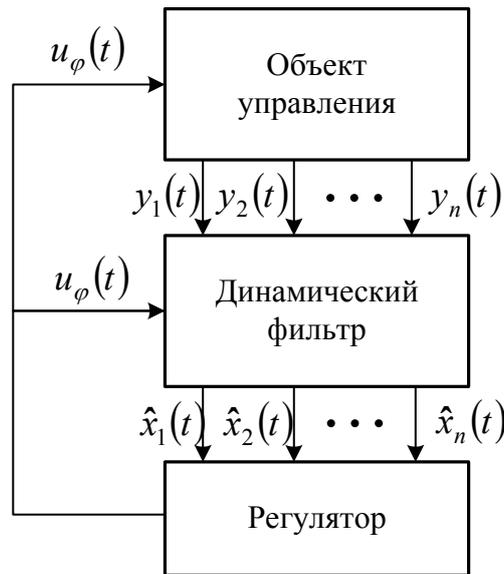


Рис.1 – Структурная схема системы с динамическим фильтром

Синтез динамического фильтра. С учетом обозначения

$$\hat{X}(t) = \begin{bmatrix} \hat{\varphi}(t) \\ \dot{\hat{\varphi}}(t) \\ \Delta \hat{p}(t) \\ \Delta \dot{\hat{p}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{x}_1(t) \\ \hat{x}_2(t) \\ \hat{x}_3(t) \\ \hat{x}_4(t) \end{bmatrix},$$

а также с учетом формул (9)–(11) уравнения динамического фильтра записываются в виде

$$\begin{aligned}\dot{\hat{x}}_1(t) &= \hat{x}_2(t) + l_1[\hat{x}_1(t) - y_1(t)]; \\ \dot{\hat{x}}_2(t) &= -\frac{k_M}{I_n} \hat{x}_3(t) + l_2[\hat{x}_2(t) - y_2(t)]; \\ \dot{\hat{x}}_3(t) &= \hat{x}_4(t) + l_3[\hat{x}_3(t) - y_3(t)]; \\ \dot{\hat{x}}_4(t) &= \frac{k_e k_D}{r_y I_\kappa} p_1 \hat{x}_1(t) + \frac{k_e k_D}{r_y I_\kappa} p_2 \hat{x}_2(t) + \\ &\left[\frac{k_e k_D}{r_y I_\kappa} p_3 - \frac{c}{I_\kappa} \right] \hat{x}_3(t) + \left[\frac{k_e k_D}{r_y I_\kappa} p_4 - \frac{f}{I_\kappa} \right] \hat{x}_4(t) + l_4[\hat{x}_4(t) - y_4(t)].\end{aligned}\tag{16}$$

В уравнения динамического фильтра (16) входят коэффициенты усиления l_1 , l_2 , l_3 и l_4 , подлежащие определению. Будем выбирать значения этих коэффициентов такими, чтобы на решениях векторного дифференциального уравнения (15) достигал минимума интегральный квадратичный функционал

$$I = \int_0^T \langle \tilde{X}(t), \beta \tilde{X}(t) \rangle dt,\tag{17}$$

где матрица β имеет вид

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_1^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \beta_2^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \beta_3^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \beta_4^2 \end{bmatrix}.\tag{18}$$

Для решения поставленной задачи воспользуемся методом функций Ляпунова [3], в соответствии с которым значение функционала (17), вычисленное на решениях уравнения (15), составляет

$$I(L) = SpK(L),\tag{19}$$

где квадратичная симметрическая матрица $K(L)$ удовлетворяет матричному алгебраическому уравнению

$$\beta + K(L)(A + L) + (A + L)^T K(L) = 0.\tag{20}$$

Матрица $K(L)$ является квадратной, симметрической размером 4x4

$$K(L) = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{12} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{13} & k_{23} & k_{33} & k_{34} \\ k_{14} & k_{24} & k_{34} & k_{44} \end{bmatrix}.$$

Матричное уравнение (19) эквивалентно 10 скалярным алгебраическим уравнениям относительно неизвестных элементов матрицы $K(L)$:

$$\begin{aligned} \beta_1^2 + 2k_{11}l_1 &= 0; \\ k_{11} + k_{12}(l_2 + l_1) &= 0; \\ -k_{12}\frac{k_M}{I_n} + k_{13}l_3 - k_{14}\frac{c}{I_\kappa} &= 0; \\ k_{13} - k_{14}\left(l_1 + l_4 - \frac{f}{I_\kappa}\right) &= 0; \\ \beta_2^2 + 2k_{12} + 2k_{22}l_2 &= 0; \\ -k_{22}\frac{k_M}{I_n} + k_{23}l_3 - k_{24}\frac{c}{I_\kappa} &= 0; \\ k_{23} - k_{24}\left(l_4 - \frac{f}{I_\kappa}\right) &= 0; \\ \beta_3^2 - 2k_{23}\frac{k_M}{I_n} + 2k_{33}l_3 - 2k_{34}\frac{c}{I_\kappa} &= 0; \\ k_{33} + k_{34}\left(l_3 + l_4 - \frac{f}{I_\kappa}\right) - k_{24}\frac{k_M}{I_n} - k_{44}\frac{c}{I_\kappa} &= 0; \\ \beta_4^2 + 2k_{34} + 2k_{44}\left(l_4 - \frac{f}{I_\kappa}\right) &= 0. \end{aligned} \tag{21}$$

Отыщем интервалы варьирования коэффициентов усиления динамического фильтра, для чего запишем характеристическое уравнение системы(15)

$$\mathbf{det}[A + L - Es] = 0$$

или

$$\begin{vmatrix} l_1 - s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_2 - s & -\frac{k_M}{I_n} & 0 \\ 0 & 0 & l_3 - s & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{c}{I_\kappa} & \left(l_4 - \frac{f}{I_\kappa}\right) - s \end{vmatrix} = 0. \tag{22}$$

Раскрывая определитель (22), получаем

$$\left[\left(l_4 - \frac{f}{I_\kappa} \right) - s \right] (l_3 - s)(l_2 - s)(l_1 - s) + \frac{c}{I_\kappa} (l_2 - s)(l_1 - s) = 0. \quad (23)$$

Из (22) следует $s_1 = l_1$; $s_2 = l_2$.

Корни s_3 и s_4 определяются решением квадратного уравнения

$$s^2 - \left[l_3 + \left(l_4 - \frac{f}{I_\kappa} \right) \right] s + l_3 \left(l_4 - \frac{f}{I_\kappa} \right) + \frac{c}{I_\kappa} = 0. \quad (24)$$

Построим область устойчивости фильтра в плоскости параметров (l_3, l_4) , для чего в уравнении (24) произведем замену $s = j\omega$ и выделим действительную и мнимую части, приравняв их нулю

$$\begin{aligned} X(\omega, l_3, l_4) &= -\omega^2 + l_3 \left(l_4 - \frac{f}{I_\kappa} \right) + \frac{c}{I_\kappa} = 0; \\ Y(\omega, l_3, l_4) &= \left[-l_3 - \left(l_4 - \frac{f}{I_\kappa} \right) \right] \omega = 0. \end{aligned} \quad (25)$$

Разрешим систему алгебраических уравнений (25) относительно величин l_3 и l_4

$$l_3 = \sqrt{\frac{c}{I_\kappa} - \omega^2}; \quad l_4 = \frac{f}{I_\kappa} - \sqrt{\frac{c}{I_\kappa} - \omega^2}.$$

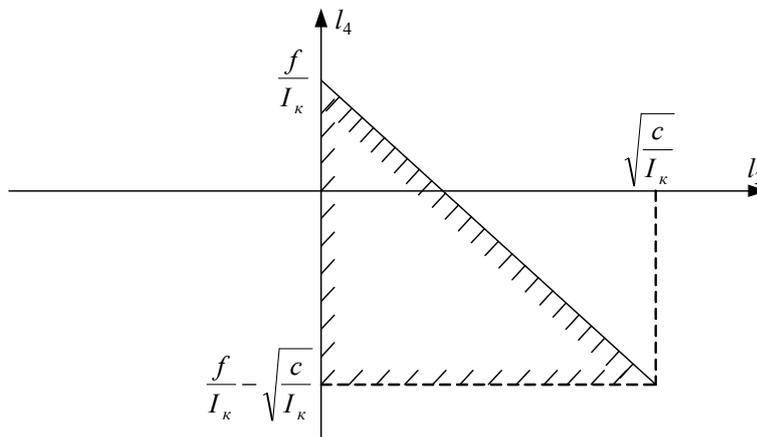


Рис.2 – Область устойчивости динамического фильтра в плоскости коэффициентов усиления (l_3, l_4)

На рис.2 приведена граница области устойчивости. Для выяснения области устойчивости воспользуемся правилом штриховки, для чего составим определитель

$$\Delta = \begin{vmatrix} \frac{\partial X(\omega, l_3, l_4)}{\partial l_3} & \frac{\partial X(\omega, l_3, l_4)}{\partial l_4} \\ \frac{\partial Y(\omega, l_3, l_4)}{\partial l_3} & \frac{\partial Y(\omega, l_3, l_4)}{\partial l_4} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} l_4 - \frac{f}{I_\kappa} & l_3 \\ -1 & -1 \end{vmatrix} = -l_4 + \frac{f}{I_\kappa} + l_3. \quad (26)$$

Но $l_4 = \frac{f}{I_\kappa} - l_3$, следовательно $\Delta = 2l_3 > 0$.

Определитель (26) положителен, поэтому границу области устойчивости при возрастании ω следует штриховать слева.

Коэффициенты усиления динамического фильтра l_1 и l_2 равны первым двум корням характеристического уравнения (23), соответствующим главному движению системы (15), то есть изменению угла рассогласования и угловой скорости рассогласования. Поскольку быстродействие фильтра должно на 50–100% превышать быстродействие замкнутой системы, можно положить [2]

$$l_1 = l_2 = 2 \operatorname{Re} p_{1,2},$$

где $\operatorname{Re} p_{1,2}$ – действительная часть первых двух корней характеристического уравнения замкнутой системы (4),(5), соответствующих основному движению замкнутой системы. Для оценки величин l_1 и l_2 воспользуемся принципом декомпозиции [4,5] и представим приближенно уравнение возмущенного основного движения замкнутой системы в виде

$$\ddot{\varphi}(t) = -\frac{k_M k_e k_D}{I_n r_y c} \left[k_\varphi \varphi(t) + k_{\dot{\varphi}} \frac{\varphi(t)}{dt} \right]. \quad (27)$$

Характеристическое уравнение, соответствующее дифференциальному уравнению (27), записывается

$$p^2 + \frac{k_M k_e k_D}{I_n r_y c} k_{\dot{\varphi}} p + \frac{k_M k_e k_D}{I_n r_y c} k_\varphi = 0. \quad (28)$$

Коэффициенты усиления k_φ , $k_{\dot{\varphi}}$ выбираются такими, что переходный процесс в замкнутой системе носит колебательный характер, иными словами, характеристическое уравнение (28) имеет два комплексно сопряженных корня, действительная часть которых равна

$$\operatorname{Re} p_{1,2} = -\frac{k_M k_e k_D}{I_n r_y c} k_{\dot{\varphi}},$$

следовательно,

$$l_1 = l_2 = -\frac{k_M k_e k_D}{I_n r_y c} k_\phi. \quad (29)$$

Коефіцієнти фільтра l_3 і l_4 следует выбирать внутри области, представленной на рис. 2, такими, чтобы они доставляли минимум функционалу (19), в котором элементы квадратной симметрической матрицы $K(L)$ определяются из системы линейных алгебраических уравнений (21) при подстановке в нее (29).

Выводы. Инвариантный стабилизатор танковой пушки должен содержать динамический фильтр для оценки компонент вектора состояния объекта стабилизации. Разработана процедура параметрического синтеза динамического фильтра, с помощью которой определяются значения элементов матрицы коэффициентов усиления фильтра.

Литература: 1. Александров Е. Е. Инвариантный стабилизатор танковой пушки / Е. Е. Александров, И. Е. Александрова, С. Н. Беляев, К. И. Богатыренко, И. В. Шматько // *Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил.* – 2006. – Вип. 2(8). – С. 39-42.

2. Потапенко Є. М. *Основи теорії автоматичного керування*/ Є. М. Потапенко, А. Є. Казурова. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2007. – 158 с. 3. Александров Е. Е. *Автоматизированное проектирование динамических систем с помощью функций Ляпунова*/ Е. Е. Александров, М. В. Бех. – Харьков: Основа, 1993. – 112 с. 4. Александров Є. Є. *Автоматизоване проектування танкових автоматичних систем*/ Є. Є. Александров, Т. Є. Александрова, В. М. Грищенко, М. О. Кечев, О. Я. Ніконов. – Харків: НТУ «ХПИ», 2003. – 137с. 5. Аблесімов О.К. *Автоматичне керування рухомими об'єктами і техно-логічними процесами. Т.3. Автоматичне керування озброєнням танків*/ О. К. Аблесімов, Є. Є. Александров, Т. Є. Александрова. – Харків: НТУ «ХПИ», 2008. – 444с.

Bibliography (transliterated) 1. Aleksandrov E. E. *Invariantnyj stabilizator tankovoj pushki* / E. E. Aleksandrov, I. E. Aleksandrova, S. N. Belyaev, K. I. Bogatyrenko, I. V. SHmat'ko // *Zbirnik naukovih prac' Harkivs'kogo universitetu Povitryanih Sil.* – 2006. – Vip. 2(8). – S. 39-42. 2. Potapenko Є. М. *Osnovi teorii avtomatichnogo keruvannya*/ Є. М. Potapenko, А. Є. Kazurova. – Zaporizhzhya: ZNTU, 2007. – 158 s. 3. Aleksandrov E. E. *Avtomatizirovannoe proektirovanie dinamicheskikh sistem s pomoshch'yu funkciy Lyapunova*/ E. E. Aleksandrov, M. V. Bekh. – Har'kov: Osnova, 1993. – 112 s. 4. Aleksandrov Є. Є. *Avtomatizovane proektuvannya tankovih avtomatichnih sistem*/ Є. Є. Aleksandrov, T. Є. Aleksandrova, V. M. Grishchenko, M. O. Kechev, O. YA. Nikonov. – Harkiv: NTU «HPI», 2003. – 137s. 5. Ablesimov O.K. *Avtomatichne keruvannya ruhomimi ob'ektami i tekhnologichnimi procesami. T.3. Avtomatichne keruvannya ozbroennyam tankiv*/ O. K. Ablesimov, Є. Є. Aleksandrov, T. Є. Aleksandrova. – Harkiv: NTU «HPI», 2008. – 444s.

Александрова Т.Є., Костяник І.В., Лазаренко А.О.

ІНВАРІАНТНИЙ СТАБІЛІЗАТОР ОСНОВНОГО ОЗБРОЄННЯ ТАНКА

Розглянуто задачу параметричного синтезу динамічного фільтра, який використовується для підвищення точності інваріантного стабілізатора танкової гармати.

Alexandrova T.E., Kostyanik I.V., Lazarenko A.O.

THE INVARIANT STABILIZER OF THE MAIN ARMAMENT OF A TANK

The problem of parametric synthesis of dynamic filter that is used to improve the accuracy of the invariant stabilizer of a tank gun is considered.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА В КАЧЕСТВЕ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ ТЕХНИКИ

Введение.

В настоящее время все более широкую популярность приобретают транспортные средства, в которых в качестве силовой установки используется электропривод. Подтверждением актуальности применения электропривода служат автомобили с гибридной Chevrolet Volt, Toyota Prius (в том числе, в автомобилях национальной полиции), а также только электрической силовой установкой: Nissan Leaf (в том числе, в автомобилях такси), Tesla (Model X, Model S, Model 3), GM EV1, Honda EV-plus, EILada. Кроме этого, электропривод в качестве силовой установки успешно используется в составе карьерных самосвалов БелАз, Liebherr T282В [1], а также является перспективной силовой установкой грузовика Mercedes Benz Urban eTruck. Вместе с этим, следует заметить, что в боевых бронированных машинах применение электропривода в настоящее время не реализовано.

Цель работы.

Определение перспектив развития легкобронированных боевых машин с электрической силовой установкой.

Основная часть.

Используя технические характеристики автомобиля Tesla Model S, приведенные в таблице 1, как наиболее соответствующие решению нашей задачи, а также технические характеристики последней модификации БТР-4 приведенные в таблице 2, проведем расчет параметров аккумуляторных батарей, необходимых для работы электродвигателей бронетранспортера с электроприводом.

Таблица 1

Технические характеристики автомобиля Tesla Model S

| Наименование | Единица измерения | Значение |
|---------------------------------------|-------------------|----------|
| Мощность электродвигателя | кВт | 310 |
| Емкость аккумуляторных батарей | кВт·ч | 85 |
| Запас хода на АКБ при скорости 60км/ч | км | 426 |
| Масса автомобиля | кг | 2108 |

Таблица 2

Основные технические характеристики БТР-4

| Наименование | Единица измерения | Значение |
|--------------------|-------------------|----------|
| Мощность двигателя | кВт | 330 |
| Запас хода | км | 500 |
| Объем топлива | л | 600 |
| Масса изделия | кг | 24000 |

Проведя необходимые вычисления, получим, что потребляемый ток автомобиля Tesla Model S при скорости 60 км/ч составляет 30 А/ч.

Требуемая мощность электродвигателя транспортного средства определяется выражением [2]:

$$P_e^V = \frac{M_a \cdot g \cdot f_k \cdot V + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_B \cdot A \cdot V^3}{\eta_{mp} \cdot K_p}, \quad (1)$$

где: P_e^V – мощность электродвигателя;
 M_a – масса транспортного средства;
 g – ускорение свободного падения;
 f_k – сопротивление качению шины транспортного средства;
 V – скорость движения транспортного средства;
 c_x – коэффициент обтекаемости;
 η_{mp} – КПД трансмиссии;
 A – площадь продольной проекции транспортного средства на вертикальный экран;
 K_p – коэффициент коррекции мощности.

Проведя необходимые вычисления по (1) для автомобиля массой 2108 кг и БТР массой 24000 кг, получим, что мощность, требуемая для приведения в движение со скоростью 60 км/ч БТР по сравнению с мощностью, необходимой для приведения в движение со скоростью 60 км/ч автомобиля массой 2108 кг, увеличится ориентировочно в 4 раза. При этом, учитывая прямо пропорциональную зависимость мощности от силы тока, получим:

$$I_{БТР} = 4 \cdot I_A, \quad \text{или} \quad I_{БТР} = 120 \text{ А}, \quad (2)$$

где: $I_{БТР}$ – сила тока, потребляемого электродвигателем (электродвигателями) БТР при скорости 60 км/ч;
 I_A – сила тока, потребляемого электродвигателем автомобиля Tesla Model S при скорости 60 км/ч.

Потребляемая мощность электродвигателей БТР за час работы при скорости 60 км/ч [3]:

$$P_{БТР} = I_{БТР} \cdot U_{АКБ}, \quad \text{или} \quad P_{БТР} = 48000 \text{ Вт}, \quad (3)$$

где: $P_{БТР}$ – электрическая мощность, потребляемая электродвигателем (электродвигателями) БТР;
 $I_{БТР}$ – сила тока, потребляемого электродвигателем (электродвигателями) БТР;
 $U_{АКБ}$ – номинальное значение напряжения на клеммах аккумуляторных батарей, 400 В.

Потребляемая мощность на 1 км пути:

$$P_{БТР1км} = P_{БТР} / V \quad \text{или} \quad P_{БТР1км} = 800 \text{ (Вт·ч)/км}, \quad (4)$$

где: $P_{\text{БТР1км}}$ – электрическая мощность, потребляемая электродвигателем (электродвигателями) БТР на 1 км пути;

$P_{\text{БТР}}$ – электрическая мощность, потребляемая электродвигателем (электродвигателями) БТР;

V – скорость БТР, для которой проводится расчет, 60 км/ч.

Электрическая мощность аккумуляторных батарей [4]:

$$P_{\text{АКБ}} = P_{\text{БТР1км}} \cdot S \quad \text{или} \quad P_{\text{АКБ}} = 400000 \text{ Вт}\cdot\text{ч}, \quad (5)$$

где: $P_{\text{АКБ}}$ – электрическая мощность аккумуляторных батарей

$P_{\text{БТР1км}}$ – электрическая мощность, потребляемая электродвигателем (электродвигателями) БТР на 1 км пути;

S – запас хода БТР, 500км.

АКБ для БТР предлагается выполнить на основе литий-железо-фосфатного аккумулятора (элемента) ANR26650M1.

Достоинствами литий-железо-фосфатных аккумуляторов являются:

- большая плотность энергии – как весовая, так и объемная;
- максимальное напряжение на одном элементе батареи составляет 3,6 В, что в три раза выше, чем у других типов аккумуляторов;
- предельно быстрый заряд батареи до 90-95% емкости за 30-40 минут;
- ресурс– более 1000 циклов разряда/заряда батареи;
- температура эксплуатации: минус 30...+ 55 °С;
- потеря емкости – 23% за 15 лет;
- термическая и химическая стабильность, что существенно повышает безопасность батареи;
- утилизация без переработки, что показывает их высокую экологичность.
- срок хранения 15 лет.

Недостатки литий-железо-фосфатных аккумуляторов:

- удельная плотность энергии литий-железо-фосфатных аккумуляторов примерно на 14% ниже, чем у литий-ионных аккумуляторов.

Основные технические характеристики элемента ANR26650M1 приведены в таблице 3.

Таблица 3

Технические характеристики элемента ANR26650M1

| Наименование | Единица измерения | Значение |
|---------------------------------|-------------------|----------|
| Емкость одной АКБ ANR26650 | Ач | 2,5 |
| Напряжение полностью заряженной | В | 3,3 |
| Масса | г | 76 |

Для получения необходимых параметров АКБ предлагается следующая схема подключения элемента ANR26650M1: последовательное соединение 6-ти элементов ANR26650M1 в ячейку с характеристиками: 19,8 В, 2,5 А, 49,5 Вт; параллельное соединение 400 ячеек в блок с характеристиками: 19,8 В, 1000 А, 1980 Вт; последовательное соединение 20 блоков в общую АКБ с характеристиками: 396 В (400 В), 1000 А, 396 кВт.

Общая масса тяговых АКБ из 48000 элементов [4]:

$$M = \sum_{i=1}^n m_i \quad \text{или} \quad M = 3648 \text{ кг}, \quad (6)$$

где: M – общая масса тяговых АКБ;
 m_i – масса одного элемента (ANR26650M1);
 n – количество элементов в общей тяговой АКБ.

Основным достоинством предложенной схемы подключения элементов ANR26650 является ее надежность, при которой выход из строя одного элемента влечет за собой выход из строя только ячейки общей мощностью 49,5 Вт, что практически не влияет на общую мощность АКБ.

Существует несколько вариантов применения электропривода в качестве силовой установки современных транспортных средств, а именно:

- с одним электродвигателем на все изделие, при этом реально электропривод работает на один мост;
- с индивидуальным электродвигателем на каждый мост;
- с индивидуальным электродвигателем на каждое колесо.

Каждый из них имеет преимущества и недостатки, и применяются в зависимости от типа транспортного средства и его назначения [5].

Функциональная схема электрооборудования бронетранспортера с электроприводом представлена на рисунке 1.

В состав электрооборудования входит:

- электродвигатель (2шт.);
- блок управления (2шт.);
- аккумуляторные батареи (АКБ) электродвигателей с напряжением на выводах около 400 В (тяговые АКБ);
- система управления тепловыми режимами электропривода;
- АКБ для питания электрооборудования корпуса;
- энергоагрегат с генератором;
- преобразователь напряжения переменного тока 380 В или 220 В в напряжение постоянного тока 400 В для заряда АКБ электродвигателей;
- преобразователь напряжения переменного тока 380 В или 220 В в напряжение постоянного тока 27 В для заряда АКБ электрооборудования корпуса;
- блок заряда от сети переменного тока 220 В;
- электропотребители изделия (за исключением тяговых электродвигателей).

В предлагаемом варианте в составе электропривода используются два электродвигателя, мощностью 310 кВт каждый, что позволит резервировать систему в случае выхода из строя одного из них. Крутящий момент вала электродвигателя через раздаточную коробку передается мостам БТР. Для экономии заряда тяговых АКБ или в случае их полной разрядки возможно движение БТР от энергии работающего энергоагрегата, которая также будет идти на заряд тяговых АКБ и АКБ электрооборудования [6].

При выходе энергоагрегата из строя и буксировке изделия предусмотрен заряд АКБ электродвигателей и от них, через преобразователь, заряд АКБ электрооборудования изделия посредством рекуперации.

Система управления тепловыми режимами электропривода обеспечивает оптимальный температурный режим работы электродвигателей и тяговых АКБ.

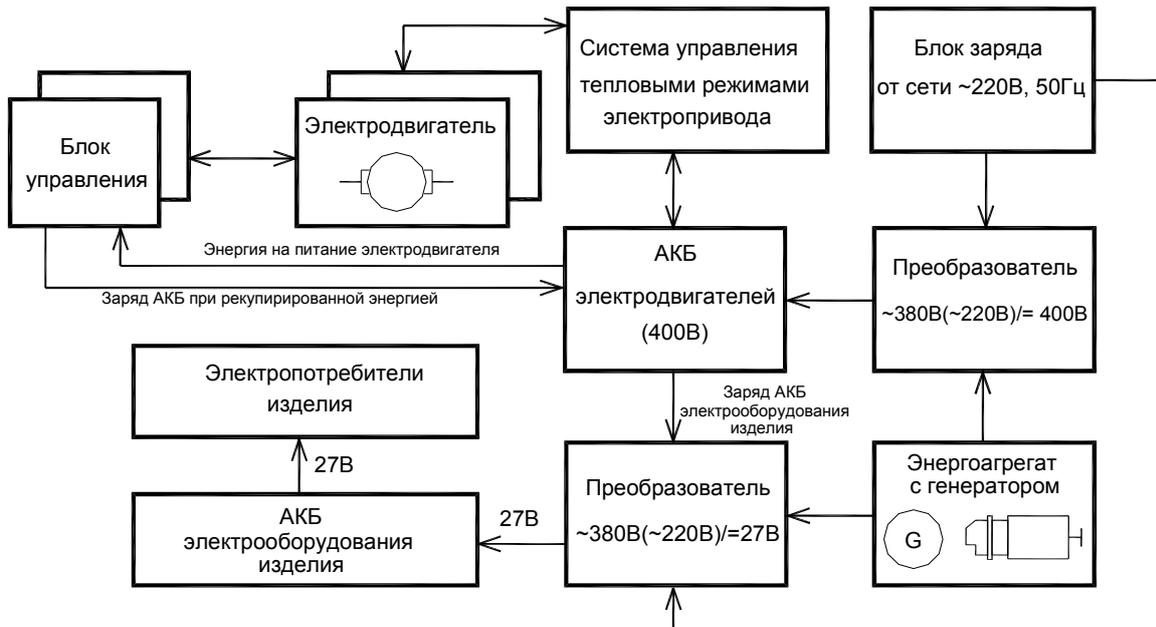


Рис. 1. Функциональная схема электрооборудования бронетранспортера с электроприводом.

Реализация предложенного варианта электропривода позволит исключить из состава БТР следующие узлы и агрегаты: двигатель внутреннего сгорания, коробка переключения передач, часть карданных валов, колесные редуктора, и, кроме того, сократить объем необходимого топлива с 600 до 300 л, которые необходимы для работы энергоагрегата. Общая масса исключенного из состава БТР оборудования составит около 4000 кг.

Общая масса вновь введенного оборудования в состав БТР с электроприводом будет представлять сумму масс: блоков управления, тяговых электродвигателей, системы управления тепловыми режимами, преобразователей, блока заряда и составит ориентировочно 4300 кг.

Энергоагрегат с генератором входит в состав последней модификации БТР, поэтому в сравнении масс не учитывается.

Следует заметить, что общая мощность и масса тяговых АКБ была рассчитана исходя из запаса хода на тяговых АКБ в 500 км, что является частью тактико-технических характеристик. При уменьшении запаса хода БТР на тяговых АКБ до 250 км и дальнейшем движении при помощи энергоагрегата, учитывая (6), масса тяговых АКБ будет уменьшена в 2 раза и как следствие будет снижена масса вновь введенного оборудования в состав БТР с электроприводом до 2500 кг.

Выводы:

Реализация предложенного варианта электропривода без значительного увеличения массы и стоимости изделия в целом позволит:

1. Существенно снизить шум при движении БТР, что улучшает тактико-технические характеристики БТР.
2. Снизить затраты на горюче-смазочные материалы.
3. Повысить надежность изделия за счет исключения из его состава большинства узлов трансмиссии.

4. Снизится центр тяжести изделия, что увеличит устойчивость изделия при боковых кренах.
5. За счет расположения тяговых АКБ добиться оптимального значения центра масс, что крайне важно при эксплуатации изделия на плаву.
6. Улучшить динамические характеристики и проходимость за счет лучшего крутящего момента электропривода по сравнению с двигателем внутреннего сгорания [7].

Литература: 1. Сосин Д.А., Яковлев .Ф. *Новейшие автомобильные электронные системы.* – М.: СОЛОН– Пресс, 2005. – 240 с. 2. Хусаинов А.Ш. *Тяговый расчет автомобиля.* – Ульяновск: УлГТУ, 2009. – 47с. 3. Щетина В.А., Морговский Ю.Я., Богомазов В.А. *Электромобиль :Техника и экономика. Под общ. ред. Щетины В.А.* – Л.: Машиностроение, 1987. –253 с. 4. Лавру В.С. *Источники энергии*– М.: Наука и техника, 1997.– 200с. 5. Тарасик, В. П. *Теория движения автомобиля: учебник для вузов – СПб. : БХВ–Петербург, 2006. – 478 с.* 6. *Автомобильный справочник. Bosch.* – М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с. 7. Лихачёв В.Л. *Электродвигатели асинхронные* М.: Солон – Р, 2002 – 180с.

Bibliography (transliterated): 1. Sosin D.A., Yakovlev .F. *Noveishie avtomobil'nye elektronnye sistemy.*– M.: SOLON– Press, 2005. – 240 s. 2. Khusainov A.Sh. *Tyagovyi raschet avtomobilya.* – Ulyanovsk:UlGTU, 2009. – 47s. 3. Shchetina V.A., Morgovskii Yu.Ya., Bogomazov V.A. *Elektromobil' :Tekhnika i ekonomika. Pod obshch. red. Shchetiny V.A.* – L.: Mashinostroenie, 1987. –253 s. 4. Lavru V.S. *Istochniki energii*– M.: Nauka i tekhnika, 1997.– 200s. 5. Tarasik, V. P. *Teoriya dvizheniya avtomobilya: uchebnik dlya vuzov – SPb. : BKhV–Peterburg, 2006. – 478 s.* 6. *Avtomobil'nyi spravochnik. Bosch.* – M. : ZAO KZHI «Za rulem», 2002. – 896 s. 7. Likhachev V.L. *Elektrodvigateli asinkhronnye* M.: Solon – R, 2002 – 180s.

Бондар О.І., Дегтяр С.М., Кроленко О.І., Мормило Я.М., Пилипенко О.Ю., Сливар Е.Я.

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ В ЯКОСТІ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ ТЕХНІКИ

У статті розглянуто застосування електроприводу на виробках вітчизняної легкоброньованої техніки на прикладі БТР-4. Проведено розрахунок потужності тягових акумуляторних батарей, запропоновано функціональну схему електрообладнання бронетранспортера з електроприводом, наведено опис її роботи.

Bondar O.I., Degtyar S.M., Krolenko O.I., Mormilo Ia.M., Pilipenko O.Yu., Slivar E.Ia.

PERSPECTIVES OF USE OF THE ELECTRIC DRIVE AS A POWER-PLANT OF LIGHTLY ARMoured TECHNICIANS

In a paper electric drive application on articles domestic of lightly armoured technicians on an example an armored BTR-4 is considered. Calculation of power of traction storage batteries is carried out, the function chart of an electrical equipment of an armoured personnel carrier with the electric drive is offered, the exposition of its operation is given.

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗОНЫ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ САМОБЛОКИРУЮЩИХСЯ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ С КОЭФФИЦИЕНТОМ БЛОКИРОВКИ, ЗАВИСЯЩИМ ОТ СКОРОСТИ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ВРАЩЕНИЯ КОЛЕС

Введение.

При проектировании нерельсовых транспортных средств, предназначенных для эксплуатации, в том числе, в условиях полного бездорожья, вопрос проходимости является одним из ключевых при выборе типа и конструкции двигателя и трансмиссии. В последнее время в мире для таких машин просматривается стойкая тенденция к смещению приоритетов в сторону колесного двигателя по сравнению с двигателем гусеничным. В связи с этим задача повышения проходимости колесных машин в условиях полного бездорожья является актуальной.

Анализ последних достижений и публикаций.

Для автомобилей с механическим распределением мощности по ведущим колесам и мостовой схемой трансмиссии по вполне объективным причинам обязательным элементом является межколесный дифференциал.

В классической научно-технической литературе по автомобилестроению второй половины прошлого века [1 – 4], как правило, рассматриваются дифференциалы четырех типов: простой конический без устройства для полной принудительной блокировки или с ним, а также самоблокирующиеся дифференциалы повышенного трения трех типов: с дисками трения, кулачковые (сухарные) и червячные. Иногда в эту группу попадают так называемые «дифференциалы с механизмами свободного хода», выполняющие аналогичные функции, но не являющиеся дифференциальными механизмами.

В изданиях этого века описываются так же и более современные технические решения, такие как конструкции «Квайф», «Торсен», гидравлические дифференциалы с масляными насосами и муфтами вязкостного трения (вискомуфты) по патенту Фергюссона [5 – 8].

Проблема классических дифференциалов повышенного трения состоит в том, что они имеют либо постоянный коэффициент блокировки, либо коэффициент блокировки, зависящий от нагрузки. Для получения достаточной проходимости коэффициент блокировки должен быть достаточно большим, а для сохранения управляемости и устойчивости движения он должен быть минимальным и стремиться к единице.

Для большинства машин, эксплуатирующихся преимущественно на дорогах с твердым покрытием и лишь периодически выезжающих на грунтовые дороги в период распутицы или гололеда «...нет необходимости иметь большое значение коэффициента блокировки, так как предельные значения коэффициента сцепления под отдельными колесами встречаются крайне редко. По некоторым данным $K_{\phi}=3$ достаточен для 80% дорожных условий, $K_{\phi}=5$ – для 94%.» [5]. Однако если речь идет о «бездорожных» условиях, связанных с вероятностью вывешивания одного или нескольких колес в процессе преодоления как естественных, так и искусственных препятствий, то возникает необходимость дополнительного увеличения коэффициента блокировки или полного блокирования дифференциала.

Пути решения указанной проблемы могут лежать либо в области разработки электронной системы автоматического управления индивидуальными потоками

© Д.О. Волонцевич, 2016

мощности между ведущими колесами [9], либо управления коэффициентом блокировки, например, дифференциала с дисками трения, либо в более глубокой проработке гидравлических (героторных) дифференциалов. В отношении последних в [5] отмечается, что «момент трения в них зависит не от передаваемого крутящего момента, а от квадрата разности угловых скоростей ведомых валов. Эти дифференциалы имеют наиболее благоприятную зависимость момента трения от условий движения. Так, при небольшой разнице угловых скоростей полуосей момент трения у них близок к нулю и нет затруднений при криволинейном движении КМ; при буксовании же одного из колес момент трения резко возрастает и позволяет передать большую часть мощности на небуксующее колесо.»

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является определение зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес, на примере четырехосного колесного бронетранспортера.

Эта задача может быть актуальна как для разработки электронной системы автоматического управления коэффициентом блокировки, так и для выработки требований к характеристикам героторного дифференциала.

Основная часть

Для того чтобы понять, какая разница в угловой скорости полуосевых шестерен межколесных дифференциалов возможна при движении по дорогам с твердым покрытием и не должна вызывать даже частичного блокирования дифференциала надо определить зависимость минимально возможных радиусов поворота бронетранспортера от скорости его движения.

Рассмотрим режим криволинейного движения четырехосного колесного бронетранспортера на примере БТР-4 по сухому и чистому асфальтобетонному покрытию. Минимальный радиус поворота на низких скоростях движения ограничивается конструктивным исполнением системы рулевого управления машины и составляет приблизительно $R_{нар} = 11$ м по центральной плоскости переднего наружного поворота колеса. Радиус поворота по центру масс R_c при этом определяется (см. рис.1) по формулам:

$$R_c = \sqrt{|AO|^2 + \left(L - L_1 - \frac{L_2}{2}\right)^2},$$

$$\text{где } |AO| = \sqrt{R_{нар}^2 - \left(L - \frac{L_2}{2}\right)^2} - \frac{B}{2}.$$

Для бронетранспортера БТР-4 эти параметры составляют $L=4,4$ м; $L_1=L_2=1,35$ м; $L_C=2,285$ м; $B=2,445$ м. Соответственно минимальный радиус поворота по центру масс при отсутствии проскальзывания колес $R_c = 9,13$ м.

Зная вес машины G_M , ширину колеи B и высоту расположения центра тяжести $h_{цт}$, можно записать формулу для определения критического минимального радиуса поворота R_c от скорости движения v_c , при котором начинается опрокидывание машины:

$$G_M \frac{B}{2} = P_{\text{ин}} h_{\text{цт}} = \frac{G_M v_C^2 h_{\text{цт}}}{g R_C}, \text{ отсюда } R_C = \frac{2v_C^2 h_{\text{цт}}}{gB},$$

где g – ускорение свободного падения.

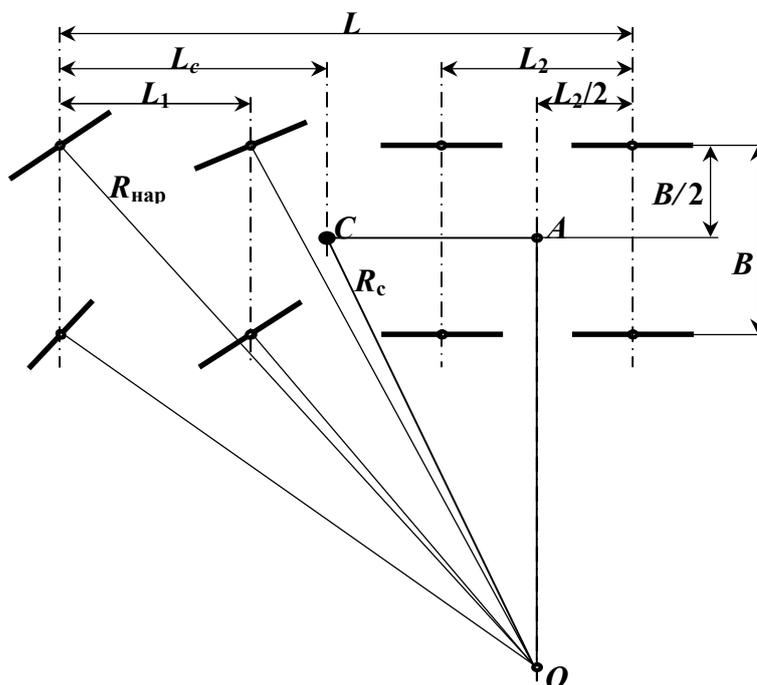


Рис. 1. К определению радиуса поворота по центру масс

Полученные значения критического минимального радиуса поворота от скорости движения для различных значений высоты расположения центра тяжести (могут зависеть от комплектации, типа вооружения и т.п.) представлены на графике (рис. 2).

Далее определяем угловую скорость вращения корпуса машины вокруг вертикальной оси ω_C :

$$\omega_C = \frac{v_C}{R_C},$$

средние линейные скорости движения отстающего v_1 и забегающего v_2 бортов:

$$v_1 = \frac{v_C}{R_C} \left(R_C - \frac{B}{2} \right) = v_C \left(1 - \frac{B}{2R_C} \right) \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{v_C}{R_C} \left(R_C + \frac{B}{2} \right) = v_C \left(1 + \frac{B}{2R_C} \right),$$

среднюю угловую скорость вращения колес отстающего ω_{BK1} и забегающего ω_{BK2} бортов:

$$\omega_{BK1} = \frac{v_1}{R_{BK}} \quad \text{и} \quad \omega_{BK2} = \frac{v_2}{R_{BK}},$$

среднюю угловую скорость вращения полуосей отстающего ω_1 и забегающего ω_2 бортов:

$$\omega_1 = \omega_{BK1} i_{KP} = \frac{v_1 i_{KP}}{R_{BK}} \quad \text{и} \quad \omega_2 = \omega_{BK2} i_{KP} = \frac{v_2 i_{KP}}{R_{BK}},$$

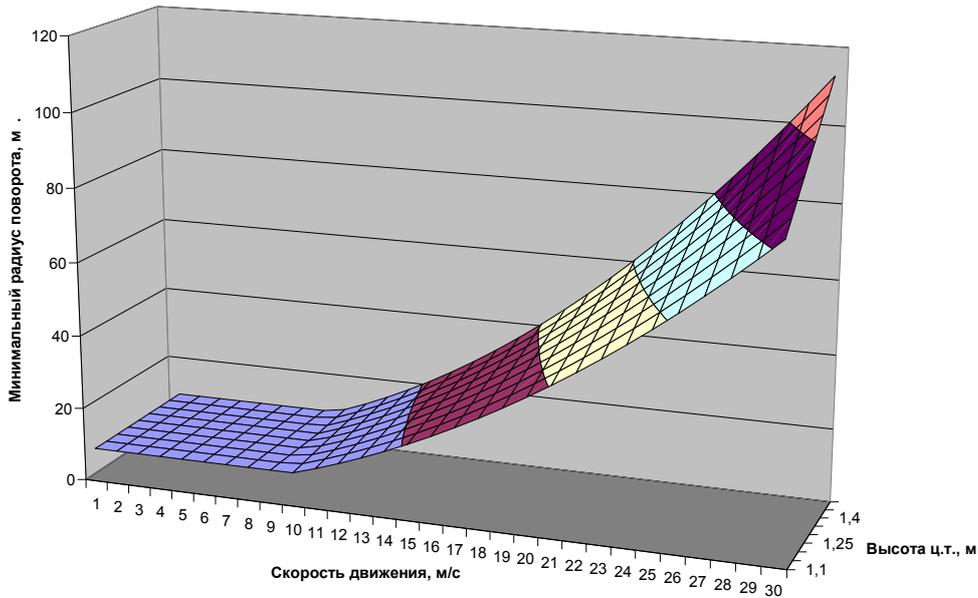


Рис. 2. Зависимость минимального радиуса поворота от скорости движения и высоты расположения центра тяжести

А также относительную угловую скорость вращения полуоси и корпуса дифференциала $\Delta\omega_H$:

$$\Delta\omega_H = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2} = \frac{i_{KP}(v_2 - v_1)}{2R_{BK}}.$$

Здесь $i_{KP} = 4,33$ передаточное отношение колесного редуктора; $R_{BK} = 0,53$ м. радиус колеса. Здесь и далее полагаем, что отстающий борт имеет индекс 1, забегающий – 2.

На рис. 3 представлена зависимость относительной частоты вращения полуоси и корпуса дифференциала в оборотах в минуту $\Delta n_H = \frac{30\Delta\omega_H}{\pi}$ от скорости движения для различных значений высоты расположения центра тяжести.

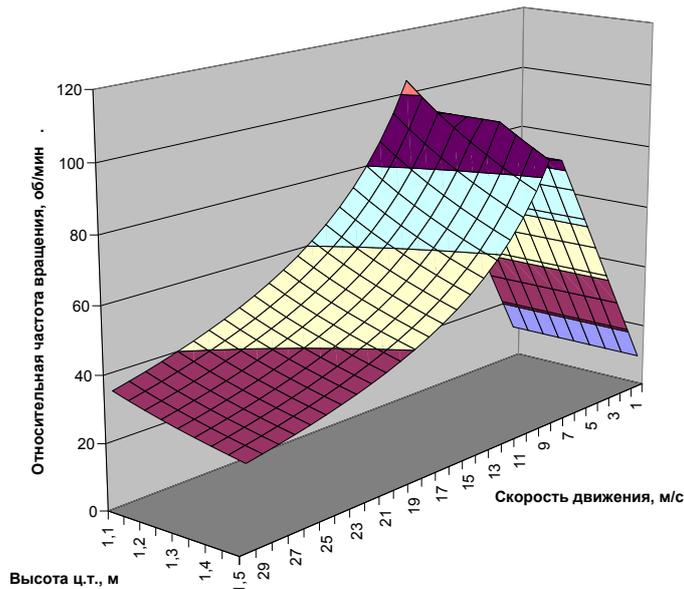


Рис. 3. Зависимость относительной частоты вращения полуоси и корпуса дифференциала от скорости движения и высоты расположения центра тяжести

Выводы

Проведенные расчеты показали, что максимальная относительная частота вращения полуоси и корпуса межколесного дифференциала, которая может возникнуть из-за разности в скоростях вращения колес разных бортов при маневрировании на дорогах с твердым покрытием, не превышает 100 об/мин для колесных бронетранспортеров типа БТР-4 с любой высотой расположения центра масс выше 1 м. Поэтому при проектировании самоблокирующегося межколесного дифференциала для колесного бронетранспортера с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес, необходимо обеспечить минимальное блокирование колес или его отсутствие до частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала, равной 90 об/мин. Это позволит для любых режимов движения по дорогам с твердым покрытием получить отсутствие дополнительного сопротивления при маневрировании и облегчить вход в поворот с любым радиусом в рамках безопасности по опрокидыванию машины.

Литература: 1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений / П.В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1980. – 207 с. 2. Бочаров Н.Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович, А.А. Полунгян, и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с. 3. Гаспарянц Г.А. Повышение проходимости автомобиля / Г.А. Гаспарянц. – М: Транспорт, 1967. – 63 с. 4. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – М: Машиностроение, 1989. – 312 с. 5. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: в 3 т., Т.2 / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зуев и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.: ил. 6. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. / A. Mihailidis, I. Nerantzis // Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20 -23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. – P.P. 125-140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8. 7. Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. / S.H. Gawande, S.V. Khandagale, V.T. Jadhav, V.D. Patil, D.J. Thorat // Second National Conference on Recent Developments in Mechanical Engineering M.E.S. College of Engineering, Pune, India. 26-27th of April, 2013. OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) ISSN(e): 2278-1684, ISSN(p): 2320–334X, –P.P.: 59-66. 8. Design procedure for loading capacity calculations for classic automobile differentials / V. Moravec, Z. Folta, P. Maršálek // MECCA 03.2012. –P.P.22-30. DOI 10.2478/v10138-012-0016-6. Режим доступа: <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecdc.2012.10.issue-3/v10138-012-0016-6/v10138-012-0016-6.xml>. 9. Келлер А.В. Методологические принципы оптимизации распределения мощности между двигателями колесных машин / А.В. Келлер // Вестник ЮУрГУ, – 2006. – №11, – С. 96-101.

Bibliography (transliterated): 1. Aksenov P.V. Mnogoosnyie avtomobili: Teoriya obschih konstruktivnyih resheniy / P.V. Aksenov. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 207 s. 2. Bocharov N.F. Konstruirovaniye i raschet kolesnyih mashin vyisokoy prohodimosti / N.F. Bocharov, I.S. Tsitovich, A.A. Polungyan, i dr. – M.: Mashinostroenie, 1983. – 299 s. 3. Gasparyants G.A. Povyishenie prohodimosti avtomobilya / G.A. Gasparyants. – M: Transport, 1967. – 63 s. 4. Platonov V.F. Polnoprivodnyie avtomobili. – M:

Mashinostroenie, 1989. –312 s. 5. Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin: Uchebnik dlya vuzov: v 3 t., T.2 / B.A. Afanasev, L.F. Zheglov, V.N. Zuev i dr.; Pod red. A.A. Polungyana. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2008. –528 s.: il. 6. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. / A. Mihailidis, I. Nerantzis // Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20 -23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. – P.P. 125-140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8. 7. Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. / S.H. Gawande, S.V. Khandagale, V.T. Jadhav, V.D. Patil, D.J. Thorat // Second National Conference on Recent Developments in Mechanical Engineering M.E.S. College of Engineering, Pune, India. 26-27th of April, 2013. OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) ISSN(e): 2278-1684, ISSN(p): 2320–334X, –P.P.: 59-66. 8. Design procedure for loading capacity calculations for classic automobile differentials / V. Moravec, Z. Folta, P. Maršálek // MECCA 03.2012. –P.P.22-30. DOI 10.2478/v10138-012-0016-6. Режим доступу: https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecdc.2012.10._____issue-3/v10138-012-0016-6/v10138-012-0016-6.xml. 9. Keller A.V. Metodologicheskie printsipyi optimizatsii raspredeleniya moschnosti mezhdru dvizhitelyami kolesnykh mashin / A.V. Keller // Vestnik YuUrGU, – 2006. – N11, – S. 96-101.

Волонцевич Д.О., Мормило Я.М.

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗОНИ НЕЧУТЛИВОСТІ МІЖКОЛІСНИХ
ДИФЕРЕНЦІАЛІВ, ЯКІ САМОСТІЙНО БЛОКУЮТЬСЯ, З КОЕФІЦІЄНТОМ
БЛОКУВАННЯ, ЩО ЗАЛЕЖИТЬ ВІД ШВИДКОСТІ
ВІДНОСНОГО ОБЕРТАННЯ КОЛІС

В роботі на прикладі колісного бронетранспортера БТР-4 визначено потрібну границю нечутливості міжколісних диференціалів, які самостійно блокуються, з коефіцієнтом блокування, що залежить від швидкості відносного обертання коліс. Ця задача може бути актуальна як для розробки електронної системи автоматичного управління коефіцієнтом блокування, так і для вироблення вимог до характеристик героторного диференціалу.

Volontsevych D.O., Mormylo Ya.M.

ON THE DETERMINATION OF INSENSITIVITY ZONE
SELF-LOCKING CROSS-AXLE DIFFERENTIAL WITH LOCK RATIO,
SPEED-DEPENDENT RELATIVE ROTATION OF WHEELS

In the work on the example of wheeled armored personnel carriers BTR-4 was determined the necessary boundary of insensitivity for cross-axle self-locking (limited slip) differential with a lock ratio that depends on the relative wheel speed. This could be relevant for the development of an electronic system of automatic control lock ratio and for generating performance requirements of gerotor differential.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ ПЛАТФОРМЫ ПО ЗАНОСУ

Введение.

Подвижность является одной из главных тактико-технических характеристик объекта бронетанковой техники (ОБТТ). Показателем подвижности является средняя скорость движения, которая в значительной степени зависит от совершенства конструкции трансмиссии и механизма поворота гусеничной машины. Движение гусеничных машин характеризуется тем, что (30...70)% пути машина находится в состоянии поворота. При этом движение объектов бронетанковой техники сопровождается непрерывно изменяющимися внешними воздействиями, что приводит к постоянному изменению скорости.

Известно, что возникновение опасности заноса танка накладывает значительные ограничения на скорость его движения при повороте, что особенно критично на грунтах со слабыми сцепными свойствами. Таким образом, каждый механик-водитель, используя накопленный опыт, должен “чувствовать” объект управления в процессе движения, постоянно анализировать часто изменяющиеся дорожные условия, выбирать соответствующую скорость движения и предугадывать моменты, при которых для данных дорожных условий возможно возникновение заноса танка, реагируя на это снижением скорости движения.

На современном этапе своего развития ОБТТ являются сложными человекоуправляемыми техническими системами, которые снабжены значительным количеством вспомогательных систем управления. Данные системы помогают операторам реализовывать основные боевые свойства танка с максимально высокими показателями. Такие системы получили название SEP (Systems Enhancement Package) – системы повышения качества платформы.

Постановка проблемы.

Применительно к процессу неустановившегося движения гусеничной платформы при повороте возникла необходимость в определении условий, при которых возможно возникновение заноса, для выявления приемлемых режимов криволинейного движения гусеничной платформы с предельно высокими скоростями для заданных дорожных условий при создании SEP – системы.

Анализ последних достижений и публикаций.

Для адекватного описания процесса криволинейного движения гусеничной платформы необходимы характеристики взаимодействия движителя с грунтом. Проведенный анализ литературы показывает, что в настоящее время при моделировании процесса криволинейного движения гусеничной платформы, в основном используются данные в виде дискретных значений показателей, численные значения которых взяты из источников [1, 2], а имеющиеся экспериментальные данные не позволяют построить общую аналитическую зависимость между кинематическими параметрами и характеристиками дорожно – грунтовых условий.

Цель статьи.

Целью статьи является: 1. Разработка методики, которая позволяет определять минимальный радиус поворота гусеничной платформы до значения которого, для заданных скорости движения и дорожно-грунтовых условий, занос не возникает.

2. Определить характерные области траекторий движения гусеничной платформы с заносом, с произвольным радиусом и область, недоступную для поворота.

Основной материал.

Прежде чем приступить к параметрическим исследованиям математической модели движения платформы следует определить начальные условия и условия однозначности.

Движение гусеничной платформы на различных передачах вперед осуществляется в соответствующих диапазонах скоростей. При этом поворот на каждой из передач осуществляется в пределах до фиксированного радиуса. Поэтому, для обеспечения возможности во-первых, сравнения полученных результатов с объективными характеристиками, а во-вторых, исходя из наличия полноты информации, при моделировании взяты показатели танка Т-64А. При задании значений составляющих начальной скорости V_0 исходили из соотношения:

$$V_0 = \sqrt{V_{Ox}^2 + V_{Oy}^2}; \quad (1)$$

При этом в начальный момент времени платформа движется прямолинейно.

Схема сил и моментов действующих на гусеничную платформу в процессе поворота представлена на рис. 1.

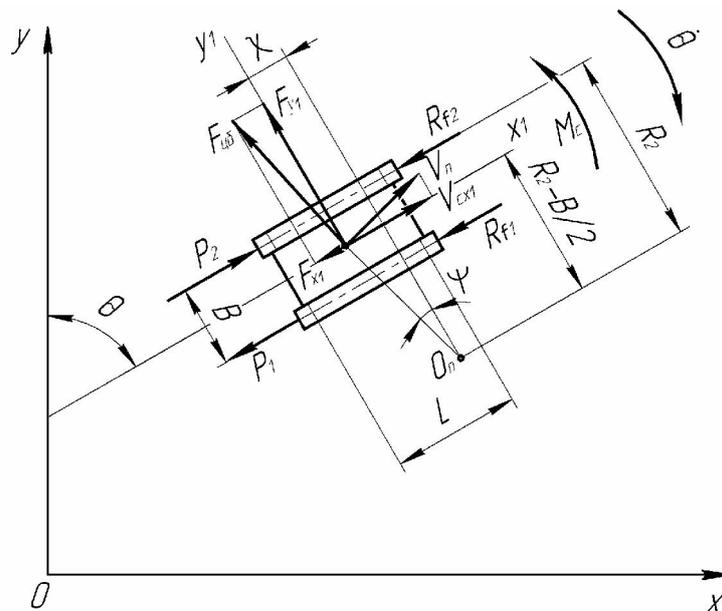


Рис.1. Схема сил и моментов, действующих на гусеничную платформу

где: P_2 - сила тяги на забегающей гусенице, Н; P_1 - сила торможения на отстающей гусенице, Н; R_2 – радиус поворота забегающей гусеницы, м; B – ширина колеи, м; R_{f1} , R_{f2} – сопротивление поступательному движению отстающей и забегающей гусениц соответственно, Н; F_{y0} – центробежная сила, Н; F_{y1} – поперечная составляющая центробежной силы, Н; F_{x1} – продольная составляющая центробежной силы, Н; V_n – скорость движения гусеничной платформы, м/с; χ – относительная величина смещения центра поворота в продольном направлении, м; L – длина опорной поверхности гусениц, м; Θ – курсовой угол, рад; $\dot{\Theta}$ - угловая скорость поворота платформы (за положительное направление принимается поворот по часовой стрелке), рад/с; M_c – момент сопротивления повороту, Н·м; Ψ – угол смещения центра поворота в продольном направлении, рад.

Отметим, что полный занос гусеничной платформы является некоторым идеальным случаем сочетания модельных параметров, который на практике практически не реализуется. В тоже время, ввиду влияния различных факторов, целесообразно определить минимальную скорость, при достижении которой занос гусеничной платформы уже становится возможным.

Занос гусеничной платформы под действием центробежной силы начнется при условии $\chi = \frac{L}{2}$, когда центробежная сила, возникающая при повороте на данном радиусе уравнивается поперечными реакциями грунта, действующими с одной стороны на всей длине опорной поверхности гусениц [2].

Таким образом:

$$F_{y1} = \frac{m_n \cdot V_{cx1}^2}{R_2 - \frac{B}{2}} \quad (2)$$

где m_n – масса гусеничной платформы, кг.

Сила сопротивления грунта повороту гусеничной платформы будет равна:

$$F_{csp} = \mu \cdot G \quad (3)$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту; G - вес гусеничной платформы, Н.
Тогда:

$$V_{cx1}^2 = \frac{\mu \cdot G \cdot \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)}{m_n} \quad (4)$$

Откуда минимальная скорость, при которой уже возможен занос:

$$V_{ckp} = V_{cx1} = \sqrt{\frac{\mu \cdot G \cdot \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)}{m_n}} = \sqrt{\mu \cdot g \cdot \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)} \quad (5)$$

Это соотношение позволяет определить скорость гусеничной платформы до которой ее следует разогнать, чтобы исследовать поворот на грунте с характеристикой μ и различными радиусами поворота.

Средние значения коэффициента сопротивления повороту μ_{max} для различных дорожно-грунтовых условий приведены в таблице 1.

Таблица 1

| Коэффициент сопротивления повороту μ_{max} | | | | |
|------------------------------------------------|-----------|----------|----------------------|----------|
| Дорожно-грунтовые условия | | | μ_{max} | |
| Сухой | дернистый | суглинок | (влажность менее 8%) | 0,8-1,0 |
| Сухая грунтовая дорога (влажность менее 8%) | | | | 0,7-0,9 |
| Пахота (влажность менее 8%) | | | | 0,6-0,8 |
| Влажный (более 20%) суглинистый грунт | | | | 0,3-0,4 |
| Снег | | | | 0,25-0,7 |

В реальных условиях радиус поворота все время меняется и таким образом, процесс является неустановившемся. В этой связи, для моделирования поворота гусеничной платформы с заносом было признано целесообразным применить зависимость коэффициента сопротивления повороту по соотношению [3].

$$\mu = \begin{cases} \frac{\mu_{\max}}{0,905 + 0,19 \frac{R_o}{L}} & \text{при } \frac{R_o}{L} \leq 2,8 \\ \frac{\mu_{\max}}{0,965 + 0,07 \frac{R_o}{L}} & \text{при } \frac{R_o}{L} > 2,8 \end{cases} \quad (6)$$

где μ_{\max} – значение коэффициента сопротивления повороту, которое определяется характеристикой грунта.

При этом действительный радиус поворота равен:

$$R_o = \frac{V_{cx1}}{\theta} = R_2 - \frac{B}{2} \quad (7)$$

Как видно, соотношение (6) позволяет определить μ как функцию радиуса поворота.

Совместное использование выражения (5) и выражения (6) для коэффициента сопротивления повороту μ позволили получить зависимость минимальной скорости, при которой возможен занос в виде:

$$V_{ckp} = \begin{cases} \sqrt{\frac{\mu_{\max} \cdot g \cdot \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)}{0,905 + 0,19 \cdot \frac{R_2 - \frac{B}{2}}{L}}} & \text{при } \frac{R_2 - \frac{B}{2}}{L} \leq 2,8 \\ \sqrt{\frac{\mu_{\max} \cdot g \cdot \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)}{0,965 + 0,07 \cdot \frac{R_2 - \frac{B}{2}}{L}}} & \text{при } \frac{R_2 - \frac{B}{2}}{L} > 2,8 \end{cases} \quad (8)$$

После преобразований, получим:

$$R_{\min}^{\text{занос}} = \begin{cases} \frac{1,81 \cdot V_{ckp}^2 \cdot L + \mu_{\max} \cdot g \cdot B \cdot L - 0,19 \cdot V_{ckp}^2 \cdot B}{2 \cdot L \cdot \mu_{\max} \cdot g - 0,38 \cdot V_{ckp}^2} & \text{при } \frac{R_2 - \frac{B}{2}}{L} \leq 2,8 \\ \frac{1,93 \cdot V_{ckp}^2 \cdot L + \mu_{\max} \cdot g \cdot B \cdot L - 0,07 \cdot V_{ckp}^2 \cdot B}{2 \cdot L \cdot \mu_{\max} \cdot g - 0,14 \cdot V_{ckp}^2} & \text{при } \frac{R_2 - \frac{B}{2}}{L} > 2,8 \end{cases} \quad (9)$$

Как видно, полученное выражение (8) позволяет решать и обратную задачу – определять минимальный радиус поворота гусеничной платформы до значения которо-

го, для заданних скорости движения и дорожно-грунтовых условий, занос не возникает.

Продольная составляющая центробежной силы определяется выражением:

$$F_{x1} = \frac{F_{y1}^2 \cdot L}{2\mu \cdot G \left(R_2 - \frac{B}{2} \right)} \quad (10)$$

Относительная величина смещения центра поворота в продольном направлении будет равна:

$$\chi = \frac{F_{y1} \cdot L}{2\mu \cdot G} \quad (11)$$

Скорость центра тяжести гусеничной платформы в повороте определяется соотношением:

$$V_{\text{свл}} = \frac{V_2 + V_1}{2}, \quad (12)$$

где V_2 – скорость на забегающей гусенице, м/с; V_1 – скорость на отстающей гусенице, м/с.

В свою очередь, скорости забегающей и отстающей гусеницы при повороте взаимосвязаны следующим выражением:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{R_2}{R_1}, \quad (13)$$

где R_1 – радиус поворота отстающей гусеницы, м.

При движении подвижной платформы по криволинейной траектории в процессе поворота, с учетом действия центробежной силы, сила тяги на забегающей гусенице будет равна [4]:

$$P_2 = f \left(\frac{G}{2} + F_{y1} \frac{h_c}{B} \right) + \frac{\mu GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] + \frac{F_{x1}}{2}. \quad (14)$$

Соответственно сила торможения отстающей гусенице будет определяться выражением:

$$P_1 = -f \left(\frac{G}{2} - F_{y1} \frac{h_c}{B} \right) + \frac{\mu GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] - \frac{F_{x1}}{2}, \quad (15)$$

где: f – коэффициент сопротивления грунта качению гусеничной платформы.

Таблица 2

Расчетные данные движения танка Т-64А в повороте

| № передачи | V_2 , м/с | R_2 , м | $R_2 - B/2$, м | V_1 , м/с | R_1 , м | V_c , м/с | $V_{\text{скр}}$, м/с |
|------------|-------------|-----------|-----------------|-------------|-----------|-------------|------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 1 | 2,06 | 2,73 | 1,365 | 0 | 0 | 1,03 | 3,33 |
| 2 | 3,83 | 5,9 | 4,535 | 2,06 | 3,17 | 2,94 | 5,67 |
| 3 | 4,83 | 13,1 | 11,735 | 3,82 | 10,37 | 4,33 | 8,02 |

| | | | | | | | |
|---|-------|-------|--------|-------|-------|-------|------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 4 | 6,05 | 13,76 | 12,395 | 4,85 | 11,03 | 5,45 | 9,12 |
| 5 | 8,28 | 9,94 | 8,575 | 6,01 | 7,21 | 7,14 | 7,22 |
| 6 | 11,44 | 9,89 | 8,525 | 8,28 | 7,16 | 9,86 | 7,21 |
| 7 | 16,8 | 8,57 | 7,205 | 11,45 | 5,84 | 14,12 | 6,78 |

Таблица 3

Расчетные данные движения танка Т-64А в повороте

| № пере- дачи | μ | F_{y1} , Н | F_{x1} , Н | χ , м | P_2 , Н | P_1 , Н |
|-----------------|-------|--------------|--------------|------------|------------|------------|
| 1 | 0,828 | 29534,21 | 4392,27 | 0,203 | 132963,36 | 106204,29 |
| 2 | 0,722 | 72427,08 | 9119,26 | 0,571 | 114628,97 | 83142,91 |
| 3 | 0,559 | 60712,25 | 3197,29 | 0,618 | 88460,03 | 62895,94 |
| 4 | 0,684 | 91060,51 | 5561,34 | 0,757 | 102798,86 | 74870,72 |
| 5 | 0,621 | 225915,43 | 54535,85 | 2,07 | 48682,2 | -28220,45 |
| 6 | 0,622 | 433354,23 | 201503,36 | 3,964 | -101176,77 | -325046,93 |
| 7 | 0,652 | 1051523,55 | 1339178,36 | 9,176 | -964229,51 | -2325774,7 |

На рис. 2 и 3 приведены данные о коэффициенте сопротивления повороту и критической скорости движения по заносу, которые интерполированы функцией относительного радиуса поворота.

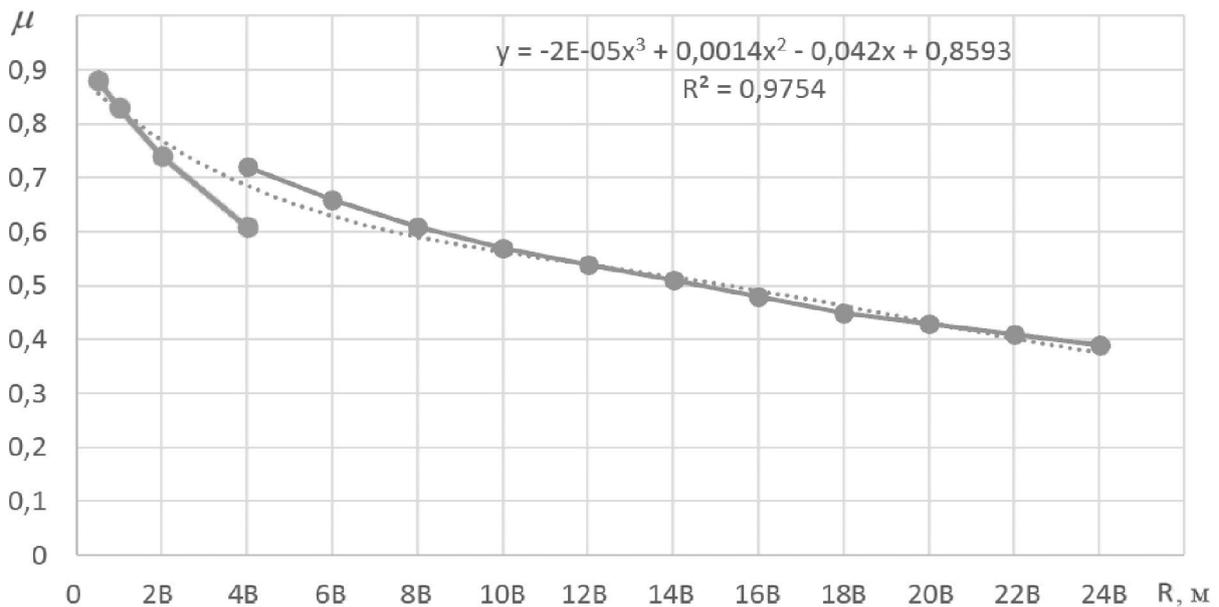


Рис. 2. Коэффициент сопротивления повороту как функция относительного радиуса поворота ($B=2,73$)

Функция коэффициента сопротивления повороту от относительного радиуса поворота, при величине достоверности аппроксимации ($R^2=0,9754$) определена выражением:

$$\mu = -0,00002R^3 + 0,0014R^2 - 0,042R + 0,8593 \quad (16)$$

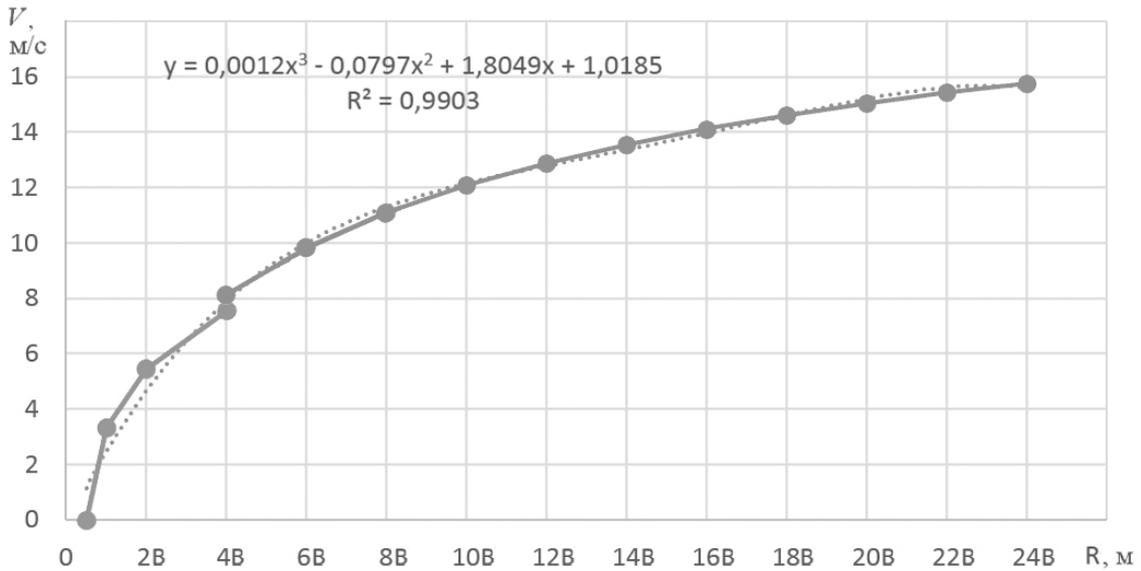


Рис. 3. Зависимость критической скорости от относительного радиуса поворота ($\mu_{max}=0,8$; $B=2,73$ м; $L=4,242$ м)

Область, находящаяся над графиком, является зоной заноса гусеничной платформы:

$$V_{кр} = 0,0012R^3 - 0,0797R^2 + 1,8049R + 1,0185. \quad (17)$$

После того, как основные параметры определены, приступаем к параметрическим исследованиям.

На рис. 4 и 5 представлены результаты моделирования при движении на третьей и пятой передачах, выполненные на основе методики [5]. При этом представлена траектория поворота, соответствующая положению рычага до упора, а также траектория прямолинейного движения ($a_{ц.с.}=0$). Как видно из приведенных данных, модель достаточно точно отражает величину радиуса поворота, которая асимптотически приближается к фиксированному радиусу поворота для движения на каждой из передач. При этом, скорость движения при совершении поворота снижается. Практически это означает, что при неизменном положении педали подачи топлива обороты падают, мощность возрастает, скорость снижается.

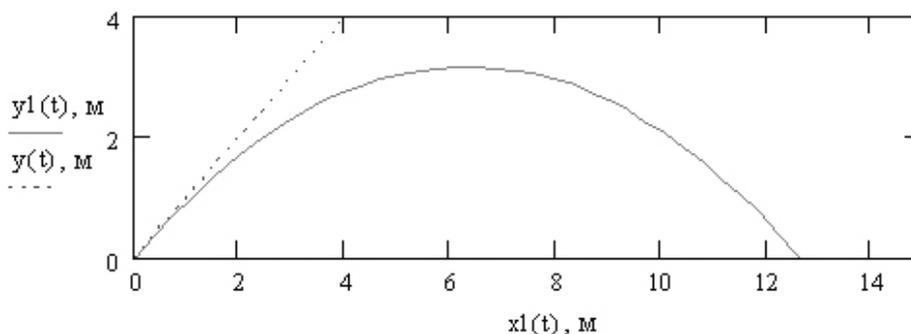


Рис. 4. Траектория движения платформы типа Т-64А на третьей передаче скорость вхождения в поворот $V_0=15,59$ км/час= $4,33$ м/с, $a_{цс}=1,6$ м/с², $V_0x=V_0y=3,07$ м/с и траектория прямолинейного движения для тех же условий.

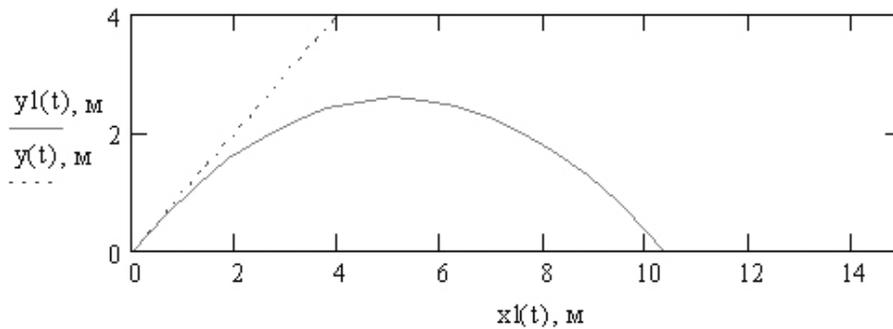


Рис. 5. Траектория движения платформы типа Т-64А на пятой передаче скорость вхождения в поворот $V_0=25,7\text{км/час}=7,14\text{м/с}$, $a_{цс}=5,95\text{м/с}^2$, $V_0x=V_0y=5,05\text{м/с}$ и траектория прямолинейного движения для тех же условий.

Для того чтобы практически выполнить поворот увеличивают подачу топлива и, тем самым, поддерживают скорость движения. Подчеркнем еще раз, что увеличение скорости движения при движении по радиальной траектории приводит к росту центробежной силы, которая может достичь такого значения, что превысит совокупность центростремительных сил. Это в свою очередь приведет к заносу платформы. В этой связи практический интерес представляет рассмотрение трех областей, ограниченных следующими траекториями: $a_{цс}>0$ и $a_{цс}=0$, что представлено на рис. 6.

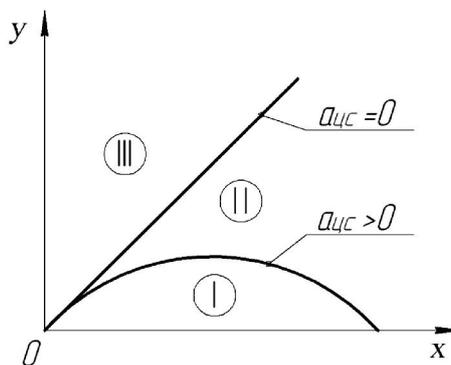


Рис. 6. Анализ областей ограниченных траекториями

Траектория $a_{цс}>0$, соответствующая фиксированной передаче определяет движение по фиксированному радиусу поворота, соответствующее максимальной скорости движения на этой передаче. Таким образом, область (I) (рис. 6) определяет недоступную на данной передаче и скорости область. Полупространство между траекториями $a_{цс}>0$, и $a_{цс}=0$, обозначенное (II) на (рис. 6) соответствует движению в повороте с промежуточным положением рычага от исходного, до полностью выбранного для фиксированной передачи и соответствующей ей скорости. При этом в данном диапазоне возможно возникновение заноса подвижной гусеничной платформы, начало которого определяется выражением 9 и графиком на (рис. 3). Наконец, часть полупространства над прямой $a_{цс}=0$ – область (III), соответствует условию движения при повороте в обратную сторону для прочих тех же условий.

Таким образом, построенные траектории для различных условий движения и дорожных условий определяют совокупность области недоступной для поворота (маневра), криволинейного движения без заноса и условий при которых возникает занос. С точки зрения создания SEP – системы для гусеничной платформы последнее из перечисленных условий является ограничивающим скорость движения, а область находящаяся под графиком на рис 3 позволяет определить максимальную скорость движения на каждой из передач, в зависимости от дорожно-грунтовых условий.

Выводы.

1. Применительно к процессу неустановившегося движения гусеничной платформы при повороте получено выражение, которое позволяет определять минимальный радиус поворота гусеничной платформы до значения которого, для заданных скорости движения и дорожно-грунтовых условий, занос не возникает.

2. Определены характерные области траекторий движения гусеничных платформ с заносом, с произвольным радиусом и область, недоступную для поворота.

3. Построенные траектории для максимальных скоростей соответствующих передач определяют приемлемые режимы движения гусеничной платформы для заданных дорожно-грунтовых условий при создании SEP - системы.

Литература: 1. Теория движения танков и БМП. Чобиток В.А. М.: Военное издательство. 1984г. – 264с. 2. Никитин А.О., Сергеев Л.В. Теория танка. М.: Издание академии БТВ, 1962, – 578с. 3. OST V3-5971-85. Метод расчета динамических процессов в МТУ в переходных режимах работы. Введ. 01.01.85 – М.: 1985. – 12с. 4. Волонцевич Д.О. Оценка необходимой мощности двухпоточного механизма поворота гусеничной машины / Д.О. Волонцевич, Н.Г. Медведев, Ши Хиен Зыонг // Вісник НТУ «ХПИ», 2014. – № 22 (1065). – С. 73–83. 5. Ковтонюк И.Б. Аналитическое решение задачи математического моделирования движения центра масс подвижной платформы / И.Б. Ковтонюк, Г.Ф. Шаблій, С.А. Волосников // Інтегровані технології та енергозбереження, 2015. – № 2. – С. 30–36.

Bibliography (transliterated): 1. Teoriya dvizheniya tankov i BMP. Chobitok V.A. M.: Voennoe izdatel'stvo. 1984g. – 264s. 2. Nikitin A.O., Sergeev L.V. Teoriya tanka. M.: Izdanie akademii BTV, 1962, – 578s. 3. OST V3-5971-85. Metod rascheta dinamicheskikh protsessov v MTU v perehodnykh rezhimakh raboty. Vved. 01.01.85 – M.: 1985. – 12s. 4. Volontsevich D.O. Otsenka neobhodimoy moschnosti dvuhpotochnogo mehanizma povorota gusenichnoy mashiny / D.O. Volontsevich, N.G. Medvedev, Shi Hiop Zyiong // VIsnik NTU «HPI», 2014. – № 22 (1065). – S. 73–83. 5. Kovtonyuk I.B. Analiticheskoe reshenie zadachi matematicheskogo modelirovaniya dvizheniya tsentra mass podvizhnoy platformy / I.B. Kovtonyuk, G.F. Shabliy, S.A. Volosnikov // IntegrovanI tehnologIyi ta energozberezhennya, 2015. – № 2. – S. 30–36.

Волосніков С.О.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ ГУСЕНИЧНОЇ ПЛАТФОРМИ ПО ЗАНЕСЕННЮ

Стосовно до процесу несталого руху гусеничної платформи виконано моделювання процесу криволінійного руху гусеничної платформи, яке спрямоване на визначення прийнятних режимів руху для заданих дорожніх умов при створенні SEP - системи.

Волосников С.А.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ ПЛАТФОРМЫ ПО ЗАНОСУ

Применительно к процессу неустановившегося движения гусеничной платформы выполнено моделирование процесса криволинейного движения гусеничной платформы, которое направлено на определение приемлемых режимов движения для заданных дорожных условий при создании SEP - системы.

S. Volosnikov

METHOD FOR DETERMINING THE TRACKED VEHICLE CRITICAL SPEED WHICH RESULTS IN SKIDDING

As applied to the process of tracked vehicle unsteady movement, the simulation of tracked vehicle curvilinear motion was made to determine the suitable driving modes for the specified road conditions during creation of SEP system.

ВНЕДРЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТРЕНАЖЕРНЫХ КОМПЛЕКСОВ ГП «ХКБМ им. А.А. МОРОЗОВА»

Введение. В настоящее время ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» является ведущим в Украине разработчиком и производителем комплексных тренажеров для боевых колёсных и гусеничных машин. Предприятие выпускает как комплексные динамические тренажеры экипажа, так и отдельные динамические тренажеры механиков-водителей, наводчиков, командиров. Данные тренажеры прошли значительный эволюционный путь от статических конструкций до высокоэффективных динамических комплексов на современных качающихся платформах. Вместе с расширением номенклатуры выпускаемых тренажеров постоянно проводился глубокий анализ современных технических решений в области цифровых и других технологий, применяемых при разработке тренажеров. Постоянно анализировалось состояние подобных разработок у наших отечественных конкурентов, у производителей из ближнего и дальнего зарубежья.

Анализ современных направлений. Изучение современных тенденций проводилось по нескольким направлениям:

- полнота моделируемых функций;
- современная аппаратная часть;
- варианты программно-аппаратной стыковки;
- современные конструкции динамических платформ;
- оборудование и методы управления электроприводами динамических платформ.

Результаты анализа обобщались и систематизировались с целью внедрения современных технологий в тренажерную тематику ГП «ХКБМ» и обеспечения современного уровня разрабатываемых тренажерных комплексов.

Современные разработки ГП «ХКБМ». Одними из последних разработок ГП «ХКБМ» являются комплексные динамические тренажеры экипажа бронетранспортёра БТР-4Е1 и танка Оплот. Для этих тренажеров была внедрена новая современная система управления электроприводами динамической платформы на основе комплектующих японской фирмы MITSUBISHI серии MR-J-3A. Перед этим был проведен анализ возможности перехода с синхронного электропривода на асинхронный. В результате данного анализа были получены следующие выводы:

1. Переход на асинхронный привод предполагает использование аппаратной связки асинхронный двигатель – частотный преобразователь вместо связки синхронный двигатель – сервоусилитель. Фактически это предполагает разработку новой схемы для системы управления.

2. Асинхронный двигатель имеет меньшую перегрузочную способность по моменту по сравнению с синхронным двигателем. Поэтому производители для асинхронного двигателя ограничивают коэффициент моментной перегрузки на уровне 2...2,5 (у синхронного двигателя данный показатель – 3...4). Это потребует применения асинхронных двигателей большей мощности и габаритов по сравнению с синхронными при прочих равных условиях.

3. Асинхронный двигатель имеет большие поперечные габариты и поэтому конструктивно может быть несовместим с разработанными в ГП «ХКБМ» конструкциями динамических платформ.

© Ю.М Гужва, 2016

4. Асинхронные двигатели по сравнению с синхронными имеют худшие регулировочные и тепловые характеристики в области околонулевых скоростей.

5. Асинхронные двигатели по сравнению с синхронными гораздо более чувствительны к колебаниям питающего напряжения.

6. Поставщики систем на основе асинхронного привода для снижения стоимости комплектуют свои системы двигателями неоригинального производства, что сказывается на надёжности.

7. Поставщики асинхронных приводов по непонятным причинам не предполагают установку в данных приводах многооборотных энкодеров абсолютного позиционирования. Предлагается установка относительного энкодера или, как максимум, однооборотного энкодера с нулевой меткой, что является значительным шагом назад по сравнению с синхронными приводами.

8. Очень часто в пользу асинхронного привода приводится тот аргумент, что асинхронный двигатель в среднем в два раза дешевле синхронного. Однако стоимость двигателя не является определяющей в стоимости всей системы. Стоимость аппаратуры управления сопоставима для обоих типов приводов.

Таким образом, асинхронный привод не является адекватной заменой синхронному приводу для динамической платформы. Тем не менее, принципиальных препятствий для такой замены нет, но это потребовало бы разработки фактически новой системы управления, доработки конструкции платформы, значительной переделки и новой отладки соответствующего программного обеспечения, новой программно-аппаратной настройки системы управления.

Синхронный привод для динамической платформы был сохранён, но был изменён принцип комплектования системы, способ организации основной обратной связи и доработана интерфейсная часть управления электроприводом. Если раньше электродвигатель закупался у одного производителя, а система управления поставлялась сторонним разработчиком, то в настоящее время всё оборудование электродвигатель-сервоусилитель-аппаратура управления поставляется одним и тем же поставщиком. Ранее обратная связь была организована по сигналам специального датчика на выходном валу редуктора платформы. Этот датчик закупался отдельно. В настоящее время обратная связь организована по сигналам энкодера абсолютного позиционирования на валу электродвигателя, который входит в стандартную поставку. Управление электродвигателями осуществляется непосредственно с ЭВМ, что позволило отказаться от промежуточного контроллера движения, который, как правило, применяется в подобных системах.

Применяемые электродвигатели имеют номинальную частоту вращения 2000 об/мин. Максимальная частота вращения может достигать 3450 об/мин, при этом крутящий момент снижается до 80% от номинального значения. Данная система имеет несколько режимов автонастройки, полуавтоматической настройки и ручной настройки. База данных настройки и диагностики включает в себя несколько сотен параметров, которые разделены на 7 групп. Данные группы имеют различные степени ограничения доступа – от пользовательских настроек до заводских параметров. Электронная система имеет несколько способов управления:

- управление по координате, скорости, моменту;
- управление в режимах координата-скорость, координата-момент, скорость-момент.

Система автономного питания сохраняет в памяти сервоусилителя данные энкодера после выключения питающего напряжения.

На рис. 1 представлена структурная схема системы управления для одного канала.

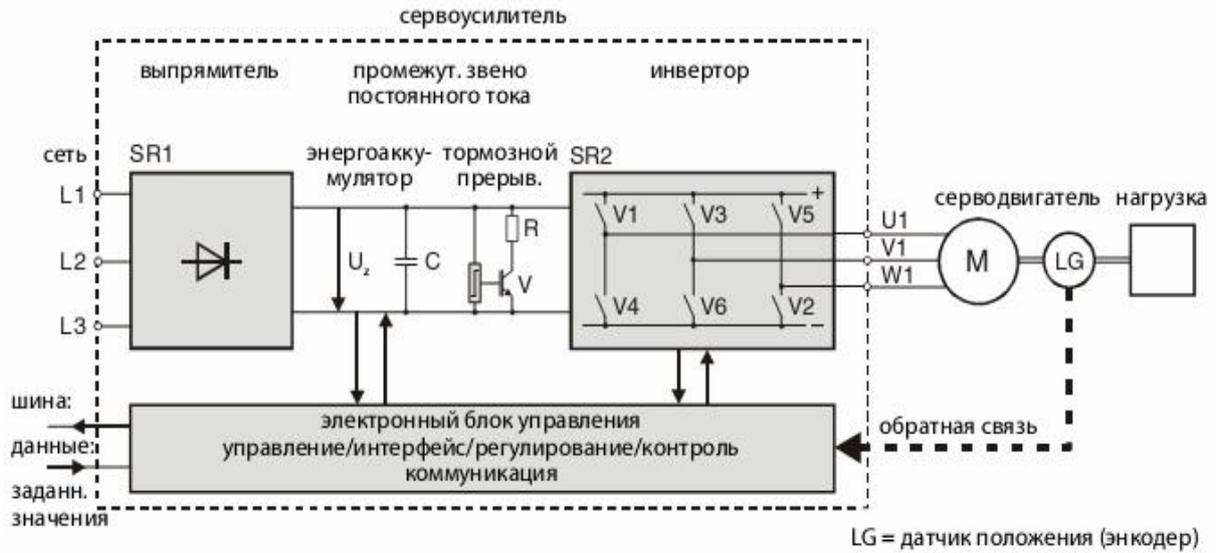


Рис. 1. Структурная схема системы управления для одного канала.

Программное обеспечение MITSUBISHI позволяет моделировать работу реальной системы без подключения нагрузки (Рис. 2).

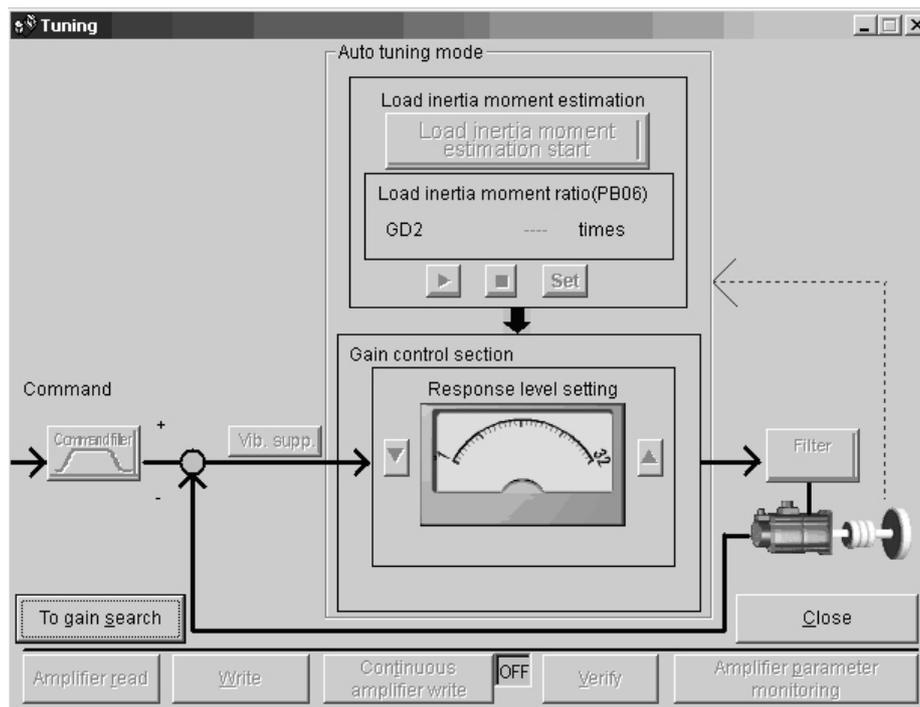


Рис. 2. Экранный интерфейс программы моделирования

Управление сервоусилителями осуществляется непосредственно с ЭВМ через интерфейс RS232/485 с тактом 20 мс, что является вполне приемлемым для решаемых задач.

В различных системах танка Оплот широко внедрены современные цифровые технологии. В частности это касается щита механика-водителя, в котором используется

специальный экран для отображения данных с контрольно-измерительных приборов (скорость движения машины, обороты двигателя, температуры теплоносителей и т.д.). Данный экран может работать в трёх режимах – графическом, цифровом и тестовом.

В тренажере любому реальному узлу соответствует имитатор или макет. При этом имитатор должен выполнять все функции реального узла и по отображению информации и по управлению. Учитывая данные требования, для тренажерного имитатора была выбрана в качестве основы жидкокристаллическая панель фирмы MITSUBISHI, которая как опцию имеет сенсорные функции и возможность подключения внешней памяти.

Производство жидкокристаллических панелей является одним из значимых направлений деятельности фирмы MITSUBISHI, поэтому данные изделия комплектуются программным обеспечением, имеющим развёрнутые тестовые и моделирующие функции, а также обширный набор графических шаблонов (рис. 3), который позволяет моделировать работу различных кнопок, тумблеров, галетных переключателей, светодиодов, стрелочных и цифровых приборов, а также отображать различные графики и диаграммы.



Рис. 3. Жидкокристаллические панели фирмы MITSUBISHI

Тем не менее, данного набора для тренажерных целей оказалось недостаточно и графическая часть была дополнена собственными разработками программистов ГП «ХКБМ». Кроме этого, интерфейс обмена для данной жидкокристаллической панели также оказался не вполне стандартизованным, поэтому были доработаны аппаратная часть интерфейса и система управляющих команд. На рис.4 представлен модуль КИП в реальном изделии в графическом режиме работы. На рис.5 представлен имитатор модуля КИП для тренажера экипажа танка Оплот в графическом режиме работы, запрограммированном разработчиками ГП «ХКБМ». Из рисунков видно, что имитатор достаточно точно моделирует поведение реального узла.



Рис. 4 Модуль КИП в реальном изделии



Рис. 5. Имитатор модуля КИП для тренажера

В настоящее время в ГП «ХКБМ» разрабатывается документация и программное обеспечение для платформы с шестью степенями свободы и, соответственно шестью электроприводами. Интерфейс обмена RS232/485 хорошо документирован, хорошо себя зарекомендовал, но к настоящему времени считается устаревшим из-за невысоких скоростей обмена при увеличении числа каналов управления. Данная проблема может быть решена с помощью более высокоскоростных интерфейсов, например, SSCNET III или аналогичных, скорость обмена у которых как минимум на порядок выше, чем для интерфейса RS-232/485. Более того, фирма MITSUBISHI анонсировала новую серию синхронных приводов MR-J-4, в которой один сервоусилитель может управлять тремя электродвигателями и допускает организацию дополнительной обратной связи по каждому каналу.

Таким образом, в ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» успешно внедряются современное оборудование и перспективные цифровые технологии для новых тренажерных комплексов и динамических платформ.

Гужва Ю.М., Нефёдов А.В., Новокрещенов А.О., Карпов Д.А.

ВПРОВАДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРЕНАЖЕРНИХ КОМПЛЕКСІВ ДП «ХКБМ ім. О.О. МОРОЗОВА»

В статті розглянуті особливості впровадження сучасних цифрових технологій та обладнання для тренажерних комплексів ДП «ХКБМ», а також особливості програмного керування впровадженням обладнанням.

Гужва Ю.М., Нефёдов А.В., Новокрещенов А.О., Карпов Д.А.

ВНЕДРЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТРЕНАЖЕРНЫХ КОМПЛЕКСОВ ГП «ХКБМ им. А.А. МОРОЗОВА»

В статье рассмотрены особенности внедрения современных цифровых технологий и оборудования для тренажерных комплексов ГП «ХКБМ», а также особенности программного управления внедрённым оборудованием.

Guzhva Yu.M., Nefyodov A.V., Novokreshchenov A.A., Karpov D.A.

INTRODUCTION OF MODERN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT INTO THE TRAINING SYSTEMS OF KMDB

This article describes the specific features of introduction of modern digital technologies and equipment into the training systems of KMDB as well as the specific features of software-based control of the introduced equipment.

ОЦІНКА ВПЛИВУ НЕРІВНОМІРНОСТІ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДВЗ НА ДОДАТКОВІ ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ГІБРИДНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВЕДУЧИХ КОЛІС

Вступ. Військова техніка складає основу засобів рухомості практично усіх об'єктів озброєння та техніки, що забезпечує тактичну і оперативну маневреність військ при виконанні ними службово-бойових (бойових) завдань. Досвід виконання цих завдань підрозділами Національної гвардії України та іншими силовими структурами в зоні проведення антитерористичної операції, свідчить про широке використання саме колісної техніки, яка використовується для перевезення особового складу та матеріальних засобів.

На сьогоднішній день існуючий парк військової колісної техніки (ВКТ), а саме автомобілів та бойових машин, характеризується різномарочністю і великою кількістю модифікацій, при цьому в значній мірі він представлений застарілими зразками. [1]. Проведений аналіз зміни кількісного та якісного складу парку автомобілів та бойових машин за 2014-2016 роки показав збільшення відсотку нових зразків техніки, здебільшого вітчизняного виробництва. Введення в експлуатацію наступних зразків: лінійки вітчизняних вантажних автомобілів КрАЗ різної колісної формули (4x2, 4x4, 6x6) різного функціонального призначення; нових броньованих автомобілів КрАЗ «Cougar-APC», КрАЗ «Spartan-APC», КрАЗ «Shrek-APC», «Козак-001»; бронетранспортерів БТР-3Е та лінійки бронетранспортерів, що створені на базі БТР-4Е, свідчить про модернізацію парку машин за рахунок нової вітчизняної техніки [2].

Специфіка застосування ВКТ полягає у використанні: у різних дорожніх умовах (бездоріжжя, дороги з різним дорожнім покриттям) та кліматичних умовах; при русі у складі автомобільних колон на значні відстані з максимально можливою середньою швидкістю руху; у районі безпосередньої близькості до противника, особливо підрозділів спеціального призначення. Проведений аналіз тактико-технічних характеристик існуючих зразків ВКТ свідчить про їх недостатній запас тягової сили, низькі показники динамічності, маневреності, живучості та скритності пересування, що вимагає їх підвищення [1].

Постановка проблеми. Використання у якості силової установки для ВКТ теплового двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), якому притаманні наступні властивості: низький коефіцієнт корисної дії (ККД) (22 – 60%); значний час на підготовку до руху; демаскуючий звук; показує на важливість модернізації приводу ведучих коліс.

Для задоволення цих вимог на ВКТ пропонується використання гібридної електромеханічної трансмісії, яка складається з: теплового двигуна, з агрегатами трансмісії для передачі крутного моменту на передній міст; генератора та тягових електродвигунів на задні ведучі колеса. Запропонований гібридний електромеханічний привід ведучих коліс передбачає використання ВКТ у наступних режимах: рух з механічним приводом переднього мосту; рух з механічним приводом переднього мосту та електричним приводом заднього мосту (мостів); рух з електричним приводом заднього мосту від електричної енергії акумуляторних батарей при не працюючому тепловому двигуні (безшумний режим); рух з електричним приводом заднього мосту від електричної енергії генератора при працюючому тепловому двигуні [2].

© Р.О. Кайдалов, 2016

Використання гібридної трансмісії дозволить: збільшити ККД, підвищити інтенсивність наростання крутного моменту та швидко змінити тягову силу на колесах за величиною та напрямком, що дозволить швидко змінювати не тільки лінійну швидкість руху а й виконувати різноманітні маневри (рух «крабом», розворот на місці, тощо); забезпечити скритий (безшумний) режим руху при використанні електричного приводу заднього мосту від енергії акумуляторних батарей при не працюючому тепловому двигуні.

Також слід відмітити, що існуючи зразки військової колісної техніки обладнанні здебільшого двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), які створюють високу нерівномірність крутного моменту, що призводить до непродуктивних додаткових витрат енергії на рух транспортних засобів. Величина вказаних витрат пропорційна амплітудам коливань крутного моменту ДВЗ та тягової сили на ведучих колесах. Застосування гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля дозволяє зменшити амплітуду коливань тягової сили, що потребує кількісної оцінки впливу нерівномірності крутного моменту ДВЗ на додаткові втрати енергії при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемі зниження витрати палива і токсичності відпрацьованих газів автомобілів присвячено значна кількість наукових досліджень. Значний вклад у рішення вказаної проблеми внесли М.Я. Говорущенко [3]. Одним з перших енергетичних підходів до оцінки ефективності автомобіля запропонував П.М. Гащук [4]. Цей підхід отримав свій розвиток у роботах П.П. Євсєєва [5]. Слід відмітити також із закордонних джерел роботу Ю. Мацкерле [6]. Поява нових, альтернативних ДВЗ енергоустановок (електричні двигуни, водневі ДВЗ, гібридні енергоустановки і т.п.), джерел енергії (акумуляторів, маховиків) [7–9] призвела до необхідності розширення поняття (експлуатаційної властивості) «паливна економічність», включенням до нього витрати не тільки теплової енергії палива, а й енергії інших видів (електричної та механічної). У роботі [10] запропоновано ввести поняття «енергетична економічність автомобіля» та розглянуті можливі критерії для її оцінки.

Дослідженню впливу нерівномірності крутного моменту ДВЗ тягової сили на ведучих колесах присвячені роботи [11, 12]. У роботі [11] з використанням гармонійного закону зміни сумарної тягової сили на ведучих колесах

$$P_k = \bar{P}_k + A_{pk} \sin(\Omega t) \quad (1)$$

визначено, що додаткові втрати енергії, які обумовлені нерівномірністю тягової сили можуть бути знайдені із наступної залежності:

$$\Delta W = \frac{A_{pk}}{\pi} \cdot S, \quad (2)$$

де \bar{P}_k – середнє значення тягової сили;

A_{pk} – амплітуда коливань тягової сили;

Ω – колова частота коливань крутного моменту ДВЗ і тягової сили на колесах;

t – час;

S – пробіг автомобіля.

Однак зазначені результати відносяться до оцінки додаткових витрат енергії на рух автомобіля тільки при механічному приводі від ДВЗ ведучих коліс. Викликає інте-

рес оцінки додаткових витрат енергії при реалізації запропонованого нами [13] гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля (рис. 1).

Мета та постановка завдань дослідження. Метою дослідження є розроблення методу оцінки зниження енергетичних втрат, які викликані нерівномірністю крутного моменту ДВЗ (тягової сили), при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступне завдання щодо визначення додаткових витрат енергії на рух автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс.

Виклад основного матеріалу. При використанні механічного приводу від ДВЗ крутний момент на ведучих колесах визначається наступною залежністю:

$$M_{\kappa} = \frac{r_{\partial}}{n} \left(\sum P_o + m_a \dot{V}_a \right) = \frac{r_{\partial}}{n} \left[\bar{P}_{\kappa} + A_{pk} \sin(\Omega t) \right], \quad (3)$$

де r_{∂} – динамічний радіус ведучих коліс;

n – число ведучих коліс автомобіля;

$\sum P_o$ – сума сил зовнішнього опору руху автомобіля;

m_a – маса автомобіля;

\dot{V}_a – лінійне прискорення автомобіля.

При сталому русі автомобіля середній крутний момент на колесі, що підведений від ДВЗ, дорівнює моменту опору руху [11, 12]. У цьому випадку рівняння (3) прийме вигляд

$$M_{\kappa} = \frac{r_{\partial}}{n} \cdot \sum P_o = \frac{r_{\partial}}{n} \bar{P}_{\kappa} = \bar{M}_{\kappa}, \quad (4)$$

де \bar{M}_{κ} – середній крутний момент на колесі,

$$\bar{M}_{\kappa} = \frac{\bar{M}_i \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{mдв}}{n}; \quad (5)$$

U_{mp} – передаточне число трансмісії;

η_{mp} – ККД трансмісії;

$\eta_{mдв}$ – механічний ККД ДВЗ;

\bar{M}_i – середній індикаторний момент ДВЗ.

Індикаторний крутний момент ДВЗ [10, 11]

$$M_i = \bar{M}_i + 0,5\bar{M}_i \cdot K_1 \cdot \sin\left(\frac{\bar{\omega}_e}{2} \cdot i_y \cdot t\right), \quad (6)$$

де K_1 – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту ДВЗ [9, 10],

$$K_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_{\text{ц}}}; \quad (7)$$

$i_{\text{ц}}$ – число циліндрів ДВЗ;

$\bar{\omega}_e$ – середнє значення кутової швидкості колінчастого валу ДВЗ.

Тоді крутний момент на колесі може бути визначено як

$$M_{\kappa} = \frac{M_i \cdot U_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{мдв}}}{n} = \frac{U_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{мдв}}}{n} \cdot \left[\bar{M}_i + 0,5 \bar{M}_i \cdot K_1 \cdot \sin \left(\frac{\bar{\omega}_e}{2} \cdot i_{\text{ц}} \cdot t \right) \right] \quad (8)$$

Зіставляючи рівняння (3) та (8) можна визначити

$$\frac{\bar{P}_{\kappa}}{n} = \frac{U_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{мдв}}}{n \cdot r_{\delta}} \bar{M}_i \quad (9)$$

або

$$\bar{P}_{\kappa} = \frac{\bar{M}_i \cdot U_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{мдв}}}{r_{\delta}} \quad (10)$$

Тоді амплітуда коливань сумарної тягової сили буде дорівнювати

$$A_{\text{рк}} = \frac{A_{\text{мк}} \cdot n}{r_{\delta}} = \frac{U_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{мдв}} \cdot K_1}{2 \cdot r_{\delta}} \cdot \bar{M}_i \quad (11)$$

Підставляючи (11) у (2), отримаємо

$$\Delta W = \frac{U_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{мдв}} \cdot K_1}{2\pi \cdot r_{\delta}} \cdot \bar{M}_i \cdot S \quad (12)$$

При використанні гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса (рис. 1) крутний момент на колесі дорівнює

$$M_{\kappa} = M_{\text{н}} = M_1 + M_3, \quad (13)$$

де $M_{\text{н}}$ – крутний момент на валу водила H (який дорівнює крутному моменту на колесі);

M_1 – крутний момент на сонячній шестерні 1 (який підводиться від ДВЗ);

M_3 – крутний момент на епіциклі 3 (який підводиться від електродвигуна).

У цьому випадку вираз (3) прийме вигляд

$$M_{\kappa} = \frac{r_{\partial}}{n} \left(\sum P_o + m_a \dot{V}_a \right) = \frac{U_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{мдв}}}{n} \cdot \left[\overline{M}_i' + 0,5 \overline{M}_i' \cdot K_1 \cdot \sin \left(\frac{\overline{\omega}_e}{2} \cdot i_y \cdot t \right) \right] + M_{\text{ед}} \quad (14)$$

де $M_{\text{ед}}$ – момент, що підведений від електродвигуна $M_{\text{ед}} = M_n$;

\overline{M}_i' – індикаторний крутний момент ДВЗ, що реалізується при гібридному приводі ведучих коліс, $\overline{M}_i' < \overline{M}_i$.

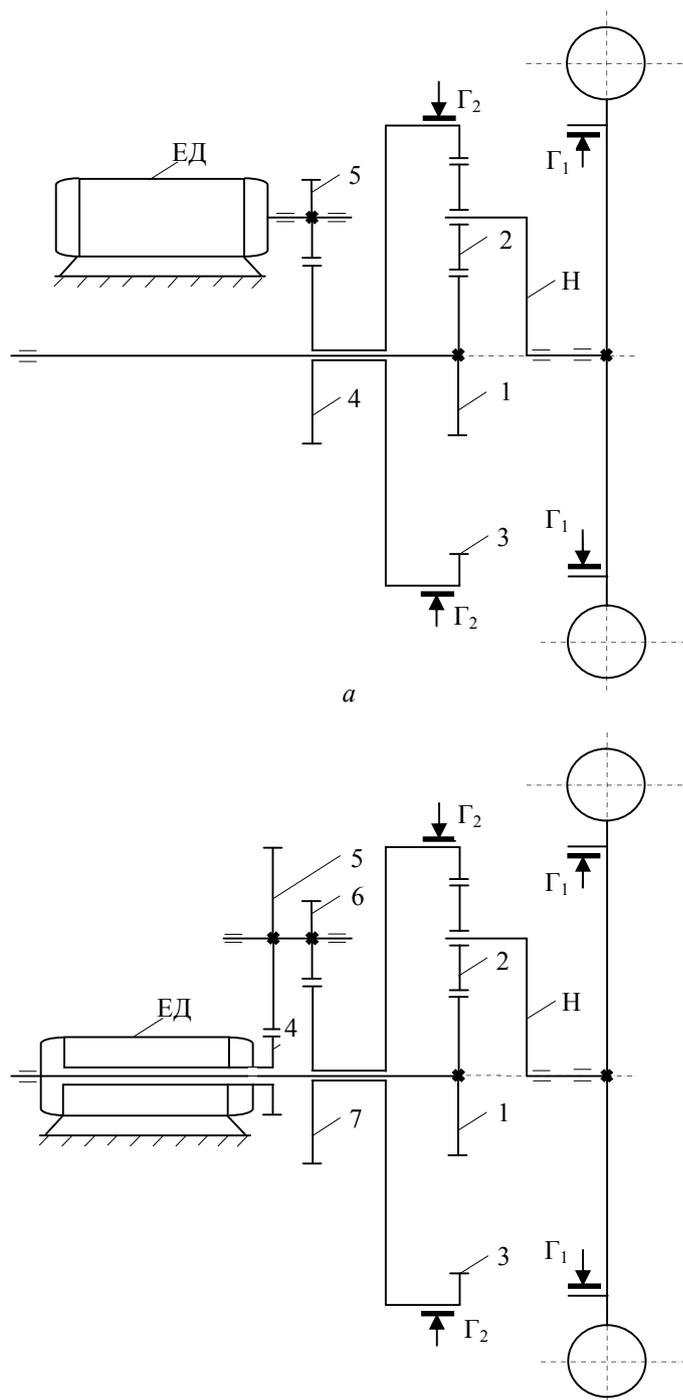


Рис. 1. Схема гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля:
 а – з асиметричним встановленням електродвигуна;
 б – з співвісним встановленням електродвигуна.

У сталому режимі руху

$$M_{\kappa} = \frac{r_{\partial}}{n} \sum P_o = \frac{U_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{мдв}}{n} \cdot \overline{M}_i' + M_{ед} \quad (15)$$

Прирівнюючи праві частини (5) та (15), визначимо

$$\overline{M}_i' = \overline{M}_i - M_{ед} \frac{n}{U_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{мдв}} \quad (16)$$

Підставляючи у рівняння (11) замість \overline{M}_i із рівняння (16), отримаємо

$$A_{рк} = \frac{K_1}{2r_{\partial}} \left(\overline{M}_i \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{мдв} - M_{ед} \cdot n \right) \quad (17)$$

З урахуванням співвідношень (5) та (4) вираз (17) прийме вигляд

$$A_{рк} = \frac{K_1}{2} \left(\sum P_o - M_{ед} \frac{n}{r_{\partial}} \right) = \frac{K_1}{2} \sum P_o \left(1 - \frac{M_{ед} \cdot n}{\sum P_o \cdot r_{\partial}} \right) \quad (18)$$

Підставляючи співвідношення (18) у вираз (2), отримаємо для гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс

$$\Delta W = \frac{K_1}{2\pi} \sum P_o \cdot S \left(1 - \frac{M_{ед} \cdot n}{r_{\partial} \cdot \sum P_o} \right) \quad (19)$$

У виразі (19) виділимо долю крутного моменту на ведучих колесах, яка створюється електродвигуном

$$K_{ед} = \frac{M_{ед} \cdot n}{r_{\partial} \cdot \sum P_o} \quad (20)$$

У рівнянні (19) робота сил зовнішнього опору руху автомобіля

$$A_o = S \cdot \sum P_o \quad (21)$$

є об'єктивна характеристика завжди існуючих втрат енергії, зменшити яку неможливо. Скористуємося у якості критерію додаткових втрат енергії відносним показником

$$\eta_{\Delta W} = \frac{\Delta W}{A_o} = \frac{K_1}{2\pi} (1 - K_{ед}) \quad (22)$$

Назвемо запропонований показник коефіцієнтом непродуктивних втрат, що враховує вплив нерівномірності крутного моменту ДВЗ [14]. Після підстановки співвідношення (7) у рівняння (22) остаточно отримаємо

$$\eta_{\Delta W} = \frac{0,04 + \frac{7,22}{i_{\psi}}}{\pi} (1 - K_{ед}) \quad (23)$$

У таблиці наведено результати розрахунку показника $\eta_{\Delta W}$ для гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля з різним числом i_{ψ} циліндрів ДВЗ і коефіцієнті K_{ed} [14].

Таблиця

Результати розрахунку коефіцієнту додаткових втрат

| i_{ψ} | $\eta_{\Delta W}$ | | | | | |
|------------|-------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | $K_{ed} = 0$ | $K_{ed} = 0,2$ | $K_{ed} = 0,4$ | $K_{ed} = 0,6$ | $K_{ed} = 0,8$ | $K_{ed} = 1,0$ |
| 1 | 2,310 | 1,849 | 1,386 | 0,924 | 0,462 | 0 |
| 2 | 1,162 | 0,929 | 0,697 | 0,464 | 0,232 | 0 |
| 4 | 0,587 | 0,470 | 0,352 | 0,235 | 0,117 | 0 |
| 6 | 0,396 | 0,317 | 0,237 | 0,158 | 0,079 | 0 |
| 8 | 0,300 | 0,240 | 0,180 | 0,120 | 0,060 | 0 |
| 10 | 0,242 | 0,194 | 0,145 | 0,097 | 0,048 | 0 |
| 12 | 0,204 | 0,163 | 0,123 | 0,082 | 0,040 | 0 |

Висновки: У результаті проведеного дослідження запропоновано метод оцінки непродуктивних втрат енергії на рух автомобіля, які обумовлені нерівномірністю крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння. Запропоновано критерій – коефіцієнт непродуктивних втрат енергії, що представляє собою співвідношення додаткової витрати енергії до роботи сил зовнішнього опору руху автомобіля.

Отриманий аналітичний вираз для коефіцієнта непродуктивних втрат енергії автомобіля з гібридним електромеханічним приводом ведучих коліс дозволив визначити наступне:

- найбільше значення коефіцієнт непродуктивних втрат енергії має для одноциліндрового двигуна при відсутності електричного приводу ($K_{ed} = 0$); це значення дорівнює $\eta_{\Delta W} = 2,31$;
- при числі циліндрів ДВЗ $i_{\psi} = 12$ коефіцієнт $\eta_{\Delta W}$ складає 0,204 при $K_{ed} = 0$;
- застосування гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс дозволяє знизити $\eta_{\Delta W}$, наприклад, для шестициліндрового двигуна від 0,396 при $K_{ed} = 0$ до 0,158 при $K_{ed} = 0,6$, що складає зниження коефіцієнта непродуктивних втрат енергії майже на 40 %.

Отримані результати дозволяють дати рекомендації щодо створення вимог до гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля при його проектуванні для військової колісної техніки.

Потребують подальшого дослідження визначення параметрів розгону автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс.

Література: 1. Кайдалов Р.О. Перспективи застосування гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс для військової колісної техніки / Р.О. Кайдалов // IV Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки»: тези доповідей, 12 – 13 жовтня 2016 року. – К.: ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2016. – С. 120 – 122. 2. Кайдалов Р.О. Оцінка зміни складу парку автомобілів та бойових машин Національної гвардії України та шляхи його удосконалення / Р.О. Кайдалов // Одинадцята наукова конференція Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології – для захисту повітряного простору»: тези доповідей, 08 – 09 квітня 2015 року. – Х.: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2015.

– С. 260–261. 3. Говорущенко Н.Я. Экономика топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с. 4. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов: Свет, 1992. – 208 с. 5. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля / П.П. Евсеев. – К.: «Викол», 2006. – 236 с. 6. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль / Ю. Мацкерле; пер. с чешск. В.Б. Иванова; под. ред. А.Р. Бендикова. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с. 7. Бажин О. В. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / О. В. Бажин, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, та ін. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 236 с. 8. Бажин О.В. Гібридні автомобілі / О.В. Бажин, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, та ін. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 327 с. 9. Щетина В.А. Электромобиль: техника и экономика / В.А. Щетина, Ю.Я. Морговский, Б.И. Центер, В.А. Богомазов. – Л.: Машиностроение, 1987. – 236 с. 10. Подригало М.А. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии её оценки / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Ю.В. Тарасов, В.М. Ефимчук // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – №40 (1119), 2015. – С. 28–37. 11. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потер при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.П. Артёмов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – №9 (1118), 2015. – С. 98–107. 12. Подригало М.А. Влияние неравномерности крутящего момента двигателя внутреннего сгорания на энергетическую экономичность колёсных транспортных средств / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Н.М. Подригало, Д.В. Абрамов // Залізничний транспорт України. Науково-практичний журнал. – №6, 2015. – К.: ДП «Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України». – С.40–46. 13. Кайдалов Р.О. Дослідження кінематики і динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля / Р.О. Кайдалов // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – №23 (1195), 2016. – С. 59–64. 14. Кайдалов Р.О. Дослідження можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р.О. Кайдалов // Системи обробки інформації. – 2016. – № 9. – С. 13–17.

Bibliography (transliterated): 1. Kajdalov R.O. Perspektivy`zastosuvannya gibry`dnogo elektromexanichnogo pry`vodu veduchy`x kolis dlya vijs`kovoyi kolisnoyi texniki` / R.O. Kajdalov // IV Mizhnarodna naukovoprakty`chna konferenciya «Problemy`koordynaciyi voyenno-texnichnoyi ta oboronno-promy`slovoyi polity`ky` v Ukraini. Perspektivy` rozvy`tku ozbroynnya ta vijs`kovoyi texniki`»: tezy`dopovidej, 12 – 13 zhovtnya 2016 roku. – K.: CzNDI OVT ZSU, 2016. – S. 120 – 122. 2. Kaidalov R.O. Ocinka zminy`skladu parku avtomobiliv ta bojovy`x mashy`n Nacional`noyi gvardiyi Ukrainy` ta shlyaxy`jogo udoskonalennya / R.O. Kajdalov // Ody`nadcyata naukova konferenciya Xarkivs`kogo universy`tetu Povitryany`x Sy`l imeni Ivana Kozheduba «Novitni texnologiyi – dlya zaxy`stu povitryanogo prostoru»: tezy`dopovidej, 08 – 09 kvitnya 2015 roku. – X.: XUPS im. I. Kozheduba, 2015. – S. 260–261. 3. Govorushhenko N.Ya. Ekonomy`ka toply`va y` sny`zheny`e toksy`chnosty` na avtomoby`l`nom transporte / N.Ya. Govorushhenko. – M.: Transport, 1990. – 135 s. 4. Gashhuk P.N. Energety`cheskaya efekty`vnost` avtomoby`lya / P.N. Gashhuk. – L`vov: Svet, 1992. – 208 s. 5. Evseev P.P. Nekotorye voprosy`energety`ky` avtomobilya / P.P. Evseev. – K.: «Vy`kol», 2006. – 236 s. 6. Maczkerle Yu. Sovremennyy`ekonomy`chnyy`avtomobil` / Yu. Maczkerle; per. s cheshsk. V.B. Y`vanova; pod. red. A.R. Bendy`kova. – M.: Mashy`nostroeny`e, 1987. – 320 s. 7. Bazhy`nov O. V. Sy`nergety`chny`j avtomobil`. Teoriya i prakty`ka / O. V. Bazhy`nov, O. P. Smy`rnov, S. A. Syerikov, ta in. – X.: XNADU, 2011. – 236 s. 8. Bazhy`nov O.V. Gibry`dni avtomobili / O.V. Bazhy`nov, O.P. Smy`rnov, S.A. Syerikov, ta in. – Xarkiv: XNADU, 2008. – 327 s. 9. Shhety`na V.A. Elektromoby`l`: texny`ka y` ekonomy`ka / V.A. Shhety`na, Yu.Ya. Morgovsky`j, B.Y. Center, V.A. Bogomazov. – L.: Mashy`nostroeny`e, 1987. – 236 s. 10. Podry`galo M.A. Energety`cheskaya ekonomy`chnost` avtomoby`lya y` kry`tery`y` ee`ocenky` / M.A. Podry`galo, D.V. Abramov, Yu.V. Tarasov, V.M. Efy`mchuk // Visny`k nacional`nogo texnichnogo universy`tetu «XPI». Zbirny`k naukovy`x pracz`. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – №40 (1119), 2015. – S. 28–37. 11. Podry`galo M.A. Ocinka dopolny`tel`ny`x energety`chesky`x poter pry`ustanovy`vshemsya rezhy`me dvy`zheny`ya transportno-tyagovy`x mashy`n / M.A. Podry`galo, N.P. Art`emov, D.V. Abramov, M.L. Shulyak // Visny`k nacional`nogo texnichnogo universy`tetu «XPI». Zbirny`k naukovy`x pracz`. Seriya: Avtomobile-

bile- ta traktorobuduvannya. – №9 (1118), 2015. – S. 98–107. 12. Podry`galo M.A. Vly`yany`e neravnornosty` krutyashhego momenta dvy`gatelya vnutrennego sgorany`ya na energety`cheskuyu ekonomy`chnost` kolēsny`x transportny`x sredstv / M.A. Podry`galo, A.S. Polyansky`j, N.M. Podry`galo, D.V. Abramov // Zalizny`chny`j transport Ukrainy`. Naukovo-prakty`chny`j zhurnal. – №6, 2015. – K.: DP «Derzhavny`j naukovo-doslidny`j centr zalizny`chnogo transportu Ukrainy`». – S.40–46. 13. Kajdalov R.O. Doslidzhennya kinematy`ky` i dy`namiky` gibry`dnogo elektromexanichnogo pry`vodu veduchogo kola avtomobilya / R.O. Kajdalov // Visny`k nacional`nogo texnichnogo universy`tetu «XPI». Zbirny`k naukovy`x prac`. Seriya: Problemy` mexanichnogo pry`vodu. – №23 (1195), 2016. – S. 59–64. 14. Kajdalov R.O. Doslidzhennya mozhly`vosti zny`zhennya energety`chny`x vtrat avtomobilya pry` vy`kory`stanni gibry`dnogo elektromexanichnogo pry`vodu veduchy`x kolis / R.O. Kajdalov // Sy`stemy` obrobky` informaciyi. – 2016. – №9. – S. 13–17.

Кайдалов Р.О.

ОЦІНКА ВПЛИВУ НЕРІВНОМІРНОСТІ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДВЗ НА ДОДАТКОВІ ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ГІБРИДНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВЕДУЧИХ КОЛІС

Показано вплив нерівномірності крутного моменту двигунів внутрішнього згорання на тягову силу автомобіля. Встановлено, що ця нерівномірність призводить до непродуктивних додаткових витрат енергії автомобіля. Проведено оцінку зниження непродуктивних витрат енергії двигуна на рух автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс. Запропоновано метод оцінки непродуктивних витрат енергії на рух автомобіля та критерій для їх оцінювання, що представляє собою співвідношення додаткової витрати енергії до роботи сил зовнішнього опору руху автомобіля. Отримано аналітичний вираз для визначення коефіцієнта непродуктивних витрат енергії автомобіля з гібридним електромеханічним приводом ведучих коліс.

Кайдалов Р.О.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВС НА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ГИБРИДНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЁС

Показано влияние неравномерности крутящего момента двигателей внутреннего сгорания на тяговую силу автомобиля. Установлено, что эта неравномерность приводит к непроизводительным дополнительным затратам энергии автомобиля. Проведена оценка снижения непроизводительных потерь энергии двигателя на движение автомобиля при использовании гибридного электромеханического привода ведущих колес. Предложен метод оценки непроизводительных затрат энергии на движение автомобиля и критерий для их оценки, представляющий собой отношение дополнительного расхода энергии к работе сил внешнего сопротивления движению автомобиля. Получено аналитическое выражение для определения коэффициента непроизводительных потерь энергии автомобиля с гибридным электромеханическим приводом ведущих колес.

R.O. Kaidalov

ASSESSMENT OF TORQUE UNEVENLY ICE FOR ADDITIONAL COSTS OF THE USE OF HYBRID ELECTROMECHANICAL DRIVE DRIVING WHEELS

The influence of non-uniformity of the torque of internal combustion engines on the car's pulling power. It is found that this irregularity leads to unproductive vehicle additional energy costs. The estimation of reducing unnecessary loss of engine power to move the car using a hybrid electromechanical actuator drive wheels. A method for estimating the overhead power car traffic and the criterion for their assessment, which is an additional energy consumption related to the work of the external resistance movement forces the car. An analytical expression for the ratio of unproductive energy losses car with a hybrid electromechanical drive the drive wheels.

МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ АСИНХРОННОГО ТЯГОВОГО ПРИВОДУ РУХОМОГО СКЛАДУ

Вступ. Ефективність тягового приводу в певному режимі його роботи оцінюватимемо за критерієм максимуму його ККД за умови дотримання вимог, що накладаються режимами роботи. Тому завдання визначення ефективності тягового приводу зводиться до знаходження максимуму функції ККД приводу [1,2].

Аналіз літературних джерел. Сучасний рухомий склад залізниць створюється в основному на основі асинхронного тягового приводу [1-4]. Повішена надійність і зниження витрат на експлуатацію, наявність стандартних технічних рішень в області напівпровідникової перетворювальної техніки призвело до широкого використання приводу цього типу [1-6]. В даний час, управління тяговим приводом засноване на реалізації двох основних режимів: режим приблизно постійного моменту, в якому напруга живлення двигуна лінійно змінюється в залежності від частоти його обертання, і режим близький до режиму постійної потужності, в якому напруга живлення постійно [2-6]. На практиці ці основні режими доповнені режимами струмообмеження, при малій частоті обертання і перехідним між двома основними режимами. Однак таке управління тяговим приводом не є оптимальним за критерієм сумарного ККД так, як структура втрат в тяговому приводі досить складна.

Мета роботи розробити методику оптимізації режимів асинхронного тягового приводу за критерієм максимуму його ККД з урахуванням не лінійності магнітної системи тягового двигуна.

Математична модель. Параметрами для оцінки ефективності тягового приводу раціонально вибрати наступні: коефіцієнт модуляції (K_M) величина якого визначає значення фазної напруги тягового двигуна, величину ковзання (s) ротора і режим роботи перетворювача ШІМ - однократний або просторово-векторний. Ці величини є відносними і їх зручно використовувати для оцінки режимів роботи приводів різної потужності. Як критерій, як сказано вище вибираємо ККД приводу η .

Втрати в тяговому в перетворювачі і тяговому двигуні залежать як від вектора режиму роботи тягового приводу $[M_{зад}, n_{зад}, t_{зад}]$ (Частоти обертання, моменту на валу і температури), так і від параметрів управління – режимі роботи приводу, коефіцієнта модуляції і ковзання. Тому завдання визначення ефективності тягового приводу зводиться до знаходження функції:

$$MAX\eta = f \left(\begin{matrix} M_{зад} \\ n_{зад} \\ t_{зад} \end{matrix} \right)_{var \begin{matrix} rez \\ K_M \\ s \end{matrix}},$$

де $\begin{bmatrix} rez, \\ K_M \\ s \end{bmatrix}$ – вектор параметрів управління, складові якого: режим роботи приводу, коефіцієнт модуляції і ковзання відповідно. Для вирішення такого завдання пропонується

застосовувати методи умовної мінімізації функції.

Розглянемо два основні режими роботи тягового приводу: режим однократної ШІМ та режим просторово-векторної ШІМ. У однократному режимі форма кривої напруги не змінюється, не змінюється і його амплітуда, можливо регулювання лише частоти вихідної напруги.

Коефіцієнт модуляції для нього дорівнює:

$$K_m = \frac{2U_{л1}}{U_d} = \frac{2\sqrt{6}}{\pi} \approx 1,56$$

У режимі просторово-векторної ШІМ напруга і частота живлення тягового двигуна змінюється. Отже, змінюється і коефіцієнт модуляції. Алгоритм розв'язання задачі аналізу має такий вигляд:

КРОК 1. Задаємося величинами частотою обертання (n), коефіцієнтом модуляції (K_m), температурою (t_r) і ковзанням (s). Для однократному режиму $K_m = 1,56$.

КРОК 2. Встановлюєте режим роботи перетворювача однократний або просторово-векторний ШІМ

КРОК 3. Визначаємо величину фазної напруги двигуна $U = \frac{\sqrt{3}}{2} U_d K_m$ та частоту живлення двигуна $f_1 = \frac{pn}{60} (1 - s)$.

КРОК 4. Поставивши попередніми значенням коефіцієнта насичення, визначаємо попередні значення параметрів схеми заміщення вектор фазного струму \dot{I}_1 та повну потужність S_1 :

$$\begin{aligned} R_1 &= R_{1ном} t_r / t_{гнно} & X_1 &= X_{1ном} f_1 / f_{1ном} \\ R_2' &= R_{2ном}' t_r & X_2' &= X_{2ном}' f_1 / f_{1ном} \\ R_m &= R_{тнно} \frac{f_1^{1,5}}{k_{нас}^2} \frac{k_{насном}^2}{f_{1ном}^{1,5}} & & \\ X_m &= \left((X_{тнно} + X_{1ном}) \frac{k_{насном}}{k_{нас}} - X_{1ном} \right) \frac{f_1}{f_{1ном}} & & \\ Z &= R_1 + jX_1 + \frac{(R_m + jX_m) \left(\frac{R_2'}{s} + jX_2' \right)}{\left(R_m + \frac{R_2'}{s} \right) + j(X_m + X_2')} & & \\ \dot{I}_1 &= \frac{U}{Z} & S_1 &= m U_1 \dot{I}_1^* \end{aligned} \quad (1)$$

де R_1, X_1 – активний та індуктивний опір статора, R_2', X_2' – активний та індуктивний приведенний опір кола ротора, R_m, X_m – активний та індуктивний опір кола намагні-

чування, Z – сумарний опір фази. Індекс «ном» відповідає значенням параметрів схеми заміщення для номінального режиму двигуна.

КРОК 5. Визначаємо значення коефіцієнта насичення

Коефіцієнт насичення магнітного кола залежить від струму кола намагнічування і визначається за результатами розрахунку магнітного кола [1,2,7].

Струм намагнічування для кожного певного режиму роботи за виразом:

$$I_0 = I_1 \frac{\left(\frac{R'_2}{s} + jX'_2 \right)}{\left(R_m + \frac{R'_2}{s} \right) + j(X_m + X'_2)} \quad (2)$$

Задаючись попереднім значенням $k_{нас}$ можливо визначити \dot{I}_1 за (1), а за (2) – \dot{I}_0 . Потім використовуючи $k_{нас} = f(I_0)$ визначаємо наступне значення $k'_{нас}$. Таким чином рекурентне співвідношення для визначення коефіцієнта насичення має вигляд:

$$k'_{нас} = f(|I_0|), \text{ де}$$

$$\dot{I}_0 = \dot{I}_1 \frac{\left(\frac{R'_2}{s} + jX'_2 \right)}{\left(R_m + \frac{R'_2}{s} \right) + j(X_m + X'_2)}; \quad \dot{I}_1 = \frac{\dot{U}}{Z}; \quad R_1 = R_{1ном} t_r / t_{тнно};$$

$$X_1 = X_{1ном} f_1 / f_{1ном};$$

$$R'_2 = R'_{2ном} t_r; \quad X'_2 = X'_{2ном} f_1 / f_{1ном}; \quad R_m = R_{тнно} \frac{f_1^{1,5}}{k_{нас}^2} \frac{k_{насном}^2}{f_{1ном}^{1,5}};$$

$$X_m = \left((X_{тнно} + X_{1ном}) \frac{k_{насном}}{k_{нас}} - X_{1ном} \right) \frac{f_1}{f_{1ном}}.$$

Для вирішення рекурентного рівняння запропоновано застосувати метод одновимірної мінімізації функції нев'язності [6,7] на базі методу «поділу навпіл»:

$$\begin{cases} |k'_{нас} - k_{нас}| \rightarrow \min \\ k_{нас} \in [1;3] \end{cases}$$

КРОК 6. Уточнюємо параметри схеми насичення по (1) і визначаємо сумарний комплексне опір фази двигуна:

КРОК 7. Визначаємо фазний струм двигуна по (1) і основні втрати в тяговому двигуні:

Транспортне машинобудування

$$P_{осн} = P_{m1} + P_{m2} + P_{st}$$

$$P_{m1} = m I_1^2 R_1$$

$$P_{m2} = m I_2'^2 R_2'$$

$$P_{st} = m I_0^2 R_m$$

де P_{m1} , P_{m2} и P_{st} - основні втрати в міді статора, ротора і стали відповідно.

КРОК 8. Визначаємо коефіцієнт потужності:

$$\cos\varphi = \frac{\operatorname{Re}(S_1)}{|S_1|}$$

КРОК 9. Якщо перетворювач працює в режимі просторово-векторної ШІМ по перейти до КРОК 11.

КРОК 10. Визначаємо параметри схеми заміщення для струмів вищих гармонійних $\sum P_{mi}$ и $\sum P_{sti}$ за методикою наведеною в [1,10]

КРОК 11. Визначаємо додаткові і механічні втрати в двигуні по [1,10].

КРОК 14. Визначаємо втрати в перетворювачі:

Схема технічні рішення автономних інверторів застосовуваних в розглянутих приводах в більшості конструкцій побудовані за мостовою трифазною схемою [11,12]. Прийmemo допущення про незначність втрат у снайберних колах, в системі управління інвертора і на охолодження.

Таким чином, втрати в перетворювачі складаються з втрат в IGBT транзисторах та діодах і визначаються за методиками, наведеними в [11,12].

КРОК 15. Визначаємо активну потужність споживану двигуном:

$$P_{11} = \operatorname{Re}(S_1)$$

КРОК 16. Визначаємо споживану приводом потужність:

$$P_1 = m_{дв} P_{11} + p_{np}$$

$m_{дв}$ - число тягових двигунів.

КРОК 17. Визначаємо втрати та ККД тягового приводу а також момент на валу.

$$\eta = \frac{\sum P_2}{P_1}$$

де $\sum P_2$ - потужність на валу тягового двигунів.

Потужність на валу двигунів визначається менше надходить на вхід приводу потужності на величину втрат:

$$\sum P_2 = P_d - \sum p$$

де $\sum p$ — Сумарні втрати в приводі.

Розглянемо структуру втрат в приводі:

$$\sum p = p_{np} + m_{\partial v} p_{\partial v},$$

де p_{np} — втрати у напівпровідниковому перетворювачі, $p_{\partial v}$ — втрати в одному двигуни,

Втрати в тяговому двигуні:

$$p_{\partial v} = P_{осн} + \sum P_{mi} + \sum P_{sti} + P_{\partial об} + P_{MEХ}.$$

Момент на валу двигуна визначається виразом:

$$M_2 = 9.55 \frac{P_2}{n} = 9.55 \frac{\sum P_2}{m_{\partial v} n}.$$

При вирішенні задачі оптимізації на параметри накладаються обмеження у вигляді нерівностей:

– для режиму просторово-векторної ШІМ:

$$1,414 \geq K_M \geq 0,$$

$$s_{kr} \geq s \geq 0, \text{ при } M_2 > 0;$$

– для режиму однократної ШІМ:

$$0 \geq s \geq -s_{kr},$$

де $s_{kr} = \frac{R'_2}{X_2}$ – критичне ковзання

$$I_{1\phi} < I_{\max},$$

де I_{\max} – максимальний допустимий фазний струм тягового двигуна.

У вигляді рівності:

$$M_2 = M_{зад}.$$

Таким чином, рішення задачі пошуку оптимального режиму роботи тягового приводу на основі асинхронного тягового двигуна складається з трьох основних етапів: визначення оптимального у режиму одноразової ШІМ методом одновимірного пошуку з обмеженнями; визначення оптимального режиму при просторово-векторної ШІМ методами багатокритеріальної оптимізації; порівняння результатів та вибір оптимального режиму.

Перевірка адекватності математичної моделі розрахунку параметрів та визначення оптимальних режимів роботи проводиться шляхом порівняння результатів розрахунку тягової характеристики асинхронного тягового двигуна АД 917 потужністю 470 кВт проводяться в ДП «завод Електроважмаш» [13], з даними отриманих за результатами експериментальних досліджень для серійного двигуна. Максимальне відхилення

при розрахунку втрат становить 1,92%, що цілком допустимо для проведених розрахунків.

Метод вирішення задачі. Для вирішення завдання оптимізації використаний пакет *optlab* для *MATLAB* розроблений в НТУ «ХП» [1,8,9], який дозволяє легко варіювати різними методами вирішення завдань оптимізації. Найкращі результати за часом вирішення поставленого завдання показав метод циклічного покоординатного спуску.

Результати дослідження. Оптимізації режимів роботи тягового приводу на основі АД 917 при температурі 96 °С наведені на рис. 1. Значення функції рівне нулю відповідає зоні, в якій рішення не було знайдено, тобто зоні обмеження роботи приводу. Для режиму однократної ШІМ ця зона значно менше, що пояснюється тим фактом, що лінійна напруга на асинхронного тягового двигуна в цьому режимі більше так, як більше коефіцієнт модуляції, а значить нижче струм статора, що є обмеженням при розрахунку ККД. ККД приводу в режимі просторово-векторної ШІМ вище ККД ніж в режимі однократної ШІМ до частоти обертання 400..500 об / хв. Тому, для малих швидкостей руху (малих частот обертання двигуна) тяговий привід працює в режимі просторово-векторної ШІМ, а далі переходить в однократний режим.

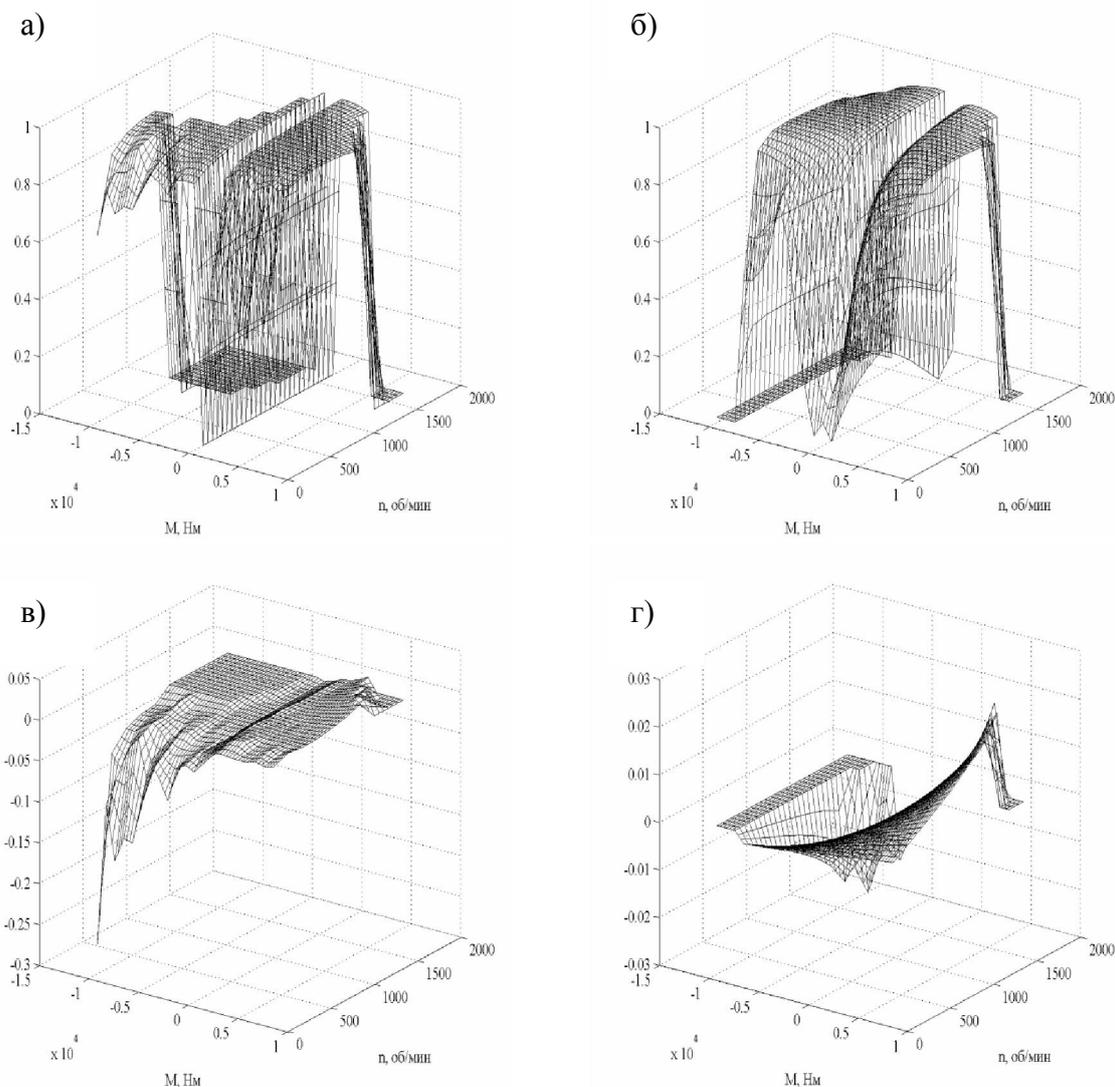


Рис.1 Оптиміальне значення ККД приводу (а та б) та ковзання (в та г) режимі: а, в – просторово-векторної ШІМ, б, г - однократної ШІМ

Ковзання двигуна зростає зі збільшенням частоти обертання в тяговому режимі, що викликано обмеженням струму ротора, і різко знижується при малих значеннях частоти обертання в гальмівному режимі в зв'язку з прагненням підвищити ЕРС двигуна. ККД електроприводу знижується при підвищенні температури обмоток, характер залежностей при цьому залишається незмінним. Отримані залежності ККД приводу апроксимувати кубічними сплайн функціями і можуть бути використані при синтезі систем управління рухомим складом і вирішенні тягової завдання руху по ділянці шляху.

Висновки. Розроблено методику визначення режимів роботи асинхронного тягового приводу на основі рішення задачі багатокритеріальної оптимізації. Обрано вектор параметрів, що складається з наступних компонентів: режим роботи приводу, коефіцієнт модуляції та ковзання. Критерієм ефективності приводу обраний ККД приводу. Визначено обмеження у вигляді нерівностей та рівності. Визначено, що для режиму однократної ШІМ зона обмеження режимів роботи значно менше, що пояснюється тим фактом, що лінійна напруга на асинхронного тягового двигуна в цьому режимі більше так, як більше коефіцієнт модуляції, а значить нижче струм статора, що є обмеженням при розрахунку ККД. ККД приводу в режимі просторово-векторної ШІМ вище ККД ніж в режимі однократної ШІМ до частоти обертання 400..500 об / хв. Тому, для малих швидкостей руху (малих частот обертання двигуна) тяговий привід працює в режимі просторово-векторної ШІМ, а далі переходить в однократний режим.

Література: 1. Любарський Б.Г. Теоретичні основи для вибору та оцінки перспективних систем електромеханічного перетворення енергії електрорухомого складу. – Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.09. - «Електротранспорт». Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». Харків, - 2014. 368с. 2. Любарский Б.Г. Оптимизация режимов работы тягового асинхронного привода / Б.Г. Любарский // Электрика. Курск– 2014 – №6 –С5–10. 3. В.И. Омеляненко, Б.Г. Любарский, Е.С. Рябов, А.В. Демидов, Т.В. Глебова. Анализ и сравнение перспективных тяговых электродвигателей // *Залізничний транспорт України.*– 2008. – №2/1. – С. 26–31. 4. В.И. Омеляненко, Б.Г. Любарский, Рябов Е. С, А. В Демидов, Т. В. Глебова *Электродвигатели для перспективного электроподвижного состава // Локомотив-інформ.* – 2008. – №1. – С. 16–19. 5. *Электроподвижной состав с асинхронными тяговыми двигателями/ Н.А. Ротанов, А. С. Курбасов, Ю.Г. Быков, В. В. Литовченко ; под ред. Ротанова Н. А. – М.: Транспорт, 1991. – 336 с.* 6. Колпахчян П.Г. Адаптивное управление асинхронным тяговым приводом магистральных электровозов . – Ростов н/Д: Изд-во журн. «Изв. вузов. Сев.-Кавк. региона», 2006. – 131 с. 7. Костенко М.П., Пиотровский Л.М. Электрические машины. Часть 2 *Машины переменного тока Изд 3 перераб, Ленинград, Энергия, 1973, 648с.* 8. Северин В. П., Никулина Е. Н. *Методы одномерного поиска.* - Харьков. : НТУ ХПИ, 2013. – 124 с. 9. Химмельблау Д. *Прикладное нелинейное программирование: Пер. с англ.* – М.: Мир, 1975. – 534 с. 10. *Находкин М.Д.(ред) Проектирование тяговых электрических машин Учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта, Изд. 2, перераб. и дополн. М.: Транспорт, 1976, 624 с.* 11. *General Considerations for IGBT and IPM. Mitsubishi Application Notes.*http://www.mitsubishielectric.com/semiconductors/files/manuals/powermos3_0.pdf . 12. *Выбор и расчет силовых полупроводниковых приборов полупроводникового преобразователя электрической энергии : учеб.метод. пособие / В.В. Ивахно, В.В. Замаруев, О.В. Ильина. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – с. 72.* 13. БИЛТ.652433.004ПС. *Электродвигатель асинхронный тяговый типа АД914У1. Паспорт.*

Bibliography (transliterated): 1. Lyubarskiy B.G. *Teoretichni osnovi dlya vboru ta otslnki perspektivnih sistem elektromehanlchnogo peretvorennya energiyi elektroruhomogo skladu.* – *DisertatsIya na zdobuttya naukovogo stupenya doktora tehnlchnih nauk za spetsIalnIstyu 05.22.09.* -

«Elek-trotransport». Natsionalniy tehniichniy universitet «Harkivskiy politehniichniy Instytut». Harkiv, - 2014. 368s. 2. Lyubarskiy B.G. Optimizatsiya rezhimov roboty tyagovogo asinhronnogo privoda / B.G. Lyubarskiy // *Elektrika. Kursk*– 2014 – #6 –S5–10. 3. V.I. Omelyanenko, B.G. Lyubarskiy, E.S. Ryabov, A.V. Demidov, T.V. Glebova. Analiz i sravnenie perspektivnykh tyagovykh elektrodvigateley // *Zaluzhniy transport Ukraini*.– 2008. – #2/1. – S. 26–31. 4. V.I. Omelyanenko, B.G. Lyubarskiy, Ryabov E. S, A. V Demidov, T. V. Glebova Elektrodvigateli dlya perspektivnogo elektropodvizhnogo sostava // *Lokomotiv-Inform*. – 2008. – #1. – S. 16–19. 5. Elektropodvizhnoy sostav s asinhronnyimi tyagovymi dvigatelyami/ N A. Rotanov, A. S. Kurbasov, Yu.G. Byikov, V. V Litovchenko ; pod red. Rotanova N. A. – M.: Transport, 1991. – 336 s. 6. Kolpachyan P.G. Adaptivnoye upravlenie asinhronnyim tyagovym privodom magistralnykh elektrovozov . – Rostov n/D: Izd-vo zhurn. «Izv. vuzov. Sev.-Kavk. regiona», 2006. – 131 s. 7. Kostenko M.P., Piotrovskiy L.M. Elektricheskie mashiny. Chast 2 Mashiny peremennogo toka Izd 3 pererab, Leningrad, Energiya, 1973, 648s. 8. Severin V. P., Nikulina E. N. Metody odnomernogo poiska. - Harkov. : NTU HPI, 2013. – 124 s. 9. Himmelblau D. Prikladnoye nelineynoye programmirovaniye: Per. s angl. – M.: Mir, 1975. – 534 s. 10. Nahodkin M.D.(red) Proektirovaniye tyagovykh elektricheskikh mashin Uchebnoye posobie dlya vuzov zh.-d. transporta, Izd. 2, pererab. i dopoln. M.: Transport, 1976, 624 s. 11. General Considerations for IGBT and IPM. Mitsubishi Application Notes.[http:// www.mitsubishielectric.com/semiconductors/files/manuals/powermos3_0.pdf](http://www.mitsubishielectric.com/semiconductors/files/manuals/powermos3_0.pdf) . 12. Vyibor i raschet silovykh poluprovodnikovyykh priborov poluprovodnikovogo preobrazovatelya elektricheskoy energii : ucheb.metod. posobie / V.V. Ivahno, V.V. Zamaruev, O.V. Ilina. – H.: NTU «HPI», 2014. – s. 72. 13. BILT.652433.004PS. Elektrodvigatel asinhronnyiy tyagovyy tipa AD914U1. Pasport.

Петренко О.М., Доманський І.В., Любарський Б.Г.

МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ АСИНХРОННОГО ТЯГОВОГО ПРИВОДУ РУХОМОГО СКЛАДУ

Розроблено методику визначення режимів роботи асинхронного тягового приводу на основі рішення задачі багатокритеріальної оптимізації. Обрано вектор параметрів, що складається з наступних компонентів: режим роботи приводу, коефіцієнт модуляції та ковзання. Критерієм ефективності приводу обраний ККД приводу. Визначено обмеження у вигляді нерівностей та рівності.

Петренко А.Н., Доманский И., Любарский Б.Г.

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АСИНХРОННОГО ТЯГОВОГО ПРИВОДА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Разработана методика определения режимов работы асинхронного тягового привода на основе решения задачи многокритериальной оптимизации. Избран вектор параметров, состоящий из следующих компонентов: режим работы привода, коэффициент модуляции и скольжения. Критерием эффективности привода избран КПД привода. Определены ограничения в виде неравенств и равенства.

Petrenko A.N., Domanski I.V., Liubarskiy B.G.

METHOD OPTIMIZATION WORK OF ASYNCHRONOUS TRACTION DRIVE ROLLING STOCK

The method of determining the mode of asynchronous traction in the water-based solution of multi-objective optimization. Chosen parameter vector consisting of the following components: drive mode, modulation factor and sliding. The criterion of effectiveness over efficiency of the selected drive. Defined constraints as inequalities and equality.

УДК 623.4

Муцинский Ю.М., Толстоуцкий В.А., Федоренко Е.В., Халина И.А., Федянин А.В., Толстоуцкая Т.В.

О РАЗРАБОТКЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ВОЕННО-ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ОБРАЗЦОВ БРОНИРОВАННОЙ ТЕХНИКИ

Постановка проблемы. Оценка военно-технического уровня (ВТУ) образцов бронетанковой техники (БТТ) является важной составляющей при проведении сравнительного анализа бронетехники, находящейся на вооружении различных армий мира, с целью определения направлений дальнейшего развития, а также при выполнении опытно-конструкторских работ (ОКР) по разработке новых или модернизации имеющихся изделий для оценки выполнения поставленных требований.

Для проведения оценки по отечественной БТТ имеется достаточно полная информация, в то время как по зарубежной технике доступно ограниченное число технических параметров. При этом не всегда удается использовать первичные данные конструкции узлов и систем (толщина листов корпуса и башни, точность прицеливания и т.д.), а также комплексные характеристики (вероятность обнаружения, попадания и др.) [1-4].

Существующие методы определения ВТУ образцов БТТ не позволяют использовать их на ранних стадиях проектирования и при проведении экспресс-анализа. Одни позволяют произвести оценку ВТУ с высокой достоверностью, но достаточно сложны в использовании [5-7] и требуют широкого спектра данных, которые еще не определены на данном этапе работ. Другие, наоборот, оперируют малым количеством данных [8], что не позволяет провести качественный сравнительный анализ.

Целью статьи является разработка методики оценки ВТУ образцов БТТ для проведения сравнительного экспресс-анализа.

Танк, являясь основным типом БТТ, представляет собой мобильный вооруженный защищенный объект, предназначенный для борьбы с боевой техникой противника, укрепленными неподвижными целями и живой силой противника. Основными комплексными показателями, которые определяют его тактико-технические характеристики – подвижность, огневая мощь и защита.

Учитывая это, военно-технический уровень танка предлагается оценивать при помощи трех обобщенных коэффициентов:

1. **коэффициент подвижности** ($R_{П}$) – определяется характеристиками подвижности, маневренности и проходимости;
2. **коэффициент защиты** ($R_{З}$) – определяется параметрами броневой защиты, заметностью, противодействием обнаружению;
3. **коэффициент потенциала вооружения** ($R_{В}$) – определяется эффективностью вооружения.

Каждый из предложенных коэффициентов вычисляется методом квалиметрии, который позволяет учитывать весомость того или иного конкретного технического показателя в проводимой оценке:

$$R = \prod x_i^{\alpha_i}, \quad (1)$$

где: x – параметр сравнения;
 α – весовой коэффициент.

Принцип использования весовых коэффициентов известен и применяется при разработке БТТ [9].

Для набора коэффициентов весомости α должно выполняться условие:

© Ю.М. Муцинский, 2016

$$\sum \alpha_i = 1. \tag{2}$$

Параметр сравнения приравнивается к численному значению технического показателя:

$$x_i = u_i \tag{3}$$

где u_i – значение оцениваемого параметра.

При определении параметров сравнения необходимо учитывать, что для некоторых технических показателей уменьшение величины означает улучшение технического уровня – удельное давление на грунт, высота по крыше башни и т.д. В этом случае величина параметра сравнения определяется как:

$$x_i = \frac{u_{max\ i}}{u_i} \tag{4}$$

где $u_{max\ i}$ – максимальное значение технического показателя среди всех сравниваемых машин.

В зависимости от информативности для оценки может быть использован минимальный набор технических показателей (таблица 1).

Таблица 1

Комплекс технических показателей для определения ВТУ танков

| Подвижность | Защищенность | Потенциал ОВ |
|-------------------------------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| Удельная мощность, л.с./т | Длина корпуса, м | Калибр пушки, мм |
| Удельное давление на грунт, кг/см ² | Ширина корпуса, м | Боекомплект, шт. |
| Максимальная скорость, км/ч | Высота по крыше башни, м | Скорострельность, выстр./мин |
| Максимальная скорость на передачах заднего хода, км/ч | Эквивалентная толщина брони, мм | Дальность обнаружения цели, км |
| Запас хода, км | Количество гранат маскирующей завесы, шт. | Скорость наведения пушки по горизонту, град/с |
| Угол подъема, град. | | Номенклатура боеприпасов, шт. |
| Угол крена, град. | | |
| Высота преодолеваемой стенки, м | | |
| Ширина преодолеваемого рва, м | | |
| Тип трансмиссии | | |

Ряд показателей, таких как тип трансмиссии, количество гранат маскирующей завесы, номенклатура боеприпасов и т. п., требуют предварительной оценки.

Таким образом, имея значения технических характеристик и весовые коэффициенты, рассчитываются коэффициенты подвижности, защиты и огневой мощи. Затем, для удобства построения сравнительной диаграммы, проводится их нормирование.

Для проверки экспресс-анализа в соответствии с предложенной методикой были выбраны следующие основные боевые танки:

| | |
|--------------------------------|-----------------------|
| T-64, СССР | Леопард-2А4, Германия |
| «Челленджер-1», Великобритания | Абрамс М1А1, США |

Технические показатели рассматриваемых танков [10-14] приведены в таблице 2.

Технические показатели танков

| Наименование | Значение | | | |
|---------------------------------------------|----------|-------------|--------------|-------|
| | Т-64 | Леопард-2А4 | «Челленджер» | М1А1 |
| Подвижность | | | | |
| Уд. мощность, л.с./т | 18,42 | 27,17 | 20 | 26,24 |
| Уд. давление на грунт, кг/см ² | 0,83 | 0,83 | 0,95 | 0,97 |
| Макс. скорость, км/ч | 60,5 | 72 | 56 | 67 |
| Макс. скорость на передачах з.хода, км/ч | 4,8 | 72 | 28 | 30 |
| Запас хода, км | 600 | 450 | 400 | 465 |
| Угол подъема, град. | 30 | 30 | 30 | 30 |
| Угол крена, град | 30 | 17 | 15 | 15 |
| Высота преод. стенки, м | 0,8 | 1,15 | 0,9 | 1,07 |
| Ширина преод. рва, м | 2,85 | 3 | 2,8 | 2,74 |
| Тип трансмиссии | 5 | 8 | 10 | 10 |
| Защита | | | | |
| Длина корпуса, м | 6,54 | 7,09 | 7,59 | 7,92 |
| Ширина, м | 3,38 | 3,41 | 3,42 | 3,65 |
| Высота по крыше башни, м | 2,17 | 2,48 | 2,5 | 2,44 |
| Эквивалентная толщина брони | 400 | 440 | 460 | 460 |
| Маскирующая завеса, шт. | 1 | 16 | 10 | 24 |
| Потенциал вооружения | | | | |
| Калибр пушки, мм | 125 | 120 | 120 | 120 |
| Боекомплект, шт. | 37 | 42 | 64 | 40 |
| Скорострельность выстр./мин | 8 | 7 | 8 | 8 |
| Дальность обнаружения, км | 1,7 | 2,0 | 2,1 | 2,0 |
| Максимальная скорость наведения град/с (ГН) | 24 | 48 | 24 | 42 |
| Номенклатура БП | 3 | 3 | 4 | 4 |

Весовые коэффициенты (α) соответствующие данному набору параметров (см. таблицу 2) представлены в таблице 3 [8].

Таблица 3

Значения весовых коэффициентов для расчета ВТУ танков

| Наименование | α | Наименование | α |
|-------------------------------------------------------|----------|-----------------------------|----------|
| Удельная мощность, л.с./т | 0,19 | Длина корпуса, м | 0,1 |
| Удельное давление на грунт, кг/см ² | 0,1 | Ширина, м | 0,1 |
| Максимальная скорость, км/ч | 0,15 | Высота по крыше башни, м | 0,2 |
| Максимальная скорость на передачах заднего хода, км/ч | 0,01 | Эквивалентная толщина брони | 0,54 |
| Запас хода, км | 0,2 | Маскирующая завеса | 0,01 |
| Угол подъема, град. | 0,05 | | |

Транспортне машинобудування

| Наименование | α | Наименование | α |
|---------------------------------|----------|--------------------------------|----------|
| Угол крена, град | 0,05 | Калибр пушки, мм | 0,1 |
| Высота преодолеваемой стенки, м | 0,1 | Боекомплект, шт. | 0,2 |
| Ширина преодолеваемого рва, м | 0,1 | Скорострельность выстр./мин | 0,1 |
| Тип трансмиссии | 0,05 | Дальность обнаружения, км | 0,2 |
| | | Скорость наведения град/с (ГН) | 0,3 |
| | | Номенклатура БП | 0,1 |

Результаты расчета коэффициентов ВТУ основных боевых танков в соответствии с предложенной методикой приведены в таблице 4 и на диаграмме 1 (рисунок 1).

Таблица 4

Коэффициенты ВТУ танков

| Наименование | Значение | | | |
|---------------------------------------------|----------|-------------|--------------|--------|
| | T-64 | Леопард-2A4 | «Челленджер» | M1A1 |
| Подвижность | | | | |
| Уд. мощность, л.с./т | 1,84 | 2,00 | 1,88 | 1,99 |
| Уд. давление на грунт, кг/см ² | 1,02 | 1,02 | 1,00 | 1,00 |
| Макс. скорость, км/ч | 2,01 | 2,07 | 1,98 | 2,04 |
| Макс. скорость на передачах з.х., км/ч | 1,02 | 1,04 | 1,03 | 1,03 |
| Запас хода, км | 3,59 | 3,39 | 3,31 | 3,42 |
| Угол подъема, град. | 1,19 | 1,19 | 1,19 | 1,19 |
| Угол крена, град | 1,19 | 1,15 | 1,14 | 1,14 |
| Высота преод. стенки, м | 0,98 | 1,01 | 0,99 | 1,01 |
| Ширина преод. рва, м | 1,09 | 1,09 | 1,09 | 1,08 |
| Тип коробки передач | 1,08 | 1,11 | 1,12 | 1,12 |
| $R_{П}$ | 22,34 | 24,91 | 20,94 | 23,81 |
| $R_{П}$ нормированный | 0,90 | 1,00 | 0,84 | 0,96 |
| Защита | | | | |
| Длина корпуса, м | 1,019 | 1,011 | 1,004 | 1,000 |
| Ширина, м | 1,008 | 1,007 | 1,007 | 1,000 |
| Высота по крыше башни, м | 1,029 | 1,002 | 1,000 | 1,005 |
| Экв. толщина брони | 25,416 | 26,759 | 27,409 | 27,409 |
| Маскирующая завеса, шт. | 1,000 | 1,028 | 1,023 | 1,032 |
| R_3 | 26,859 | 28,054 | 28,352 | 28,432 |
| R_3 нормированный | 0,945 | 0,987 | 0,997 | 1,000 |
| Потенциал вооружения | | | | |
| Калибр пушки, мм | 1,62 | 1,61 | 1,61 | 1,61 |
| Боекомплект, шт. | 2,06 | 2,11 | 2,30 | 2,09 |
| Скорострельность выстр./мин | 1,23 | 1,21 | 1,23 | 1,23 |
| Дальность обнаружения, км | 1,11 | 1,15 | 1,16 | 1,15 |
| Максимальная скорость наведения град/с (ГН) | 2,59 | 3,19 | 2,59 | 3,07 |
| Номенклатура БП | 1,12 | 1,12 | 1,15 | 1,15 |
| $R_В$ | 13,23 | 16,96 | 15,78 | 16,83 |
| $R_В$ нормированный | 0,78 | 1,00 | 0,93 | 0,99 |

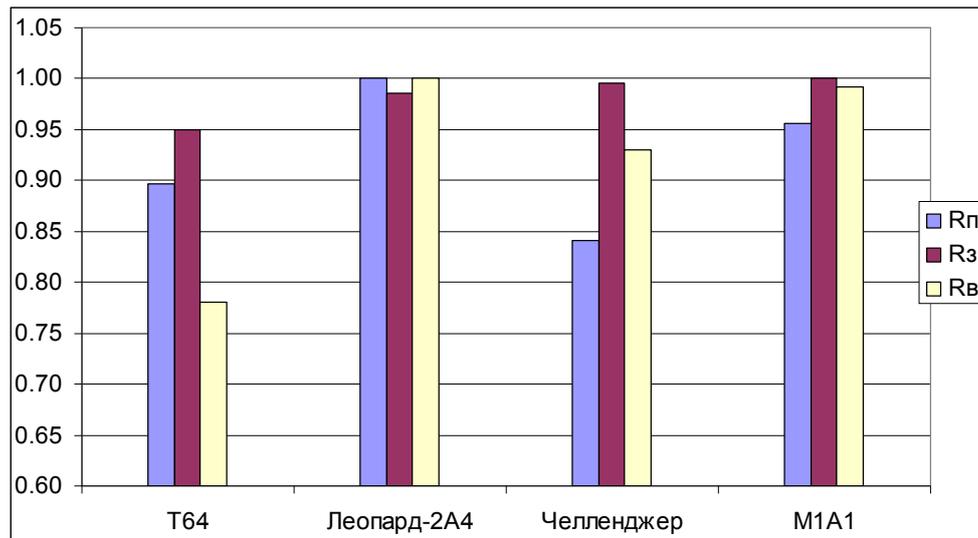


Рис. 1. Нормированные коэффициенты ВТУ танков

Оценка достоверности предложенной методики проведена на основании сравнения данных, полученных с помощью ранее разработанного и опробованного метода оценки и сравнения объектов БТТ по комплексным показателям [15]. Для каждого образца бронетехники учтено более 200 базовых и удельных показателей. На их основе рассчитаны комплексные показатели подвижности и защищенности.

В соответствии с данным методом определены величины комплексных показателей подвижности и защищенности для тех же объектов БТТ, что и в методе оценки и сравнения объектов БТТ по комплексным показателям, их нормированные значения приведены в таблице 5.

Таблица 5

Комплексные показатели технического уровня танков

| Комплексный показатель | T-64 | Леопард-2А4 | «Челленджер» | M1A1 |
|------------------------|-------|-------------|--------------|-------|
| Подвижность | 0,897 | 1,000 | 0,856 | 0,979 |
| Защищенность | 0,955 | 1,000 | 0,997 | 0,994 |

Сравнение результатов оценки ВТУ танков по разработанной методике и методу оценки и сравнения объектов БТТ по комплексным показателям представлены на рисунке 2.

Расхождение величин показателей подвижности и защищенности, рассчитанных по предлагаемой методике экспресс-анализа и методу оценки и сравнения объектов БТТ по комплексным показателям, а также их максимальное (*M*) и среднее (*C*) значения, приведены таблице 6.

Таблица 6

Величина погрешности экспресс-анализа ВТУ танков

| Показатель | Погрешность, % | | | | | |
|--------------|----------------|-------------|--------------|-------|----------|--------------|
| | T-64 | Леопард-2А4 | «Челленджер» | M1A1 | <i>M</i> | <i>C</i> |
| Подвижность | 0,018 | 0,000 | 1,809 | 2,493 | 2,493 | 1,08 |
| Защищенность | 1,137 | 1,347 | 0,024 | 0,637 | 1,347 | 0,689 |

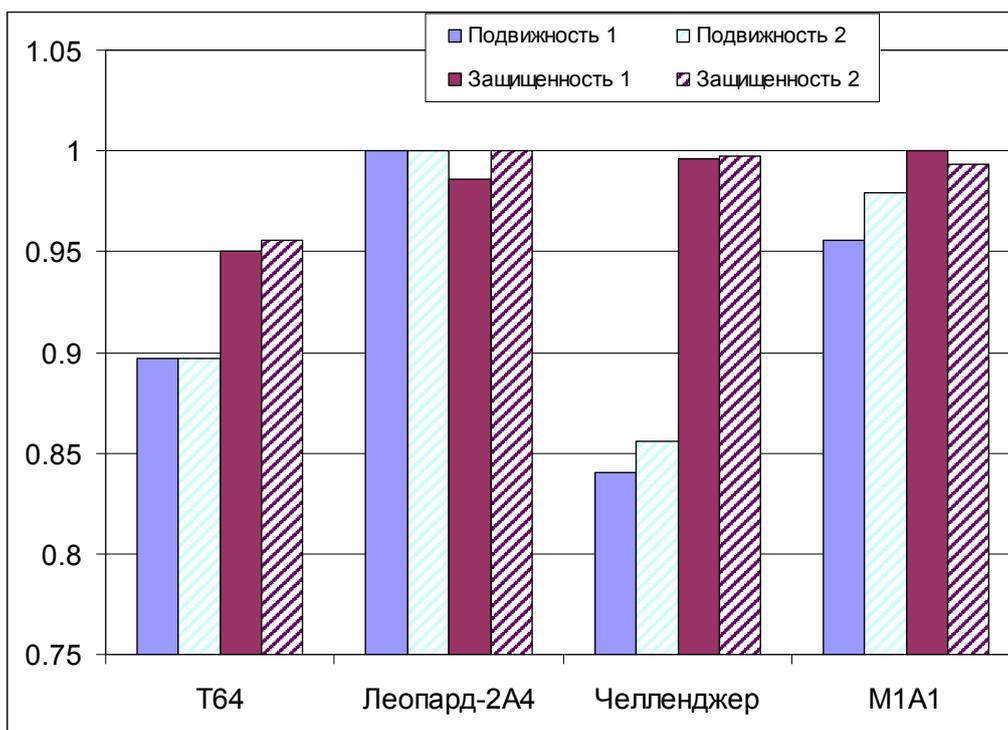


Рис. 2. Сравнение результатов оценки ВТУ танков по разработанной методике (индекс 1) и методу оценки и сравнения объектов БТТ по комплексным показателям (индекс 2)

Выводы:

1. Разработана методика оценки военно-технического уровня бронетанковой техники, которая позволяет на основе минимального количества параметров провести сравнительный экспресс-анализ различных типов БТТ.
2. Предлагаемая методика обеспечивает оценку с достаточной достоверностью. Расхождение показателей по подвижности и защищенности, рассчитанных по предлагаемой методике и сравниваемых с методом оценки и сравнения объектов БТТ по комплексным показателям, не превышает 2,5%.
3. Предложенное для расчета количество технических показателей может уточняться в соответствии с типом бронированной техники и расширяться в зависимости от этапа разработки и наличия данных.

Литература: 1. Старожук О.А. Моделирование и вариантное прогнозирование развития техники. – М.: Машиностроение, 2005 – 252 с. 2. Бах В.И., Вараксин Ю.Н., Выгодский С.Ю. Зарубежная бронетанковая техника: Справочник в двух книгах. – М.: Машиностроение, 1984. – кн. 1 – 424с., кн. 2 – 392с. 3. Полная энциклопедия танков мира. 1915 – 2000 гг. / Сост. Г.Л. Холявский / Мн.: ООО «Харвест», 2000 – 576 с. 4. Кристофер Ф. Фосс. Танки и боевые машины. – М.: ООО Издательство АСТ; ООО «Издательство Астрель», 2005 – 448 с. 5. Фендриков Н.М., Яковлев В.И. Методы расчета боевой эффективности вооружения. – М.: Воениздат, 1971 – 224с. 6. Брехин А.В., Лигкова В.А., Поляков Б.Г., Развалов А.С. Сравнительная оценка безотказности отечественной и американской бронетанковой техники // Вестник бронетанковой техники. – 1989 - №10 – С. 62-66. 7. Сравнительная оценка технического уровня отечественных и зарубежных танков и БМП. – Л.: н/я А-7701, 1986 – 243 с. 8. Степанов А., Ульянов Р. / О двухзвенных танках и тяжелых боевых машинах пехоты // Техника и вооружение. – 2003г. – №10 – С. 27-30. 9. Андреев В.П., Изосимов Н.Г., Касьянов В.Д., Судаков В.И. Использование весового проектирования при разработке танков. // Вестник бронетанковой техники. – 1989 - №8 – С.19-23. 10. Полная энциклопедия танков мира. 1995-2000 гг. / Сост. Г.Л. Холявский. – Мн.: ООО «Харвест», 1998. – 576 с. 11. Современные танки. Под ред. Сафонова Б. С. и Мураховского В. И. – М.: Арсенал-Пресс, 1995. – С. 71-80. 12. Стрелков А.Г. Конструк-

ция быстроходных гусеничных машин: Учебное пособие. М.: МГТУ «МАМИ», 2005. – 616 с. 13. Современные танки. Под ред. Сафонова Б. С. и Мураховского В. И. – М.: Арсенал-Пресс, 1995. – С. 55-59. 14. Серия. «Боевые машины Уралвагонзавода». / Под. ред. В.А. Андропова – 204 с. 15. Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Бусяк Ю.М. Концептуальное проектирование объектов бронетанковой техники: монография /– Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – 196 с. 16. Jane's. Armour and artillery. Christopher F Foss. 1999-2000. – 964 p. 17. International defense review №9/1985. – С. 50-51, 64-71.

Bibliography (transliterated): 1. Starozhuk O.A. Modelirovanie i variantnoe prognozirovanie razvitiya tekhniki. – М.: Mashinostroenie, 2005 – 252 s. 2. Bah V.I., Varaksin YU.N., Vygodskij S.YU. Zarubezhnaya bronetankovaya tekhnika: Spravochnik v dvuh knigah. – М.: Mashinostroenie, 1984. – kn. 1 – 424s., kn. 2 – 392s. 3. Polnaya ehnciklopediya tankov mira. 1915 – 2000 gg. / Sost. G.L. Holyavskij / Мн.: ООО «Harvest», 2000 – 576 s. 4. Kristofer F. Foss. Tanki i boevye mashiny. – М.: ООО Izdatel'stvo AST; ООО «Izdatel'stvo Astrel'», 2005 – 448 s. 5. Fendrikov N.M., YAKovlev V.I. Metody rasche-ta boevoy ehffektivnosti vooruzheniya. – М.: Voenizdat, 1971 – 224s. 6. Brohin A.V., Ligkovich V.A., Polyakov B.G., Razvalov A.S. Sravnitel'naya ocenka bezotkaznosti ote-chestvennoj i amerikanskoj bronetankovoj tekhniki // Vestnik bronetankovoj tekhniki. – 1989 - №10 – S. 62-66. 7. Sravnitel'naya ocenka tekhnicheskogo urovnya otechestvennyh i zarubezhnyh tankov i BMP. – L.: p'ya A-7701, 1986 – 243 s. 8. Stepanov A., Ul'yanov R. / O dvuhzvennyh tankah i tyazhelyh boevykh mashinah pekhoty // Tekhnika i vooruzhenie. – 2003g. – №10 – S. 27-30. 9. Andreev V.P., Izosimov N.G., Kas'yanov V.D., Sudakov V.I. Ispol'zovanie vesovogo proektirovaniya pri razrabotke tankov. // Vestnik bronetan-kovoj tekhniki. – 1989 - №8 – S.19-23, sekretno. 10. Polnaya ehnciklopediya tankov mira. 1995-2000 gg. / Sost. G.L. Holyavskij. – Мн.: ООО «Harvest», 1998. – 576 s. 11. Sovremennye tanki. Pod red. Safonova B. S. i Murahovskogo V. I. – М.: Arsenal-Press, 1995. – С. 71-80. 12. Strelkov A.G. Konstrukciya bystrohodnyh gusenichnyh ma-shin: Uchebnoe posobie. М.: МГТУ «МАМИ», 2005. – 616 s. 13. Sovremennye tanki. Pod red. Safonova B. S. i Murahovskogo V. I. – М.: Arsenal-Press, 1995. – С. 55-59. 14. Seriya. «Boevye mashiny Uralvagonzavoda». / Pod. red. V.A. Andronova – 204 s. 15. Anipko O.B., Borisjuk M.D., Busyak YU.M. Konceptual'noe proektirovanie ob"ektov bronetankovoj tekhniki: monografiya /– Har'kov : NTU «HPI», 2008. – 196 s. 16. Jane's. Armour and artillery. Christopher F Foss. 1999-2000. – 964 p. 17. International defense review №9/1985. – С. 50-51, 64-71.

Мушинський Ю.М., Толстолуцький В.О., Федоренко Є.В., Халіна І.А., Федянін О.В., Толстолуцька Т.В.

ЩОДО РОЗРОБКИ МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ВІЙСЬКОВО-ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ЗРАЗКІВ БРОНЬОВАНОЇ ТЕХНІКИ

Розроблена і представлена методика оцінки військово-технічного рівня бронетанкової техніки, що дозволяє проводити порівняльний експрес-аналіз різних типів БТТ. Проведена порівняльна оцінка танків, а також відповідність отриманих результатів з методом оцінки і порівняння об'єктів БТТ за комплексними показниками. Пропонована методика забезпечує оцінку з достатньою достовірністю.

Mushinskiy Y.M., Tolstolutskiy V.A., Fedorenko E.V., Khalina I.A., Fedyanin A.V., Tolstolutskaia T.V.

ON THE DEVELOPMENT OF METHODOLOGY FOR ASSESSING MILITARY TECHNICAL LEVEL OF ARMORED VEHICLES

There was developed and presented the methodology for assessing military technical level of armoured vehicles which makes it possible to make rapid comparative analysis of various types of armoured vehicles. There was carried out a comparative assessment of tanks and the received results comply with assessment methodology and comparison of armoured vehicles per complex parameters. The suggested methodology provides assessment with sufficient accuracy.

Муцинский Ю. М., Толстолуцкий В. А., канд.тех. наук; Угненко О. И., Крот С. Г.

О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТАНКОВОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДВИГАТЕЛЯ

Введение. В настоящее время ГП ХКБМ при проектировании боевых колесных машин (БКМ) в силовых установках использует различные модификации дизельных двигателей фирмы Deutz с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха. Охлаждение наддувочного воздуха осуществляется с помощью теплообменника (радиатора). Проектирование теплообменника подразумевает выбор его геометрических размеров и основных характеристик: коэффициента теплопередачи и аэродинамического сопротивления. Определение этих характеристик требует значительного объема теоретических и экспериментальных исследований. Изготовление спроектированного теплообменника требует отработки технологии производства и большого объема различных исследований опытного образца. Поэтому было предложено в качестве охладителя наддувочного воздуха применить серийные танковые масляные теплообменники.

Анализ публикаций. Анализ литературных источников показывает, что процесс передачи тепла от одной среды к другой подчиняется закону сохранения и превращения энергии. Количество тепла, переданного от теплоносителя к стенке поверхностью 1 м^2 , определяется по уравнению Ньютона. При этом рассматривается установившийся тепловой режим [1, 2, 3].

Особенности конструкции теплообменников учитываются при помощи коэффициентов:

- оребрения,
- теплоотдачи,
- теплопроводности в зависимости от толщины радиаторных трубок.

Эти коэффициенты определяются теоретически или на основании экспериментальных данных.

Наиболее полно характеристики танковых радиаторов, определенные на основе значительного объема экспериментов представлены в работах [4,5].

Постановка задачи. Радиатор наддувочного воздуха имеет сердцевину серийного масляного радиатора и представляет собой теплообменник перекрестного тока, причем поток наддувочного воздуха движется навстречу потоку охлаждающего воздуха зигзагообразно по трубкам радиатора. Расчет таких радиаторов производится как для противотока [1].

Предполагается, что размеры радиатора уже определены в процессе проектирования. В этом случае целью теплового расчета является определение конечных температур (на выходе из радиатора) наддувочного и охлаждающего воздуха.

Методика теплового расчета. Для проведения теплового расчета необходимы исходные данные, приведенные в таблице 1.

Таблиця 1

| Наименование | | Обозначение | Размерность | Источник |
|----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|-----------------|-------------------|-------------------------------------------|
| Двигатель | Мощность | N_e | л.с. | Паспортные данные двигателя |
| | Частота вращения вала двигателя | $n_{ном}$ | об/мин | |
| | Литраж двигателя | V_h | л | |
| Расход охлаждающего воздуха | | G_B | кг/с | Расчет вентиляторной системы охлаждения |
| Температура охлаждающего воздуха (наружный воздух) | | $t_{ОВ}$ | °С | Назначается |
| Плотность охлаждающего воздуха при $t_{ОВ}$ | | $\rho_{ОВ}$ | кг/м ³ | Вычисляется для условий наружного воздуха |
| Характеристики наддувочного воздуха | Расход | $G_{НВ}$ | кг/с | Паспортные данные двигателя |
| | Температура на входе в радиатор | $t_{НВ0}$ | °С | |
| | Температура на выходе из радиатора (на входе в двигатель) | $t_{НВв}$ | °С | |
| | Максимальное давление | $P_{НВ}$ | Па | |
| | Количество теплоты выделяемое при охлаждении | $Q_{НВ}$ | ккал/ч | |
| | Плотность | $\rho_{НВ}$ | кг/м ³ | |
| Размеры радиатора наддувочного воздуха | Длина трубки | $L_{тр}$ | м | Данные отдела разработчика |
| | Длина фронта | L | м | |
| | Глубина | $L_{НВ}$ | м | |
| | Число рядов | n | — | |
| | Число заходов | Z | — | |
| | Площадь трубок 1-го захода | $F_{тр}^{1зах}$ | м ² | |
| | Количество трубок в 1 заходе | $n_{тр}$ | — | |

Порядок расчета.

1. После преобразования уравнения Клапейрона-Менделеева определяем плотность наддувочного воздуха на выходе компрессора:

$$\rho_{НВ} = \frac{P_{НВ}}{R \cdot T_{НВ}}, \quad (1)$$

где $R = 287,03$ Дж/кг·°К — газовая постоянная воздуха,

$$T_{HB} = 273 + t_{HB0}.$$

Расход наддувочного воздуха через двигатель [2]

$$G_{HB} = \frac{V_n \cdot n_{ном}}{120 \cdot 10^3} \cdot \eta_V \cdot \rho_{HB}, \quad (2)$$

где $h_V = 0,9 \dots 0,95$ — коэффициент наполнения двигателя.

При охлаждении наддувочного воздуха в теплообменнике коэффициент наполнения h_V уменьшается, за счет подогрева воздушного заряда в цилиндрах двигателя в период впуска. Рекомендуется принимать $h_V = 0,91$ [2]

Исходя из размеров радиатора и расходов охлаждающего и наддувочного воздуха определим начальный температурный напор, который может обеспечить радиатор.

Согласно [4] начальный температурный напор в радиаторе определяется из выражения:

$$\Delta t_{нач} = t_{HB0} - t_{B0} = 1,1 Q_{HB} \left\{ \frac{\frac{1}{C_{\epsilon} \cdot G_{\epsilon}} - \frac{1}{C_{HB} \cdot G_{HB}}}{1 - \exp \left[-\kappa \bar{s} \cdot F_{\phi p} \cdot L_{HB} \left(\frac{1}{C_{\epsilon} \cdot G_{\epsilon}} - \frac{1}{C_{HB} \cdot G_{HB}} \right) \right]} + \frac{1}{C_{HB} \cdot G_{HB}} \right\}, \quad (3)$$

где 1,1 — коэффициент запаса, учитывающий неравномерность омывания радиатора потоком воздуха;

$t_{B0} = t_{OB} + \Delta t_{MTO}$ — температура охлаждающего воздуха на входе в радиатор, °С;

Δt_{MTO} — температура нагрева охлаждающего воздуха в отсеке МТО, °С;

$C_B = C_{HB} = 0,24$ ккал/кг·°С — теплоемкость наддувочного и охлаждающего воздуха;

κ — коэффициент теплопередачи, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}}$,

$$\kappa \cdot \bar{s} = f \left(\frac{G_B}{F_{\phi p}}, \varpi_{HB} \right) \text{ — характеристика радиатора, } \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}} \quad [4,5], \quad (4)$$

где \bar{s} — коэффициент компактности, отношение площади охлаждающей поверхности радиатора F к объему радиатора, $\text{м}^2/\text{м}^3$, объем радиатора равен $L_{HB} \cdot F_{\phi p}$;

$$w_{HB} = \frac{G_{HB}}{F_{mp}^{1\text{зax}} \cdot 3600 \cdot \rho_{HB}} \text{ — скорость наддувочного воздуха в радиаторе, м/с;}$$

$$F_{фр} = L \cdot L_{mp} \text{ — фронт радиатора, м}^2.$$

Если $\Delta t_{нач}$, вычисленное по выражению (3) не обеспечивает требуемый начальный температурный напор, то необходимо изменить размеры радиатора.

2. Определение конечных температур наддувочного и охлаждающего воздуха на выходе из радиатора. В работе [1] показано, что температурный напор вдоль поверхности нагрева изменяется по экспоненциальному закону:

$$\Delta t_{кон} = t_{HB\epsilon} - t_{B\epsilon} = \Delta t_{нач} e^{-\left(\frac{1}{G_{HB} \cdot C_{HB}} - \frac{1}{G_{\epsilon} \cdot C_{\epsilon}}\right) \cdot \kappa F}, \quad (5)$$

и таким образом мы получаем разность температур рабочих тел на выходе из радиатора.

Чтобы получить конечные температуры обозначим:

$$W_{HB} = C_{HB} \cdot G_{HB},$$

$$W_B = C_B \cdot G_B.$$

Из уравнения теплового баланса

$$W_{HB} (t_{HB0} - t_{HB\epsilon}) = W_B (t_{B\epsilon} - t_{B0}) \quad (6)$$

имеем:

$$t_{B\epsilon} - t_{B0} = (t_{HB0} - t_{HB\epsilon}) \frac{W_{HB}}{W_B}. \quad (7)$$

Решая совместно уравнения (5) и (6) после ряда преобразований получим для противотока:

$$t_{HB\epsilon} - t_{HB0} = (t_{HB0} - t_{B0}) \frac{1 - \ell^{\left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right) \frac{\kappa F}{W_{HB}}}}{1 - \left(\frac{W_{HB}}{W_B}\right) \ell^{-\left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right) \frac{\kappa F}{W_{HB}}}}. \quad (8)$$

Введем обозначение:

$$Z = \frac{1 - \ell \left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right)^{\kappa F}}{1 - \left(\frac{W_{HB}}{W_B}\right) \ell^{-\left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right)^{\kappa F}}}, \quad (9)$$

учитывая, что

$$\kappa F = \frac{\kappa \bar{s}}{\bar{s}} \cdot \bar{s} \cdot L_{HB} \cdot F_{\phi p} = \kappa \bar{s} \cdot L_{HB} \cdot F_{\phi p}, \quad (10)$$

$$Z = \frac{1 - \ell \left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right)^{\frac{\kappa \bar{s} \cdot L_{HB} \cdot F_{\phi p}}{W_{HB}}}}{1 - \left(\frac{W_{HB}}{W_B}\right) \ell^{-\left(1 - \frac{W_{HB}}{W_B}\right)^{\frac{\kappa \bar{s} \cdot L_{HB} \cdot F_{\phi p}}{W_{HB}}}}}. \quad (11)$$

Тогда

$$t_{HB0} - t_{HB\epsilon} = \Delta t_{нач} \cdot Z. \quad (12)$$

Из уравнения (6)

$$t_{B\epsilon} - t_{B0} = \Delta t_{нач} \cdot \frac{W_{HB}}{W_B} \cdot Z, \quad (13)$$

а количество переданной теплоты

$$Q = W_{HB} (t_{HB0} - t_{HB\epsilon}). \quad (14)$$

Таким образом, в результате теплового расчета определены конечные температуры наддувочного и охлаждающего воздуха на выходе из теплообменника.

По данной методике были проведены расчеты радиаторов наддувочного воздуха изд. БТР-4Е, которые подтвердили требуемое охлаждение наддувочного воздуха с 200°С до 50°С на входе в двигатель.

Кроме того возможность применения танковых теплообменников в качестве охладителя наддувочного воздуха была подтверждена результатами испытаний [6, 7].

Выводы. Разработана методика теплового расчета охладителя наддувочного воздуха при использовании сердцевин серийных танковых радиаторов.

Расчеты по данной методике и опыт эксплуатации подтвердили обоснованность установки серийных танковых радиаторов в качестве охладителя наддувочного воздуха на изделиях Дозор-Б, БТР-3Е, БТР-4Е.

Литература: 1. Михеев М. А., Михеева И. М., Основы теплопередачи. М., «Энергия», 1973.–320с. 2. Г. М. Савельев, Е. Н. Зайченко. Турбокомпрессоры и теплообменники наддувочно-

го воздуха автомобильных двигателей, 1983.–96с. 3. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М., «Энергия», 1967. 4. ОСТ В3–1470–82 Системы жидкостного охлаждения дизелей ВГМ. Метод расчета.–143с. 5. Теория и конструкция танка. Т.4. Вопросы конструирования танковых силовых установок. М.:Машиностроение, 1984.–348с. 6. Акт № 4 від 22 січня 2016 року. За результатами типових випробувань бронетранспортера БТР-4Е з альтернативною силовою установкою, специфікація В1318Е сб-2. – Харків: ДП ХКБМ, 2016.– 99с. 7. Акт № 25 від 15 березня 2016 року. Державних випробувань бронетранспортера командирського БТР-4К. – Харків: ДП ХКБМ, 2016.–293с.

Bibliography (transliterated): 1. Miheev M. A., Miheeva I. M., Osnovyi teploperedachi. M., «Energiya», 1973.–320s. 2. G. M. Savelyev, E. N. Zaichenko Turbokompresoryi i teploobmenniki nadduvochnogo vozduha avtomobilnyih dvigateley , 1983. –96s.3. Keys V. M., London A. L. Kompaktnye teploobmenniki. M., «Energiya», 1967. 4. OST V3–1470–82 Sistemy zhidcostnogo ohlazhdeniya dizeley VGM. Metod rascheta.–143s. 5. Teoriya i konstruktsiya tanka. T.4. Voprosy konstruirovaniya tankovyih silovyih ustanovok. M.: Mashinostroenie, 1984.–348s. 6. Акт № 4 від 22 січня 2016 року. За результатами типових випробувань бронетранспортера БТР-4Е з альтернативною силовою установкою, специфікація В1318Е сб-2.– Харків: ДП ХКБМ, 2016.–99с. 7. Акт № 25 від 15 березня 2016 року. Державних випробувань бронетранспортера командирського БТР-4К.– Харків: ДП ХКБМ, 2016.–293с.

Мушинський Ю. М., Толстолуцький В. О., Угненко О. І., Крот С. Г.

ПРО МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ТАНКОВОГО ТЕПЛОБМІННИКА ДЛЯ ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ДВИГУНА

У статті наведено дослідження процесу теплообміну танкового теплообмінника при використанні його в якості охолоджувача наддувального повітря.

Muschinskiy Y. M., Tolstolutskiy V. A., Ugnenko O. I., Krot S. G.

О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТАНКОВОГО ТЕПЛОБМЕННИКА ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВНОГО ВОЗДУХА ДВИГАТЕЛЯ

В статье приведено исследование процесса теплообмена танкового теплообменника при использовании его в качестве охладителя наддувального воздуха.

Muschinskiy Y. M., Tolstolutskiy V. A., Ugnenko O. I., Krot S. G.

ON THE POSSIBILITY OF USING TANK HEAT EXCHANGER FOR INTERCOOLING OF THE ENGINE BOOST AIR

The article describes an examination of heat exchange process of the tank heat exchanger when using it for the engine boost air cooling.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ НА ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ КОЛЕСНОЙ ВОЕННОЙ МАШИНЕ В АВТОМАТИЧЕСКОМ И РУЧНОМ РЕЖИМАХ УПРАВЛЕНИЯ

1. Введение и актуальность темы. Одной из важных научно-технических задач современного автомобилестроения является внедрение на разных видах транспортных машин агрегатов, узлов и систем, позволяющих упростить управление машинами, обеспечить оптимальные режимы совместной работы двигателя и трансмиссии на них при соответствующих текущих дорожных условиях, и повысить комфортность движения. Эти мероприятия также направлены на уменьшение утомляемости водителей при управлении машинами, получение наивысших тягово-скоростных характеристик и наилучших топливо-экономичных показателей для разных видов транспортных машин.

Особенно остро данная проблема стоит для многоосных транспортных колесных машин большой грузоподъемности, в том числе и для легкобронированных колесных военных машин (ЛКВМ). Поскольку они имеют сложные конструкции трансмиссий и не эргономичное управление.

На современных серийно изготавливаемых ЛКВМ задачи повышения эргономичности управления трансмиссией машины, получения высоких тягово-скоростных характеристик, улучшения топливо-экономичных показателей, повышения комфортности движения в настоящее время решают путем внедрения в конструкцию механической трансмиссии автоматической коробки передач (АКП) [1]. Это связано с тем, что АКП совместно с механическими элементами трансмиссии позволяют эффективно передавать потоки мощности от двигателя к ведущим колесам и управлять ими для обеспечения высоких параметров подвижности ЛКВМ, которые имеют массу в пределах от 7 до 35 т. Также АКП надежно работают в различных дорожных условиях и объединяют положительные свойства механической ступенчатой коробки передач и гидродинамической бесступенчатой передачи (ГДБП) [2].

Однако ступенчатое изменение передач в механической части АКП и невозможность комплексной ГДБП обеспечить во всем требуемом кинематическом и силовом диапазонах передаточных отношений трансмиссии транспортной машины плавное изменение крутящего момента, передаваемого на ведущие колеса, и плавное изменение частоты вращения ведущих колес в зависимости от сопротивления движению, а также невозможность постоянно поддерживать высокие значения коэффициента полезного действия (КПД) комплексной ГДБП приводит к необходимости автоматического управления переключением передач в АКП, блокировкой/разблокировкой комплексной ГДБП [3] и оптимизации алгоритмов их управления [4] для получения наименьшего времени разгона машины до максимальной или задаваемой водителем скорости движения, уменьшения удельного расхода топлива и обеспечения плавности движения транспортной машины.

Анализ режимов работы дизельного двигателя и АКП показал, что одновременно поддерживать наибольшую величину крутящего момента на ведущих колесах, наименьшую величину удельного расхода топлива и наибольшие значения КПД комплексной ГДБП не возможно [5]. Поэтому в современных системах управления АКП имеется возможность задания 2-х режимов движения машины – динамичного (спортивного) и экономичного, в которых управление АКП полностью автоматическое. Также, в некоторых моделях систем управления АКП реализованы функции ограничения включения высших

передач по отношению к заданной передаче для исключения частых переключений при движении машины по бездорожью и перехода на ручное управление переключением передач для опытных водителей. Причем, переход в режим ручного управления переключением передач может выполняться из автоматических динамичного и экономичного режимов движения машины для обеспечения оперативного переключения на полное управление водителем коробкой передач. Это особенно актуально в случае возникновения непредвиденных экстренных ситуаций в дорожной обстановке.

Часто при выполнении оптимизации алгоритмов управления переключением передач в АКП и блокировкой/разблокировкой комплексной ГДБП, а также для проведения анализа конструкции системы автоматического управления (САУ) АКП сравнивают динамические характеристики изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и изменения частоты вращения выходного вала АКП при разгоне транспортной колесной машины в автоматическом и ручном режимах управления АКП. Это позволяет определять эффективность работы системы управления АКП в автоматических режимах управления и находить пути улучшения конструкции системы.

2. Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является проведение сравнительного анализа динамических характеристик изменения частот вращения коленчатых валов дизельного двигателя ЗТД-3А и выходного вала АКП при разгоне колесного бронетранспортера в автоматическом и ручном режимах управления АКП. Определение эффективности работы САУ АКП в автоматическом динамичном режиме движения машины.

3. Основная часть. При разгоне водителем колесного бронетранспортера в автоматическом режиме управления АКП (динамичный режим движения машины) САУ определяет моменты времени для выполнения блокировки/разблокировки комплексной ГДБП и переключения передач на основании сигналов от датчиков частоты вращения выходного вала АКП, частоты вращения коленчатых валов двигателя, положения педали подачи топлива по алгоритму, заложенному в электронном блоке управления (ЭБУ), и выдает управляющие сигналы на включение соответствующих электромагнитов клапанов механизма распределения или снимает с них сигналы для выполнения включения или отключения соответствующих фрикционов в комплексной ГДБП и АКП. Это в свою очередь приводит к изменению момента сопротивления на коленчатых валах двигателя, и как следствие, ведёт к изменению частоты вращения коленчатых валов двигателя и выходного вала АКП.

Как показывают результаты многолетних наблюдений за ходовыми испытаниями колесных бронетранспортеров, в процессе разгона в ручном режиме управления АКП моменты времени для выполнения переключения передач определяются водителем исходя из опыта эксплуатации машины и показаний тахометра, спидометра. Водитель воздействует рычагом селектора на микропереключатель, который подает сигнал в САУ АКП на включение следующей повышенной передачи. Включение необходимых фрикционов в АКП САУ выполняет также как и при работе в автоматическом динамичном режиме движения.

Моменты времени для выполнения блокировки/разблокировки комплексной ГДБП в ручном режиме управления АКП определяются САУ также как и в автоматическом на основе сигналов от датчиков частоты вращения выходного вала АКП и частоты вращения коленчатых валов двигателя.

Проведем сравнительный анализ динамических характеристик изменения частот вращения коленчатых валов дизельного двигателя ЗТД-3А и выходного вала АКП, которые представлены на рис.1 и рис.2. Данные характеристики были получены при выполнении водителем разгона колесного бронетранспортера на ровном горизонтальном участке дороги в автоматическом (динамичный режим движения) и ручном режимах управления АКП.

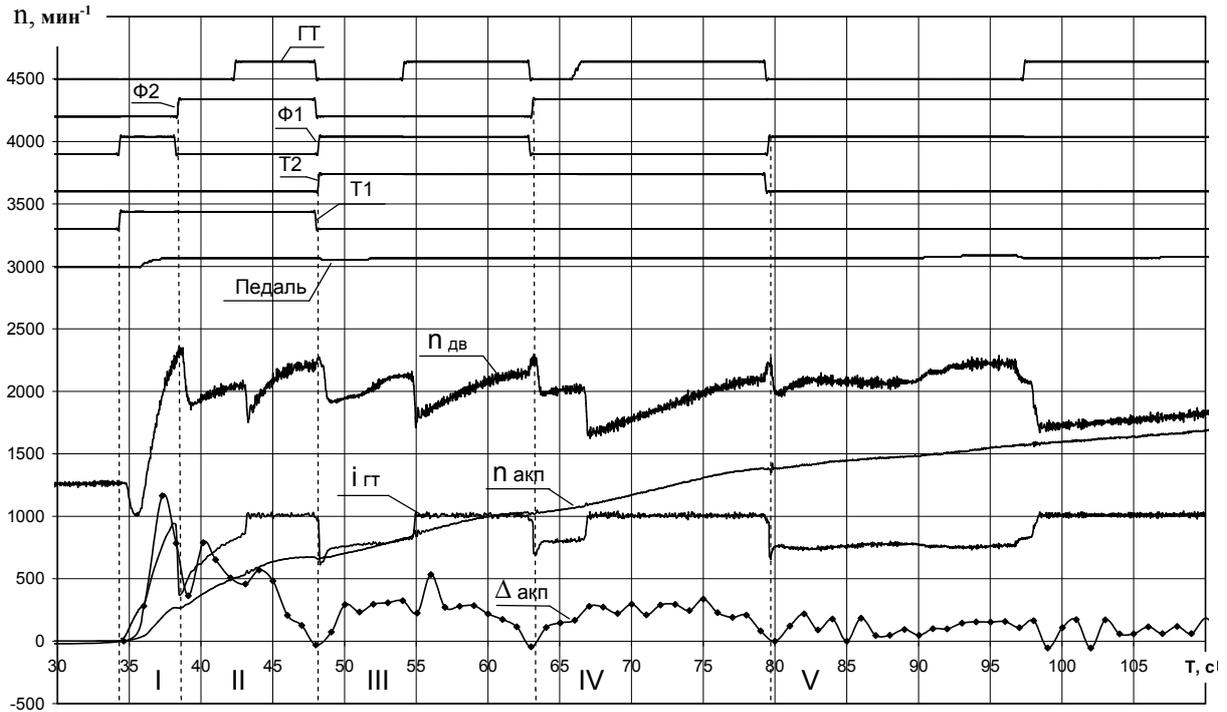


Рис.1. Динамические характеристики изменения частот вращения коленчатых валов двигателя ЗТД-3А и выходного вала АКП при выполнении разгона колесного бронетранспортера на ровном горизонтальном участке дороги в автоматическом режиме управления АКП (динамичный режим движения машины)

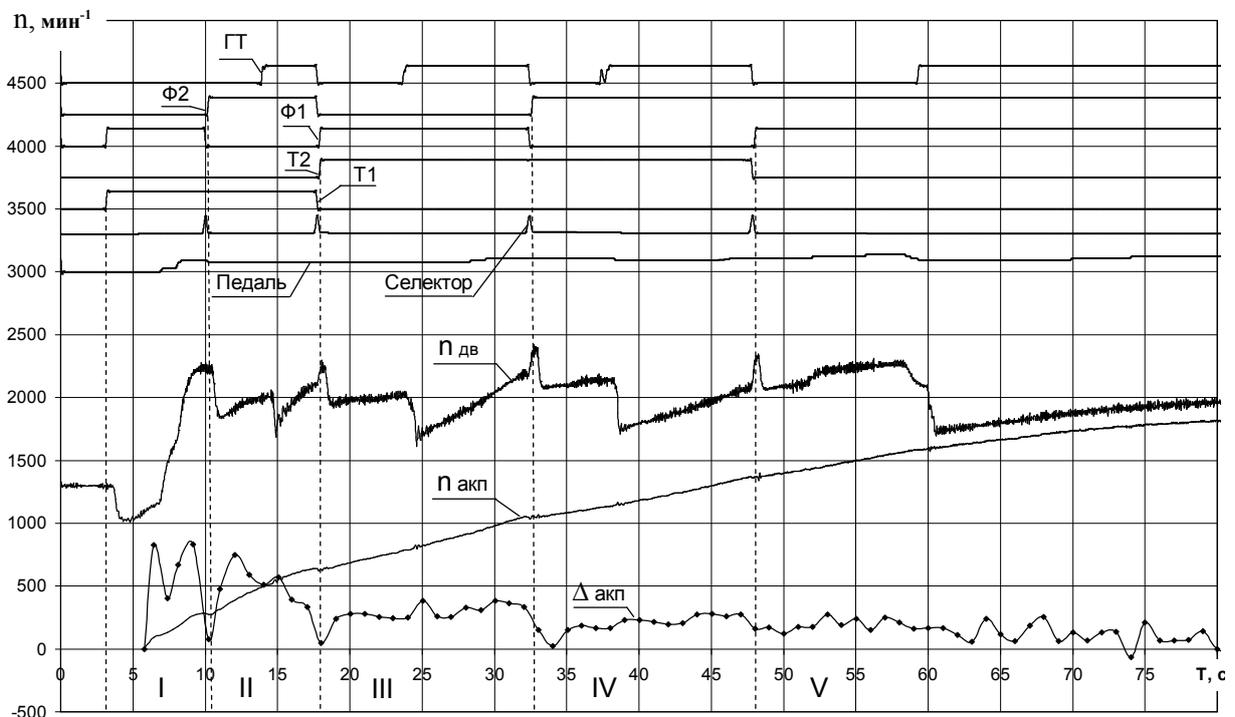


Рис.2. Динамические характеристики изменения частот вращения коленчатых валов двигателя ЗТД-3А и выходного вала АКП при выполнении разгона колесного бронетранспортера на ровном горизонтальном участке дороги в ручном режиме управления АКП

На рис.1 и рис.2 показаны сигналы управления ГТ, Ф1, Ф2, Т1, Т2, поступающие от ЭБУ АКП на электромагниты клапанов механизма распределения. Где ГТ – сигнал на включение фрикциона блокировки комплексного гидротрансформатора; Ф1, Ф2 – сигналы на включение первого и второго фрикционов в АКП; Т1, Т2 – сигналы на включение первого и второго тормозных фрикционов в АКП.

Для включения 1-й передачи в АКП необходимо чтобы были включены фрикционы Ф1 и Т1, 2-й – Ф2 и Т1, 3-й – Ф1 и Т2, 4-й – Ф2 и Т2 и 5-й – Ф1 и Ф2. Исходя из этих условий, пунктирными линиями на рисунках отмечены моменты времени подачи команд ЭБУ на включение передач в АКП.

Сигналы «Педаль», $n_{дв}$, $n_{акп}$ – сигналы, которые поступают от датчиков положения педали подачи топлива, частоты вращения коленчатых валов дизельного двигателя и частоты вращения выходного вала АКП соответственно.

Сигнал «Селектор» на рис.2 – сигнал от датчика, установленного на рычаге селектора выбора режимов работы АКП и переключения передач. Сигнал появляется в моменты времени, когда водитель переводит рычаг селектора в переднее положение для включения повышенной передачи.

Также на рис.1 представлен график $\dot{i}_{ГТ}$ – изменение во времени передаточного отношения гидротрансформатора в масштабе $\dot{i}_{ГТ} \cdot 1000$. Передаточное отношение $\dot{i}_{ГТ}$ вычислено по формуле:

$$\dot{i}_{ГТ} = n_{акп} / n_{дв} \quad (1)$$

На обоих рисунках представлены графики $\Delta_{акп}$ – приращение значений частоты вращения выходного вала АКП в мин^{-1} с шагом 0,96 с в масштабе $\Delta_{акп} \cdot 10$.

Из анализа графиков на рис.1 и рис.2 следует, что начальная частота вращения коленчатых валов двигателя (при отпущенной педали подачи топлива) составляет 1281 мин^{-1} в автоматическом режиме и 1287 мин^{-1} в ручном режиме. Время с момента подачи сигналов на электромагниты клапанов включения 1-й передачи (34,61 с в автоматическом режиме и 3,46 с в ручном режиме) до момента времени, соответствующего началу просадки частоты вращения коленчатых валов двигателя (34,93 с в автоматическом режиме и 3,78 с в ручном режиме) составляет 0,32 с. Это соответствует времени срабатывания фрикционов на включение 1-й передачи. После включения 1-й передачи частота вращения вала двигателя в автоматическом режиме уменьшилась на 257 мин^{-1} за время 0,68 с, в ручном режиме на 259 мин^{-1} за время 0,71 с. Т.е. значения приблизительно одинаковые.

Для включения 2-й передачи был снят сигнал Ф1 и подан сигнал Ф2 на 38,26 с и 38,46 с (рис.1) в автоматическом режиме и на 10,35 с и 10,55 с (рис.2) в ручном режиме управления. При этом кратковременное увеличение частоты вращения коленчатых валов двигателя составило 95 мин^{-1} за 0,22 с в автоматическом режиме и 22 мин^{-1} за 0,15 с в ручном режиме управления. В результате время разгона на 1-й передаче составило 3,65 с в автоматическом режиме и 6,89 с в ручном режиме управления. Т.е. разгон машины на 1-й передаче в автоматическом режиме был выполнен быстрее на 3,24 с. При этом величина $\Delta_{акп}$ в автоматическом режиме достигла максимального значения $116,36 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$, в ручном режиме $83 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$. После чего величина $\Delta_{акп}$ уменьшилась в автоматическом режиме до значения $36,3 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$, в ручном режиме управления $7,8 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$. Это говорит о том, что ускорение машины на 1-й передаче в автоматическом режиме было больше чем в ручном режиме управления.

При снятии сигнала Ф1 величины $n_{дв}$, $n_{акп}$ составили соответственно 2262 мин⁻¹ и 267 мин⁻¹ (рис.1) в автоматическом режиме и 2220 мин⁻¹ и 273 мин⁻¹ (рис.2) в ручном режиме управления. При этом педаль подачи топлива в ручном режиме управления нажата на 9,5% больше чем в автоматическом.

Для определения текущей скорости движения машины в единицах измерения [км/ч] воспользуемся формулой:

$$v_m [км/ч] = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{акп} [мин^{-1}] \cdot R_{вк}}{30 \cdot i_{кр} \cdot i_{мост} \cdot i_p} = 0,046128 \cdot n_{акп} [мин^{-1}], \quad (2)$$

где число $\pi = 3,14$; $n_{акп} [мин^{-1}]$ – частота вращения выходного вала АКП; $R_{вк}$ – радиус ведущего колеса, равный 0,48 м; $i_{кр} = 0,686$ – передаточное отношение коробки раздаточной; $i_{мост} = 1,32$ – передаточное отношение моста; $i_p = 4,33$ – передаточное отношение редуктора колесного.

В результате получаем, что машина разогналась на 1-й передаче в автоматическом режиме до скорости 12,3 км/ч, в ручном режиме до скорости 12,6 км/ч.

Для включения 3-й передачи были сняты сигналы Ф2, Т1 и поданы сигналы Ф1, Т2 на 48,06 с и 48,26 с (рис.1) в автоматическом режиме и на 17,85 с и 18,05 с (рис.2) в ручном режиме управления. При этом кратковременное увеличение частоты вращения вала двигателя составило 44 мин⁻¹ за 0,1 с в автоматическом режиме и 117 мин⁻¹ за 0,29 с в ручном режиме управления. В результате время разгона на 2-й передаче составило 9,6 с в автоматическом режиме и 7,3 с в ручном режиме управления. Т.е. разгон машины на 2-й передаче в ручном режиме был выполнен быстрее на 2,3 с. При этом величина $\Delta_{акп}$ в автоматическом режиме достигла максимальных значений сначала после включения 2-й передачи 78,7 мин⁻¹/с потом после блокировки комплексной ГДБП 57,6 мин⁻¹/с и в ручном режиме соответственно 74,9 мин⁻¹/с и 57,1 мин⁻¹/с. После чего перед включением 3-й передачи величина $\Delta_{акп}$ уменьшилась до значения -2,97 мин⁻¹/с в автоматическом режиме и 4,59 мин⁻¹/с в ручном режиме. Это говорит о том, что ускорение машины на 2-й передаче в автоматическом режиме изначально было больше чем в ручном режиме управления, но потом из-за позднего переключения на 3-ю передачу стало меньше и даже достигло отрицательного значения.

Сигнал ГТ на блокировку комплексной ГДБП в автоматическом режиме поступил на 42,64 с при $i_{ГТ} = 0,833$ и в ручном режиме на 14,15 с. При этом блокировка комплексной ГДБП в автоматическом режиме произошла на 43,34 с и в ручном режиме на 14,88 с. Т.е. время на срабатывание фрикциона блокировки составило 0,7 с и 0,73 с соответственно. При этом кратковременное уменьшение частоты вращения вала двигателя составило 271 мин⁻¹ за 0,26 с в автоматическом режиме и 358 мин⁻¹ за 0,25 с в ручном режиме управления.

При снятии сигналов Ф2, Т1 величины $n_{дв}$, $n_{акп}$ составили 2220 мин⁻¹ и 668 мин⁻¹ в автоматическом режиме и 2158 мин⁻¹ и 629 мин⁻¹ в ручном режиме управления. При этом педаль подачи топлива в ручном режиме управления нажата на 4,4% больше чем в автоматическом.

В результате машина разогналась на 2-й передаче в автоматическом режиме до скорости 30,8 км/ч, в ручном режиме до скорости 29 км/ч.

Для включения 4-й передачи был снят сигнал Ф1 и подан сигнал Ф2 на 62,95 с и 63,16 с (рис.1) в автоматическом режиме и на 32,45 с и 32,65 с (рис.2) в ручном режиме управления. При этом кратковременное увеличение частоты вращения коленчатых валов двигателя составило 97 мин^{-1} за 0,31 с в автоматическом режиме и 186 мин^{-1} за 0,33 с в ручном режиме управления. В результате время разгона на 3-й передаче составило 14,69 с в автоматическом режиме и 14,4 с в ручном режиме управления. Т.е. разгон машины на 3-й передаче в ручном режиме был выполнен быстрее на 0,29 с. При этом величина $\Delta_{\text{акп}}$ в автоматическом режиме достигла максимальных значений сначала после включения 3-й передачи $29,3 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$ потом после блокировки комплексной ГДБП $53,2 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$, в ручном режиме сначала $28,1 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$ потом $38,2 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$. После чего перед включением 4-й передачи величина $\Delta_{\text{акп}}$ уменьшилась до значения $-4,6 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$ в автоматическом режиме, а в ручном режиме поддерживалась на уровне не менее $30,7 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$. Таким образом также как и на 2-й передаче ускорение машины на 3-й передаче в автоматическом режиме изначально было больше чем в ручном режиме управления, но потом из-за позднего переключения на 4-ю передачу стало меньше и достигло отрицательного значения.

Сигнал ГТ на блокировку комплексной ГДБП в автоматическом режиме поступил на 54,31 с при $i_{\text{ГТ}}=0,822$ и в ручном режиме на 23,84 с. При этом блокировка комплексной ГДБП в автоматическом режиме произошла на 55,0 с и в ручном режиме на 24,49 с. Т.е. время на срабатывание фрикциона блокировки составило 0,69 с и 0,65 с соответственно. При этом кратковременное уменьшение частоты вращения вала двигателя составило 410 мин^{-1} за 0,19 с в автоматическом режиме и 342 мин^{-1} за 0,43 с в ручном режиме управления.

При снятии сигнала Ф1 величины $n_{\text{дв}}$, $n_{\text{акп}}$ составили 2178 мин^{-1} и 1012 мин^{-1} в автоматическом режиме и 2220 мин^{-1} и 1041 мин^{-1} в ручном режиме управления. При этом педаль подачи топлива в ручном режиме управления изначально была нажата на 9,2% больше чем в автоматическом и перед переключением на 4-ю передачу нажата больше на 10,5%.

В результате машина разогналась на 3-й передаче в автоматическом режиме до скорости 46,7 км/ч, в ручном режиме до скорости 48 км/ч.

Для включения 5-й передачи был снят сигнал Т2 и подан сигнал Ф1 на 79,4 с и 79,59 с (рис.1) в автоматическом режиме и на 47,86 с и 48,05 с (рис.2) в ручном режиме управления. При этом кратковременное увеличение частоты вращения вала двигателя составило 96 мин^{-1} за 0,3 с в автоматическом режиме и 227 мин^{-1} за 0,39 с в ручном режиме управления. В результате время разгона на 4-й передаче составило 16,24 с в автоматическом режиме и 15,21 с в ручном режиме управления. Т.е. разгон машины на 3-й передаче в ручном режиме был выполнен быстрее на 1,03 с. При этом величина $\Delta_{\text{акп}}$ в автоматическом режиме достигла максимальных значений сначала после включения 4-й передачи $14,5 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$ потом после блокировки комплексной ГДБП $29,6 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$, в ручном режиме сначала уменьшилась до $2,4 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$ потом увеличилась до $18,4 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$ и после блокировки комплексной ГДБП до $23,2 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$. После чего перед включением 5-й передачи величина $\Delta_{\text{акп}}$ уменьшилась до значения $0,6 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$ в автоматическом режиме, а в ручном режиме поддерживалась на уровне не менее $19,4 \text{ мин}^{-1}/\text{с}$. Это говорит о том, что ускорение машины на 4-й передаче в автоматическом режиме изначально бы-

ло больше чем в ручном режиме управления, но потом из-за позднего переключения на 5-ю передачу стало меньше.

Сигнал ГТ на блокировку комплексной ГДБП в автоматическом режиме поступил на 66,49 с при $i_{ГТ}=0,817$ и в ручном режиме на 37,76 с. При этом блокировка комплексной ГДБП в автоматическом режиме произошла на 67,14 с и в ручном режиме на 38,52 с. Т.е. время на срабатывание фрикциона блокировки составило 0,65 с и 0,76 с соответственно. При этом кратковременное уменьшение частоты вращения вала двигателя составило 348 мин^{-1} за 0,42 с в автоматическом режиме и 348 мин^{-1} за 0,53 с в ручном режиме управления.

При снятии сигнала Т2 величины $n_{дв}$, $n_{акп}$ составили 2168 мин^{-1} и 1376 мин^{-1} в автоматическом режиме и 2118 мин^{-1} и 1363 мин^{-1} в ручном режиме управления. При этом педаль подачи топлива в ручном режиме управления нажата на 12,5% больше чем в автоматическом режиме.

В результате машина разогналась на 4-й передаче в автоматическом режиме до скорости 63,5 км/ч, в ручном режиме до скорости 62,8 км/ч.

На 5-й передаче машина разогналась до скорости 77,4 км/ч ($n_{акп}=1677 \text{ мин}^{-1}$) в автоматическом режиме на 109 с и в ручном режиме на 66,06 с, что составило 29,41 с и 18,01 с соответственно. При этом педаль подачи топлива в ручном режиме управления нажата на 16,4% больше чем в автоматическом.

Сигнал ГТ на блокировку комплексной ГДБП в автоматическом режиме поступил на 97,36 с при $i_{ГТ}=0,817$ и в ручном режиме на 59,34 с. При этом блокировка комплексной ГДБП в автоматическом режиме произошла на 98,23 с и в ручном режиме на 60,22 с. Т.е. время на срабатывание фрикциона блокировки составило 0,87 с и 0,86 с соответственно. При этом кратковременное уменьшение частоты вращения вала двигателя составило 316 мин^{-1} за 0,78 с в автоматическом режиме и 311 мин^{-1} за 0,77 с в ручном режиме управления.

Общее время разгона машины до скорости 77,4 км/ч составило 74,39 с в автоматическом режиме и 62,6 с в ручном режиме управления.

Заключение.

Проведенный сравнительный анализ динамических характеристик изменения частот вращения коленчатых валов дизельного двигателя ЗТД-3А и выходного вала АКП, а также сигналов управления ГТ, Ф1, Ф2, Т1, Т2 и графиков $\Delta_{акп}$, $i_{ГТ}$, полученных по результатам выполнения разгона колесного бронетранспортера на ровном участке дороги в автоматическом (динамичный режим движения) и ручном режимах управления АКП показал:

1. Разгон машины до скорости 77,4 км/ч в ручном режиме управления был выполнен водителем раньше на 11,79 с чем в автоматическом.

2. В автоматическом режиме управления перед включением 3-й и 4-й передач величина $\Delta_{акп}$ принимала отрицательные значения, что свидетельствует о кратковременных замедлениях машины при выполнении разгона.

3. В автоматическом и ручном режимах управления АКП при выполнении разгона машины наблюдаются резкие кратковременные увеличения и уменьшения частоты вращения коленчатого вала двигателя, особенно при переключениях с 3-й на 4-ю и с 4-й на 5-ю передач и выполнении блокировки комплексной ГДБП на них, что свидетельствует о наличии ударных нагрузок в АКП и трансмиссии в целом.

4. При выполнении переключения передач в АКП сначала ЭБУ снимает сигналы для отключения ненужных фрикционов, а потом через 0,2 с, подает сигналы на включение следующих необходимых фрикционов. Это является причиной кратковременных резких увеличений частоты вращения коленчатых валов двигателя.

5. Сигнал на блокировку комплексной ГДБП поступает при достижении ее передаточного отношения следующих значений: 0,833 на 2-й передаче; 0,822 на 3-передаче и 0,817 на 4-й и 5-й передачах. Данные передаточные отношения комплексной ГДБП соответствуют максимальным значениям ее коэффициента полезного действия.

6. Буксование фрикционов в АКП при сблокированной комплексной ГДБП на 2-й, 3-й, 4-й, 5-й передачах не наблюдается, что свидетельствует об исправности всех фрикционов в АКП.

Выводы.

1. Для уменьшения времени разгона машины и улучшения ее разгонной характеристики в автоматическом режиме управления АКП необходимо в алгоритме работы ЭБУ заложить более ранние точки переключения со 2-й на 3-ю, с 3-й на 4-ю и с 4-й на 5-ю передач, что позволит исключить появление отрицательных ускорений при разгоне машины.

2. Из анализа включения всех передач в АКП установлено, что время срабатывания фрикционов на включение передач не превышает 0,32 с, а время отключения фрикционов не превышает 0,2 с. Поэтому для исключения кратковременных резких увеличений частоты вращения коленчатых валов двигателя при выполнении переключения передач необходимо управлять временем буксования фрикционов в моменты их включения и выключения путем введения аккумулятора давления, управления сигналом с широтно-импульсной модуляцией или другими методами. Это позволит исключить ударные нагрузки при переключении передач и увеличить ресурс работы АКП.

3. Для уменьшения величины резкого снижения частоты вращения коленчатых валов двигателя при выполнении блокировки комплексной ГДБП необходимо ЭБУ выдавать сигнал на блокировку при достижении передаточного отношения комплексной ГДБП значения 0,85 на 2-й передаче, значения 0,87 на 3-й, 4-й передачах и значения 0,9 на 5-й передаче. Это также позволит уменьшить ударные нагрузки при выполнении блокировки комплексной ГДБП.

Литература: 1. Стримовский С.В. Перспективные направления повышения тягово-скоростных и топливо-экономичных характеристик военных машин / С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2012. – №2. – С 165–177. 2. Стримовский С.В. Анализ трансмиссий современных легкобронированных колесных военных машин и их влияние на параметры подвижности / С.В. Стримовский, Ю.А. Слюсаренко, В.М. Соловйов // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2014. – №3. – С. 97 – 107. 3. Стримовский С.В. Микропроцессорные системы автоматического управления гидродинамическими трансмиссиями легкобронированных колесных военных машин / С.В. Стримовский // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2012. – №4. – С. 80 – 87. 4. Безлепкин А.А. Об особенностях построения алгоритма управления гидромеханической коробкой передач многоцелевой колесной машины специального назначения / А.А. Безлепкин, В.А. Кошман, В.А. Смоляков, С.В. Стримовский, В.А. Толстоуцкий // *Механіка та машинобудування*. – 2012. – №1. – С 81–89. 5. Борисюк М.Д. Дослідження характеристик рухливості легкоброньованої колісної військової машини з гідромеханічною трансмісією / М.Д. Борисюк, В.О. Толстоуцький, С.В. Стрімівський, В.М. Соловйов // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2010. – №4. – С. 102 – 108.

Bibliography (transliterated): 1. Strimovskiy S.V. Advanced direction increase tractive, velocity and fuel-efficient characteristics military vehicles / S.V Strimovskiy // *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – 2012. – №2. – P. 165–177. 2. Strimovskij S.V. The analysis of transmissions modern easy-armour wheel military vehicles and their influence on mobility parameters / S.V Strimovskiy, J.A. Sljusarenko, V.M. Solovjov // *Integrovani texnologii ta energozberegennia*. – 2014. – №3. – P. 97–107. 3. Strimovskij S.V. Microprocessor automatic control systems the hydrodynamical transmission on the armour light wheeled military vehicles / S.V Strimovskiy // *Integrovani texnologii ta energozberegennia*. – 2012. – №4. – P. 80–87. 4. Bezlepkin A.A. About construction features of control hydromechanical gear-box algorithm for multi-purpose wheeled special- purpose vehicle / A.A.Bezlepkin, V.A. Koshman, V.A. Smolyakov, S.V. Strimovskiy, V.A. Tolstolutskiy // *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – 2012. – №1. – P. 81–89. 5. Borisyuk M.D. Research of mobility features for light armoured wheel military vehicles with hydromechanical transmission / M.D. Borisyuk, V.A. Tolstolutskiy, S.V. Strimovskiy, V.M. Solovjov // *Integrovani texnologii ta energozberegennia*. – 2010. – №4. – P. 102–108.

Стрімівський С.В., канд.тех.наук; Толстолуцький В.О., канд.тех.наук; Дудко В.В., Малеев И.Ю.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ АВТОМАТИЧНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ НА ЛЕГКОБРОНЬОВАНІЙ КОЛІСНІЙ ВІЙСЬКОВІЙ МАШИНІ В АВТОМАТИЧНОМУ ТА РУЧНОМУ РЕЖИМАХ УПРАВЛІННЯ

У статті виконано порівняльний аналіз динамічних характеристик зміни частоти обертання колінчастого валу дизельного двигуна ЗТД-3А і вихідного валу автоматичної коробки передач, а також сигналів управління на увімкнення фрикціонів, графіків прискорення вихідного валу коробки передач і передатного відношення комплексної гідродинамічної передачі, які отримані за результатами виконання розгону колісного бронетранспортера на рівній ділянці дороги в автоматичному та ручному режимах управління коробкою передач. Запропоновано рекомендації щодо оптимізації алгоритму роботи електронного блока управління автоматичною коробкою передач.

Strimovskiy S.V., cand. tech. sci.; Tolstolutskiy V.A., cand. tech. sci.; Dydko V.V., Maleev I.U.

THE COMPARATIVE ANALYSIS OF WORK AUTOMATIC GEAR-BOX ON EASY-ARMOUR WHEELED MILITARY VEHICLE IN AUTOMATIC AND MANUAL CONTROL MODES

In article the comparative analysis dynamic performances of change the frequencies rotation a cranked shaft the diesel engine ЗТД-3А and output shaft automatic gear-box. Also the analysis of command on inclusion friction clutches, charts of acceleration the output shaft gear-box and the reduction ratio of complex hydrodynamical transfer, which are received by results of performance runaway a wheeled armored troop-carrier on even part of road in automatic and manual control modes the gear-box. Recommendations on optimization the algorithm work in electronic block control for automatic gear-box are offered.

ОЦЕНКА ВОЗМУЩАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ДОРОГИ НА МНОГОЗВЕННЫЙ МНОГООСНЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ПОЕЗД

Введение. Устойчивость и управляемость являются одними из важнейших эксплуатационных свойств, отвечающих за безопасность движения колесных машин. Задача повышения стабильности указанных свойств приобретает особую актуальность при движении многоосных и многозвенных автомобильных поездов в сложных дорожных условиях, при влиянии возмущающих воздействий от неровностей опорной поверхности.

Постановка проблемы и анализ литературы. В работах [1, 2] определен новый критерий для оценки устойчивости и управляемости автомобилей – собственная частота колебаний машины в плоскости дороги. При совпадении частот собственных и вынужденных колебаний происходит явление резонанса, приводящее к резкому увеличению амплитуды вынужденных колебаний. В качестве вынужденных колебаний в работах [1, 2] представлялись колебания направляющих колес автомобиля, создаваемые водителем на рулевом колесе.

В работе [3] приведены результаты оценки верхнего предела способности человека производить поворот, полученные в итоге многочисленных исследований с использованием маневров с двойным переходом с одной полосы на другую. Использование частоты воздействия на рулевое колесо $\nu_{возм} = 0,7$ Гц приводит к тому, что время от завершения первого поворота рулевого колеса (первый пик) до завершения поворота в обратном направлении (второй пик) составляет приблизительно 714 миллисекунд независимо от заданной величины угла поворота [3]. Исходя из указанного, в работах [1, 2] предлагалось проектировать ходовую часть таким образом, чтобы обеспечить значение собственной частоты колебаний автомобиля в плоскости дороги $\nu_{возм} > 0,7$ Гц при любых эксплуатационных условиях.

Антонов А. С. и др. [4] рассматривают частоты собственных колебаний корпуса автомобиля и указывают, что они являются важными обобщающими параметрами, оказывающими влияние на всю совокупность свойств, по которым оценивается плавность хода автомобиля. Частоты собственных колебаний в данной работе предлагается определять опытным или расчетным путем.

Однако в указанных выше работах не выполнялась оценка устойчивости и управляемости автомобильных поездов, поэтому представляет интерес исследование указанных эксплуатационных свойств при движении в сложных дорожных условиях.

Целью статьи является оценка влияния параметров дороги на важнейшие эксплуатационные свойства многозвенных многоосных автомобильных поездов.

Оценки частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на автомобиль. Предположим, что длина неровности больше колесной базы автопоезда ($L_{нер} > L_{ан}$). В этом случае, импульсы возмущающей силы от дорожной неровности,

через которую последовательно переезжают все колеса одного борта автомобиля, будут осуществляться с частотами

$$(v_{возм})_{средняя} = \frac{V_{an} \cdot n}{L_{an}}; \quad (1)$$

$$(v_{возм})_{max} = \frac{V_{an}}{L_{min}}, \quad (2)$$

где n – число осей автомобильного поезда,

$$n = n_a + n_{np}, \quad (3)$$

n_a, n_{np} – число осей автомобиля и прицепа.

Наибольшую опасность с позиции предотвращения резонанса колебаний звеньев автопоезда в плоскости дороги представляет $(v_{возм})_{max}$. На рис. 1 представлена зависимость максимальной возмущающей частоты колебаний $(v_{возм})_{max}$ от скорости автопоезда при различных значениях L_{min} .

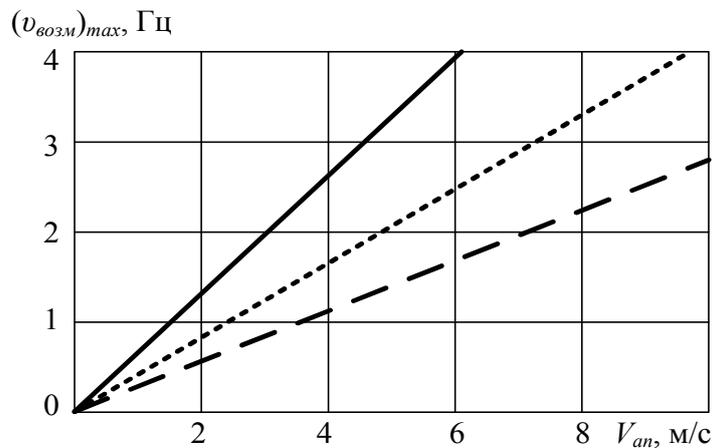


Рис. 1. Зависимость максимальной возмущающей частоты колебаний от скорости автопоезда:
 — $L_{min} = 1,5$ м; $\cdots\cdots L_{min} = 2,5$ м; $---- L_{min} = 3,5$ м

На рис. 2 приведена зависимость средней частоты возмущающих воздействий неровности дороги $(v_{возм})_{средняя}$ от скорости движения автопоезда при различном числе осей. При моделировании принято $L_{an} = 20$ м.

Однако возмущающие воздействия на колеса автомобиля могут создавать и дорожные неровности, особенно при движении по бездорожью и в условиях пересечённой местности. На рис. 3 приведена схема, позволяющая оценить частоту возмущающих воздействий на колеса автомобильного поезда дорожных неровностей.

Предположим, что шаг неровностей дороги (под колесами одного борта) больше, чем расстояние между передними колесами автомобиля и задними колесами прицепа. Это расстояние назовем базой автомобильного поезда L_{an} .

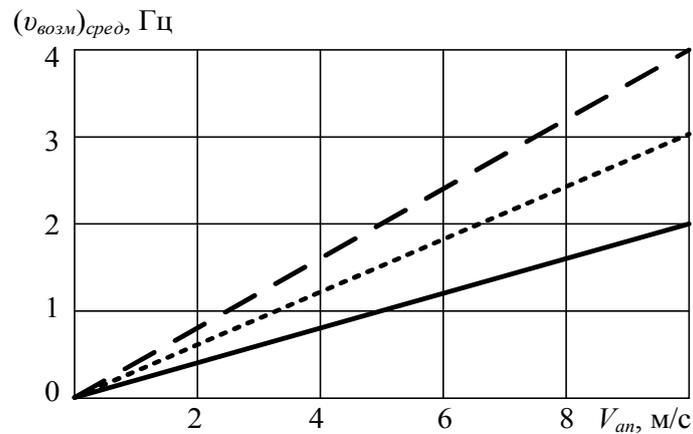


Рис. 2. Зависимость средней частоты возмущающих воздействий неровности дороги от скорости движения автопоезда: — $n = 4$; $\cdots \cdots n = 6$; $----- n = 8$

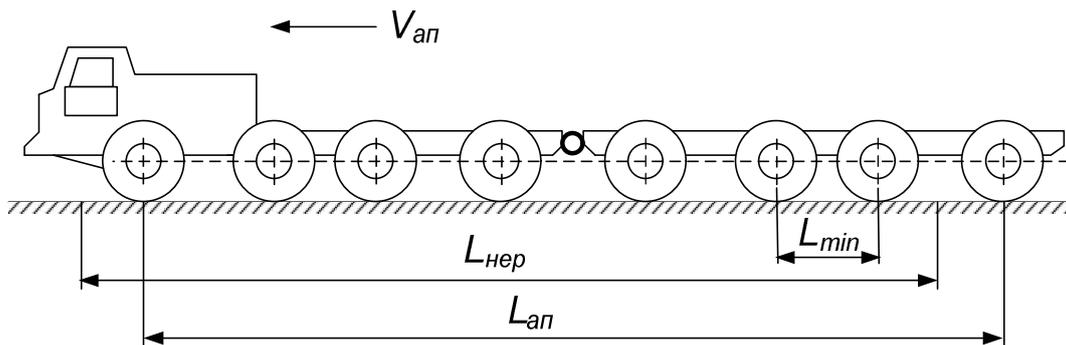


Рис. 3. Расчётная схема для оценки частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на автомобиль: V_{an} – скорость движения автомобильного поезда; L_{an} – база автомобильного поезда; $L_{нер}$ – шаг неровностей дороги; L_{min} – минимальные расстояние между осями (расстояние между наиболее сближёнными осями автопоезда)

При $L_{min} < L_{нер} < L_{an}$ частота возмущающих воздействий дороги (рис. 4а)

$$(v_{возм})_{max}^* = \frac{V_{an}}{L_{нер} - L_{min}}. \quad (4)$$

При $L_{нер} < L_{min}$ (рис. 4б)

$$(v_{возм})_{max}^* = \frac{V_{an}}{L_{min} - L_{нер}}. \quad (5)$$

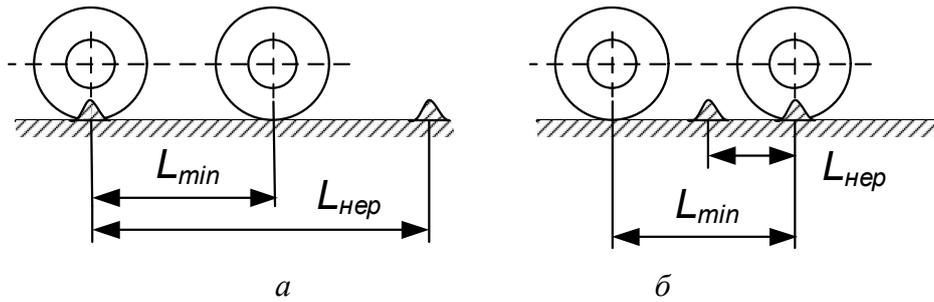


Рис. 4. Схема воздействия неровностей дороги на колеса наиболее сближенных осей автопоезда: а – при $L_{min} < L_{нер}$; б – при $L_{нер} < L_{min}$: — $n = 4$; \cdots $n = 6$; - - - $n = 8$

Преобразуем выражения (4) и (5) к виду

$$(v_{возм})_{max}^* = \frac{V_{an}}{L_{min}} \left(\frac{L_{нер}}{L_{min}} - 1 \right)^{-1} = (v_{возм})_{max} \left(\frac{L_{нер}}{L_{min}} - 1 \right)^{-1}; \quad (6)$$

$$(v_{возм})_{max}^* = \frac{V_{an}}{L_{min}} \left(1 - \frac{L_{нер}}{L_{min}} \right)^{-1} = (v_{возм})_{max} \left(1 - \frac{L_{нер}}{L_{min}} \right)^{-1}. \quad (7)$$

Таким образом, выражение для оценки соотношения частот возмущающих воздействий дороги можно записать в общем виде

$$K_v = \frac{(v_{возм})_{max}}{(v_{возм})_{max}^*} = \left| 1 - \frac{L_{нер}}{L_{min}} \right|, \quad (8)$$

где $(v_{возм})_{max}$ – максимальная частота возмущающих воздействий дороги при $L_{an} < L_{нер}$;
 $(v_{возм})_{max}^*$ – максимальная частота возмущающих воздействий дороги при $L_{нер} < L_{an}$.

На рис. 5 приведена зависимость K_v от $\left| 1 - L_{нер} / L_{min} \right|$.

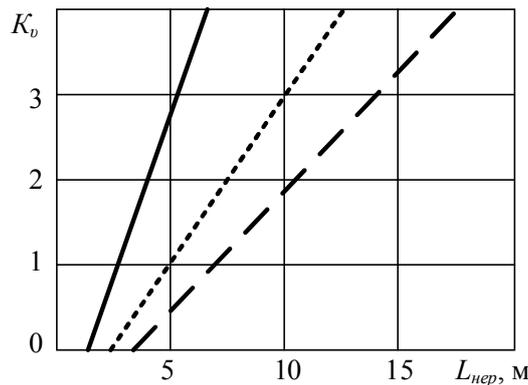


Рис. 5. Зависимость $K_v \left(\left| 1 - \frac{L_{нер}}{L_{min}} \right| \right)$: — $L_{min} = 1,5$ м; \cdots $L_{min} = 2,5$ м; - - $L_{min} = 3,5$ м

Определение допустимой скорости движения автомобильного поезда. При проектировании автопоезда оценку максимально допустимой скорости движения

можно определять по средней частоте возмущающих воздействий дорожных неровностей, определяемой с помощью выражения (1). В этом случае, учитывая, что $v_{собств} > 0,7$, для системы «средство подвижности – дорожная среда» необходимо выполнение условия

$$(v_{возм})_{средняя} = \frac{V_{an} \cdot n}{L_{an}} < v_{собств} \quad (9)$$

Из выражения (9) определим

$$V_{an} < v_{собств} \cdot \frac{L_{an}}{n} \quad (10)$$

Величина $L_{an}/n = \bar{L}$ – среднее расстояние между осями автопоезда.

При невыполнении условия (10) автопоезд теряет устойчивость и управляемость.

На рис. 6 приведена зависимость $(V_{an})_{max} = f(v_{собств})$ при различных значениях собственной частоты колебаний автомобиля и прицепа.

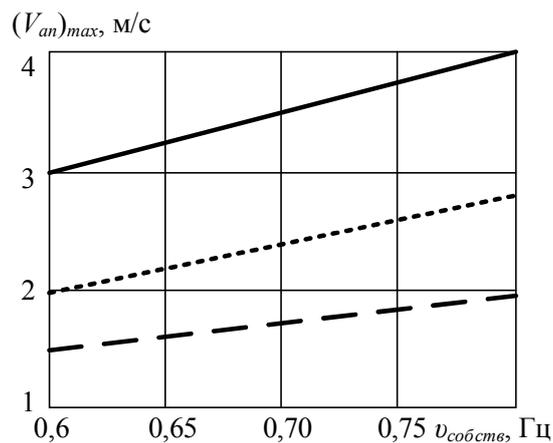


Рис. 6. Зависимость максимально допустимой скорости движения автомобильного поезда от частот собственных колебаний: — $L_{an}/n = 5$ м; ···· $L_{an}/n = 3,3$ м; - - - $L_{an}/n = 2,5$ м

В случае, если частоты собственных колебаний автомобилей и прицепа значительно отличаются, то выбирать максимально допустимую скорость движения автопоезда по частоте собственных колебаний того звена, для которого указанная частота меньше.

Выводы. В результате проведенного исследования определены максимальные частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на ходовую часть многосвязных многоосных автопоездов. Полученные аналитические выражения позволяют определить допустимую скорость движения автомобильного поезда при воздействии на ходовую часть дорожных неровностей. Ограничение скорости движения позволит сохранить устойчивость и управляемость автомобильного поезда по условию ограничения частоты возмущающих колебаний его звеньев в плоскости дороги.

Список литературы: 1. Подригало М. А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – с. 42-48. 2. Подригало М. А. Оценка управляемости и устойчивости многоосных автомобилей при установившемся прямолинейном движении / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько, В. Н. Плетнёв // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – СевНТУ, 2013. – Вип. 143. – с. 41-44. 3. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8 – Введены в Глобальный регистр 2008-06-26. – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с. 4. Антонов А. С. Армейские автомобили. Конструкция и расчет / А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович, В. С. Прозоров // Часть первая. Воениздат. – М. – 1970. – 540 с.

Bibliography (transliterated): 1. Podrigalo M. A. Obespechenie upravljajemosti i ustojchivosti avtomobilej pri ustanovivshemsja dvizhenii / M. A. Podrigalo, D. M. Klets, V. I. Gatsko // Vestnik HNADU. Sbornik nauchnyh trudov. – Har'kov: Izd-vo HNADU, 2013. – Vyp. 60. – s. 42-48. 2. Podrigalo M. A. Ocenka upravljajemosti i ustojchivosti mnogoosnyh avtomobilej pri ustanovivshemsja prjamolinejnom dvizhenii / M. A. Podrigalo, D. M. Klets, V. I. Gatsko, V. N. Pletnjov // Visnik SevNTU. Zbirnik naukovih prac'. Serija: Mashinopriladobuduvannja ta transport. – Sevastopol'. – SevNTU, 2013. – Vip. 143. – s. 41-44. 3. Jelektronnye sistemy kontrolja ustojchivosti: ECE/TRANS/180/Add.8 – Vvedeny v Global'nyj registr 2008-06-26. – Zheneva: Global'nyj registr. Organizacija ob'edinjonnyh nacij, 2008. – 116 s. 4. Antonov A.S. Armejskie avtomobili. Konstrukcija i raschet / A. S. Antonov, Ju. A. Kononovich, E. I. Magidovich, V. S. Prozorov // Chast' pervaja. Voenizdat. – M. – 1970. – 540 s.

Яценко К. Г.

ОЦЕНКА ВОЗМУЩАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ДОРОГИ НА МНОГОЗВЕННЫЙ МНОГООСНЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ПОЕЗД

Получила дальнейшее развитие теория эксплуатационных свойств средств подвижности, движущихся в сложных дорожных условиях. Определены максимальные частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на ходовую часть многозвенных многоосных автопоездов. Полученные аналитические выражения позволяют определить максимально допустимую скорость движения автомобильного поезда при воздействии на ходовую часть дорожных неровностей.

Яценко К. Г.

ОЦІНКА ЗБУРЮЮЧИХ ВПЛИВІВ ДОРОГИ НА БАГАТОЛАНКОВИЙ БАГАТОВІСНИЙ АВТОМОБІЛЬНИЙ ПОЇЗД

Отримала подальший розвиток теорія експлуатаційних властивостей засобів рухомості, що рухаються в складних дорожніх умовах. Визначено максимальні частоти збурюючих впливів нерівностей дороги на ходову частину багатоланкових багатовісних автопоїздів. Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити максимально допустиму швидкість руху автомобільного поїзда при впливі на ходову частину дорожніх нерівностей.

Yatsenko K. G.

EVALUATION OF THE ROAD DISTURBANCES ON MULTI-CHASSIS MULTILINK CAR TRAIN

The theory of operational properties of mobility means moving in difficult road conditions is further developed. It's determined the maximum frequency of road disturbances on the multi-chassis multilink trucks. Obtained analytical expressions allow us to determine the car train maximum permissible speed when the road irregularities undercarriage exposed.

УПРАВЛІННЯ В ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 681.31

Александрова Т.Е., д-р техн. наук; Истомин А.Е., канд. техн. наук

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НАВЕДЕНИЯ И СТАБИЛИЗАЦИИ ТАНКОВОЙ ПУШКИ

Постановка задачи

Огневое могущество современного танка определяется четырьмя основными показателями:

- калибром основного вооружения – танковой пушки, способной вести прицельный огонь с ходу бронебойными, кумулятивными и осколочно-фугасными снарядами, а также управляемыми ракетами, самонаводящимися по лазерному лучу танкового прицела-дальномера;
- скорострельностью танковой пушки, определяемой характеристиками автоматического механизма заряжания и временем наведения на цель;
- точностью стабилизации оси канала ствола танковой пушки относительно линии прицеливания;
- характеристиками танкового баллистического вычислителя, определяющего требуемые углы рассогласования линии прицеливания относительно направления на цель.

Калибр танковой пушки отечественных танков «Булат», «Береза» и «Оплот», а также российских танков составляет 125 мм, в то время как калибр танковых пушек стран НАТО – 120 мм. Скорострельность танковых пушек отечественных и российских танков, оснащенных автоматическим механизмом заряжания, составляет 8 выстрелов в минуту, что является хорошим показателем для пушек калибра 125 мм и превышает скорострельность большинства танков стран НАТО за исключением французского танка «Леклерк». Отечественные танковые баллистические вычислители по своим характеристикам не уступают аналогичным зарубежным образцам. И только лишь системы наведения и стабилизации отечественных танков, использующие устаревшую элементную базу и примитивные алгоритмы управления, уступают по своим характеристикам современным зарубежным образцам и снижают общий показатель огневого могущества украинских танков.

Целью настоящей статьи является разработка методики выбора значений варьируемых параметров системы наведения и стабилизации танковой пушки, доставляющих замкнутой системе максимальные значения показателей запаса устойчивости, быстродействия и точности стабилизации.

Основная часть

Необходимым условием функционирования любой системы автоматического управления является устойчивость ее возмущенного движения. Однако это условие является далеко не достаточным. Для нормального функционирования система автоматического управления должна удовлетворять целому ряду критериев качества, основными из которых являются запас устойчивости, быстродействие и точность отработки возмущений, действующих на систему.

© Т.Е. Александрова, 2016

Под запасом устойчивости системы автоматического управления в общем случае понимают удаленность рабочей точки системы от границы области устойчивости. В частном случае линейной системы количественным показателем запаса устойчивости может служить расстояние в плоскости корней характеристического уравнения системы от мнимой оси плоскости корней до ближайшего к этой оси действительного корня или ближайшей пары комплексно-сопряженных корней характеристического уравнения.

Быстродействие системы автоматического управления оценивается временем затухания переходного процесса.

Запас устойчивости и быстродействие системы являются взаимозависимыми величинами. Так, если ближайший к мнимой оси корень характеристического уравнения равен

$$s_k = -\alpha,$$

то быстродействие системы оценивается следующей формулой [1]

$$t = \frac{3}{|\alpha|}.$$

Точность обработки внешних возмущений, действующих на систему автоматического управления, принято оценивать значением интегрального квадратичного функционала

$$I = \int_0^{\tau} \varphi^2(t) dt, \quad (1)$$

где $\varphi(t)$ – обобщенная координата, определяющая рассогласование между собственной осью стабилизируемого объекта и линией прицеливания.

Рассмотрим возмущенное движение танковой пушки в канале вертикального наведения [2], описываемое системой линейных дифференциальных уравнений

$$\ddot{\varphi}(t) = -\frac{k_m k_d}{I_n} \beta(t); \quad (2)$$

$$\ddot{\beta}(t) = -\frac{1}{T_1^2} \beta(t) - \frac{T_2}{T_1^2} \dot{\beta}(t) + \frac{k_e k_y}{c T_1^2} k_\varphi \varphi(t) + \frac{k_e k_y}{c T_1^2} k_c k_\dot{\varphi} \dot{\varphi}(t), \quad (3)$$

где $\varphi(t)$ – угол поворота оси канала ствола танковой пушки относительно линии прицеливания; $\beta(t)$ – угол поворота якоря электрогидравлического усилителя относительно нейтрального положения; I_n – момент инерции пушки относительно оси цапф; T_1, T_2 – постоянные времени электрогидравлического усилителя; k_m, k_d, k_e, k_y, k_c – коэффициенты пропорциональности; c – коэффициент жесткости фиксирующей пружины якоря электромагнита; $k_\varphi, k_\dot{\varphi}$ – варьируемые параметры стабилизатора, подлежащие выбору.

Производя замену переменных $x_1(t) = \varphi(t)$; $x_2(t) = \dot{\varphi}(t)$; $x_3(t) = \beta(t)$;

$x_4(t) = \dot{\beta}(t)$, систему (2), (3) и функционал (1) запишем в нормальной форме:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_2(t); \\ \dot{x}_2(t) &= -\frac{k_m k_d}{I_n} x_3(t); \\ \dot{x}_3(t) &= x_4(t); \\ \dot{x}_4(t) &= \frac{k_e k_y}{c T_1^2} k_\varphi x_1(t) + \frac{k_e k_y}{c T_1^2} k_c k_\varphi x_2(t) - \\ &\quad - \frac{1}{T_1^2} x_3(t) - \frac{T_2}{T_1^2} x_4(t); \end{aligned} \quad (4)$$

$$I(k_\varphi, k_\varphi) = \int_0^\tau x_1^2(t) dt. \quad (5)$$

Собственная матрица системы (4) равна

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_m k_d}{I_n} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_e k_y}{c T_1^2} k_\varphi & \frac{k_e k_y}{c T_1^2} k_c k_\varphi & -\frac{1}{T_1^2} & -\frac{T_2}{T_1^2} \end{bmatrix}, \quad (6)$$

а матрица квадратичной формы подынтегральной функции функционала (5) записывается

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Рассмотрим характеристическое уравнение системы (4)

$$\det[A(k_\varphi, k_\varphi) - Es] = 0,$$

или

$$\begin{aligned} s^4 + \frac{T_2}{T_1^2} s^3 + \frac{1}{T_1^2} s^2 + \frac{k_m k_d k_e k_y}{c I_n T_1^2} k_c k_\varphi s + \\ + \frac{k_m k_d k_e k_y}{c I_n T_1^2} k_\varphi = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Пусть значения параметров танковой пушки с электрогидравлическим исполнительным органом составляют: $I_n = 736,9 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $T_1 = 10^{-2} \text{ с}$; $T_2 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$; $c = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $k_c = 0,2 \text{ с}^2$; $k_m = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{Па}^{-1}$; $k_d = 1,228 \cdot 10^7 \text{ Па}$; $k_e = 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{А}^{-1}$; $k_y = 10^{-2} \text{ Ом}^{-1}$.

Тогда характеристическое уравнение (8) записывается в виде

$$s^4 + 5s^3 + 10^4 s^2 + 0,2 \cdot 10^4 k_{\dot{\varphi}} s + 10^4 k_{\varphi} = 0. \quad (9)$$

В плоскости варьируемых параметров стабилизатора $k_{\varphi}, k_{\dot{\varphi}}$ построим линии равной степени устойчивости [3], для чего в уравнении (9) произведем замену $s = \beta + j\omega$, выделим в полученном уравнении действительную и мнимую части, приравняем их нулю и полученные уравнения разрешим относительно варьируемых коэффициентов k_{φ} и $k_{\dot{\varphi}}$:

$$\begin{aligned} k_{\varphi} &= 3 \cdot 10^{-4} \beta^4 + 2 \cdot 10^{-4} \beta^2 \omega^2 - 10^{-4} \omega^4 + \\ &+ 10^{-3} \beta^3 - 10^{-3} \beta \omega^2 + \omega^2 + \beta^2; \\ k_{\dot{\varphi}} &= -2 \cdot 10^{-3} \beta^3 + 2 \cdot 10^{-3} \beta \omega^2 - 7,5 \cdot 10^{-3} \beta^2 + \\ &+ 2,5 \cdot 10^{-3} \omega^2 - 10\beta. \end{aligned} \quad (10)$$

В плоскости варьируемых параметров стабилизатора $(k_{\varphi}, k_{\dot{\varphi}})$ с помощью соотношений (10) построим кривые при изменении ω от нуля до бесконечности для различных отрицательных значений β . При $\beta = 0$ построенная кривая представляет собой область устойчивости замкнутой системы стабилизации, а при $\beta_k < 0, (k = \overline{1, l})$ – линию равной степени устойчивости. При нахождении точки $(k_{\varphi}, k_{\dot{\varphi}})$ на этой кривой запас устойчивости системы составляет $\beta = \beta_k$ (рис.1).

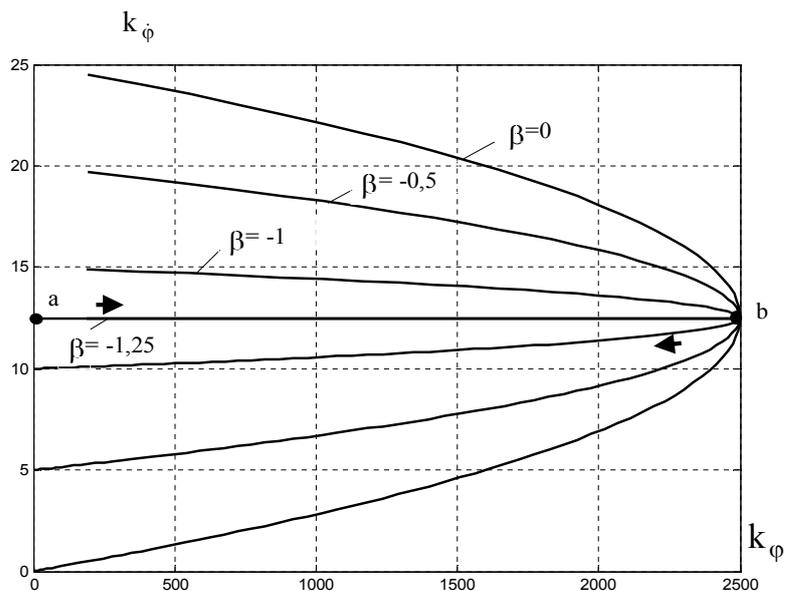


Рис. 1. Кривые равной степени устойчивости системы (4).

При $\beta_l = -1,25$ кривые равной степени устойчивости стягиваются в отрезок прямой, параллельный оси абсцисс, ограниченный точками $a = 1,5613$ и $b = 2496,87$. Если значения варьируемых параметров k_φ и $k_{\dot{\varphi}}$ выбраны на отрезке (a, b) , то замкнутая система стабилизации (4) имеет постоянный максимальный запас устойчивости $\beta^* = \beta_l = -1,25$. Всюду на отрезке (a, b) значение параметров $k_{\dot{\varphi}}$ постоянно и равно $12,5 \text{ В} \cdot \text{с}$.

Выберем из корней характеристического уравнения (9) корень с максимальной действительной частью

$$\max_j \operatorname{Re} s_j = \beta^*, \quad (j = \overline{1, n})$$

Тогда норма вектора состояния системы (4) удовлетворяет оценке [4,5]

$$\|X(t)\| = \left\| \sqrt{\sum_{i=1}^n x_i^2(t)} \right\| \leq \|X(0)\| e^{t \cdot \beta^*}. \quad (11)$$

Анализ соотношения (11) позволяет сделать вывод, что максимальный запас устойчивости замкнутой линейной системы обеспечивает и ее максимальное быстродействие.

Для отыскания оптимального значения варьируемого параметра k_φ потребуем, чтобы на решениях системы (4) достигал минимума интегральный квадратичный функционал (5). В работе [6] показано, что значение функционала (5) составляет

$$I[X(0), k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}] = \langle X(0), K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) X(0) \rangle, \quad (12)$$

где квадратная симметрическая матрица $K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ является решением линейного матричного алгебраического уравнения

$$K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) A(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) + A^T(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) + Q = 0, \quad (13)$$

при достаточном большом значении верхнего предела τ интеграла (5).

Без ограничения общности предположим, что обобщенная координата $\varphi(t) = x_1(t)$ является главной координатой системы стабилизации, которая в наибольшей степени характеризует поведение стабилизируемого объекта в его возмущенном движении [2]. Обычно при исследовании процессов стабилизации задают следующие начальные условия системы (4): $x_1(0) = x_{10}$; $x_2(0) = x_3(0) = \dots = x_n(0) = 0$, т.е. ненулевое начальное условие имеет место только лишь по главной координате. Тогда квадратичная форма (12) принимает следующий вид

$$I(x_{10}, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) = k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) x_{10}^2. \quad (14)$$

В связи с тем, что оптимальное значение векторного аргумента, доставляющего минимум некоторой функции, не зависит от постоянного множителя в соотношении, описывающем функцию, то соотношение (14) может быть представлено в виде

$$I(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) = k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}), \quad (15)$$

где $k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ - первый главный диагональный элемент матрицы $K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$, а задача оптимизации квадратичной формы с неопределенными компонентами вектора $X(0)$ заменяется задачей поиска минимума функции (15).

Квадратную симметрическую матрицу $K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ будем отыскивать в виде

$$K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{12} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{13} & k_{23} & k_{33} & k_{34} \\ k_{14} & k_{24} & k_{34} & k_{44} \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Представим матрицы (6), (7) и (16) в матричное уравнение (13), которое эквивалентно системе линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных элементов матрицы (16):

$$\begin{aligned} 2 \cdot 10^3 k_\varphi k_{14} + 1 &= 0; \\ k_{11} + 0,2 \cdot 10^3 k_{\dot{\varphi}} k_{14} + 10^3 k_\varphi k_{24} &= 0; \\ -10k_{12} - 10^4 k_{14} + 10^3 k_\varphi k_{34} &= 0; \\ k_{13} - 5k_{14} + 10^3 k_\varphi k_{44} &= 0; \\ k_{12} + 0,2 \cdot 10^3 k_{\dot{\varphi}} k_{24} &= 0; \\ -10k_{22} - 10^4 k_{24} + k_{13} + 0,2 \cdot 10^3 k_{\dot{\varphi}} k_{34} &= 0; \\ k_{23} - 5k_{24} + k_{14} + 0,2 \cdot 10^3 k_{\dot{\varphi}} k_{44} &= 0; \\ -10k_{23} - 10^4 k_{34} &= 0; \\ k_{33} - 5k_{34} - 10k_{24} - 10^4 k_{44} &= 0; \\ k_{34} - 5k_{44} &= 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Из системы (17) имеем

$$k_{11} = 0,1 \frac{k_{\dot{\varphi}}}{k_\varphi} + \frac{0,25k_\varphi + 0,1 \cdot 10^3 k_{\dot{\varphi}} - 2,5 \cdot 10^3}{2,5k_\varphi + 40k_{\dot{\varphi}}^2 - 10^3 k_{\dot{\varphi}}}. \quad (18)$$

При $k_\varphi = 0$ функция (18) обращается в бесконечность за счет первого слагаемо-

го. Второе слагаемое устремляется в бесконечность при обращении в нуль его знаменателя, т.е. при выполнении условия

$$2,5k_\varphi + 40k_\varphi^2 - 10^3 k_\varphi = 0 \quad (19)$$

Решение квадратного уравнения (19) записывается в виде

$$k_\varphi = 12,5 \pm \sqrt{12,5^2 - 0,0625k_\varphi} . \quad (20)$$

Легко заметить, что функция (20) описывает часть границы области устойчивости при $k_\varphi > 0$.

Таким образом, всюду на границе области устойчивости, приведенной на рис.1, функция (18) устремляется к бесконечности.

В работе [2] показано, что квадратичная форма (12), матрица которой удовлетворяет уравнению (13), имеет внутри области устойчивости системы (4) единственный минимум, являющийся глобальным. Тогда вполне естественным является утверждение, что функция (18) имеет вогнутую чашеобразную форму с единственной экстремальной точкой, расположенной внутри области устойчивости, и краями, уходящими в бесконечность на границе области устойчивости.

Используя программный продукт Optimization Toolbox в среде MATLAB, построим функцию (18) и отыщем значения варьируемых параметров k_φ и $k_\dot{\varphi}$, доставляющих минимум функции (18). На рисунке 2 представлен вид поверхности функции (18).

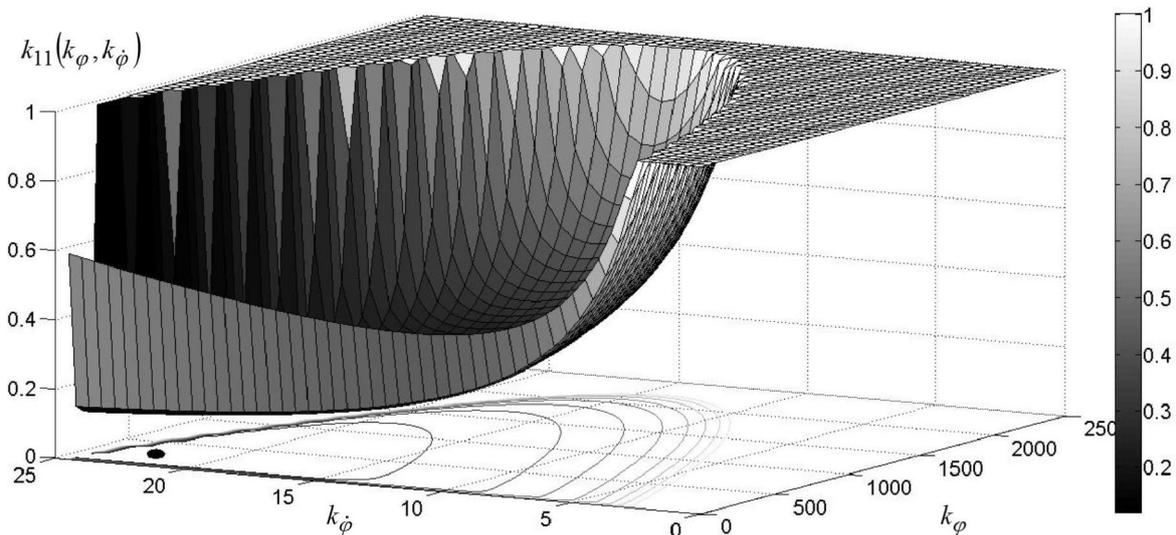


Рис. 2. К отысканию точки минимума функции (18)

Оптимальные значения варьируемых параметров k_φ и $k_\dot{\varphi}$, доставляющие минимум функции (18), составляют $k_\varphi^* = 196,2 \text{ В}$; $k_\dot{\varphi}^* = 23,1 \text{ В} \cdot \text{с}$. При этих значениях

варьируемых параметров значение функции (18) составляет $k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) = 0,1218$.

Значения варьируемых параметров k_φ^* и $k_{\dot{\varphi}}^*$, доставляющих минимум функционалу (5) на решениях системы (4), обеспечивают максимальную точность стабилизации оси канала ствола танковой пушки относительно линии прицеливания. Вместе с тем, эти значения не обеспечивают необходимого запаса устойчивости и быстродействия замкнутой системы, так как точка $(k_\varphi^*, k_{\dot{\varphi}}^*)$ находится вблизи границы области устойчивости и значительно удалена от отрезка (a, b) , где запас устойчивости и быстродействия замкнутой системы максимальны.

Поставим задачу параметрического синтеза оптимального по точности стабилизатора танковой пушки при максимальных запасах устойчивости и быстродействия замкнутой системы стабилизации. Для этого положим $k_{\dot{\varphi}}^* = 12,5 \text{ В} \cdot \text{с}$ и подставим это значение в соотношение (18). В результате получаем функцию (18) при условии нахождения рабочей точки на отрезке (a, b) области устойчивости

$$k_{11}(k_\varphi) = \frac{1,25}{k_\varphi} + \frac{0,25k_\varphi - 1,25 \cdot 10^3}{2,5k_\varphi - 6,25 \cdot 10^3} \quad (21)$$

Для отыскания минимума функции (21) продифференцируем ее по k_φ и результат дифференцирования приравняем нулю. В результате получаем $k_\varphi^* = 165,085 \text{ В}$.

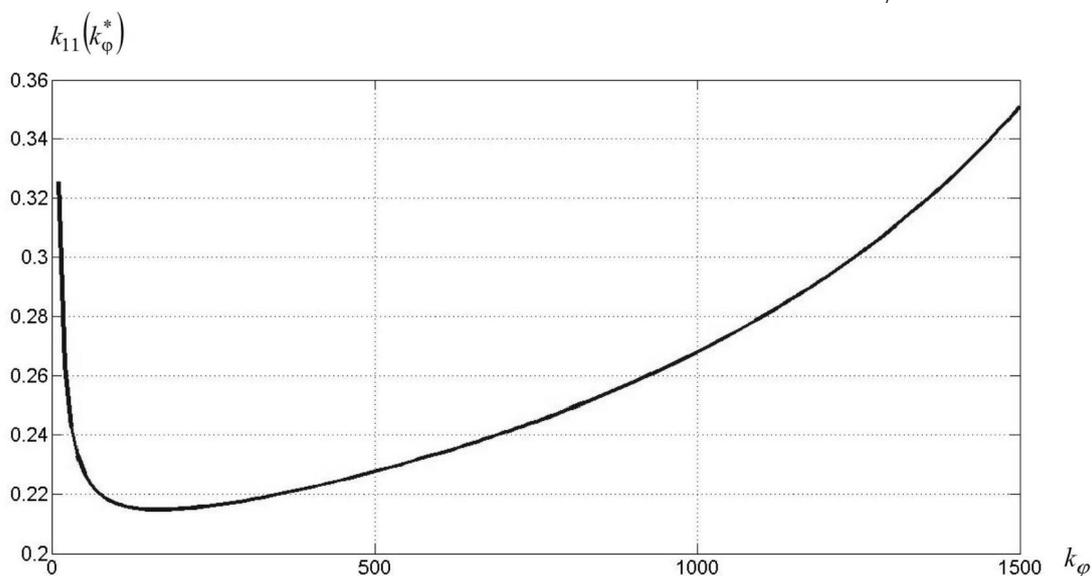


Рис. 3. Зависимость функции (21) от варьируемого параметра k_φ

Зависимость функции (21) от параметра k_φ приведена на рисунке 3. Значение функции (21) в точке минимума составляет $k_{11}(k_\varphi^*) = 0,21464$.

Сравнение значений функции $k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ в точках $k_\varphi^* = 196,2 \text{ В}$;

$k_{\varphi}^* = 23,1 \text{ В} \cdot \text{с}$ и $k_{\varphi}^* = 165,085 \text{ В}$; $k_{\varphi}^* = 12,5 \text{ В} \cdot \text{с}$ показывается, что в первом случае точность стабилизации приблизительно на 40% выше, чем во втором, однако запас устойчивости и быстродействие значительно ниже, что в конечном итоге приводит к выводу о предпочтительности второго варианта.

Заклучение

С использованием понятия главной координаты стабилизируемого процесса разработана методика решения задачи параметрического синтеза оптимального по точности стабилизатора танковой пушки, обеспечивающего максимальные показатели запаса устойчивости и быстродействия замкнутой системы стабилизации.

Список литературы 1. Бессекерский В.А. Теория систем автоматического управления / В.А. Бессекерский, Е.П. Попов. – Санкт-Петербург: Профессия, 2003. – 752 с. **2.** Александрова Т.Е. О единственности решения задачи параметрического синтеза линейной динамической системы с интегральным квадратичным критерием оптимальности / Т.Е. Александрова // Системы обработки информации. – 2013. – Вып. 7(114). – С. 116-120. **3.** Орурк И.А. Новые методы синтеза линейных и некоторых нелинейных динамических систем / И.А. Орурк. – М. – Л.: Наука, 1965. – 207 с. **4.** Демидович Б.П. Лекции по математической теории устойчивости / Б.П. Демидович. – М.: Наука, 1967. – 472 с. **5.** Zubov V.I. Лекции по теории управления / В.И. Zubov. – М.: Наука, 1975. – 496 с. **6.** Александров Е.Е. Автоматизированное проектирование динамических систем с помощью функций Ляпунова / Е.Е. Александров, М.В. Бех. – Харьков: Основа, 1993. – 113 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Bessekerskij V.A. Teoriya sistem avtomaticheskogo upravleniya / V.A. Bessekerskij, E.P. Popov. – Sankt-Peterburg: Professiya, 2003. – 752 s. **2.** Aleksandrova T.E. O edinstvennosti resheniya zadachi parametriceskogo sinteza linejnoy dinamicheskoy sistemy s integral'nyim kvadraticnym kriteriem optimal'nosti / T.E. Aleksandrova // Sistemi obrabki informacii. – 2013. – Vyp. 7(114). – S. 116-120. **3.** Orurk I.A. Nove metody sinteza linejnyh i nekotoryh nelinejnyh dinamicheskix sistem / I.A. Orurk. – M. – L.: Nauka, 1965. – 207 s. **4.** Demidovich B.P. Lekcii po matematicheskoi teorii ustojchivosti / B.P. Demidovich. – M.: Nauka, 1967. – 472 s. **5.** Zubov V.I. Lekcii po teorii upravleniya / V.I. Zubov. – M.: Nauka, 1975. – 496 s. **6.** Aleksandrov E.E. Avtomatizirovannoe proektirovanie dinami-cheskix sistem s pomoshch'yu funkciy Lyapunova / E.E. Aleksandrov, M.V. Bekh. – Har'kov: Osnova, 1993. – 113 s.

Александрова Т.Є., Істомін О.Є.

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОЇ СИСТЕМИ НАВЕДЕННЯ І СТАБІЛІЗАЦІЇ ТАНКОВОЇ ГАРМАТИ

Розглядається задача параметричного синтезу стабілізатора танкової гармати, що забезпечує максимальні значення показників стійкості, швидкодії і точності замкнутої системи наведення і стабілізації.

Alexandrova T.Ye., Istomin A.E.

PARAMETRIC SYNTHESIS OF OPTIMAL SYSTEMS OF GUIDANCE AND STABILIZATION TANK GUN

This article provides the problem of parametric synthesis of the stabilizer tank gun, ensuring maximum values of sustainability indicators, speed and accuracy of a closed system of guidance and stabilization.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТАКТОВОЙ ЧАСТОТЫ ИЗМЕРИТЕЛЯ ФАЗ ГАЗО-РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС ПО МИНИМУМУ СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКОЙ ОШИБКИ

Постановка проблемы. При определении угла сдвига фаз между моментом открытия (закрытия) впускного (выпускного) клапана и опорным синхроимпульсом с помощью цифрового интегрирующего фазометра наибольшее влияние на точность измерения оказывают две составляющие погрешности: 1) низкочастотная, обусловленная некратностью измеряющего фазового интервала и периода следования синхроимпульсов; 2) высокочастотная составляющая погрешности, обусловленная дискретностью самого процесса квантования по времени измеряемой величины. Условия минимизации указанных составляющих, как правило, совершенно различные, в связи с чем и возникает задача поиска оптимальной по точности тактовой частоты фазометра, поскольку частота следования синхроимпульсов и виброимпульсов клапанного механизма определяется скоростным режимом работы ДВС. При этом надо учесть, что частота следования пачек виброимпульсов клапанного механизма в двухтактном ДВС совпадает с частотой вращения коленчатого вала, а в четырехтактном ДВС – вдвое ниже.

Анализ литературы [1-3] показывает, что цифровые интегрирующие фазометры применяются и усовершенствуются в тех случаях, когда частоты импульсных серий, между которыми определяется сдвиг фаз, одинаковы и постоянны. Если же фазометр применяется для диагностики ДВС, скоростной режим которого в реальных условиях эксплуатации может изменяться, то частоты следования упомянутых импульсных последовательностей изменяются и повысить точность измерений по известным методам крайне затруднительно.

Цель статьи – разработать методику определения оптимальной по минимуму среднеквадратической ошибки тактовой частоты измерителя фаз газораспределения двухтактного и четырехтактного ДВС в установившихся и переходных режимах его работы.

Основная часть. Вначале рассмотрим измеритель, который позволяет определять сдвиг фаз Φ между импульсными последовательностями одной частоты следования (первый режим работы), а также между соответствующими импульсами последовательностей, имеющих частоты следования F и $0,5F$ (второй режим работы). Структурная схема измерителя, который реализован на базе устройства для сравнения частот, описанного в работе [4, 5], представлена на рис. 1. Первый источник сигнала (ИС1) вырабатывает прямоугольный импульс, длительность которого равна продолжительности вибросигнала при открытии впускного или выпускного клапана. Источник сигнала (ИС2) вырабатывает прямоугольный импульс при заходе поршня в нижнюю мертвую точку (НМТ).

При работе измерителя в первом режиме переключатель (П) установлен в положение «а», и квантующие импульсы частотой следования f_k , вырабатываемые управляемым генератором (УГ), поступают на вход второго счетчика (СЧ2) непосредственно и на вход первого счетчика (СЧ1) через схему совпадения (СС). Последняя пропускает импульсы только в те промежутки времени, когда первый триггер (Т1) установлен в единичное состояние. Установка Т1 в единичное состояние происходит при действии переднего фронта выходного импульса первого формирователя (Ф1), а сброс в нулевое состояние – при действии переднего фронта импульса на выходе Ф2.

© А. Н.Борисенко, 2016

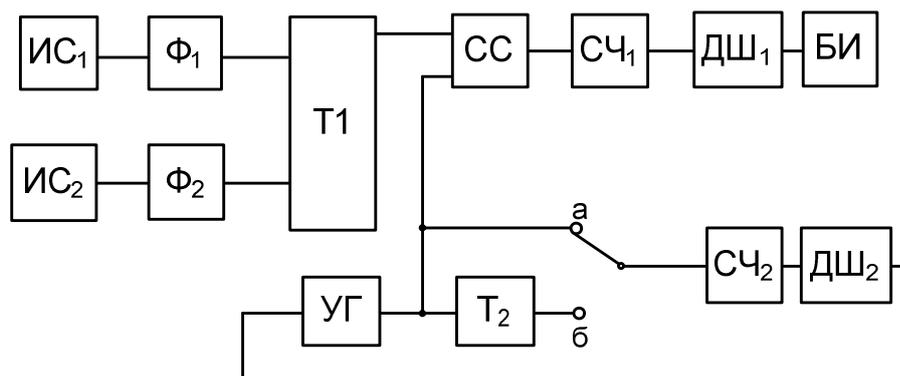


Рис. 1. – Блок-схема цифрового интегрирующего фазометра для диагностирования одноцилиндровых двух- и четырехтактных дизелей в установившихся режимах.

При записи в СЧ2 некоторого числа M на соответствующем выходе второго дешифратора (ДШ2) появляется нулевой сигнал, УГ прекращает генерацию импульсов, и процесс записи в СЧ1 и СЧ2 прекращается. Число, записанное в СЧ1 по окончании времени t_3 записи преобразуется с помощью ДШ1 в десятичное число M_1 , которое регистрируется блоком индикации (БИ). Измеренное значение сдвига фаз в этом случае

$$\varphi = 360 M_1 M^1, \quad (1)$$

а объемы СЧ1, СЧ2 и f_k выбираются такими, чтобы $t_3 \gg F^{-1}$. Такой случай работы цифрового фазометра подробно рассмотрен в работе [6], согласно которой суммарная среднеквадратичная погрешность измерения сдвига фаз

$$\sigma = \frac{360}{\sqrt{6}} \sqrt{\frac{F}{f_k^2 t_3} + \frac{1}{30 F^2 t_3^2}}. \quad (2)$$

Первое слагаемое под знаком радикала в выражении (2) обусловлено погрешностью квантования временного сдвига между импульсными последовательностями и представляет собой высокочастотную составляющую погрешности фазометра, а второе - погрешностью дискретизации, вызванной некрatностью t_3 и периода указанных последовательностей (низкочастотная составляющая погрешности). Учитывая, что $t_3 = M f_k^{-1}$, последнее выражение приведем к виду

$$\sigma = 60\sqrt{6}(F / f_k M + f_k^2 / 30 F^2 M^2)^{0.5}. \quad (3)$$

Из полученного соотношения видно, что существенным резервом повышения точности фазометра является повышение объема СЧ2, однако в большинстве практических случаев это неприемлемо в связи с усложнением устройства. Более целесообразна минимизация σ за счет рационального выбора f_k , от которой высоко- и низкочастотная составляющие зависят по-разному. Продифференцировав (3) по f_k и приравняв производную нулю, после соответствующих математических операций найдем

$$f_{k0} = F\sqrt[3]{15M}, \quad (4)$$

где $f_{ко}$ – оптимальная частота квантования.

Подставив (3) в (4), получим минимальное значение среднеквадратичной погрешности

$$\sigma_{\min} = 180 / \sqrt{M^3 \sqrt{15M}}. \quad (5)$$

Результаты расчета по формулам (4) и (5) показывают, что, например, при $f_{\kappa} = 10^6$ Гц, $F = 5 \cdot 10^3$ Гц, $t_3 = 1$ с, $M = 10^6$, $\sigma_{\min} = 0,0174^0$; при $f_{\kappa} = 10^7$ Гц, $F = 2 \cdot 10^4$ Гц, $t_3 = 1$ с, $M = 10^6$, $\sigma_{\min} = 0,0025^0$; при $f_{\kappa} = 10^7$ Гц, $F = 10^4$ Гц, $t_3 = 10$ с, $M = 10^8$, $\sigma_{\min} = 0,00055^0$, что достаточно близко к значениям функции $\sigma(f_{\kappa}, t_3, F)$ в точках минимума.

Во втором режиме работы измерителя, когда частота следования импульсов, вырабатываемых первым источником сигнала (ИС1), вдвое ниже частоты импульсов второго источника сигнала (ИС2), П устанавливается в положение «б». В соответствии с этим частоты следования прямоугольных импульсов, формируемых Ф1 и Ф2, составляют $0,5F$ и F . При этом импульс Ф1 устанавливает в единичное состояние Т1, первый следующий за ним импульс Ф2 устанавливает в нулевое состояние Т1, а второй импульс Ф2 подтверждает нулевое состояние Т1, благодаря чему импульсы на выходе этого триггера имеют частоту $0,5F$. Триггер Т2 подключен счетным входом к выходу УГ, вследствие чего на вход СЧ2 поступают импульсы с частотой $0,5f_{\kappa}$. Цикл измерения в этом случае длится в течение

$$t_3 = 2 M f_{\kappa}^{-1}.$$

После подстановки последней формулы в выражение (2) с учетом изложенного получим

$$\sigma = 60\sqrt{6} \sqrt{\frac{F}{4f_{\kappa}M} + \frac{f_{\kappa}^2}{30F^2M^2}}. \quad (6)$$

Из сравнения выражений (3) и (6) видно, что в последнем случае высокочастотная составляющая погрешности в четыре раза ниже. Обусловлено это тем, что преобразование в код интервала времени, соответствующего измеряемому Φ , осуществляется импульсами той же частоты квантования f_{κ} , время измерения увеличивается вдвое, а процесс измерения происходит в течение такого же числа периодов следования импульсов ИС1, что и в первом случае. Если бы измерение Φ между импульсными последовательностями с частотами $0,5F$ производилось устройством в первом режиме работы, то высокочастотная составляющая погрешности уменьшилась бы вдвое, а низкочастотная - увеличилась бы в четыре раза, что видно из формулы (1). При этом σ могла бы как уменьшаться, так и увеличиваться. В этом заключается основное отличие описываемого измерителя, работающего во втором режиме, от цифровых фазометров [6], в которых одна и та же частота f_{κ} используется для заполнения фазовых интерва-

лов и задания времени измерения. Отметим, что при работе устройства во втором режиме Φ определяется по той же формуле (1), благодаря сохранению числа фазовых интервалов за время измерения и частоты квантования. В этом случае тоже существует $f_{к0}$, при которой $\sigma = \sigma_{\min}$. После дифференцирования соотношения (6) по f_k и соответствующих преобразований получим

$$f_{к0} = F \sqrt[3]{\frac{15M}{4}}. \quad (7)$$

Подстановка (4.17) в (4.18) дает

$$\sigma_{\min} = 90 \sqrt[3]{2} / \sqrt{M \sqrt[3]{15M}}. \quad (8)$$

Следовательно, $f_{к0}$ и σ_{\min} для первого и второго режимов работы измерителя различны. При сравнении (5) и (8) видно, что в последнем случае суммарная среднеквадратичная погрешность почти вдвое ниже. Это позволяет сделать вывод, что одним из путей повышения точности цифрового фазометра с интегрированием при увеличении периода входных импульсов является такое же увеличение времени измерения при неизменности частоты квантования фазовых интервалов.

Данный измеритель используется авторами для определения фазовых характеристик газораспределения двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

На рис. 2 приведена блок-схема измерителя фаз газораспределения ДВС, построенного на базе устройства [7], разработанного при участии авторов, в котором датчик топливоподачи заменен датчиком вибраций клапанного механизма.

Устройство работает следующим образом.

Рассмотрим случай измерения фазы газораспределения двухтактного ДВС, когда переключатель 12 установлен в первое (верхнее по схеме) положение.

При работе ДВС впускной клапан открывается и подает воздух в цилиндр, благодаря чему датчик 1 перемещения клапана вырабатывает вибросигнал, который преобразуется с помощью первого формирователя 3 импульсов в прямоугольный импульс нормированной амплитуды (например, равной уровню логической единицы) и длительности, равной продолжительности сигнала датчика 1. При этом передний фронт выходного импульса формирователя 3 совпадает с моментом начала импульса датчика 1, а задний фронт импульса этого формирователя совпадает с моментом окончания сигнала датчика 1. Под действием переднего фронта выходного импульса второго формирователя 4 импульсов первый триггер 5 устанавливается в единичное состояние, вследствие чего его выходной сигнал, равный, например, уровню логической единицы, поступает на первый вход первой схемы 7 совпадения.

При достижении поршнем ДВС верхней мертвой точки (ВМТ) датчик 2 вырабатывает электрический импульс, начало которого соответствует моменту ВМТ. С помощью второго формирователя 4 импульсов сигнал датчика 2 преобразуется в прямоугольный импульс нормированной амплитуды и длительности, причем передний фронт этого импульса формируется в момент начала сигнала датчика 2.

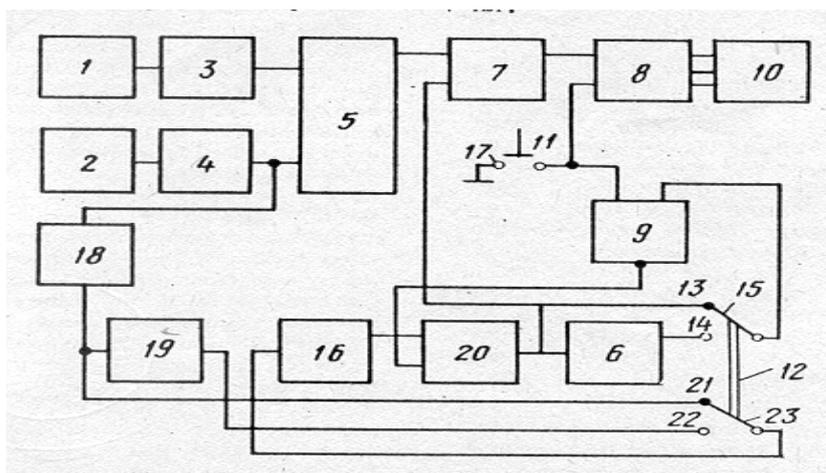


Рис. 2. – Блок-схема фазометра с оптимальной по точности частотой квантования, предназначенного для диагностирования двух- и четырехтактных ДВС в переходных режимах работы.

При действии переднего фронта выходного импульса второго формирователя 4 первый триггер 5 переходит в нулевое состояние и единичный сигнал на первом входе первой схемы 7 совпадения исчезает. Так как выходной импульс первого триггера 5 начинается в момент начала открытия клапана и оканчивается в момент достижения поршнем верхней мертвой точки, то его длительность представляет собой время с момента открытия впускного клапана до момента прихода поршня в ВМТ.

При работе двухтактного ДВС открытие впускного клапана происходит в каждом обороте коленчатого вала, благодаря чему единичный импульс на выходе первого триггера 5 вырабатывается также в каждом обороте вала. Импульсы второго формирователя 4, вырабатываемые в каждом обороте вала, поступают на вход фильтра 18 низкой частоты, который формирует постоянное (по знаку) напряжение, пропорциональное частоте следования указанных импульсов. Это напряжение поступает через замкнутые второй подвижный 23 и третий неподвижный 21 контакты дополнительной секции переключателя 12 на вход управляемого генератора 16 прямоугольных импульсов. Последний генерирует импульсы с частотой следования F_3 , пропорциональные напряжению на его входе. Поскольку произведение коэффициента передачи фильтра 18 низкой частоты на коэффициент передачи управляемого генератора 16 импульсов равно $(15N)^{1/3}$, то

$$F_3 = F\sqrt[3]{15N}, \quad (9)$$

где F – частота следования выходных импульсов второго формирователя 4 импульсов.

Импульсы управляемого генератора 16 поступают на первый вход второй схемы 20 совпадения, которая пропускает импульсы на связанные с ее выходом элементы только в том случае, когда на ее втором входе действует единичный сигнал.

Цикл измерения фазы открытия впускного клапана начинается с момента нажатия кнопки 11 сброса, в результате которого первый 8 и второй 9 регистры устанавливаются в нулевое состояние. При этом на табло блока 10 индикации высвечиваются нули, а с инверсного выхода второго регистра 9 поступает единичный сигнал на второй вход второй схемы 20 совпадения. Последняя отпирается, и на второй вход первой схемы 7 совпадения, на счетный вход второго триггера 6 и на вход второго регистра 9 поступают импульсы, вырабатываемые генератором 16 и имеющие частоту $f_3 = F\sqrt[3]{15N}$.

На вход первого регистра 8 импульсы поступают только тогда, когда первая схема 7 совпадения открыта, т.е. при наличии на выходе первого триггера 5 единичного импульса. Цикл измерения продолжается до тех пор, пока в регистры идет запись кодов. Как только во второй регистр 9 записывается заранее известное число N , равное емкости этого регистра, на его инверсном выходе вместо единичного сигнала устанавливается нулевой сигнал, в результате чего вторая схема 20 совпадения закрывается и поступление импульсов на входы регистров прекращается. От момента нажатия кнопки 11 до момента записи числа N во второй регистр 9 в первый регистр 8 записывается число N^1 , значение которого в десятичной системе счисления высвечивается на табло блока 10 индикации. За промежуток времени t_3 , в течение которого происходит запись указанных чисел, коленчатый вал дизеля совершает количество оборотов, равное $m = t_3 F$. При этом числа N^1 и N можно представить выражениями (без учета погрешностей квантования)

$$N^1 = mt_u f_3; \quad N = mf_3 F^{-1},$$

где t_u – длительность выходного импульса первого триггера 5, а отношение указанных чисел запишем следующим образом:

$$\frac{N}{N^1} = \frac{mt_u f_3 F}{mf_3} = \frac{t_u \omega}{2\pi} = \frac{\theta}{2\pi},$$

где ω – угловая скорость коленчатого вала дизеля;

θ – фаза открытия впускного клапана;

2π – угол поворота на один оборот.

Из последнего выражения получают формулу для вычисления угла открытия впускного клапана (предполагая, что преобразования интервалов времени в коды происходят без погрешности)

$$\theta = \frac{2\pi N^1}{N} \text{ [рад]},$$

или

$$\theta = \frac{360 N^1}{N} \text{ [град]}.$$

Задавая $N = 360 \cdot 10^K$ и выбирая любые величины K , фазу открытия впускного клапана получают из показаний блока 10 индикации путем переноса запятой на K знаков влево.

Минимальная величина среднеквадратичной погрешности измерения фазы открытия впускного клапана в предложенном устройстве может быть выражена следующей зависимостью:

$$\sigma = \frac{360}{\sqrt{6}} \sqrt{\frac{F}{NF\sqrt[3]{15N}} + \frac{F^2\sqrt[3]{(15N)^2}}{30F^2N^2}} = \frac{180}{\sqrt{N\sqrt[3]{15N}}}. \quad (10)$$

Из выражения (2) следует, что минимальное значение погрешности измерения

фазы открытия клапана не зависит от скоростного режима работы ДВС. Для повторения цикла измерения необходимо снова нажать кнопку 11 сброса.

Рассмотрим работу устройства при диагностировании четырехтактных ДВС.

В этом случае переключатель 12 переводится во второе (нижнее по схеме) положение. Поскольку в четырехтактном ДВС открытие впускного клапана происходит один раз в два оборота коленчатого вала, то импульсы поступают на единичный вход первого триггера 5 с частотой, вдвое меньшей частоты вращения этого вала и равной $0,5F$. Частота следования импульсов на нулевой вход первого триггера 5 совпадает с частотой вращения вала и остается равной F . В связи с этим на выходе указанного триггера каждые два оборота вала появляется один прямоугольный импульс, длительность которого равна времени с момента открытия впускного клапана до момента прихода поршня в ВМТ.

Цикл измерения начинается с нажатия кнопки 11 сброса, в результате которого оба регистра 8 и 9 сбрасываются и на цифровом табло блока 10 индикации высвечиваются нули. После сброса второго регистра 9 на его инверсном выходе устанавливается единичный сигнал, отпирающий вторую схему 20 совпадения. Поскольку переключатель 12 переведен во второе положение, то на вход второго регистра 9 поступают импульсы с выхода второго триггера 6, а на вход управляемого генератора 16 поступает сигнал с выхода делителя 19 напряжения. Так как фильтр 18 низкой частоты, делитель 19 напряжения и управляемый генератор 16 прямоугольных импульсов в этом случае соединены последовательно, то частота f_3 на выходе генератора 16 и частота F на выходе второго формирователя 4 импульсов связаны соотношением

$$f_3 = F \sqrt{\frac{15N}{4}}. \quad (11)$$

Поскольку на вход второго регистра 9 импульсы поступают с выхода второго триггера 6, то частота импульсов записи в этом регистре вдвое ниже частоты импульсов на входе первого регистра 8. При записи во второй регистр 9 заранее известного числа N , равного емкости этого регистра, на его инверсном выходе устанавливается нулевой сигнал, запирающий вторую схему 20 совпадения. В результате этого поступление импульсов на входы регистров 8 и 9 и вместе с ним процесс измерения прекращаются. За время записи в первый регистр 8 записывается число N_1 , значение которого в десятичной системе счисления индицируется блоком 10 индикации. Поскольку в рассматриваемом случае запись во второй регистр 9 происходит частотой $0,5f_3$, то время записи равно

$$t_3 = \frac{N}{0,5f_3} = \frac{2N}{f_3} t,$$

а вал совершает количество оборотов

$$m = t_3 F = \frac{2NF}{f_3} \quad (12)$$

Число, записанное в этом случае в первый регистр 8, определяется выражением (без учета погрешности квантования):

$$N_1 = \frac{1}{2} m t_u f_3.$$

(множитель 1/2 использован потому, что на выходе первого триггера 5 один импульс вырабатывается каждые два оборота коленчатого вала). После соответствующих преобразований получено

$$N_1 = N F t_u = \frac{N t_u}{T} = \frac{N t_u \omega}{T \omega} = \frac{N t_u \omega}{2\pi}.$$

При этом фазу открытия впускного клапана можно представить следующим образом

$$\theta = \frac{2\pi N_1}{N} \text{ [рад]}$$

или в градусах

$$\theta = \frac{360 N_1}{N}.$$

Минимальная величина среднеквадратичной погрешности измерения фазы открытия впускного клапана для четырехтактного ДВС может быть выражена следующей зависимостью:

$$\sigma_{\text{мин}} = \frac{360}{\sqrt{6}} \cdot \frac{F}{4NF \cdot \sqrt[3]{\frac{15N}{4}}} + \frac{F^2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{15N}{4}\right)^2}}{30F^2 N^2} = \frac{90}{\sqrt{N \sqrt[3]{\frac{15N}{4}}}}. \quad (13)$$

Из выражения (13) так же, как и из выражения (10) для двухтактного ДВС, следует, что минимальное значение погрешности измерения фазы открытия впускного клапана не зависит от скоростного режима работы двигателя, что, безусловно, является достоинством устройства.

Литература: 1. Шляндин В. М. Цифровые измерительные устройства. / В.М. Шляндин // Москва, Высш. школа. – 1981. – 335 с., ил. 2. Чинков В. М. Цифрові вимірювальні прилади. [текст]: навч. посіб. / В. М. Чинков // Харків: НТУ «ХПІ», – 2008. – 508с. 3. Куц Ю. В. Статистична фазометрія. / Ю. В. Куц // Тернопіль, – 2009. – 383 с. 4. Борисенко А. Н. Анализ характеристик измерителя сдвига фаз между импу-

льськими послідовностями. / А. Н. Борисенко, В. П. Самсонов, А. Ф. Еникеев // Киев, – 1986. – *Техническая электродинамика. no 1* – С. 92–96. 5. Борисенко А. Н. Цифровой измеритель углов топливоподачи / А. Н. Борисенко, А. Ф. Еникеев, В. В. Золотых // *Двигателестроение*. – 1987. – no 5. 6. Цифровые методы измерения сдвига фаз / ред. С. Ф. Кондорфа // Новосибирск: Наука – 1989. – 288 с. 7. Гапунин Д. А. Устройство измерения угла опережения впрыска топлива в дизель: А. с. 1574892 СССР. МКИ F02M65/00/ Д. А. Гапунин, И. В. Михлин, Г. Я Невяжский // no 1239541/25-06; Заявл. 23.05.88; Опубл. 30.06.90. Бюл. no 24 – 4 с., ил.

Bibliography (transliterated): 1. Shlyandin V. M. Tsifrovyye izmeritelnyie ustroystva. / V.M. Shlyandin // Moskva, Vyssh. shkola. – 1981. – 335 s., il. 2. Chinkov V. M. Tsifrovyl vimIryuvalnl priladi. [tekst]: navch. posIb. / V. M. Chinkov // HarkIv: NTU «HPI», – 2008. – 508s. 3. Kuts Yu. V. Statistichna fazometrIya. / Yu. V. Kuts // TernopIl, – 2009. – 383 s. 4. Borisenko A. N. Analiz harakteristik izmeritelya sdviga faz mezhdu impulsnyimi posledovatelnostyami. / A. N. Borisenko, V. P. Samsonov, A. F. Enikeev // Kiev, – 1986. – *Tehnicheskaya elektrodinamika. no 1* – С. 92–96. 5. Borisenko A. N. Tsifrovoy izmeritel uglov toplivopodachi / A. N. Borisenko, A. F. Enikeev, V. V. Zolotyih // *Dvigatellestroenie*. – 1987. – no 5. 6. Tsifrovyye metodyi izmereniya sdviga faz / red. S. F. Kondorfa // *Novosibirsk: Nauka* – 1989. – 288 s. 7. Gapunin D. A. Ustroystvo izmereniya ugla operezheniya vpryiska topliva v dizel: A. s. 1574892 SSSR. MКИ F02M65/00/ D. A. Gapunin, I. V. Mihlin, G. Ya Nevyazhskiy // no 1239541/25-06; Zayavl. 23.05.88; Opubl. 30.06.90. Byul. no 24 – 4 s., il.

Борисенко А. М., Лавріненко О. В., Литвіненко С. А., Богаєвський О.Б.

ОПТИМІЗАЦІЯ ТАКТОВОЇ ЧАСТОТИ ВИМІРЮВАЧА ФАЗ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВС ПО МІНІМУМУ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОЇ ПОМИЛКИ

Розглянуті питання вибору оптимальної тактової частоти для забезпечення заданої точності вимірювання. При цій частоті досягається мінімальна середньоквадратична похибка цифрового інтегруючого фазометра, що призначений для визначення фаз газорозподілу двотактних та чотиритактних двигунів внутрішнього згорання в режимі, що встановився та в перехідному режимі їх роботи. В першому випадку тактова частота постійна та обирається в залежності від об'єму пам'яті лічильника або реєстратора та швидкісного режиму роботи двигуна. В другому випадку тактова частота також залежить від згаданого об'єму, але пропорційна частоті обертання колінчастого валу двигуна.

Borisenko A. N., Lavrinenko O. V., Litvinenko S. A., Bogaevskij A.B.

OPTIMIZATION OF CLOCK RATE OF MEASURING DEVICE OF PHASES OF DISTRIBUTION OF GAS ENGINE INTERNAL COMBUSTION ON A MINIMUM OF MEAN SQUARE ERROR

Questions of a choice of the clock frequency, optimum on accuracy of measurement, are considered. With this frequency the minimum mean square error of the digital integrating is reached the phasemeter intended for determination of phases of gas distribution of two-cycle and four-cycle engines internal combustion in the steady conditions and transitional modes of their work. In the first case clock frequency is constant and gets out depending on counter memory size or register and high-speed power setting. In the second case clock frequency also depends from the mentioned volume, but it is proportional to the frequency of rotation of a cranked shaft of the engine.

РОЗРОБЛЕННЯ СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ АДАПТИВНОГО ГОЛОВНОГО СВІТЛА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Вступ. Актуальність задачі.

Однією з проблем наземного транспортного засобу (ТЗ) при русі внаслідок безперервних коливань корпусу є зниження точності кута повороту оптичного елемента транспортного засобу. Помилки повороту значно зменшують ймовірність освітлення дороги в необхідній площині. Крім того, на розсіювання світла впливає запізнювання повороту проміння світла – час від моменту закінчення повороту і прийняття рішення на здійснення освітлення до моменту освітлення промінням із оптичного елемента фари. У час запізнювання повороту проміння світла на ціль вже не здійснюється, а коливання корпусу ще продовжується. Внаслідок цього в момент повороту напрям вісі фари відрізняється від напрямку, який задається водієм. Збільшення розсіювання обумовлене також і тим, що вектор початкової швидкості проміння світла змінює свій напрям (і величину) внаслідок пружних коливань фари. При русі ТЗ знижується не тільки ймовірність повного освітлення дороги, але і темп освітлення, тому що збільшується час повороту, ускладнюється вибір рішення водія, при цьому водій значно швидше стомлюється. Все це вимагає застосування автоматизованих комплексів керування світлом, основою яких є системи стабілізації головного світла. Проблема безпеки руху, особливо при поганій видимості, а також у сутінках і темряві, безпосередньо пов'язана з освітленням дороги, по якій рухається ТЗ. Але тут існує відразу кілька взаємовиключних моментів:

- дорога повинна бути освітлена на значній відстані попереду ТЗ, щоб водій міг своєчасно вжити заходів щодо запобігання небезпеки;
- повинна бути освітлене узбіччя, дозволяючи своєчасно виявити знаходження поблизу проїжджої частини пішоходів і тварин;
- інтенсивність світла повинна бути такою, щоб не засліплювати водіїв зустрічного ТЗ;
- яскравість світла повинна бути різною в умовах проїзду по місту і за містом [1-5].

Матеріали та методи. Імітаційні методи моделювання, що отримали поширення в останній час в задачах керування, пред'являють якісно нові вимоги до рішення задач параметричної оптимізації. На заміну аналітичним непрямим прийомом обчислення оптимальних варіюваних параметрів регуляторів усе активніше приходять чисельні алгоритми оптимізації. Для рішення одноконтурних задач оптимізації існує достатнє число градієнтних і чисельних алгоритмів. Одним з таких алгоритмів є метод деформованого багатогранника Нелдера-Міда. При оптимізації одноконтурної системи керування із ПІ-регулятором такий алгоритм стійко знаходить оптимальні значення варіюваних параметрів k_1 і k_2 для цільової функції виду

$$I(k_1, k_2, \psi, t) = I_1 \cdot (1 + a \cdot |\psi_g - \psi|) \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $I_1 = \int_0^T |y(t)| dt$ – інтеграл по модулю регульованої величини $y(t)$ на інтервалі часу перехідного процесу T ;

© О.Я. Ніконов, 2016

$\psi_{зд}$, ψ – заданий і поточний ступінь згасання перехідного процесу регулювання відповідно;

a – масштабний коефіцієнт, що враховує вагу штрафної функції.

Всі реальні технічні системи не мають ідеально прямолінійних статичних характеристик при будь-яких значеннях вхідної величини, тобто всяка регульована система, власне кажучи, є нелінійною системою, тому що якщо регульований об'єкт і вимірювальний елемент регулятора можна вважати в першому наближенні лінійними, то підсилювально-силовий елемент регулятора завжди буде нелінійним завдяки великого посилення і обмеженої потужності регулюючого елемента. У технічних розрахунках через неможливість точного урахування всіх явищ звичайно створюють деякий ідеалізований математичний опис досліджуваної системи за допомогою рівнянь, щоб, зберігши її головні істотні риси, одержати найбільш просту розрахункову методику. Найбільш простими і найбільш вивченими є лінійні рівняння, тому цілком природним є прагнення тим або іншим способом лінеаризувати всі реальні нелінійні характеристики, тобто замінити їх так чи інакше прямою лінією (однією прямою лінією). І тільки тоді, коли нелінійність відіграє істотну роль у поведінці системи, застосовують теорію нелінійних систем. Остання стає усе більш важливою для практики по мірі підвищення вимог до якості процесів і до точності розрахунку систем автоматичного керування і регулювання. Велике значення в цій області надбали наближені методи, засновані на ідеях гармонійного балансу і еквівалентної лінеаризації та запропоновані у відомих роботах М.Н. Крилова і Н.Н. Боголюбова. Стосовно автоматичних систем цей метод (метод гармонічної лінеаризації) розроблений Л.С. Гольдфарбом, Е.П. Поповим. В роботі розглянуто найбільш поширені в системах стабілізації головного світла нелінійності: зона обмеження (насичення) і змінний коефіцієнт підсилення. Насичення, або обмеження, є, мабуть, найбільш розповсюдженим видом нелінійності. Форма характеристики насичення ідентична для багатьох реальних пристроїв, хоча вхідні і вихідні величини можуть мати різну фізичну природу. Так, практично всі реальні підсилювачі, незалежно від того, чи є вони електронними, магнітними, пневматичними або гідравлічними, мають межу підсилення потужності в області великих вхідних сигналів уже тільки тому, що джерело живлення, за рахунок якого здійснюється підсилення вхідного сигналу, обмежено по потужності [6-7].

Основна частина

На першому етапі поворот на ціль освітлення здійснювалось за допомогою автоматизованого приводу фари. В наш час системи повороту і стабілізації головного світла ТЗ виготовляються двох площинними: фара – в горизонтальній та у вертикальній площинах. Більш детально розглянемо систему стабілізації головного світла у вертикальній площині.

Стабілізатори головного світла представляють собою замкнені автоматичні системи керування по відхиленню вісі фари від заданого водієм напрямку.

Потрібний напрямок повороту оптичного елемента у вертикальній площині (ОЕв) задається за допомогою датчика нахилу кузова (ДНК) та картографічної інформації мереж доріг від транспортного порталу (ТП). Для підвищення якості процесів стабілізації в стабілізатор вводиться гнучкий зворотний зв'язок по кутовій швидкості переміщення об'єкту стабілізації. Для підвищення якості в системі є зворотні зв'язки, які реалізується за допомогою датчика кутової швидкості (ДКШ) та датчика кута повороту механізму повороту оптичного елемента у вертикальній площині (ДКПМПОЕв). Сигнали з датчика кута повороту рульового колеса (ДКПРК) і ДКШ через підсилювачі (П) перетворюють сигнали в напруги. Ці напруги перетворюються в напругу непогодження. Напруга непогодження через підсилювач (П) та AFS-контролер подається до

входу виконавчого двигуна у вертикальній площині (ВДв). ВДв створює стабілізуючий момент, який компенсує збурюючий момент з метою утримання вісі механізму повороту оптичного елемента у вертикальній площині (МПОЕв) в заданому напрямку на ціль освітлення.

Складемо рівняння динаміки, передавальні функції стабілізації головного світла ТЗ у вертикальній площині.

Для вимірювання кутових величин відхилень ОЕв і кутових швидкостей їх відхилень у стабілізаторі застосовуються ДНК і ГП.

Передавальна функція ДНК має вигляд

$$W_{\text{ДНК}}(s) = \frac{k_{\text{ДНК}}}{T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1}, \quad (2)$$

де $k_{\text{ДНК}}$ – коефіцієнт передачі ДНК;

$T_{\varphi 1}$ і $T_{\varphi 2}$ – постійні часу ДНК.

ДНК мають малі постійні часу $T_{\varphi 1}$ і $T_{\varphi 2}$ у порівнянні з іншими постійними часу системи. У цьому випадку час перехідних процесів малий і з достатньою для інженерної практики точністю можна вважати ДНК безінерційним. Тоді передавальна функція ДНК приймає вигляд

$$W_{\text{ДНК}}(s) = k_{\text{ДНК}}. \quad (3)$$

Передавальна функція ДКШ має вигляд

$$W_{\text{ДКШ}}(s) = \frac{k_{\text{ДКШ}}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1}, \quad (4)$$

де $k_{\text{ДКШ}}$ – коефіцієнт передачі ДКШ;

$T_{\omega 1}$ і $T_{\omega 2}$ – постійні часу ДКШ.

Таким чином, за своїми властивостями ДКШ є інерційною ланкою другого порядку.

При структурному аналізі систем стабілізації як вхідний сигнал ДКШ приймається не кутова швидкість ω об'єкта, а відповідне їй переміщення $\varphi = \omega/s$. Тоді передавальна функція ДКШ приймає вигляд

$$W_{\text{ДКШ}}(s) = \frac{k_{\text{ДКШ}}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1} s. \quad (5)$$

Процеси, які виникають в двигуні при регулюванні кутової швидкості обертання якоря $\omega_{\text{ВДв}}(t)$ зміною напруги $U(t)$, що подається в ланцюг якоря, описуються двома рівняннями:

– рівнянням електрорушійних сил і напруг в ланцюзі якоря

$$L_{\text{я}} \frac{di_{\text{я}}(t)}{dt} + r_{\text{я}} i_{\text{я}}(t) = U(t) - e_{\text{я}}(t) \quad (6)$$

– рівнянням моментів

$$M_{ВД\epsilon}(t) - M_C(t) = M_J(t), \quad (7)$$

де $L_{я}$, $r_{я}$ – індуктивність та активний опір обмотки якоря;
 $i_{я}(t)$ – струм в ланцюзі якоря;
 $e_{я}(t)$ – протиелектрорушійна сила якоря, що діє зустрічно напруги $U(t)$;
 $M_{ВД\epsilon}(t)$ – активний момент, що розвивається двигуном;
 $M_C(t)$ – сумарний момент опору на якорі двигуна;
 $M_J(t)$ – інерційний момент якоря і зв'язаного з ним через редуктор об'єкта керування.

Протиелектрорушійна сила якоря двигуна пропорційна частоті його обертання

$$e_{я}(t) = c_e \Phi_3 \omega(t) = k_e \omega_{ВД\epsilon}(t), \quad (8)$$

де $k_e = \frac{e_{я}(t)}{\omega_{ВД\epsilon}(t)} = c_e \Phi_3$ – конструктивна постійна двигуна незалежного збудження по протиелектрорушійній силі.

Активний момент, що розвивається двигуном, пропорційний струму якоря

$$M_{ВД\epsilon}(t) = c_m \Phi_3 i_{я}(t) = k_m i_{я}(t), \quad (9)$$

де $k_m = \frac{M_{ВД\epsilon}(t)}{i_{я}(t)} = c_m \Phi_3$ – конструктивна постійна двигуна незалежного збудження по обертаючому моменту.

Інерційний момент залежить від сумарного моменту інерції J_{Σ} і прискорення

$$M_J(t) = J_{\Sigma} \frac{d\omega_{ВД\epsilon}(t)}{dt}. \quad (10)$$

Сумарний момент інерції визначається сумою моменту інерції самого якоря і приведених до валу якоря моментів інерції об'єкта керування і редуктора.

Підставляючи вираз у рівняння, одержимо систему рівнянь, що описує процеси у двигуні незалежного збудження

$$L_{я} \frac{di_{я}(t)}{dt} + r_{я} i_{я}(t) = U(t) - k_e \omega_{ВД\epsilon}(t); \quad (11)$$

$$M_{ВД\epsilon}(t) - M_C(t) = J_{\Sigma} \frac{d\omega_{ВД\epsilon}(t)}{dt}.$$

Як правило $M_{AMV}(t) \gg M_C(t)$, тому в рівнянні (11) можна припустити, що $M_C(t) = 0$.

Після перетворення Лапласу отримаємо передавальну функцію першого рівняння

$$W_{я}(s) = \frac{i_{я}(s)}{U(s) - k_e \omega_{ВД\epsilon}(s)} = \frac{1/r_{я}}{T_{я}s + 1}, \quad (12)$$

де $T_{\text{я}} = \frac{L_{\text{я}}}{r_{\text{я}}}$ – електромагнітна постійна часу електродвигуна.

Передавальна функція другого рівняння (11), що відображає механічні процеси з урахуванням виразу (9) і припущення $M_{\text{с}}(t) = 0$, має вигляд

$$W_M(s) = \frac{\omega_{\text{ВДв}}(s)}{i_{\text{я}}(s)} = \frac{k_M}{J_{\Sigma} s} \quad (13)$$

На рисунку 1 наведена структурна схема двигуна незалежного збудження, який представлено у вигляді реальної інтегруючої ланки із внутрішнім зворотнім зв'язком, що обумовлений дією протиелектрорушійної сили [5,8-10].

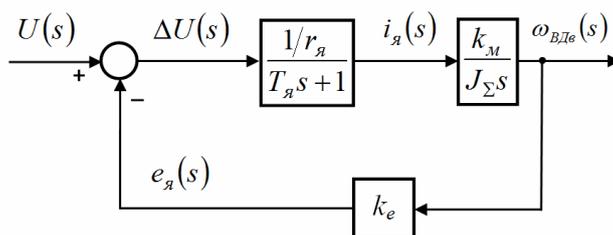


Рис. 1. Структурна схема двигуна незалежного збудження

ВИСНОВКИ

Проведено дослідження найбільш поширених нелінійностей замкненої системи повороту і стабілізації головного освітлення ТЗ. Запропоновано дослідити нелінійності – зона обмеження (насичення) і змінний коефіцієнт підсилення на основі розроблених відповідних структурних схем і математичних моделей.

В результаті застосування систем стабілізації головного світла поліпшуються умови спостереження за дорогою з ТЗ, в кілька разів зростає дальність виявлення і розпізнавання дороги, пішоходів тощо, підвищується точність кута повороту освітлення дороги, пішоходів, перехресть, поворотів тощо, зменшується розсіювання світла. При рівних умовах точність освітлення поворотів, дороги, пішоходів тощо зі стабілізатором збільшується в 7 – 8 разів. Саме тому ТЗ, які не мають систем стабілізації головного світла, під час їзди більш ймовірно потрапляють до ДТП.

Література: 1. Александров Е. Е. Многоканальные системы оптимального управления / Е. Е. Александров, И. Н. Богаенко, Б. И. Кузнецов – К.: Техніка, 1995. – 312 с. 2. Ніконов О. Я. Перспективи розвитку новітніх технологій адаптивного головного світла автомобіля / О. Я. Ніконов, В. О. Баранова // Збірник наукових праць «Системи обробки інформації». – Х. : Харківський університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба. – 2014. – Вип. 8(124). – С. 13–18. 3. Баранова В. О. Разработка функциональной и структурной схем интеллектуальной системы управления адаптивного головного света автомобиля / В. О. Баранова // Збірник наукових праць «Харківського університету Повітряних Сил». – Х. : Харківський університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба – 2014. – Вип. 4(41). – С. 69–72. 4. Волков В. П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем / В. П. Волков, В. П. Матейчик [и др.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – 400 с. 5. Алексієв О. В.. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках / О. В. Алексієв, О. П. Алексієв, О. Я. Ніконов – Харків: ХНАДУ, 2011. – 212 с. 6. Костюк В. И. Оптимальное по расходу топлива управление ориентацией космического летательного аппарата. Адаптивні системи автоматичного управління / В. И. Костюк, А. А. Стенин, О. И. Лисовиченко. – Дніпропетровськ : Системні технології. – 2001. – С. 7–13.

7. Демченко О. Ф. *Вопросы теории эксплуатации автоматизированных транспортных систем управления* / О. Ф. Демченко, Л. А. Исаев [и др.]. – Харьков : ХВУ, 2000. – 266 с.
8. Банашак З. А. *Реалізація концепції розподіленого керування з самосинхронізацією потоків транспортних засобів ГВС. Адаптивні системи автоматичного управління* / З. А. Банашак // – Дніпропетровськ : Системні технології. – 2001. – С. 88–105.
9. Алексієв В. О. *Мехатроніка транспортних засобів та систем.* / В. О. Алексієв, В. П. Волков, В. І. Калмиков. – Х. : ХНАДУ, 2004. – 176 с.
10. Алексієв В. О. *Управління розвитком транспортних систем: Автоматика, телематика, мехатроніка на автомобільному транспорті* / В. О. Алексієв. – Харків : ХНАДУ, 2008. – 268 с.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E. E. *Mnogokanal'nye sistemy optimal'nogo upravleniya* / E. E. Aleksandrov, I. N. Bogaenko, B. I. Kuznecov. – K.: Tekhnika, 1995.
2. Nikonov, O. Ya., Baranova V. O. “*Perspektyvy rozvytku novitnikh tekhnolohiy adaptivnoho holovnoho svitla avtomobilya.*” *Zbirnyk naukovykh prats' «Systemy obrobky informatsiyi» Kh.: Kharkivs'kyu universytet Povitryanykh Syl imeni Ivana Kozheduba.* No. 124.8. 2014. 13–18. Print.
3. Baranova V. O. “*Razrabotka funkcional'noj i strukturnoj shem intellektual'noj sistemy upravlenija adaptivnogo golovnoho sveta avtomobilja.*” *Zbirnyk naukovykh prats' «Kharkivs'koho universytetu Povitryanykh Syl» Kh.: Kharkivs'kyu universytet Povitryanykh Syl imeni Ivana Kozheduba.* No. 41.4. 2014. 69–72. Print.
4. Volkov V.P., et al. *Integracija tehnichekoj jekspluatacii avtomobilej v struktury i processy intellektual'nyh transportnyh sistem.* Har'kov: Izd-vo HNADU, 2013. Print.
5. Alekciyev O. P. *Mekhatronika, telematyka, synerhetyka u transportnykh dodatkakh.* – Kharkiv: KhNADU, 2011.
6. Kostjuk V. I., A. A. Stenin, O. I. Lisovichenko “*Optimal'noe po rashodu topliva upravlenie orientaciej kosmicheskogo letatel'nogo apparata.*” *Adaptivni systemy avtomatychnoho upravlinnya.* – Dnipropetrovs'k: Systemni tekhnolohiyi. 2001. 7–13. Print.
7. Demchenko O. F., et al. *Voprosy teorii jekspluatacii avtomatizirovannyh transportnyh sistem upravlenija.* Khar'kov: HVU, 2000. Print.
8. Banashak Z. A., O. Y. Lisovichenko, H. M Tkach, H. S. Yampol's'kyy “*Realizatsiya kontseptsiyi rozpodilenoho keruvannya z samosynkhronizatsiyeyu potokiv transportnykh zasobiv HVS.*” *Adaptivni systemy avtomatychnoho upravlinnya.* – Dnipropetrovs'k: Systemni tekhnolohiyi. 2001. 88–105. Print.
9. Alekciyev V. O., et al. *Mexatronika transportny'x zasobiv ta sy'stem.* – Kharkiv: KHNADU, 2004.
10. Alekciyev V. O. *Upravlinnya rozvy'tkom transportny'x sy'stem: avtomaty'ka, telematy'ka, mexatronika na avtomobil'nomu transporti.* – Kharkiv: KHNADU, 2008.

Никонов О.Я., Сильченко В.О., Сильченко Н.Н.

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ АДАПТИВНОГО ГОЛОВНОГО СВЕТА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Современные высокотехнологичные фары транспортных средств существенно повышают уровень дорожной безопасности. Адаптивная система головного освещения становится более популярной сегодня. При моделировании системы управления стабилизацией головного света транспортного средства очень важно обеспечить ее функциональность и сравнить с реальным выходом системы. В данной статье рассмотрены составляющие компоненты интеллектуальной системы головного освещения транспортного средства.

Nikonov O.J., Sylchenko V.O., Sylchenko M.M.

DEVELOPMENT OF SYSTEMS THE STABILIZATION OF ADAPTIVE HEAD LIGHT OF THE VEHICLE

Modern high technology headlamps of vehicles significantly increase the level of road safety. Adaptive Front Lighting is becoming more and more popular today. In the simulation, the vehicle cornering light stabilization of the control system is very important to ensure its functionality and compare the actual output of the system. This article describes the component parts of the vehicle of head illumination of the system of intellectual.

ФУНКЦІОНАЛЬНА СХЕМА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

Вступ. Сучасний автомобіль, це високотехнологічна складна система, яка взаємодіє з дорогою та іншими учасниками дорожнього руху. В теперішній час на перше місце виходить безпека і комфорт дорожнього руху. Для забезпечення цих критеріїв розробляються нові системи. Однією з таких систем є інтелектуальна підвіска автомобіля, здатна змінювати жорсткість залежно від якості дорожнього полотна. Але у цієї підвіски є ряд недоліків, наприклад, жорсткість регулюється або в ручному режимі, або в напівавтоматичному.

Аналіз останніх публікацій. В останнє десятиліття розвиток комп'ютерних технологій досягло колосальних масштабів. В даний час мікрокомп'ютерами обладнується все, де є ймовірність людської помилки або складні обчислення. Не обійшла стороною комп'ютеризація і автопромисловість [1, 2]. Адже саме більшість дорожньо-транспортних пригод відбувається саме з вини людини, а не з вини несправності транспортного засобу. Розробки по створенню роботизованого автомобіля (безпілотного автомобіля) ведуться вже не один рік [3, 4]. У більшості своїй це автоматизація процесів в автомобілі, перекладання завдань людини на комп'ютер. Ведуться дослідження і в галузі застосування відеокамер на автотранспорті в якості помічників при парковці [5], помічників руху по смузі [6], систем нічного бачення і систем руху в поганих погодних умовах [7], система розпізнавання дорожніх знаків.

Більшість цих систем знаходяться тільки на етапі концептів або на етапі розробки. Швидкодія і надійність їх є далекими від умов, коли їх можна буде застосовувати в реальних умовах дорожнього руху.

Мета і постановка задачі. Метою даної статті є побудування функціональної схеми гідравлічного амортизатора, в якому регулюється жорсткість для комфортного проїзду автомобіля через нерівності дорожнього полотна. Параметри коригування автоматично зчитуються відеокамерою, яка підключена до центрального комп'ютера автомобіля.

Розробка функціональної схеми амортизатора. Основною частиною будь-якої підвіски є амортизатор, саме він, головним чином, пом'якшує вплив нерівностей дорожнього полотна на положення кузова автомобіля. Найбільш типовими функціями амортизатора є протидія осіданню автомобіля при різких прискореннях і перемиканням передач, «пірнання» при різкому гальмуванні, крену при різких поворотах. Завдяки зміні тиску масла в амортизаторі можна регулювати його жорсткість. Зміна тиску в амортизаторі частіше за всього виконується за допомогою електромагнітного поршня та додаткової ємності з маслом.

Системи стабілізації корпусу автомобіля вже багато років використовуються на автотранспорті. Але основними недоліками таких систем є або ручне керування стабілізацією корпусу автомобіля, або напівавтоматичне. Існуючі системи виконують поставлену перед ними задачу, але не завжди є можливість слідкувати за станом регуляції системи та корегувати її параметри для належної стабілізації корпусу автомобіля.

Таким чином, є необхідність в розробці повністю автоматичної системи стабілізації корпусу транспортного засобу, яка була би ефективною та не потребувала би дій з боку водія. З одного боку – це підвищує комфорт водія та пасажирів, оскільки система самостійно вираховує параметри стабілізації корпусу автомобіля та корегує їх. А з іншого боку – підвищує безпечність дорожнього руху, бо водій транспортного засобу не відволікається від ситуації на дорозі для корегування чи вибору параметрів, що впливають на регуляцію стабілізацією корпусу транспортного засобу.

Автоматичне управління амортизатором полягає в зміні кількості рідини в амортизаторах шляхом додавання додаткового масла в амортизатор з ємності або відбору масла до ємності. За кількістю масла, яке треба додати до амортизатора або відібрати з нього слідкує бортовий комп'ютер автомобіля. Він, обробляє інформацію з датчиків та приймає рішення щодо корегування жорсткості амортизатора. Тобто виконується стабілізація корпусу автомобіля відносно площини дорожнього полотна. Така система представляє собою замкнену автоматичну систему керування по відхиленню корпусу автомобіля залежно від площини дороги. Загальна схема такої системи наведена на рис. 1.

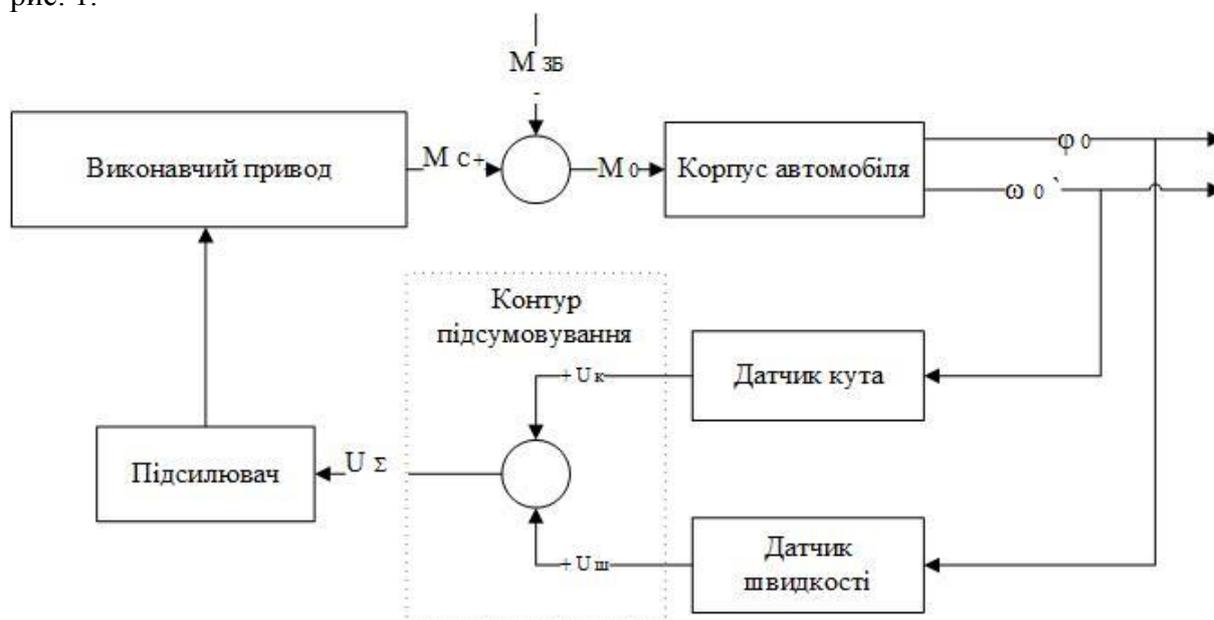


Рис. 1. Загальна схема коригування корпусу.

На корпусі автомобіля встановлюється датчик кута, який задає початковий напрямок корпусу відносно дорожнього полотна. За допомогою цього датчика кута, що встановлено на корпусі безперервно вимірюється кутове відхилення корпусу автомобіля щодо площини дорожнього полотна. При проходженні колеса через нерівність з'являється збурюючий момент $M_{зб}$, а корпус автомобіля відхиляється відносно дорожнього полотна на деякий кут θ , то на виході датчика кута з'явиться напруга U_k , величина якої залежить від кута, на який відхилився корпус автомобіля відносно площини дорожнього полотна. Ця напруга підсилюється за допомогою підсилювача та подається до виконавчого привода системи стабілізації корпусу автомобіля. Виконавчий привод на основі отриманих даних створює активний стабілізуючий момент M_c , який чисельно дорівнює збурюючому моменту $M_{зб}$ та тим самим зменшує кут розходження θ . Якщо збурюючий момент повністю компенсується моментом стабілізації, то корпус автомобіля пройде нерівність не відхиляючись від дорожнього полотна.

Для підвищення точності стабілізації передавальні коефіцієнти підсилювача, а також потужність виконавчого привода системи доцільно підвищити. Але при цьому зростає коливальність процесів стабілізації, а при деяких їх значеннях виникають автоколивання [8, 9, 13-14]. Коливальність процесів стабілізації може бути зменшена за допомогою введення в систему від'ємного зворотнього зв'язку по кутовій швидкості об'єкту стабілізації [10-12, 15]. Цей зворотний зв'язок реалізується за допомогою датчика кутової швидкості, який, так як і датчик кута, встановлюється на об'єкті стабілізації та вимірює його абсолютну кутову швидкість. Напруга $U_{ш}$ на виході датчика швидкості, пропорційна похідній від кута повороту колеса, підсумовується з напругою $U_{к}$ датчика кута в контурі підсумовування. Сумарна напруга $U_{\Sigma} = U_{к} + U_{ш}$ являє собою управляючий сигнал виконавчого приводу.

Функціональна схема системи стабілізації (див. рис. 1) є загальною для більшості сучасних стабілізаторів.

Таким чином, доповнивши рис. 2 функціональною схемою з рис. 1 отримаємо загальну схему функціонування системи регуляції жорсткості підвіски зі зворотнім зв'язком.

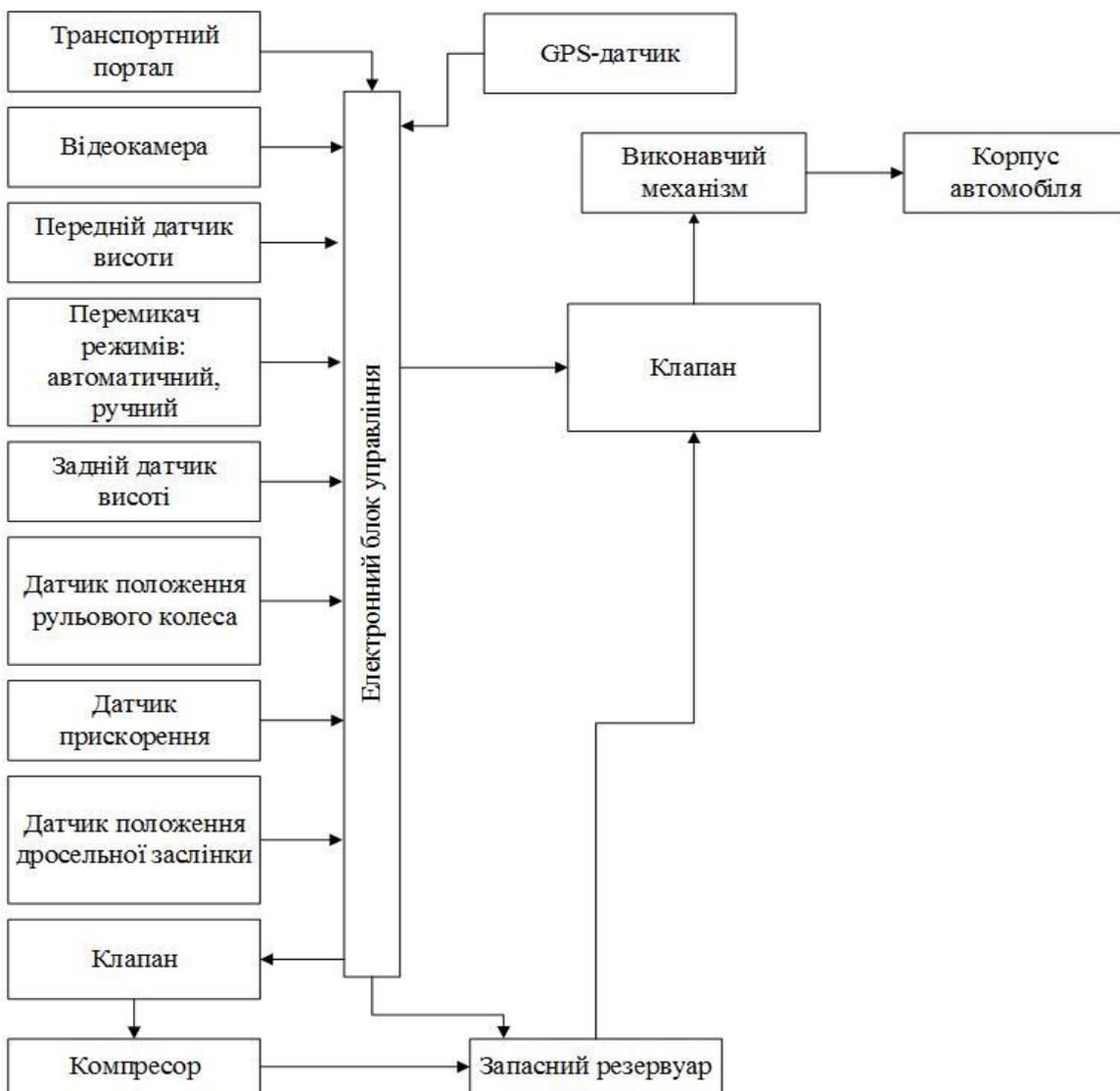


Рис. 2. Загальна схема функціонування системи регуляції підвіски.

Електронний блок управління, зчитує дані з датчиків та з перемикача режимів. На основі цих даних він приймає рішення щодо регуляції жорсткості амортизатора таким чином, щоб корпус автомобіля пройшов над нерівністю дорожнього полотна без коливань. Також необхідно відмітити, що у загальній схемі функціонування системи регуляції підвіски присутні транспортний портал та GPS приймач. Автомобіль постійно приймає дані з транспортного порталу та звіряє їх з навколишнім середовищем автомобіля. Таким чином, автомобіль заздалегідь приймає рішення щодо корегування жорсткості підвіски, а якщо інформація з транспортного порталу не відповідає дійсності, то бортовий комп'ютер корегує дані на сервері транспортного порталу, згідно з дійсним станом дорожнього полотна. На транспортному порталі знаходиться мапа з позначками нерівностей дорожнього полотна та характеристиками цих нерівностей (глибина, висота, розмір тощо). Це також дозволяє планувати ремонтні роботи дорожнього полотна та слідкувати за їх станом.

Висновки. Запропонована система, що складається з підвіски, відеокамери, мікрокомп'ютера дозволяє значно зменшити коливання корпусу автомобіля при русі по дорозі незадовільної якості. Також за допомогою даної системи можливо побудувати мапу нерівностей дорожнього полотна та підтримувати її в актуальному стані. Виробництво таких систем є доцільним, дозволяє підвищити комфорт руху водія та пасажирів.

Література: 1. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, А.Н. Туренко и др.; под ред. А.Н. Туренко. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – 642 с. 2. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах / Е.Е. Александров, В.П. Волков, Д.О. Волонцевич и др.; под ред. Д.О. Волонцевича. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с. 3. Мустаев М. М. Компьютерная навигационная система беспилотного транспортного робота [Текст] / М. М. Мустаев // Современная наука: актуальные проблемы и пути их решения – 2014. – Вып. 12. 4. Петрусь И. П. Технология «Общениа» дорожного транспорта [Текст] / И. П. Петрусь // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» – 2014. – Вып. 2 5. Евтушенко В. Ю. Система автоматического управления парковкой автомобиля [Текст] / В. Ю. Евтушенко, Е. Ю. Косенко // Известия Южного федерального университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 2(139). – С. 112-115. 6. Система помощи движению по полосе [Электронный ресурс]. – http://systemsauto.ru/active/lane_assist.html. – Загл. с экрана. 7. Волков В. Г. Телевизионные системы для спецтехники [Текст] / В. Г. Волков // Спецтехника и связь. – 2010. – Вып. 2-3. – С. 2-17. 8. Александров Е. Е. Параметрический синтез систем стабилизации танкового вооружения / Александров Е. Е., Богаенко И. Н., Кузнецов Б. И. – К.: Техника, 1997. – 112 с. 9. Методы робастного, нейро-нечёткого и адаптивного управления / под ред. Н.Д. Егунова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 744 с. 10. Информационные технологии на автомобильном транспорте / Власов В.М., Николаев В.Б., Постолит А.В., Приходько В.М. – М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 283 с. 11. Пржибил П. Телематика на транспорте / П. Пржибил, М. Свитек. – М.: МАДИ (ГТУ), 2003 – 540 с. 12. Алексієв В.О. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках / В.О. Алексієв, О.П. Алексієв, О.Я. Ніконов – Харків: ХНАДУ, 2012. – 212 с. 13. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем / В.П. Волков, Ю.В. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов. – Харків: ХНАДУ, 2013. – 400с. 14. Голобородько О.О. Мехатронні системи автомобільного транспорту / О.О. Голобородько, О.О. Коробочка. – Х.: ТОВ «СМІТ», 2006. – 300с. 15. Евтушенко, В. Ю. Система автоматического управления парковкой автомобиля [Текст] / В. Ю. Евтушенко, Е. Ю. Косенко // Известия Южного федерального университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 2(139). – С. 112-115.

Bibliography (transliterated): 1. Dinamika transportno-tyagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin / E.E. Ale-ksandrov, D.O. Voloncevich, A.N. Turenko i dr.; pod red. A.N. Turenko. – H.:

HGADTU, 2001. – 642 s. **2.** Povyshenie ustojchivosti i upravlyaemosti kolesnyh mashin v tormoznyh re-zhimah / E.E. Aleksandrov, V.P. Volkov, D.O. Voloncevich i dr.: pod red. D.O. Voloncevicha. – H.: NTU «HPI», 2007. – 320 s. **3.** Mustaev M. M. Komp'yuternaya na-vigacionnaya sistema bespilotnogo transportnogo robota [Tekst] / M. M. Mustaev // Sovremennaya nauka: aktual'nye problemy i puti ih resheniya – 2014. – Vyp. 12. **4.** Petrus' I. P. Tekhnologiya «Obshcheniya» dorozhnogo transporta [Tekst] / I. P. Petrus' // Internet-zhurnal «NAUKOVEDENIE» – 2014. – Vyp. 2. **5.** Evtushenko V. YU. Sistema avtomaticheskogo upravleniya parkovkoj avtomobilya [Tekst] / V. YU. Evtushenko, E. YU. Kosenko // Izvestiya YUzhnogo federal'nogo universiteta. Tekhnicheskie nauki. – 2013. – Vyp. 2(139). – S. 112-115. **6.** Sistema pomoshchi dvizheniyu po polose [Elektronnij resurs]. – http://systemsauto.ru/active/lane_assist.html. – Zagl. s ekrana. **7.** Volkov V. G. Tele-vizionnye sistemy dlya spektexniki [Tekst] / V. G. Volkov // Spektexnika i svyaz'. – 2010. – Vyp. 2-3. – S. 2-17. **8.** Aleksandrov E. E. Parametricheskij sintez sistem stabilizacii tankovogo vooruzheniya / Aleksandrov E. E., Bogaenko I. N., Kuznecov B. I. – K.: Tekhnika, 1997. – 112 s. **9.** Metody robustnogo, nejro-nechyoetkogo i adaptivnogo upravleniya / pod red. N.D. Egupova. – M.: MGTU im. N.EH. Bauman, 2002. – 744 s. **10.** Informacionnye tekhnologii na avtomobil'nom transporte / Vlasov V.M., Nikolaev V.B., Postolit A.V., Prihod'ko V.M. – M.: MADI (GTU), 2006. – 283 s. **11.** Przhibil P. Telematika na transporte / P. Przhibil, M. Svitek. – M.: MADI (GTU), 2003 – 540 s. **12.** Aleksiev V.O. Mekhatronika, telematika, sinergetika u transportnih dodatkah / V.O. Aleksiev, O.P. Aleksiev, O.YA. Nikonov – Harkiv: HNADU, 2012. – 212 s. **13.** Integraciya tekhnicheskoy ehkspluatacii avtomobilej v struktury i processy intellektual'nyh transportnyh sistem / V.P. Volkov, YU.V. Volkov, V.P. Matejchik, O.YA. Nikonov. – Harkiv: HNADU, 2013. – 400s. **14.** Goloborod'ko O.O. Mekhatronni sistemi avtomobil'nogo transportu / O.O. Goloborod'ko, O.O. Korobochka. – H.: TOV «SMIT», 2006. – 300s. **15.** Evtushenko, V. YU. Sistema avtomaticheskogo upravleniya parkovkoj avtomobilya [Tekst] / V. YU. Evtushenko, E. YU. Kosenko // Izvestiya YUzhnogo federal'nogo universiteta. Tekhnicheskie nauki. – 2013. – Vyp. 2(139). – S. 112-115.

Ніконов О.Я., Сіндєєв М.В.

ФУНКЦІОНАЛЬНА СХЕМА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

У статті побудована функціональна схема стабілізації корпусу автомобіля на основі корегування жорсткості амортизатора. Запропоновано технічне удосконалення систем регулювання жорсткості підвіски додатковим датчиком - відеокамерою, підключеною до бортового автомобільного комп'ютера. Запропоновані додаткові способи використання відеокамери, з'єднаної з бортовим автомобільним комп'ютером.

Никонов О.Я., Синдеев М.В.

ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

В статье построена функциональная схема стабилизации корпуса автомобиля на основе корректировки жесткости амортизатора. Предложено техническое усовершенствование систем регулирования жесткости подвески дополнительным датчиком - видеокамерой, подключенной к бортовому компьютеру автомобиля. Предложены дополнительные способы использования видеокамеры, соединенной с бортовым компьютером автомобиля.

Nikonov O.J., Sindyeyev M.V.

FUNCTIONAL SCHEME OF INTELLIGENT VEHICLE SUSPENSION

The article is based functional diagram stabilize the car body on mine-new Damping adjustment. A technical improvement of regulating suspension stiffness additional sensors - a video camera connected to the onboard car computer. The proposed additional o-to camera use, coupled with the onboard car computer.

Технологія машинобудування

УДК 62-932.4: 621.91.01-036

Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Запорожченко Е.Е., канд. физ.-мат. наук; Лавриненко С.Н., д-р техн. наук; Сазонова М.С., канд. физ.-мат. наук; Ярмач Н.С., канд. техн. наук

ПРОГРАММНО-СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОПТИЧЕСКИХ ПОЛИМЕРНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Введение.

Повышение эффективности производства оптических компонентов приборов различного назначения предполагает, в первую очередь, повышение качества поверхностного слоя оптических изделий.

На качество поверхностно слоя, кроме исходных характеристик самого оптического материала влияют в той или иной степени практически все технологические факторы процесса механической обработки. Как показали результаты практических исследований [1-3], основное влияние на оптические свойства поверхности оказывают материал режущего инструмента и геометрические параметры его режущей части (в первую очередь - состояние режущих кромок в процессе эксплуатации и уровень их износа), параметры режима резания, наличие смазочно-охлаждающих технологических средств (включая ингибиторы свободных радикалов), точностные и жесткостные характеристики производственного оборудования и другие факторы. Немаловажную, а иногда решающую роль играет квалификация и профессионализм персонала, задействованного во всех сферах производственного процесса и организационные особенности построения высокоэффективного оптического производства [4].

Анализ публикаций и постановка задачи

Обеспечение требуемой точности линейных размеров наряду с обеспечением заданных параметров микрогеометрии поверхностного слоя является одной из приоритетных задач, решаемых при разработке эффективной технологии лезвийной механической обработки в процессе изготовления полимерной оптики.

Точность линейных размеров полимерных оптических элементов оказывает непосредственное влияние на точность сборки и оптические свойства готовых приборов. Многочисленные исследования [5 - 7] показали, что выявить и проанализировать закономерности распределения размеров деталей при их рассеивании возможно с помощью методов математической статистики, базирующихся на теории вероятностей.

В работах [6, 7] показано, что распределение действительных размеров деталей, обработанных на настроенных станках, подчиняются закону нормального распределения (закон Гаусса).

Теоретическое объяснение этому положению дает центральная теорема теории вероятностей – теорема Ляпунова, задающая общие условия, при которых распределение суммы взаимно независимых случайных слагаемых подчиняются закону нормального распределения.

© Д.О. Волонцевич, 2016

Эти условия заключаются в следующем:

- 1) влияние каждого из слагаемых на сумму ничтожно мало и примерно одинаково по своей величине, т.е. среди слагаемых нет доминирующих;
- 2) в состав суммы входит большое число взаимно независимых случайных величин.

При этом соответствии закон нормального распределения тем точнее, чем больше число слагаемых.

Методология оценки точности

Основываясь на работах [7 - 9], было принято решение, что оценка точности линейных размеров будет выполняться в следующей последовательности:

1. Проверяется соответствие распределения действительных линейных размеров закону нормального распределения.

2. Определяется количество годных и бракованных деталей для случая, когда настройка станка обеспечивает симметричное расположение кривой распределения по отношению к полю допуска.

3. Если поле фактического рассеивания ω_0 мм превосходит поле допуска T мм, следовательно, условие обработки без брака не выполнено и появление брака возможно.

$$\omega_0 = T_{изм}^{\max} - T_{изм}^{\min}, \quad (1)$$

где $T_{изм}^{\max}$ – максимальное из значений в выборке, мм;

$T_{изм}^{\min}$ – минимальное из значений в выборке, мм.

4. Производим расчет половины допуска на линейный размер

$$x_0 = \frac{T}{2}, \quad (2)$$

где T – допуск на линейный размер, мм;

x_0 – половина допуска на линейный размер, мм;

и расчет нормированного параметра распределения или коэффициент риска t_0

$$t_0 = \frac{x_0}{\sigma}, \quad (3)$$

где σ – среднеквадратичное отклонение.

5. Используя табличные значения функции Лапласа, в зависимости от t_0 , определяется количество годных деталей от половины всей партии.

6. Определяется количество годных и бракованных деталей для всей партии.

7. Производится анализ, полученных результатов и делаются выводы о степени налаженности технологического процесса.

Предложено также от линейных действительных размеров перейти к действительным отклонениям от номинальных размеров:

$$H_i = L_i - L_{ном}, \quad (4)$$

где H_i – отклонение i -го действительного размера от номинала, мм;

L_i – измеренная линейная величина i -го размера, мм;

$L_{ном}$ – номинальный размер данного типоразмера линейной величины, мм.

Для удобства и быстроты вычислений создана компьютерная программа, выполненная в *Excel*, которая позволила выполнить необходимый статистический анализ.

Практические результаты

На рис. 1 и 2 представлены практические результаты, позволяющие определить степень налаженности технологического процесса механической лезвийной обработки полимерных оптических изделий.

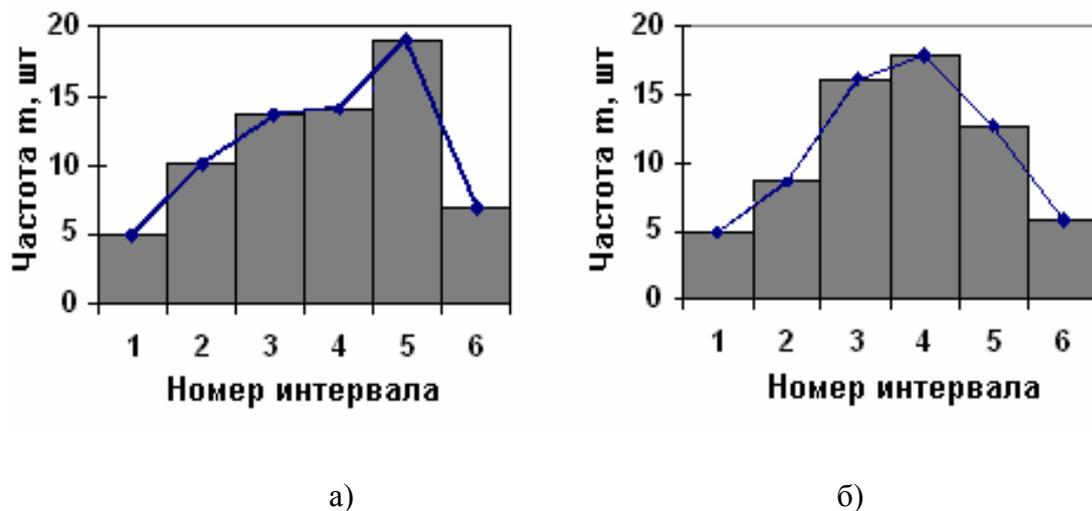


Рис. 1. Результаты расчета: а) эмпирическое распределение размера А, б) вероятностное распределение размера А

Для размера А: – эмпирический уровень значимости $\chi^2_{набл} = 4,644$;

– теоретический уровень значимости $\chi^2_{\alpha, \nu} = 7,815$;

$\chi^2_{\alpha, \nu} > \chi^2_{набл}$. – процесс налажен.

Для наглядности приведены результаты, характеризующие налаженный технологический процесс (рис. 1 – проанализирован размер А) и разлаженный технологический процесс (рис. 2 – проанализирован размер В).

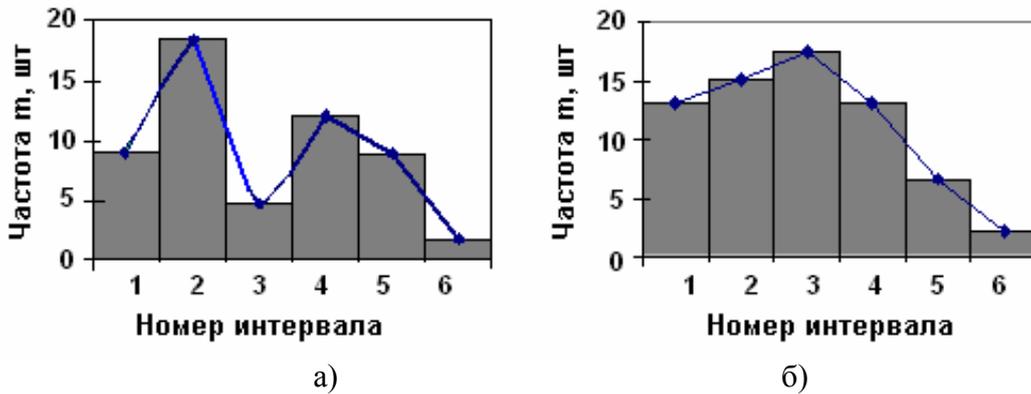


Рис. 2. Результаты расчета: а) эмпирическое распределение размера В, б) вероятностное распределение размера В

Для размера В: – эмпирический уровень значимости $\chi^2_{набл} = 13,996$;
 – теоретический уровень значимости $\chi^2_{\alpha, v} = 5,991$;
 $\chi^2_{\alpha, v} < \chi^2_{набл}$ – процесс разлажен.

В таблицах 1 и 2 представлены результаты оценки точности линейных размеров А и В.

Таблица 1

Результаты статистической оценки точности обработки полимерных оптических элементов, характеризующие разлаженный технологический процесс

| | | |
|----------------------------|--------------------------------------|-------------|
| Линейный размер А (ширина) | Количество годных изделий, % | 92,3...94,5 |
| | Количество исправимого брака, % | 0...1,5 |
| | Количество окончательного брака, % | 5,5...6,2 |
| | Действительный разброс значений, мм. | 0,05...0,13 |
| Линейный размер В (высота) | Количество годных изделий, % | 94,4...98,7 |
| | Количество исправимого брака, % | 1,3...2,9 |
| | Количество окончательного брака, % | 0...2,7 |
| | Действительный разброс значений, мм. | 0,05...0,1 |

Таблица 2

Результаты статистической оценки точности обработки полимерных оптических элементов, характеризующие налаженный технологический процесс

| | | |
|----------------------------|--------------------------------------|---------------|
| Линейный размер А (ширина) | Количество годных изделий, % | 99,71...99,76 |
| | Количество исправимого брака, % | 0 |
| | Количество окончательного брака, % | 0,24...0,29 |
| | Действительный разброс значений, мм. | 0,005...0,05 |
| Линейный размер В (высота) | Количество годных изделий, % | 99...99,4 |
| | Количество исправимого брака, % | 0,6...1,0 |
| | Количество окончательного брака, % | 0 |
| | Действительный разброс значений, мм. | 0,005 |

Полученные на начальном этапе оценки результаты, характеризующие пробную партию изделий, указывают на разлаженность технологического процесса, требуемый технологический допуск не выдерживается. Одним из объяснений такого результата является широкая варьированность размеров оптических элементов, имеющих согласно ISO разные значения величин допуска. Однако условия CALS-технологии (все чертежи выполнены в электронном варианте) диктуют необходимость задать единый допуск на все размеры в 5 мкм.

Таким образом, можно выделить два организационно-производственных периода в процессе изготовления оптических элементов:

- I – начальный этап производства (технологический процесс еще не налажен);
- II – налаженный технологический процесс.

Выводы

Проведена программно-статистическая оценка налаженности технологического процесса механической лезвийной обработки полимерных оптических изделий. После определения количества брака в технологический процесс вносятся соответствующие коррективы, что позволяет сократить брак и обеспечить требуемый технологический допуск на линейные размеры оптических компонентов в 5,0 мкм.

Литература: 1. Лавриненко С.Н. Влияние инструментального материала и геометрических параметров режущего инструмента на качество биоинженерных изделий из полимеров // *Високі технології в машинобудуванні*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – Вип. 1 (22) – С. 164–167.. 2. Лавриненко С.Н. Лариненко С.Н. Особенности формирования и контроля функционального микрорельефа обработанной поверхности биоинженерных полимерных изделий // *Машинобудування*. – Харків: УПА, 2013. – Вип. 11. – С. 103-107.. 3. Запороженко Е.Е., Сазонова М.С., Лавриненко С.Н., Лавриненко И.С. Оперирование вероятностными характеристиками повышения качественных показателей процесса производства биоинженерных изделий // *Високі технології в машинобудуванні*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. – Вип. 1 (23). – С. 61-67. 4. Лариненко С.Н. Технично-економічні передумови організації виробництва ультрапрецизійних биоинженерных полимерных изделий // *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. – № 7 (981). – С. 65-70. 5. Коваленко И.М., Филиппова А.А. Теория вероятностей и математическая статистика. – М.: Высшая школа, 1973. – 168 с. 6. Егоров М.Е., Дементьев В.И., Дмитриев В.Л. Технология машиностроения. – М.: Высшая школа, 1976. – С. 46-62. 7. Литовченко П.И., Тернюк Н.Э., Воронков В.И. Статистический метод определения годности партии деталей. – Харьков: ХПИ, 1989. – 21 с. 8. Маталин А.А. Точность механической обработки и проектирование технологических процессов. – Л.: Машиностроение, – 1970, С. 12–16. 9. Мердок Дж. Контрольные карты. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 151с.

Bibliography (transliterated): 1. Lavrinenko S.N. Vliyanie instrumental'nogo materiala i geometricheskikh parametrov rezhushchego instrumenta na kachestvo bioinzhenernykh izdelij iz polimerov // *Visoki tekhnologii v mashinobuduvanni*. – Harkiv: NTU "HPI", 2012. – Vip. 1 (22) – S.

164–167.. 2. Lavrinenko S.N. Larinenko S.N. *Osobennosti formirovaniya i kontrolya funktsional'nogo mikrorel'efa obrabotannoj poverhnosti bioin-zhenerykh polimernykh izdelij // Mashinobuduvannya. – Harkiv: UIPA, 2013. – Vip. 11. – S. 103-107.* 3. Zaporozhchenko E.E., Sazonova M.S., Lavrinenko S.N., Lavrinenko I.S. *Operirovanie veroyatnostnymi harakteristikami povysheniya kachestvennykh pokaza-telej processa proizvodstva bioinzhenernykh izdelij // Visoki tekhnologii v mashinobuduvanni. – Harkiv: NTU "HPI", 2013. – Vip. 1 (23). – S. 61-67.* 4. Larinenko S.N. *Tekhniko-ehkonomicheskie predposylki organizacii proizvodstva ul'traprecizion-nykh bioinzhenernykh polimernykh izdelij // Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu "HPI". – Harkiv: NTU "HPI", 2013. – № 7 (981). – S. 65-70.* 5. Kovalenko I.M., Filippova A.A. *Teoriya veroyatnostej i matematicheskaya statistika. – M.: Vysshaya shkola, 1973. – 168 s.* 6. Egorov M.E., Dement'ev V.I., Dmitriev V.L. *Tekhnolo-giya mashinostroeniya. – M.: Vysshaya shkola, 1976. – S. 46-62.* 7. Litovchenko P.I., Ter-nyuk N.EH., Voronkov V.I. *Statisticheskij metod opredeleniya godnosti partii deta-lej. – Har'kov: HPI, 1989. – 21 s.* 8. Matalin A.A. *Tochnost' mekhanicheskoy obrabotki i proektirovaniya tekhnologicheskikh processov. – L.: Mashinostroenie, – 1970, S. 12–16.* 9. Merdok Dzh. *Kontrol'nye karty. – M.: Finansy i statistika, 1986. – 151s.*

Волонцевич Д.О., Запорожченко Е.Е., Лавриненко С.Н., Сазонова М.С., Ярмак Н.С.

**ПРОГРАММНО-СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ
ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОПТИЧЕСКИХ ПОЛИМЕРНЫХ ИЗДЕЛИЙ**

В работе приведена методология программно-статистической оценки погрешности оптических компонентов из полимерных материалов в процессе их лезвийной механической обработки с целью повышения точности изготовления и качества поверхностного слоя готовых изделий и повышения общей эффективности производства.

Волонцевич Д.О., Запорожченко О.Є., Лавриненко С.М., Сазонова М.С., Ярмак М.С.

**ПРОГРАМНО-СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА ПОХИБКИ ВИГОТОВЛЕННЯ
ОПТИЧНИХ ПОЛІМЕРНИХ ВИРОБІВ**

У роботі приведена методологія програмно-статистичної оцінки похибки оптичних компонентів з полімерних матеріалів в процесі їх лезової механічної обробки з метою підвищення точності виготовлення і якості поверхневого шару готових виробів і підвищення загальної ефективності виробництва.

Volontsevich D.O., Zaporozhchenko E.E., Lavrinenko S.N., Sazonov M.S., Jarmak N.S.

**SOFTWARE-STATISTICAL EVALUATION OF PRECISION MANUFACTURING
OF OPTICAL POLYMER PRODUCTS**

In the paper shows the methodology of software-statistical estimation error of the optical components from the polymeric materials in the process of single-point machining in order to improve accuracy of manufacturing and quality of the surface layer of finished products and improve overall production efficiency.

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ ДЕТОНАЦІЙНОЇ ХВИЛІ І ПРОДУКТІВ ДЕТОНАЦІЇ ПРИ ТЕРМОІМПУЛЬСНІЙ ОБРОБЦІ

Вступ. Технології очищення деталей, що застосовуються на сьогоднішній день, є трудомісткими і часто не забезпечують якості очищення на рівні вимог промислової чистоти, що висунуті виробником ОВТ. Для вирішення цієї проблеми доцільно використовувати методи очищення інтенсивними тепловими потоками, що дозволяють створювати універсальне і повністю автоматизоване обладнання. Серед цих методів для цілей очищення ОВТ найбільшою мірою підходить газодетонаційний метод. Перевагою такого методу є можливість гнучкої автоматизації та одночасної обробки декількох деталей за один робочий цикл, що забезпечує методу в порівнянні з іншими методами очищення збільшення продуктивності від 3 до 20 разів [1-3].

На результат термоімпульсної обробки сильно впливає процес згоряння горючої суміші. Це викликано тим, що ефективність даної обробки визначається локальним нагріванням виступаючих гострих мікронерівностей, а не всієї поверхні деталей, що обробляється. Локальність нагрівання забезпечується високою швидкістю теплопередачі на розвиненій поверхні мікронерівності, яка зростає з ростом градієнта температури і коефіцієнта теплопередачі. Найвищий градієнт температури створюється в результаті детонаційного згоряння суміші в порівнянні з даними градієнтом, що досягається при дефлаграційному згорянні. Також газодинамічні процеси, інтенсивність яких найбільш висока при детонаційному згорянні горючої суміші, і які виникають в приповерхневої області деталей, що оброблюються, впливають на коефіцієнт теплопередачі. Процеси теплообміну між продуктами згоряння газової суміші і внутрішніми поверхнями камери згоряння і деталей знижують максимальну температуру продуктів згоряння. Тому зі скороченням часу ініціації детонації досягається скорочення часу на теплопередачу і витоку заряду в процесі його згоряння. Як результат, найбільш ефективна термоімпульсна обробка забезпечується при прямій ініціації детонації [2, 3].

Метою даної роботи є виявлення впливу початкового тиску у горючій суміші на термогазодинамічний стан продуктів детонації, що виникає за фронтом детонаційної хвилі, що може виникати під час термоімпульсної обробки.

Основна частина. Дослідження стану продуктів детонації проведемо за одновимірною моделлю детонації Зельдовича-Неймана [2]. В наведених нижче результатах досліджень стан продуктів детонації розраховувався стосовно суміші з мольним співвідношенням компонентів: $N_2 = 0,57142$; $O_2 = 0,14286$; $H_2 = 0,28572$. Початкова температура суміші дорівнювала $T_0 = 296$ К, початковий тиск набував абсолютних значень $P_0 = 1$ атм, 15 атм. Нерівноважні хімічні реакції розглядалися стосовно компонент $H_2, O_2, H, H_2O, OH, O, NO_2, H_2O_2, N, HNO, NO, N_2O, NO_2, N_2$ за кінетичною схемою, що включала 27 реакцій [2]. Ініціація детонації відбувалась під дією ударної хвилі, яка мала швидкість 2300 м/с. Стан продуктів детонації порівнювався після виходу детонаційної хвилі на стаціонарний режим розповсюдження.

Зі зростанням початкового тиску відповідно зростає максимальний тиск, що виникає на фронті ударно-детонаційного комплексу (рис. 1). Ці значення дозволяють спрогнозувати тиск, на який потрібно розраховувати міцність камери для термоімпульсної обробки.

© К.В. Коритченко, 2016

Але зростання тиску не призводить до суттєвого зростання температури, що досягається у фронті детонаційної хвилі. Зокрема, температура за початковим тиском 1 атм дорівнювала близько 3500 К, а за початковим тиском 15 атм зросла на 100 К до 3600 К (рис. 2).

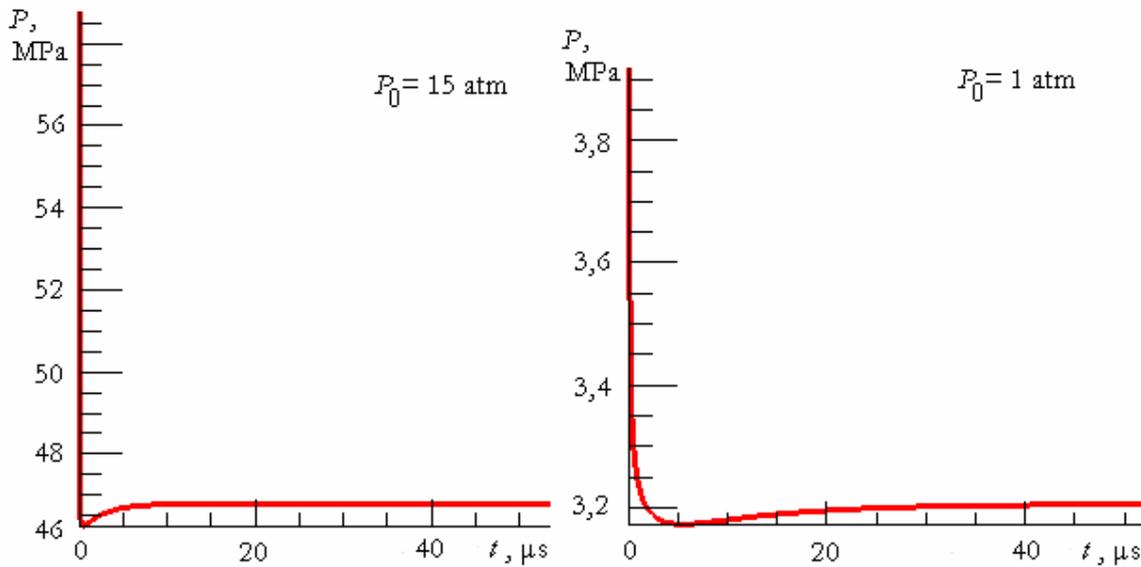


Рис. 1. Результати дослідження впливу початкового тиску горючої суміші на тиск у фронті детонаційної хвилі, що формується під час дії ударної хвилі зі швидкістю 2300 м/с на стехіометричну воднево-повітряну суміш

Це свідчить про доцільність проведення термоімпульсної обробки зі зменшеною густиною газової суміші, що обмежить витрати горючого газу для обробки та обмежить механічні навантаження на камеру згорання. При цьому необхідною умовою є забезпечення ініціації детонації у цій суміші.

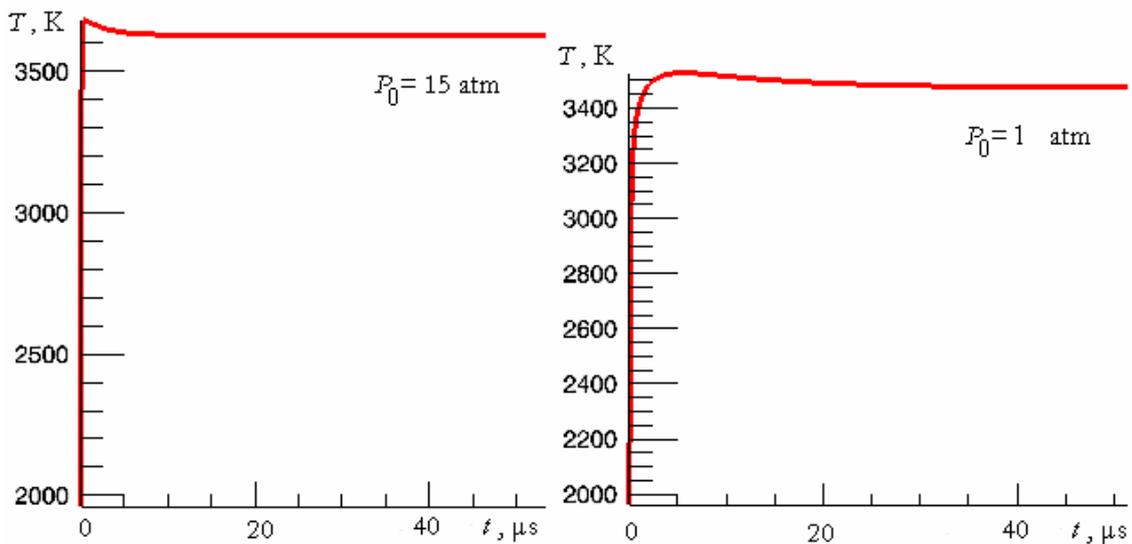


Рис. 2. Результати дослідження впливу початкового тиску горючої суміші на температуру у фронті детонаційної хвилі, що формується під час дії ударної хвилі зі швидкістю 2300 м/с на стехіометричну воднево-повітряну суміш

Незначна відмінність у швидкості газового потоку за фронтом детонаційної хвилі за різних значень тиску створює передумови для досягнення високих значень коефіцієнту теплопередачі в незалежності від початкового тиску суміші, яка застосовується для обробки (рис. 3).

В діапазоні проведених розрахунків за різних значень початкового тиску газової горючої суміші відбувається її повне згорання за фронтом детонаційної хвилі. Про це свідчить розподіл мольної частки компонентів у продуктах детонації.

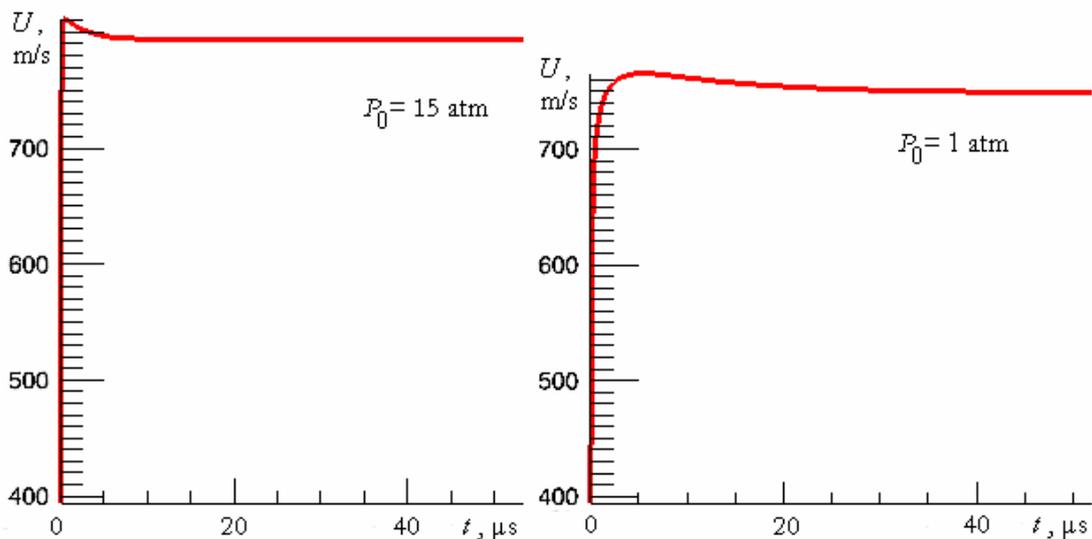


Рис. 3. Результати дослідження впливу початкового тиску горючої суміші на швидкість потоку за фронтом детонаційної хвилі, що формується під час дії ударної хвилі зі швидкістю 2300 м/с на стехіометричну воднево-повітряну суміш

Зокрема, переважна мольна частка продуктів детонації складається з молекулярного азоту, який практично не приймає участі у хімічній реакції, та молекул води (рис. 4).

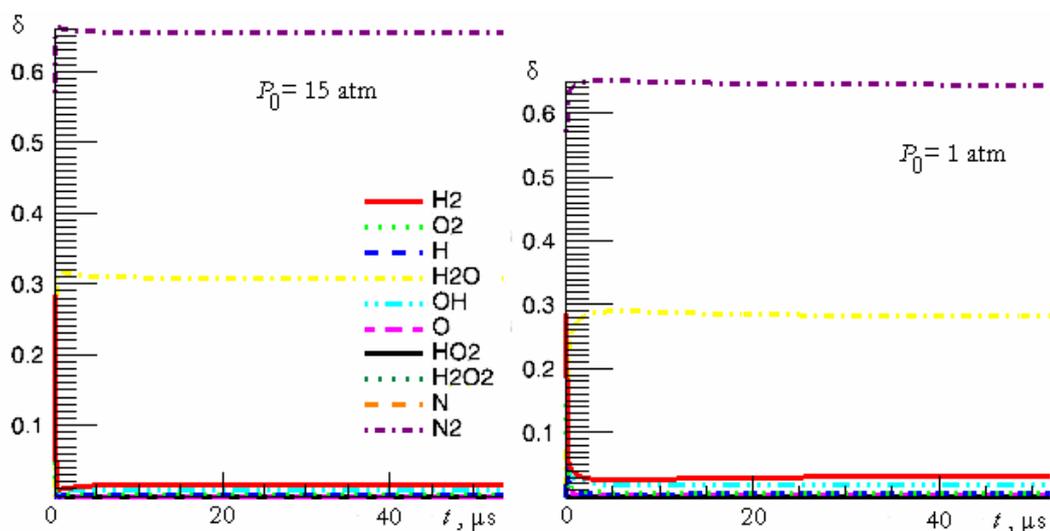


Рис. 4. Результати дослідження впливу початкового тиску горючої суміші на мольну долю δ компонентів у фронті детонаційної хвилі, що формується під час дії ударної хвилі зі швидкістю 2300 м/с на стехіометричну воднево-повітряну суміш

Представлені вище результати моделювання не дають можливість визначити розподіл тиску за фронтом ударної хвилі. Для дослідження такого розподілу застосовано модель [4]. Порівняння розподілу термогазодинамічного стану продуктів детонації проводилось стосовно детонації стехіометричної суміші водню з киснем за початкової температури $T_0 = 300$ К та різних початкових тисках: $P_0 = 1,114$ МПа та $P_0 = 1,67$ МПа. За результатами розрахунків маємо, що зростання початкового тиску призводить до практично прямо пропорційного зростання не тільки тиску на фронті детонаційної хвилі, але й тиску за фронтом хвилі. При цьому, тиск у продуктах детонації приблизно в 1,5 – 2 рази є меншим від тиску газу на фронті детонаційної хвилі (рис. 5).

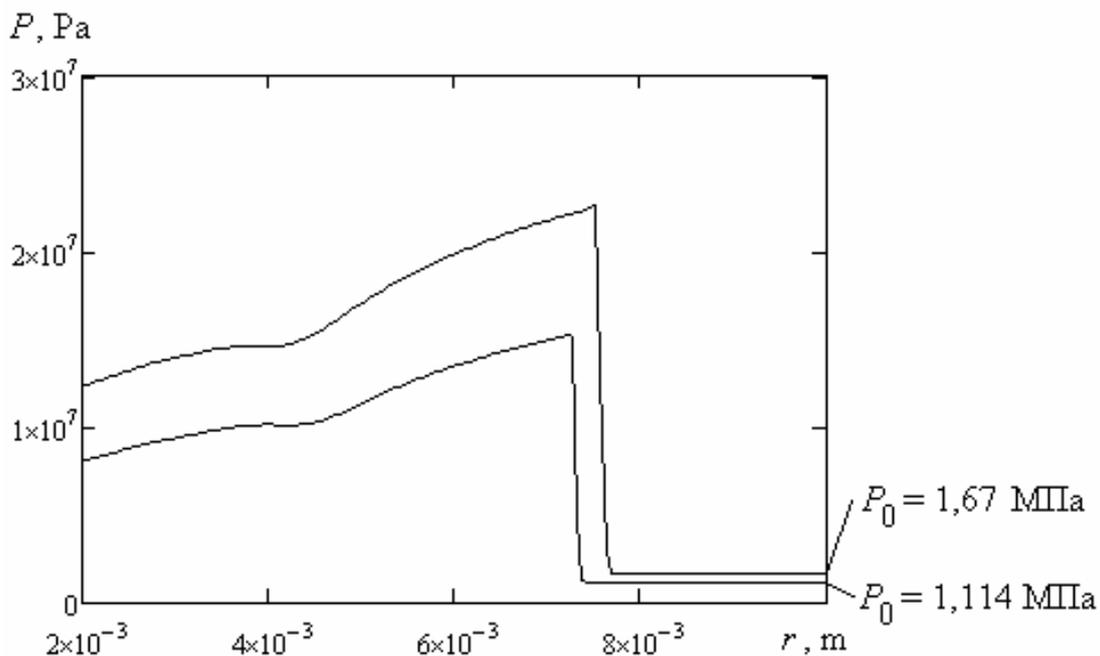


Рис. 5. Розподіл тиску за фронтом детонаційної хвилі у розрахункових варіантах при різних початкових тисках: $P_0 = 1,114$ МПа та $P_0 = 1,67$ МПа

Це свідчить про сталість градієнта температури, який виникає при детонаційному згоранні під час детонаційної обробки в умовах зміни початкового тиску горючої суміші.

Висока швидкість руху газового потоку за фронтом детонаційної хвилі (рис. 7) створює передумови для зростання коефіцієнту теплопередачі, що забезпечує ефективність термоімпульсної обробки. Слід зазначити незначний вплив початкового тиску на розподіл швидкості газового потоку за фронтом детонаційної хвилі.

Окремо стоїть питання щодо забезпечення прямої ініціації детонації у горючій суміші зі зниженням її початкового тиску. Ця проблема пов'язана з різким зростанням критичної енергії ініціювання детонації зі зниженням початкового тиску горючого газового заряду і потребує окремого вирішення.

Різниця між розподілом температури за фронтом детонаційної хвилі практично не спостерігається (рис. 6).

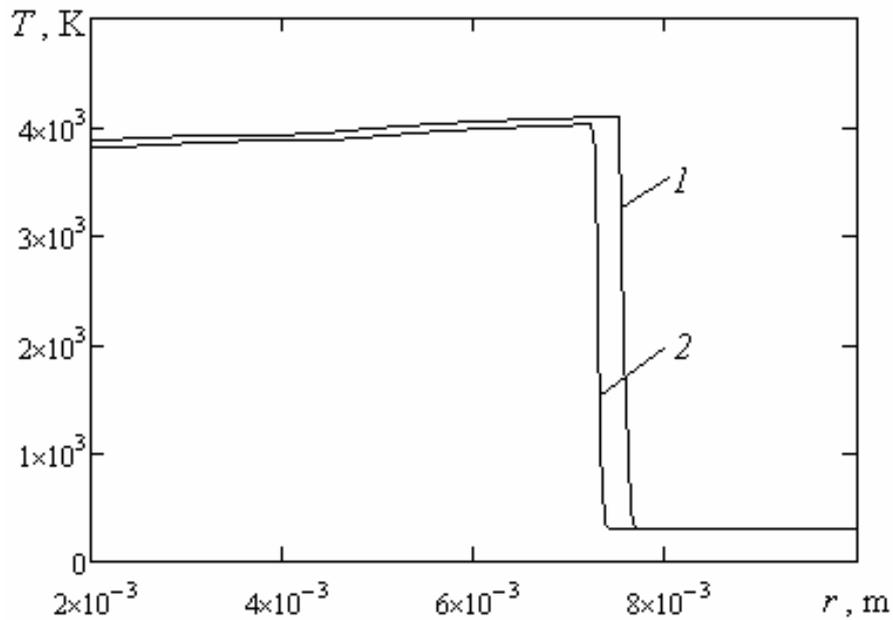


Рис. 6. Розподіл температури за фронтом детонаційної хвилі у розрахункових варіантах при різних початкових тисках: 1 – $P_0 = 1,67$ МПа; 2 – $P_0 = 1,114$ МПа

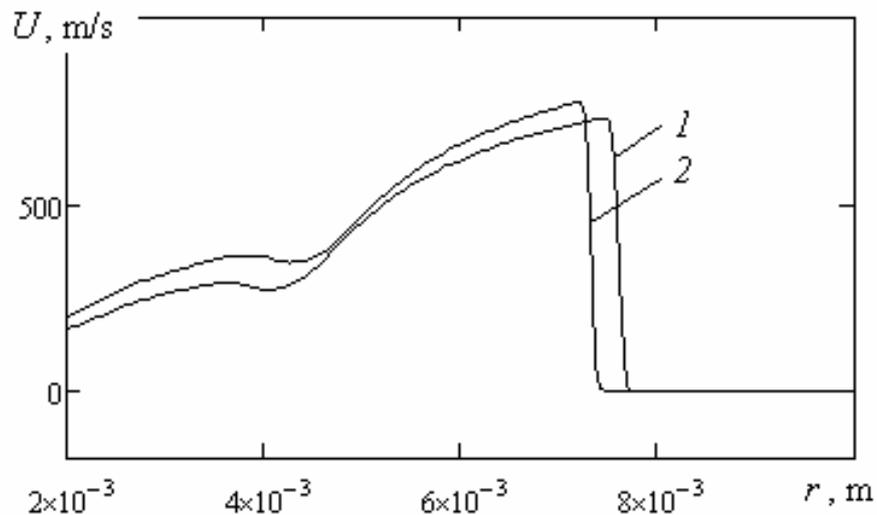


Рис. 7. Розподіл швидкості газового потоку за фронтом детонаційної хвилі у розрахункових варіантах при різних початкових тисках: 1 – $P_0 = 1,67$ МПа; 2 – $P_0 = 1,114$ МПа

Висновки:

Проведені числові дослідження підтверджують припущення щодо доцільності застосування прямої ініціації детонації у термоімпульсній обробці деталей. При цьому, за рахунок зменшення початкового тиску горючого газового заряду вирішується питання підвищення економічності методу термоімпульсної обробки за рух нок зменшення витрати палива зі збереженням високих показників ефективності обробки.

Література: 1. Жданов, А.А. Термоимпульсные технологии очистки поверхностей деталей агрегатов авиационных двигателей [Текст] : дис. ... канд. техн. наук :

05.07.04 : захищена 25.12.2003 : утв. 15.02.2004 / Жданов Александр Андреевич. – Х., 2003. – 182 с. 2. Зельдович, Я.Б. Математическая теория горения и взрыва [Текст] / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович. – М.: Наука, 1980. – 326 с. 3. Моделирование механизма удаления свободнорадикальных на поверхности микрочастиц детонирующими газовыми смесями [Текст] / С.И. Планковский, О.В. Шипуль, О.В. Трифонов, В.Г. Козлов // Открытые информационные и компьютерные технологии : сб. науч. тр. / Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т». – Харьков, 2012. – Вып. 54. – С. 68 – 77. 4. Корытченко, К.В. Высоковольтная электроразрядная техника генерирования ударных волн и нагревания реагирующих газовых сред [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.09.13 : защищена 18.06.2013 : утв. 21.10.2013 / Корытченко Константин Владимирович. – Харьков, 2013. – 340 с.

Bibliography (transliterated): 1. ZHdanov, A.A. Termoimpul'snye tekhnologii ochistki poverhnostej detalej agregatov aviacionnyh dvigatelej [Tekst] : dis. ... kand. tekhn. nauk : 05.07.04 : zashchishchena 25.12.2003 : utv. 15.02.2004 / ZHdanov Aleksandr Andreevich. – H., 2003. – 182 s. 2. Zel'dovich, YA.B. Matematicheskaya teoriya goreniya i vzryva [Tekst] / YA.B. Zel'dovich, G.I. Barenblatt, V.B. Librovich. – M.: Nauka, 1980. – 326 s. 3. Modelirovanie mekhanizma udaleniya svobodnolezhashchih na poverhnosti mikrochastic detoniruyushchimi gazovymi smesyami [Tekst] / S.I. Plankovskij, O.V. SHipul', O.V. Trifonov, V.G. Kozlov // Otkrytye informacionnye i komp'yuternye tekhnologii : sb. nauch. tr. / Nac. ae-hrokosm. un-t im. N.E. ZHukovskogo «Har'k. aviac. in-t». – Har'kov, 2012. – Vyp. 54. – S. 68 – 77. 4. Korytchenko, K.V. Vysokovol'tnaya ehlektrozryadnaya tekhnika gene-rirovaniya udarnyh voln i nagrevaniya reagiruyushchih gazovyh sred [Tekst] : dis. ... d-ra tekhn. nauk : 05.09.13 : zashchishchena 18.06.2013 : utv. 21.10.2013 / Korytchenko Konstantin Vladimirovich. – Har'kov, 2013. – 340 s.

Корытченко К.В., Кузнецов И.Б.

ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ДЕТОНАЦИОННОЙ ВОЛНЫ ПРИ ТЕРМОИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКЕ

Проведено численное исследование влияния начального давления в горючей смеси на термогазодинамическом состоянии продуктов детонации, возникающей за фронтом детонационной волны при термоимпульсной обработке.

Korytchenko K.V., Kuznetsov I.B.

TERMOGASDYNAMIC PROPERTIES OF DETONATION WAVE AND DETONATION PRODUCTS BY THERMAL DEBURRING

A numerical study of the influence of the initial pressure of the fuel mixture on the detonation products state occurring behind the front of detonation by thermal deburring was made.

ДО ОБГОВОРЕННЯ

УДК 629.1.032.531.3

Воронцов С.Н., канд. техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БУФЕРА СО СТУПЕНЧАТОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ

Введение. Система подрессоривания (СП) военных гусеничных и колесных машин играет существенную роль в реализации ее функционального назначения с высокими тактико-техническими характеристиками и технико-экономическими показателями.

На сегодняшний день основной проблемой является высокий нагрев демпфирующих элементов. Вследствие интенсивной работы амортизаторов, энергия колебаний подрессоренного корпуса преобразуется в тепло, которое не успевает рассеиваться в окружающую среду. Это приводит к изменению свойств рабочей жидкости, разрушению уплотнений, к ухудшению плавности хода и выхода демпфирующего устройства из строя. Так, при движении по некоторым профилям неровностей со скоростью 5,6... 6,1 м/с, поглощаемая каждым демпфирующим устройством мощность доходит до 3...4кВт. Чтобы увеличить скорость движения до 6,94...7,5 м/с необходимо утроить поглощаемую мощность, доведя ее до 10...12кВт, что вызывает их перегрев и выход из строя. Недостаточная мощность демпфирующих устройств не позволяет в требуемой мере гасить колебания корпуса, что снижает эффективность применения стабилизированного вооружения военных гусеничных машин (ВГМ), когда приводы наведения не успевают отслеживать цель или система выходит на упоры [1].

Особенно остро эта проблема стоит при модернизации военной техники, что является одним из способов поддержания боеспособности армии на требуемом уровне. Модернизация приводит к росту мощности двигателя и массы машины, и, как следствие, увеличению нагрузок на элементы трансмиссии, ходовой части. При этом конструкторы стремятся как можно больше использовать их серийные узлы и агрегаты, изменяя лишь по возможности только характеристики. Однако это во многих случаях не дает необходимых показателей, предусмотренных тактико-техническими характеристиками машины [2].

Одним из путей обеспечения нелинейности подвески, оказывающей благоприятное влияние на плавность хода, является применение демпфирующего гидравлического буфера (ГБ), вступающего в работу в конце динамического хода опорного катка [3, 4]. Разнесение демпфирующих элементов на амортизатор и гидравлический буфер позволяет сохранить суммарную работу за цикл, при этом нагрев основных амортизаторов можно существенно снизить.

Эти устройства нашли свое применение на некоторых зарубежных ВГМ. Так демпфирующие буферы с характеристикой, зависящей от скорости опорного катка, в сочетании с фрикционными амортизаторами используются в ходовой части серийного танка «Леопард-2» [4], ходовая часть английского основного боевого танка «Челленджер» оснащена гидропневматической подвеской, а в качестве ограничителей хода балансира используются гидробуферы, гидробуферы устанавливаются на тяжелой боевой машине пехоты «Ахзарит» Mk1.

Целью экспериментальных исследований является дополнение математической модели движения машины по неровностям возможностью использовать работу гидравлического буфера со ступенчатой характеристикой.

© С.Н. Воронцов, 2016

До обговорення

В качестве опытного образца ГБ была использована конструкция, спроектированная для легкой категории гусеничных машин. Общий вид, конструкция и основные характеристики опытного ГБ приведены соответственно на рис. 1, рис. 2 и в табл. 1.



Рис. 1. Внешний вид опытного ГБ

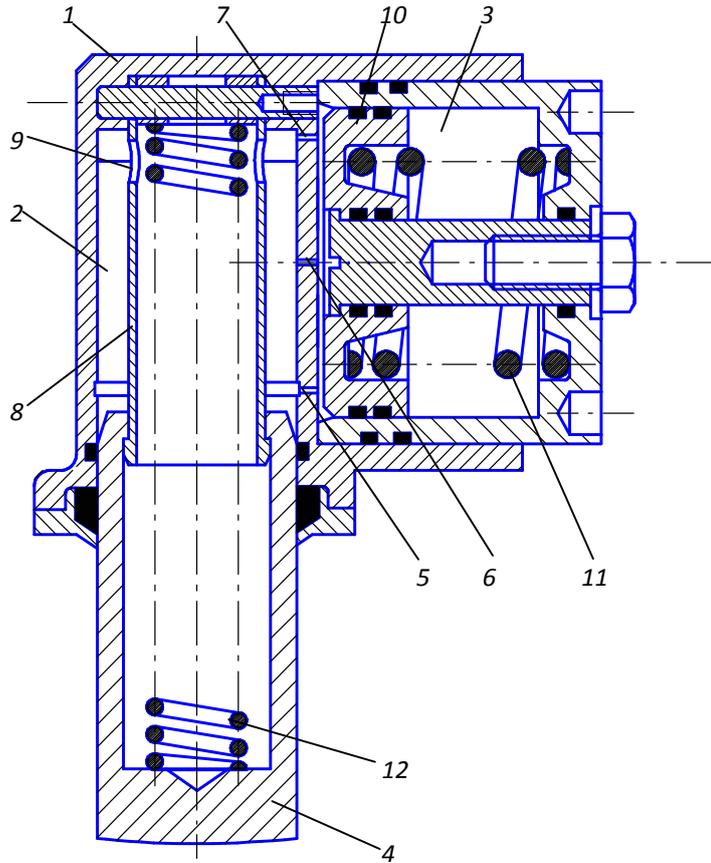


Рис. 2. Конструкция опытного ГБ

Таблица 1

Основные характеристики ГБ

| Наименование | Значение |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Максимальный ход штока, м | 0,0515 |
| Диаметры дроселирующих отверстий (поз.5,6,7), м | $1,5 \cdot 10^{-3}$ |
| Расстояние от начального (полностью выдвинутого) положения штока до центров дроселирующих отверстий, м | Отверстие поз.5 — $5 \cdot 10^{-3}$ Отверстие поз.6 — $25 \cdot 10^{-3}$ Отверстие поз.7 — $55 \cdot 10^{-3}$ |
| Тип жидкости | Смесь 50% трансформаторного и 50% турбинного масла |
| Жесткость пружины (поз.11) Предварительное сжатие | $20,27 \cdot 10^3 \text{ Н м}^{-1}$ 456 Н |
| Жесткость пружины (поз.12) Предварительное сжатие | $7,7 \cdot 10^3 \text{ Н м}^{-1}$ 204 Н |
| Масса в запровленном состоянии | 7,2 кг |

ГБ состоит из корпуса 1, разделенного на две полости: полость прямого хода – 2 и полость обратного хода – 3. На прямом ходе балансир касается штока 4 и перемещает его вверх. При этом шток последовательно перекрывает дроселирующие отверстия 5 и 6. Отверстие 7 не перекрывается штоком, что позволяет избежать резкого повышения

До обговорення

давления в полости 2 в конце хода штока. Шток перемещается по направляющей 8, в которой выполнены прямоугольные прорези и отверстия 9 для обеспечения перетекания жидкости из внутренней части штока. Жидкость, поступающая из полости прямого хода через дросселирующие отверстия перемещает поршень 10, сжимая пружину 11. Для возврата штока в исходное состояние используются пружины 11 и 12. Они также создают дополнительное усилие на прямом ходе. Для предотвращения утечки жидкости обе полости герметизированы уплотнениями.

Для расшифровки полученных на исследовательском стенде осциллограмм и построения рабочей диаграммы ГБ была использована программа Graph Digitizer 2.0. Результаты обработки осциллограмм для различных скоростей штока ГБ представлены на рис.3.

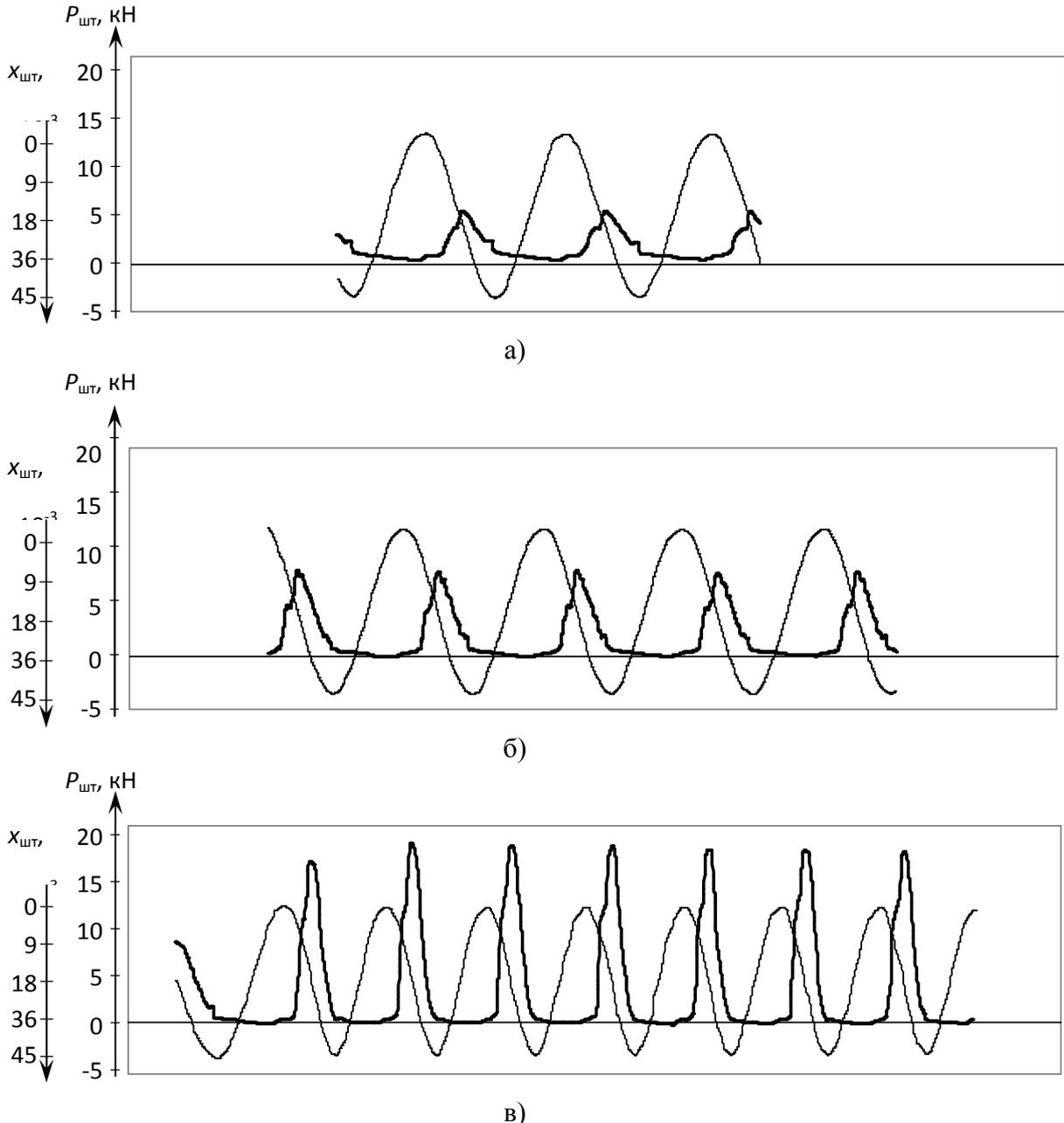


Рис. 3. Ход и усилие на штоке ГБ: а) $\vartheta_{\max} = 0,147 \text{ м с}^{-1}$; б) $\vartheta_{\max} = 0,233 \text{ м с}^{-1}$; в) $\vartheta_{\max} = 0,442 \text{ м с}^{-1}$

До обговорення

Для сравнения экспериментальных характеристик ГБ, полученных при обработке снятых осциллограмм с его расчетными характеристиками, в математическую модель, описанную в [5] были подставлены исходные данные, соответствующие конструктивным параметрам опытного ГБ (табл. 1). Закон нагружения, изменения скорости и перемещения штока вычислялись исходя из кинематики стенда в зависимости от цикличности нагружения. На рис. 4 показаны экспериментальные и теоретические характеристики, соответствующие 2-й, 4-й и 6-й передачам трансмиссии испытательного стенда.

Обращает на себя внимание более пологий характер экспериментальных кривых в месте перекрытия дросселирующих отверстий. Это связано с принятыми в математической модели допущениями, а именно, с тем, что переходные процессы в этом положении штока не учитываются. Тем не менее, с ростом скоростей штока время переходного процесса уменьшается и расчетная характеристика приближается к экспериментальной.

Полученные результаты экспериментальных исследований подтверждают адекватность математической модели, при этом погрешность составила не более 8,4%.

Расхождения эксперимента и расчетных характеристик меньше при меньших значениях скорости штока, причем теоретические характеристики лежат выше экспериментальных. Это, по-видимому, связано с погрешностью вычисления в математической модели гидравлических сопротивлений при расчете давления в полости прямого хода.

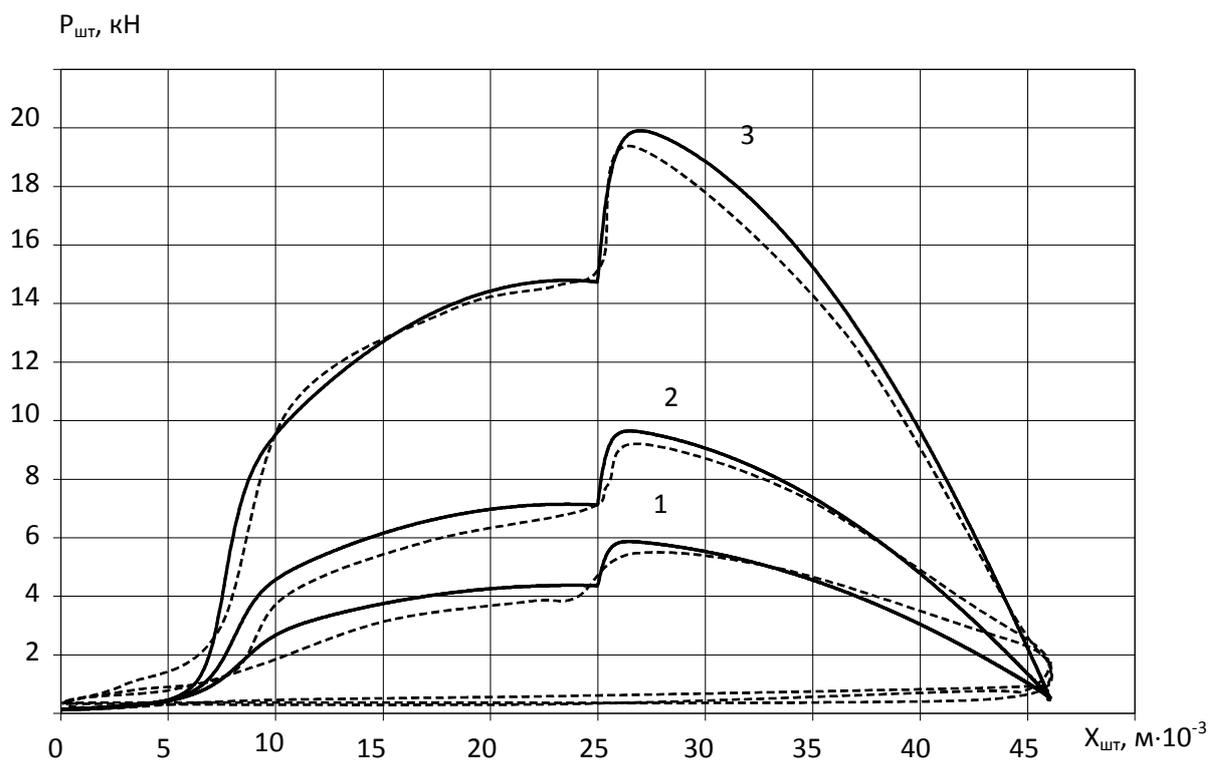


Рис. 4. Сравнение экспериментальных и расчетных характеристик ГБ.

1 – 2-я передача; 2 – 4-я передача; 3 – 6-я передача (сплошная – расчетная кривая; пунктир – экспериментальная кривая)

Выводы по разделу

До обговорення

1. Сравнение теоретических и экспериментальных характеристик ГБ со ступенчатой характеристикой показало, что погрешность разработанной математической модели не превышает 8,4%.
2. Экспериментальные исследования показали, что при определении шага расположения дросселирующих отверстий необходимо учитывать величину свободного хода, которая зависит от соотношения объемов рабочей жидкости и газа при заправке ГБ.

Литература: 1. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчёт нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с. 2. Брагин Ю.И., Глинчиков А.В., Миславский М.М., Орешин А.А., Шарапов Е.Н. Улучшение подвески при модернизации танка. // Вестник бронетанковой техники. –1989. –№ 3. –С. 44-48. 3. Обзоров В.С., Стамбровский А.С., Шадов Б.Н. Развитие систем поддресоривания танков. // Зарубежное военное обозрение. –1984. –№.5. –С.54-62. 4. Западногерманский танк «Леопард-2». // Зарубежная военная техника. Обзоры. Бронетанковая техника и вооружение. –1983. – Вып.14(14). –С.14-36. 5. Дущенко В.В., Воронцов С.Н. Выбор оптимальных параметров гидравлических поддресорников // Механіка та машинобудування. –1999. –№1.–С.192-200.

Bibliography (transliterated): 1. Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Telminov A.V. Teoriya i raschYot nelineynyih sistem podressorivaniya gusenichnyih mashin. – Moscow: Mashinostroenie, 1976. – 207 s. 2. Bragin Yu.I., Glinchikov A.V., Mislavskiy M.M., Oreshin A.A., Sharapov E.N. Uluchshenie podveski pri modernizatsii tanka. // Vestnik bronetankovoy tehniki. –1989. –# 3. –S. 44-48. 3. Obzorov V.S., Stambrovskiy A.S., Shadov B.N. Razvitie sistem podressorivaniya tankov. // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. –1984. –#5. –S.54-62. 4. Zapadnogermanskiy tank «Leopard-2». // Zarubezhnaya voennaya tehnika. Obzoryi. Bronetankovaya tehnika i vooruzhenie. –1983. –#14(14). –S.14-36. 5. Dushhenko V.V., Vorontsov S.N. Vybora optimal'nyh parametrov gidravlicheskikh podressornikov // Mehanika ta mashinobuduvannja. –1999. –№1.–S.192-200.

Воронцов С.Н.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОГО БУФЕРА ЗІ СХІДЧАСТОЮ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Розглянуто проведення експериментального дослідження гідравлічного буфера системи підресорювання гусеничної військової машини.

Vorontsov S.N.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE HYDRAULIC CHARACTERISTICS BUFFER AT STEP RESPONSE

Considered a pilot study of the hydraulic suspension system buffer caterpillar vehicle.

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

Науково-технічний журнал "Механіка та машинобудування" відділення механіки та машинобудування Академії наук Вищої освіти України випускається з 1997 р. Періодичність випуску – 2 рази на рік. Перший номер – відкритий, розсилається авторам і організаціям обов'язкової розсилки, другий – закритий, розсилається згідно відомості розсилки. До опублікування приймаються статті розміром до 10 **повних** сторінок українською, російською або англійською мовами за науковими напрямками:

- *теоретична механіка,*
- *прикладна механіка,*
- *машинознавство,*
- *динаміка та міцність машин,*
- *транспортне машинобудування,*
- *управління в технічних системах,*
- *технологія машинобудування,*
- *історія машинобудування.*

ДОКУМЕНТИ, що подаються до редколегії для опублікування статті в журналі:

1. Текст статті (1 прим.) на аркушах формату А4.
2. Електронна версія статті в текстовому редакторі MS Word.
3. Рецензія на статтю.
4. Акт експертизи про можливість опублікування матеріалів у відкритому друку (для статей у відкритий журнал).
5. Відомості про авторів у вільному вигляді, де міститься наступна інформація:
 - повні прізвище, ім'я та по-батькові кожного з авторів;
 - їх місце роботи та посада, науковий ступінь, вчене звання;
 - контактний телефон.

СКЛАДОВІ СТАТТІ:

1. Код УДК.
2. Прізвища і Ініціали авторів, науковий ступінь (при його наявності).
3. Назва статті.
4. Текст статті.
5. Список літератури оформлений відповідно до вимог наказу ВАК України № 342 від 29.05.2007 р. Форма 23. (Бюлетень ВАК України №5, – 2009. – с.26 – 30).
6. Транслітерація списку літератури.
7. Анотації українською, російською та англійською мовами. (Обсяг анотації до 5 рядків).

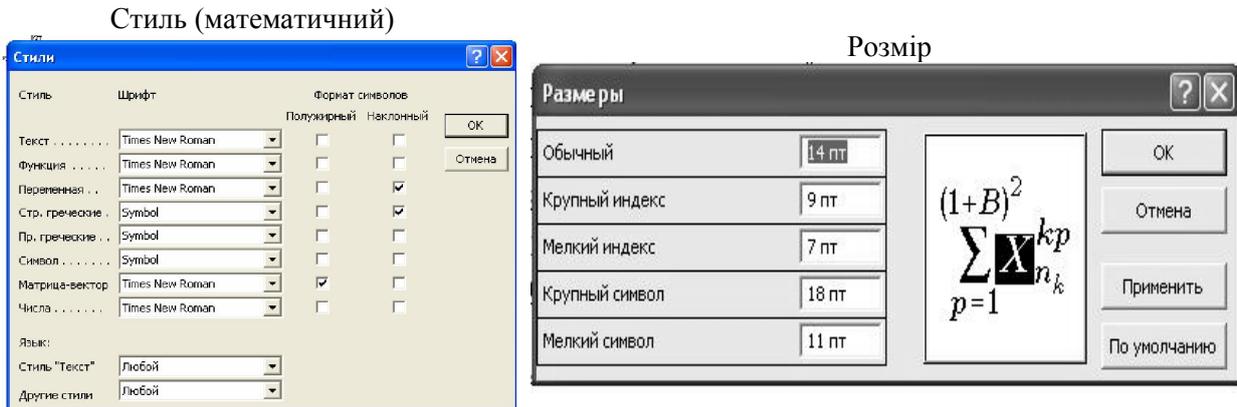
Складові статті відокремлюються одна від одної порожнім рядком.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ (див. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ):

1. Параметри сторінок та тексту:
 - розмір аркуша А4 (210×297 мм);
 - ліве, праве поля – 25 мм, верхнє – 23 мм, нижнє – 27 мм;
 - відступ від краю до колонтитула: верхній – 16 мм, нижній – 22 мм.
 - шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
 - розмір шрифту – 12 пт;
 - інтервал між рядками – 1;
 - застосовувати автоматичну розстановку переносів;
 - абзацний відступ – 12,5 мм;
 - вирівнювання абзацу – по ширині;
2. *Формули* створюються у вигляді об'єктів редактором формул Equation, центруються. Нумерація ставиться праворуч у дужках, вирівнюється по правому краю. Невеликі формули можна розміщати не в окремому рядку, а прямо в тексті. Після формул потрібно ставити розділові знаки, якщо цього вимагає орфографія. Якщо формула міститься у середині речення, то

продовження речення у наступному за формулою рядку здійснюється без відступу. Якщо формула займає окремий рядок перед і після неї повинні бути порожні рядки розміром в 8 пт.

Налаштування редактора Equation для відтворення формул і символів мають вигляд:



3. *Рисунок* повинен бути оформлений як окремий згрупований об'єкт у тексті статті, розташування поверх тексту не допускається; рисунок відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком і розташовується після посилання на нього. Рекомендуються використовувати чорно-білу палітру, якість відтворення рисунків кольорової палітри не гарантується. Якщо рисунків декілька, то вони нумеруються. Підрисувочний підпис: Рис. 1. Назва (якщо є). Підпис центрується, шрифт – 11 пт.

Символи на рисунку повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частина рисунку позначаються під рисунком літерами a , b без дужки. Написи на рисунку, позначення його елементів (1, 2, 3) виконують курсивом. Посилання у тексті на рисунки та їх частини мають вигляд (рис. 1), (див. рис. 2. a , b).

4. *Таблиця* відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Якщо таблиць декілька, вони нумеруються. Заголовок таблиці (*Таблиця 1*; *Продовження таблиці 1*; *Таблиця 2*) виконується курсивом і вирівнюється по правому краю). Якщо таблиця має назву, то вона надається з нового рядка прямим шрифтом і центрується над таблицею. Для заголовка та назви таблиці використовується шрифт 11 пт.

5. Текст статті бажано *структурувати* відповідно до вимог ВАК. При наявності структурування між розділами пропускається один рядок. Текст розділу відтворюється безпосередньо за заголовком **одним** розділом. Сторінки альбомної орієнтації виконуються окремим файлом

У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини.

6. Список літератури та його транслітерація надаються *курсивом*, шрифт – 11 пт. Нумерація літератури напівжирним шрифтом.

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ

УДК 517.977.58

Іванов В.Б., д-р техн. наук; Петров К.П., канд. техн. наук; Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

Введение. Рассматривается стационарная линейная квадратичная задача (ЛК-задача) [1] с непрерывным временем...

Анализ литературных источников. Решение поставленной задачи...

Математическая модель. Движение объекта описывается стационарной системой линейных уравнений

$$x = Fx + Gu, x(0) = x_0, \quad (1)$$

где $x - \dots, F - \dots, G - \dots$

Квадратичный критерий качества имеет вид...

Таблица 1
Гамильтонова матрица

| | | | | | | |
|--|--|--|--|--|--|--|
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |



Рис. 4. Схема расположения ... :
а – характеристика ... ; б – зависимость ...

Из рисунка видно.....

Выводы. В результате...

Литература: 1. Сейдж Э.П. *Оптимальное управление системами* / Э.П. Сейдж, И.С. Уайт – М.: Радио и связь, 1982. – 392 с. 2. Ларин В.Б. *Синтез оптимальных линейных систем с обратной связью* / Ларин В.Б., Науменко К.И., Сунцев В.Н. – К.: Наук. думка, 1973. – 151 с. 3. Дубовицкий А.Я. *Задача на экстремум при наличии ограничений* / А.Я. Дубовицкий, А.А. Милютин // *Журнал вычислительной математики и математической физики.* – 1965. – Т.5, №3. – С. 395 – 453.

Bibliography (transliterated): 1. Sejdzh Je.P. *Optimal'noe upravlenie sistemami* / Je.P. Sejdzh, I.S. Uajt – M.: Radio i svjaz', 1982. – 392 s. 2. Larin V.B. *Sintez optimal'nyh linej-nyh sistem s obratnoj svjaz'ju* / Larin V.B., Naumenko K.I., Suncev V.N. – K.: Nauk. dumka, 1973. – 151 s. 3. Dubovickij A.Ja. *Zadacha na jekstremum pri nalichii ograniचे-nij* / A.Ja. Dubovickij, A.A. Miljutin // *Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki.* – 1965. – T.5, №3. – S. 395 – 453.

Иванов В.Б., Петров К.П., Соколова И.С.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ ГАМІЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

За використанням методу простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоною матрицею...

Иванов В.Б., Петров К.П., Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

С использованием метода пространства состояний, приведено решение линейной квадратичной задачи с сингулярной Гамильтоновой матрицей...

Ivanov V.B., Petrov K.P., Sokolova I.S.

A LINEAR QUADRATIC PROBLEM WITH A SINGULAR HAMILTONIAN MATRIX

By using the state-space method, the solution of the linear quadratic problem with a singular Hamiltonian matrix is presented...

СТАТТІ, ЩО ВИКОНАНІ НЕ У ВІДПОВІДНОСТІ ДО НАВЕДЕНИХ ВИМОГ, НЕ РОЗГЛЯДАЮТЬСЯ.

Документи, подані до редакційної колегії, авторам не повертаються.

Редакційна колегія